

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
Malak DAKHLI

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE D'UN CHAUFFE-EAU SOLAIRE À VIDANGE
RÉCUPÉRÉE SOUS LES CONDITIONS MÉTÉOROLOGIQUES NORDIQUES

MONTRÉAL, LE 3 JUILLET 2014



Malak Dakhli, 2014



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. Alain Moreau, codirecteur de mémoire
Laboratoire des technologies de l'énergie d'Hydro-Québec

M. Ambrish Chandra, président du jury
Département de Génie Électrique à l'École de technologie supérieure

M. Stéphan Hallé, 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 19 JUIN 2014

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Papa, maman, je dédie ce mémoire à vous avant tous, à Donia, ma grande sœur et deuxième mère, à une personne unique au monde, Amira, ma petite sœur et ma confidente, à mes meilleures amies Mamia, Sonya et Ghada. Vous êtes loin de mes yeux mais vous étiez toujours là pour me supporter. Mon amour pour vous est sans limite.

À mon mari, Edvinas, qui n'a jamais cessé de m'encourager. Je remercie Dieu de t'avoir dans ma vie. Tu es un trésor !

À mes plus chères amies et soeurettes Fatma, Dorra et Nesrine. Je suis bénie de vous avoir à mes côtés.

À mon directeur de recherche, Daniel Rousse, pour m'avoir donné l'opportunité de faire part de son équipe, d'avoir cru dans le projet et de l'avoir financé.

À mon codirecteur, Alain Moreau, pour son accueil au LTE et ses explications sur leurs installations.

À mes collègues dans la chaire de recherche industrielle t3e, en particulier Guillermo Quesada pour sa gentillesse, ses grandes compétences, ses conseils précieux et sa disponibilité, et Geneviève Pepin pour ses qualités humaines et son attention.

À l'ensemble du personnel de l'École de Technologie Supérieure ; Patrick Sheridan, Serge Plamondon, Michel Drouin, Alain Grimard, Olivier Bouthot, André Guilbert, Luc Castilloux et plusieurs autres qui ont rendu la réalisation de ce projet possible.

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE D'UN CHAUFFE-EAU SOLAIRE À VIDANGE RÉCUPÉRÉE SOUS LES CONDITIONS MÉTÉOROLOGIQUES NORDIQUES

Malak DAKHLI

RÉSUMÉ

Un chauffe-eau solaire domestique (CESD) à vidange récupérée constitué de 4,3 m² de collecteurs thermiques à plan vitré et d'un réservoir de 300 L a été installé et testé à Montréal. Une fois le banc d'essai calibré et installé, les mesures ont montré que la vitesse de recirculation de l'eau dans les tuyaux d'alimentation externe est supérieure à 90 cm/s, le temps nécessaire pour que les collecteurs et la tuyauterie se vidangent est de l'ordre de 90 s, et les pertes thermiques maximales dans la tuyauterie de retour externe représentent 11 % de l'énergie utile des collecteurs. Selon la norme CSA F379, ces résultats prouvent la fiabilité de la protection contre le gel d'un tel appareil. Par la suite, la performance journalière de ce système a été étudiée en vertu d'un protocole qui s'inspire des normes ISO 9459-2 et ASHRAE 95. Des prélèvements journaliers d'eau chaude domestique (ECD) ont été menés au cours de deux journées d'hiver claires et ensoleillées. La température de l'eau dans le réservoir a dépassé 50 °C malgré une température ambiante minimale de -18 °C. En utilisant un échangeur de chaleur ayant une efficacité de 89,4 %, au total, 91 L d'ECD ayant une température comprise entre 40 et 50 °C ont été obtenus. Cette quantité couvre ainsi 52 % de la demande quotidienne en ECD sur une demande journalière de base de 200 L à 40 °C. Un prélèvement nocturne d'ECD a été effectué aussi afin de simuler l'usage tardif de l'ECD. Ainsi, après une journée d'hiver claire et ensoleillée, 140 L d'eau à une température comprise entre 40 et 57 °C a été produite. 67 % de la demande a été ainsi couverte.

Comme le coût est l'un des principaux défis des CESDs, le coût d'un tel système a été comparé au coût d'un CESD référence avec glycol. Il a été constaté que le concept actuel est environ 2 400 \$ moins cher en investissement initial. Ce type d'appareil demeure non rentable en raison du faible coût de l'électricité au Québec. Sa période de retour sur investissement dépasse 25 ans.

En suivant un protocole de réalisation inspiré des normes CSA F379, ISO 9459-2 et ASHRAE 95, cette étude a montré le potentiel du chauffe-eau solaire à vidange récupérée comme solution simple et moins coûteuse qui pourrait substituer les chauffe-eau solaires avec glycol.

Mots-clés : chauffe-eau solaire domestique, gel, surchauffe, glycol, vidange récupérée

EXPERIMENTAL STUDY OF A DRAIN-BACK SOLAR WATER HEATER UNDER NORTHERN CLIMATE CONDITIONS

Malak DAKHLI

ABSTRACT

A drain-back domestic solar water heater (DSWH) consisting of 4.3 m² of flat plate thermal collectors and of 300 L tank has been installed and tested in Montreal. Once the test bench was calibrated and installed, the measurements have shown that the water recirculation velocity in the external supply pipes exceeds 90 cm/s, the maximum collectors and pipes water draining time is around 90 s and the maximum heat losses in the external return pipes is 11 % of the useful collectors energy. According to the CSA F379 standard, these results prove the reliability of freezing protection of such apparatus. Thereafter, the daily performance of this system has been studied under a protocol which is based on ISO 9459-2 and ASHRAE 95 standards. Daily domestic hot water (DHW) withdrawals were conducted during two clear and sunny winter days. The tank water temperature exceeded 50 °C despite a minimum ambient temperature of -18 °C. By using a heat exchanger with an efficiency of 89,4 %, a total of 91 L of DHW having a temperature between 40 and 50 °C have been obtained. This quantity, thus, covers 52 % of the daily load of DHW on a daily basis request of 200 L at 40 °C. Night DHW withdrawal was carried out as well in order to simulate the late usage of DHW. So after a clear and sunny winter day, 140 L at a temperature between 40 and 57 °C was produced. Thus, 67 % of the demand was covered.

Since the cost is one of the main challenges of DSWHs, the cost of such system has been compared to the cost of a reference glycol DSWH. It has been found that the present concept involves a 2 400 \$ cheaper initial investment. Nevertheless, this type of apparatus remains non-cost effective because of the low electricity cost in Quebec. Its payback time exceeds 25 years

By following a realization protocol inspired from CSA F379, ISO 9459-2 and ASHRAE 95 standards, this study showed the potential of the drain-back solar water heater as simpler and less expensive solution that could replace glycol solar water heaters.

Keywords: domestic solar water heater, freezing, overheating, glycol, drain-back

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 ÉTAT DE L'ART SUR LES CHAUFFE-EAU SOLAIRES VIDANGEABLES.....	7
1.1 Études expérimentales réalisées.....	7
1.2 Études numériques réalisées	18
1.3 Études théoriques réalisées	22
1.3.1 Études techniques.....	22
1.3.2 Études économiques.....	24
1.4 Différentes classifications.....	25
1.5 Les CESDs vidangeables dans le marché canadien.....	26
1.5.1 Le CESD vidangeable Solcan.....	26
1.5.2 Le CESD vidangeable MD Energy Solutions.....	27
1.5.3 Le CESD vidangeable Solaris.....	29
1.5.4 Le CESD vidangeable Globe Solar Energy	30
1.6 Conclusion du chapitre	31
CHAPITRE 2 BANC D'ESSAIS.....	33
2.1 Choix du système d'essais	33
2.2 Description du montage des composants du système.....	33
2.2.1 Circuit solaire primaire	34
2.2.1.1 Collecteurs	34
2.2.1.2 Réservoir de stockage	35
2.2.1.3 Soupape de détente	37
2.2.1.4 Pompe	37
2.2.1.5 Tuyauterie de raccordement.....	37
2.2.2 Circuit solaire secondaire.....	37
2.2.2.1 Échangeur de chaleur.....	38
2.2.2.2 Mitigeur thermostatique.....	38
2.2.1 Contrôleur	38
2.3 Description des conditions climatiques	39
2.4 Description de la mise en service du système.....	40
2.5 Conclusion du chapitre	42
CHAPITRE 3 PROCÉDURE EXPÉRIMENTALE.....	43
3.1 Classification des procédures.....	44
3.2 Essais de protection contre le gel.....	45
3.3 Essais de performance.....	46
3.3.1 Avec plusieurs soutirages d'eau chaude pendant la journée.....	46
3.3.2 Avec un seul soutirage d'eau chaude pendant la nuit.....	47

3.4	Conclusion du chapitre	49
CHAPITRE 4 RESULTATS		51
4.1	Analyse de la protection contre le gel.....	51
4.2	Analyse des performances journalières	63
4.2.1	Comportement du circuit solaire primaire	63
4.2.1.1	Stratification thermique du réservoir	63
4.2.1.1	Pertes thermiques nocturnes	65
4.2.1.2	Pertes thermiques pour une journée nuageuse.....	68
4.2.1.3	Rendement des collecteurs.....	71
4.2.2	Comportement du système.....	73
4.2.2.1	Lors des soutirages journaliers.....	74
4.2.2.2	Lors du soutirage nocturne.....	84
4.2.3	Bilan énergétique	88
4.3	Conclusion du chapitre	92
CHAPITRE 5 ANALYSE ÉCONOMIQUE ET IMPACT ENVIRONNEMENTAL		93
5.1	Potentiel économique maximal pour l'eau chaude domestique.....	93
5.1.1	Potentiel économique du remplacement du chauffage électrique.....	94
5.1.2	Potentiel économique du remplacement du chauffage au mazout.....	94
5.1.3	Potentiel économique du remplacement du chauffage au gaz naturel.....	94
5.1.4	Rentabilité.....	95
5.2	Potentiel solaire maximal théorique.....	95
5.3	Chauffe-eau solaires : auto-vidangeables versus avec glycol.....	96
5.4	Etude de cas : Chauffe-eau solaires installés aux îles de la Madeleine	98
5.4.1	Intégration au chauffage électrique.....	99
5.4.2	Intégration au chauffage au mazout.....	101
5.4.3	Impact environnemental.....	102
5.5	Conclusion du chapitre	103
CONCLUSION.....		105
RECOMMANDATIONS		107
ANNEXE I	ARTICLE SCIENTIFIQUE	109
ANNEXE II	CHAUFFE-EAU SOLAIRES : GÉNÉRALITÉS	111
ANNEXE III	NORMES, STANDARDS ET INSTRUMENTATION.....	113
ANNEXE IV	CHAÎNE D'ACQUISITION	121
ANNEXE V	INTERFACE D'ACQUISITION.....	123
ANNEXE VI	DONNÉES DES ESSAIS DE PROTECTION CONTRE LE GEL	127
ANNEXE VII	DONNÉES DES ESSAIS DE PERFORMANCE	129

ANNEXE VIII CALCUL DE L'INCERTITUDE DE MESURE131
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....135

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1	Récapitulatif des systèmes solaires vidangeables commercialisés au Canada.....31
Tableau 2.1	Réglage de la température de l'eau chaude solaire domestique38
Tableau 3.1	Conditions de test selon CSA47
Tableau 4.1	Propriétés thermo-physiques de l'air utilisées dans le calcul du coefficient de transfert thermique convectif60
Tableau 5.1	Coût d'un chauffe-eau solaire auto-vidangeable versus coût d'un chauffe-eau solaire avec glycol96

LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 1.1	Système de protection automatique contre le gel dans un chauffe-eau solaire.....	8
Figure 1.2	Chauffe-eau solaire pressurisé à boucle fermée, vidangeable sans vannes	10
Figure 1.3	Système de chauffage solaire vidangeable à réservoir à double paroi.....	10
Figure 1.4	Système vidangeable industriel installé aux Pays-Bas, projet Van Melle (288 collecteurs à plan vitré, 24 rangées, 26 000 MJ/jour).....	14
Figure 1.5	Système solaire vidangeable direct avec conduit de drainage.....	16
Figure 1.6	Système solaire vidangeable indirect avec conduit de drainage.....	16
Figure 1.7	Vue de côté du réservoir de drainage et de l'échangeur de chaleur du chauffe-eau solaire vidangeable.....	17
Figure 1.8	Modèle schématique du système vidangeable à collecteurs non-vitré.....	21
Figure 1.9	Chauffe-eau solaire vidangeable Solcan.....	27
Figure 1.10	Chauffe-eau solaire vidangeable All-In-One.....	28
Figure 1.11	Chauffe-eau solaire vidangeable IDB.....	28
Figure 1.12	Chauffe-eau solaire vidangeable Solaris.....	29
Figure 1.13	Chauffe-eau solaire vidangeable Globe Solar Energy Sp-25.....	30
Figure 2.1	Angle de drainage des collecteurs et de la tuyauterie : A) Tubulure inclinée seulement; B) Système complet incliné.....	35
Figure 2.2	Différents éléments intégrés dans le réservoir All In One.....	36
Figure 2.3	Ensoleillement global quotidien moyen sur une base annuelle (MJ/m ²) pour une surface orientée vers le sud avec inclinaison = latitude + 15°.....	39
Figure 2.4	Réservoir du système auto-vidangeable installé dans HélioLAB à l'ETS41	
Figure 2.5	Collecteurs solaires thermiques du système auto-vidangeable installés sur le toit de HélioLAB à l'ETS.....	42

Figure 3.1	Classification des Chauffe-Eau Solaires d'Usage Ménager (CESUM) pour les essais selon la norme CSA F379	44
Figure 3.2	Procédure de l'essai de performance avec plusieurs soutirages d'eau chaude	48
Figure 4.1	Variation de la radiation solaire totale horizontale et de la radiation solaire incidente sur les collecteurs lors de l'essai de protection contre le gel.....	52
Figure 4.2	Variation des températures de contrôle de fonctionnement du système lors de l'essai de protection contre le gel.....	52
Figure 4.3	Variation du débit d'eau à l'entrée des collecteurs lors de l'essai de protection contre le gel.....	53
Figure 4.4	Variation de la température au travers des collecteurs lors de l'essai de protection contre le gel.....	55
Figure 4.5	Variation de la puissance thermique délivrée par les collecteurs	56
Figure 4.6	Bilan des résistances thermiques dans la tuyauterie exposée	57
Figure 4.7	Variation de la température de la tuyauterie de retour et de la température ambiante lors de l'essai de protection contre le gel	58
Figure 4.8	Variation des pertes thermiques dans la tuyauterie de retour exposée lors de l'essai de protection contre le gel.....	61
Figure 4.9	Variation de la différence de température $T_{\text{pipe}} - T_{\text{amb}}$ en fonction du temps, lors de l'essai de protection contre le gel	62
Figure 4.10	Variation de la température représentative de l'eau dans le réservoir lors de l'essai de protection contre le gel.....	62
Figure 4.11	Stratification du réservoir lors du fonctionnement du système	64
Figure 4.12	Stratification du réservoir entre le dernier arrêt de la pompe le 26 février 2014 et son premier redémarrage le 27 février 2014.....	65
Figure 4.13	Baisse de la température de l'eau dans le réservoir de 6 p.m jusqu'à 6 a.m pour différentes températures initiales de l'eau	67
Figure 4.14	Perte nocturne dans le réservoir de 6 p.m jusqu'à 6 a.m pour différentes températures initiales de l'eau	68
Figure 4.15	Variation de la radiation solaire pendant une journée nuageuse.....	69

Figure 4.16	Variation des différentes températures mesurées dans le chauffe-eau solaire pendant une journée nuageuse.....	70
Figure 4.17	Rendement net des collecteurs lorsqu'aucun soutirage d'eau chaude n'a été effectué, le 26 et 27 février 2014	72
Figure 4.18	Variation journalière de la température du réservoir avant, au long et après les prélèvements d'eau chaude	75
Figure 4.19	Profils des températures de l'eau chaude soutirée, de l'eau de la ville, en haut et en bas du réservoir en fonction du temps	76
Figure 4.20	Variation de la radiation solaire lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages d'eau chaude.....	77
Figure 4.21	Variation de débit d'eau à l'entrée des collecteurs lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages d'eau chaude	78
Figure 4.22	Variation des températures mesurée lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages d'eau chaude	78
Figure 4.23	Variation des températures de contrôle lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages d'eau chaude	79
Figure 4.24	Rendement horaire des collecteurs lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages d'eau chaude	81
Figure 4.25	Rendement net des collecteurs lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages d'eau chaude.....	81
Figure 4.26	Variation de la radiation solaire lors de l'essai de performance avec un soutirage nocturne d'eau chaude.....	85
Figure 4.27	Variation des températures de contrôle et celle ambiante lors de l'essai de performance avec un soutirage nocturne d'eau chaude	85
Figure 4.28	Variation des températures mesurées lors de l'essai de performance avec un soutirage nocturne d'eau chaude	86
Figure 4.29	Rendement horaire des collecteurs lors de l'essai de performance avec un soutirage nocturne d'eau chaude	87
Figure 4.30	Rendement net des collecteurs lors de l'essai de performance avec un soutirage nocturne d'eau chaude.....	87
Figure 4.31	Bilan énergétique journalier lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages journaliers, le 25 février 2014	89

Figure 4.32	Bilan énergétique journalier lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages journaliers, le 28 février 2014	89
Figure 4.33	Bilan énergétique journalier lors de l'essai de performance avec un soutirage nocturne, le 24 Mars 2014.....	90
Figure 5.1	Valeur actuelle nette de l'intégration du chauffe-eau solaire auto-vidangeable dans le mode de chauffage d'eau électrique (Celec = 0,43 \$/kWh; i = 7 %; d = 5,2 %)	100
Figure 5.2	Valeur ajoutée nette de l'intégration du chauffe-eau solaire auto-vidangeable dans le mode de chauffage au mazout (Cfuel = 1,197 \$/L; i = 7 %; d = 5,2 %).....	102

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CES	Chauffe-Eau Solaire
CESD	Chauffe-Eau Solaire Domestique
CESUM	Chauffe-Eau Solaire Usage Ménager
CSA	Canadian Standards Association
DHW	Domestic Hot Water
DSWH	Domestic Solar Water Heater
ECD	Eau Chaude Domestique
HP	Horse Power
ISO	International Organization for Standardization
MEMS	Micro-Electro-Mechanical Systems
RTD	Resistance Temperature Detector
SRCC	Solar Rating and Certification Corporation
TC	Thermocouple
TDC	Temperature Difference Controller
TRNSYS	TRaNsient SYstem Simulation Tool
USG	United States Gallon
VFS	Vortex Flow Sensor

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

A_g	Superficie brute des collecteurs	m^2
$A_{NoSolar}$	Économie réalisée pendant la première année	\$/an
A_{pipe}	Surface de la tuyauterie	m^2
C	Constante empirique	-
C_{CH4}	Coefficient d'émission de méthane	g/L
C_{CO2}	Coefficient d'émission de dioxyde de carbone	g/L
C_{elec}	Coût moyen unitaire de l'électricité	\$/kWh
C_{elec1}	Coût moyen unitaire de production de l'électricité	\$/kWh
$C_{elec,an}$	Coût annuel de l'électricité consommée	\$/an
$C_{elec,an1}$	Coût annuel de chauffage électrique de l'eau	\$/an
C_{fuel}	Coût moyen unitaire du mazout	\$/L
$C_{fuel,an}$	Coût annuel du mazout consommé	\$/an
C_{gas}	Coût moyen unitaire du gaz naturel	\$/m ³
$C_{gas,an}$	Coût annuel du gaz naturel consommé	\$/an
C_{N2O}	Coefficient d'émission d'oxyde nitreux	g/L
$C_{NoSolar}$	Coût annuel de chauffage de l'eau	\$/an
$C_{p,air}$	Chaleur spécifique de l'air	kJ/kg.K
$C_{p,w}$	Chaleur spécifique de l'eau	kJ/kg.K
d	Taux d'actualisation	%
D	Diamètre d'un tube sous-vide	m
$D3$	Diamètre de la tuyauterie	m
E_{aux}	Énergie auxiliaire	kJ
E_{dayOFF}	Pertes thermiques dans le réservoir pendant 24 heures pour une journée où la récupération de l'énergie solaire est nulle	kJ
E_{Load}	Charge journalière d'eau chaude	kJ
$E_{Load,an}$	Énergie annuelle nécessaire pour produire 200 L d'eau chaude domestique à 40 °C	kJ
E_{NET}	Énergie solaire journalière nette	kJ
$E_{net'}$	Énergie nette récupérée dans le réservoir	kJ
$E_{nightOFF}$	Pertes nocturnes dans le réservoir	kJ
E_{PAR}	Consommation électrique journalière de la pompe et du système de commande	kWh
$E_{previous_day}$	Énergie récupérée dans le réservoir pendant la journée précédente	kJ
E_{res}	Réserve d'énergie dans le réservoir à la fin du test	kJ
E_S	Énergie solaire délivrée au réservoir	kJ
E_t	Énergie solaire incidente	kJ
E_{uColl}	Énergie utile des collecteurs	kJ
F_r	Facteur d'extraction de chaleur du collecteur	-
g	Accélération de pesanteur	m/s ²
G	Radiation solaire totale horizontale	W/m ²
G_t	Radiation solaire incidente sur la superficie des collecteurs	W/m ²

h_1	Coefficient de convection à l'intérieur de la tuyauterie	W/m ² .K
h_3	Coefficient de convection à l'extérieur de la tuyauterie	W/m ² .K
i	Taux d'inflation	%
j	Indice	-
k	Conductivité thermique	W/m.K
k_{air}	Conductivité thermique de l'air	W/m.K
k_{cu}	Conductivité thermique du cuivre	W/m.K
K_{eff}	Modificateur d'angle d'incidence	-
k_{isol}	Conductivité thermique de l'isolant	W/m.K
l	Longueur d'un tube sous-vide	m
L	Longueur de la tuyauterie de retour exposée à l'extérieur	m
m	Masse	kg
$m_{O_2/CH_4/N_2O}$	Quantité annuelle émise de gaz à effet de serre lors du chauffage quotidien de 200 L d'eau à 40 °C	kg
m_{outHX}	Masse d'eau obtenue à la sortie de l'échangeur de chaleur	kg
m_{tank}	Masse d'eau contenue dans le réservoir	kg
$\dot{m} \times C_p$	Débit capacitif	W/K
\dot{m}_{Coll}	Débit massique d'eau à l'entrée des collecteurs	kg/min
$\dot{m}_{HotWater}$	Débit massique d'eau chaude journalière	kg/jour
\dot{m}_{recir}	Débit d'eau à l'entrée des collecteurs lors de la recirculation	L/min
n	Constante empirique	-
N	Nombre des soutirages	-
n_i	Incidence normale	-
NPV	Valeur actuelle nette	\$
$NPV1$	Valeur actuelle nette lorsqu'on intègre le chauffage solaire d'eau domestique dans le chauffage électrique	\$
$NPV2$	Valeur actuelle nette lorsqu'on intègre le chauffage solaire d'eau domestique aux fournaies au mazout	\$
Nu_{D3}	Nombre de Nusselt	-
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	MJ/L
Pr	Nombre de Prandlt évalué à la température ambiante	-
Pr_s	Nombre de Prandlt évalué à la température de surface	-
$PW_{NoSolar}$	Valeur actuelle du paiement à effectuer sur une durée de 25 ans	\$
$PW_{NoSolar1}$	Valeur actuelle du paiement à effectuer pour le chauffage électrique d'eau sur une durée de 25 ans	\$
$PW_{NoSolar2}$	Valeur actuelle du paiement à effectuer pour le chauffage au mazout d'eau sur une durée de 25 ans	\$
PW_{Solar}	Valeur actuelle du paiement à effectuer pour le chauffage solaire d'eau sur une durée de 25 ans	\$
Q_{pipe}	Pertes thermiques au niveau de la tuyauterie de retour vers le réservoir	W
Q_{uColl}	Puissance thermique utile délivrée par les collecteurs	W
r_1	Rayon interne de la tuyauterie	m

r_2	Rayon externe de la tuyauterie	m
r_3	Rayon externe de l'isolant	M
Re_{D3}	Nombre de Reynolds	-
r_i	Rayon interne du tube sous-vide	m
r_o	Rayon externe du tube sous-vide	m
S_f	Taux de couverture solaire	%
T_0	Température initiale du tube sous-vide	°C
T_{amb}	Température ambiante à l'extérieur	°C
$T_{bottomTk}$	Température dans un puits sec au fond du réservoir	°C
t_{drain}	Durée nécessaire pour la vidange des collecteurs et de la tuyauterie	s
T_{inColl}	Température de l'eau à l'entrée des collecteurs	°C
$t_{initial_Level}$	Heure enregistrée lorsque l'eau dans le réservoir est retournée à son niveau initial avant le démarrage du système	h:min
T_{inPipe}	Température de la surface interne de la tuyauterie	°C
T_{isol}	Température de la surface externe de l'isolant	°C
T_{local}	Température à l'intérieur du laboratoire,	°C
T_{main}	Température de l'eau de la ville à l'entrée de l'échangeur de chaleur,	°C
$T_{outColl}$	Température de l'absorbeur près de la sortie des collecteurs	°C
T_{outHX}	Température de l'eau à la sortie de l'échangeur de chaleur	°C
$T_{OutPipe}$	Température de la surface externe de la tuyauterie	°C
T_{pipe}	Température moyenne de la tuyauterie de retour exposée à l'extérieur	°C
$t_{PumpOFF}$	Heure enregistrée lorsque la pompe est arrêtée	h:min
T_{set}	Température consigne de l'eau chaude domestique	°C
T_{topTk}	Température de l'air dans un puits sec au top du réservoir	°C
T_{tube}	Température du tube sous-vide	°C
$t_{water\ heating}$	Durée de fonctionnement du système	s
$t_{water\ \&\ air\ heating}$	Durée mise par les collecteurs pour atteindre la température de démarrage de la pompe	s
$T_{waterPipe}$	Température de l'eau dans la tuyauterie	°C
$T_{waterTk}$	Température de l'eau au milieu du réservoir	°C
$T_{waterTk1}$	Température initiale représentative de la température de l'eau dans le réservoir à 00h01	°C
$T_{waterTk2}$	Température finale représentative de la température de l'eau dans le réservoir à 23h59	°C
$T_{waterTk_end1}$	Température représentative de l'eau dans le réservoir après le dernier arrêt du système	°C
$T_{waterTk_start1}$	Température représentative de l'eau dans le réservoir avant le premier démarrage du système lors du jour 1	°C
$T_{waterTk_start2}$	Température représentative de l'eau dans le réservoir avant le premier démarrage du système lors du jour 2	°C
U_l	Coefficient de déperditions thermiques	W/m ² .K

v	Vitesse moyenne du fluide dans le tube	m/s
v_{air}	Vitesse de l'air	m/s
V_{outHX}	Volume de l'eau soutiré	L
v_{recir}	Vitesse de recirculation d'eau dans cette tuyauterie	cm/s
\dot{v}_{Coll}	Débit volumique de l'eau dans les collecteurs	L/min
WL	Niveau d'eau dans le réservoir	hz

Lettres grecques :

ε	efficacité moyenne	%
ε_{HX}	efficacité moyenne de l'échangeur de chaleur	%
λ	coefficient de perte de charge	-
η_{Coll}	rendement du collecteur	%
$\eta_{Coll i}$	rendement instantané des collecteurs	%
$\eta_{Coll h}$	rendement horaire des collecteurs	%
$\eta_{Coll d}$	rendement journalier des collecteurs	%
$\eta_{Coll net}$	rendement net des collecteurs	%
η_{global}	rendement global du chauffe-eau solaire	%
ρ	masse volumique du fluide	kg/m ³
ρ_{air}	masse volumique de l'air	kg/m ³
ρ_w	masse volumique de l'eau	kg/m ³
$\tau\alpha$	produit transmittance-absorptance	-
μ_{air}	viscosité dynamique de l'air	N.s/m ²
$\Delta T_{decrease}$	baisse de la température de l'eau dans le réservoir	°C
Δh	perte de charge	m
Δp	perte de pression	Pa

INTRODUCTION

Depuis l'antiquité, le pétrole, le gaz naturel, le charbon et plusieurs autres énergies dites fossiles, ont été considérées comme sources d'énergie pour le besoin de l'Homme. Malgré leur extraction difficile et coûteuse et les effets destructifs de leur exploitation sur la planète, la consommation de ces sources d'énergie non-renouvelables s'est accrue continuellement du 18^{ème} au 20^{ème} siècle à cause de la révolution industrielle. Cette industrialisation, propagée dans le monde, accélère l'épuisement de ces sources d'énergie. Sachant aussi que cette richesse non-renouvelable est centralisée, c'est-à-dire qu'elle n'est pas répartie uniformément sur la Terre, elle a été et elle est encore une cause de conflits politiques entre les nations qui veulent s'en procurer.

Pour cette raison et parce que la combustion de ces ressources provoque une augmentation de la température de la surface de la terre, l'être humain a commencé à exploiter d'autres sources d'énergie telles que les chutes d'eau, le vent, le soleil, les geysers, la biomasse, etc. Ces énergies dites renouvelables, sont devenues une source de sécurité en permettant d'éviter les conflits politiques liés aux intérêts énergétiques divergents surtout là où elles sont substituées aux énergies fossiles, favorisant ainsi l'indépendance énergétique des nations (Wikipedia, 2013a)

Vu leurs portées, la transition vers ces énergies renouvelables est devenue, de nos jours, un défi pour plusieurs pays dans le monde (Lazarte, 2013). La situation géographique du Québec lui confère un avantage intéressant quant à ses ressources hydrauliques et il a su en tirer profit. Ainsi, près de 98 % de son électricité provient non seulement d'une source d'énergie dite renouvelable mais elle est aussi produite à un très bas coût (Hydro-Quebec, 2013).

Dans ce contexte, y a-t-il un marché pour l'adoption de technologies alternatives au Québec? Avant de parler des marchés et applications qui peuvent être profitables à partir des sources d'énergies renouvelables autres que l'hydraulique au Québec, il est important de s'ouvrir sur

ce qui se fait dans le monde en termes d'avancement technologique indépendamment du degré d'importance des apports que ces technologies pourraient avoir à l'échelle nationale. Cette ouverture ne se limite pas à mettre le pays d'actualité par rapport au progrès en énergie renouvelable. Elle fait naître des révolutions technologiques dont les motivations sont le progrès et la compétition. Et quant aux fruits de ces révolutions, ils ne servent pas nécessairement qu'à l'échelle nationale, le Québec dans ce cas, mais plutôt ils peuvent se focaliser principalement sur les besoins à l'échelle internationale. Juste la connaissance acquise en elle-même est une motivation pour explorer ces énergies renouvelables, autres que l'hydraulique, au Québec. « Chaque nouveau développement commence à partir de quelque chose d'autre. Il ne sort pas d'un ciel bleu. Vous vous servez de ce qui est déjà entré dans l'esprit C'est la vraie raison de l'accumulation de connaissances. » (Crawford, 1954).

En ce qui concerne maintenant les marchés où ces énergies renouvelables auraient la possibilité d'être intégrées, on peut fouiller dans l'état des lieux des deux secteurs résidentiel et industriel puisqu'ils sont majoritaires dans la consommation énergétique au Québec.

Le 16 Janvier 2009, Hydro-Québec a enregistré une pointe de consommation historique de 37 230 mégawatts. Deux ans plus tard, le 24 janvier 2011, la pointe atteint un nouveau record de 38 200 mégawatts (Hydro-Québec, 2012). « Hydro-Québec lance alors un appel à la population pour qu'elle réduise sa consommation pendant les heures de pointe, soit entre 6 h et 9 h, afin de lui donner une marge de manœuvre additionnelle » (Rochette, 2011). Deux jours plus tard 39 100 mégawatts ont été enregistrés.

La tendance d'avoir des maisons de plus en plus grandes, d'utiliser un nombre d'appareils électriques de plus en plus élevé et d'utiliser l'électricité pour le chauffage des locaux sont des facteurs importants qui font en sorte que cette pointe de consommation continue à s'élever. On se trouve ainsi face à l'opportunité et la pertinence de rechercher des technologies complémentaires applicables pour diminuer ces pointes de consommation hivernale. Sachant qu'il est estimé que 77 % des ménages québécois utilisent l'électricité comme principale source d'énergie pour le chauffage et que plus de 90 % s'en servent pour

la production d'eau chaude (Hydro-Quebec, 2009), les systèmes solaires thermiques pourraient avoir une contribution intéressante pour diminuer la pointe et la consommation électrique. En ce qui concerne la pointe, certains avancent la question du déphasage entre la disponibilité limitée de l'énergie solaire lors des périodes de pointe. En effet, celles-ci surviennent, dans le cas particulier du Québec, en matinée et en soirée, soit deux périodes où la ressource solaire est inexistante en hiver. Pourtant, grâce à leur capacité de stockage importante, les systèmes solaires thermiques, qui seront désignés « chauffe-eau solaires » tout au long de ce rapport, offrent une plus grande flexibilité pour gérer la demande d'électricité par rapport aux chauffe-eau électriques. En effet, les chauffe-eau solaires peuvent stocker de l'énergie supplémentaire pour répondre à la demande lorsqu'il le faut, même si l'alimentation électrique des éléments de chauffage est éteinte (Laurencelle, 2012).

Ajoutons à ce qui précède que les chauffe-eau solaires thermiques peuvent notamment être envisagés pour satisfaire d'autres besoins comme ceux associés aux réseaux décentralisés. Par exemple, on pourrait alimenter en eau chaude et en chauffage d'espace des chalets qui se trouvent en milieux éloignés où le réseau Hydro-Québec n'est pas facilement accessible, ou encore en des milieux insulaires tels que les Iles de la Madeleine.

L'exemple de Drake Landing Solar Community à Okotoks en Alberta, prouve le potentiel des chauffe-eau solaires avec stockage saisonnier. En effet, l'énergie solaire récupérée par 2 293 m² de collecteurs à plan vitré est emmagasinée soit dans un stockage thermique à long terme de 34 000 m³ au sous sol pour un usage saisonnier, soit dans un stockage thermique à court terme de 240 m³ permettant ainsi de couvrir jusqu'à 97 % des besoins énergétiques en chauffage et en eau chaude de cette communauté qui se situe dans une zone climatique nordique (Sibbitt et al., 2012).

Comme toute technologie, ces chauffe-eau solaires thermiques possèdent également certains inconvénients. Dans le cas de cette technologie, la problématique fonctionnelle réside essentiellement dans le gel du fluide caloporteur qui circule dans le collecteur pendant l'hiver. En effet, dans les pays froids, un problème majeur associé avec les systèmes solaires

thermiques implique la nécessité de protéger les collecteurs solaires contre le froid extrême quand le fluide les traversant est susceptible de geler dans le recouvrement, à moins que des mesures préventives soient prises. L'une de ces mesures préventives est l'ajout d'antigel, souvent du glycol, au fluide circulant dans les collecteurs. Cependant, cet antigel est toxique, coûteux et il réduit les performances du système. D'autre part, l'exposition à la chaleur peut, au cours d'une période de temps, provoquer la détérioration du fluide antigel et le rendre corrosif ce qui introduit des endommagements résultants dans la tuyauterie du système solaire et par la suite un entretien obligatoire. Ces coûts supplémentaires durant la vie utile des systèmes réduisent la rentabilité du chauffe-eau solaire.

« L'utilisation en boucle fermée de l'eau comme fluide caloporteur, couplé à de l'auto-vidange, est-il préférable au glycol, compte tenu que cela pourrait simplifier le système et le rendre moins onéreux ? » s'interrogent Moreau et Laurencelle dans leur rapport final du « Projet pilote chauffe-eau solaires domestiques installés au Québec » réalisé par le Laboratoire des Technologies de l'Énergie (Alain Moreau, 2012).

Dans ce contexte, l'objectif de ce projet consiste à tester un système solaire vidangeable. Cette technologie est censée éviter à la fois, l'utilisation coûteuse de glycol comme fluide antigel et plusieurs composants qui existent dans un système solaire thermique typique, d'où potentiellement une meilleure rentabilité économique. Un tel système solaire thermique appelé vidangeable, fut l'objet de ce travail. Plus spécifiquement, l'objectif principal de cette recherche sera de vérifier la capacité des systèmes vidangeables à surmonter le problème de gel dans les conditions climatiques du Québec et d'évaluer leur performance. Ceci en réalisant des tests expérimentaux sur un système à vidange récupérée qui sera installé sur le toit de l'École de Technologie Supérieure. La protection contre la surchauffe, quant à elle, ne fera pas partie de ce travail vu que ce dernier prend fin avant l'été.

Puisque la réduction du coût des systèmes solaires thermiques est l'un des buts essentiels qui résident derrière la technologie des chauffe-eau solaires à vidange récupérée, une

comparaison de la rentabilité économique du système à vidange récupérée et d'un système solaire pressurisé avec glycol sera mise en évidence dans cette étude.

Le projet présent s'inscrit dans la recherche des solutions techniques pour abaisser les coûts d'investissement, d'installation et de maintenance de cette technologie tout en amenant des solutions aux problèmes de fonctionnalité; gel et surchauffe et en maintenant les meilleures performances. Les grandes lignes du travail sont organisées comme suit :

Chapitre 1 : présente une revue de littérature sur le développement des systèmes solaires thermiques à vidange récupérée depuis leur apparition, tout en citant les références les plus importantes.

Chapitre 2 : décrit le système à vidange récupérée choisi pour l'expérimentation, les étapes de son installation sur le toit de l'École de Technologie Supérieure à Montréal, son mode de fonctionnement ainsi que le cadre général des conditions climatiques sous lesquelles le système a été testé dans ce travail.

Chapitre 3 : explique la procédure suivie pour tester le système et identifie les mesures prises pendant les périodes d'essais par la chaîne d'acquisition de données qui a été établie. C'est la partie la plus originale du travail effectué.

Chapitre 4 : analyse les données récoltées lors des essais afin de valider la fiabilité du système vis-à-vis sa résistance au gel et afin d'évaluer ses performances.

Chapitre 5 : présente des éléments d'analyse économique et d'autres ayant trait à l'impact environnemental des CESDs à vidange récupérée.

On clôture le mémoire par une conclusion et un ensemble de recommandations qui serviront à améliorer et promouvoir les chauffe-eau solaires à vidange récupérée.

CHAPITRE 1

ÉTAT DE L'ART SUR LES CHAUFFE-EAU SOLAIRES VIDANGEABLES

Il est important d'explorer l'évolution des chauffe-eau solaires vidangeables depuis leur apparition ; expérimentalement, numériquement et théoriquement, d'avoir une idée sur les différentes classifications de ces systèmes dans les œuvres de littérature ainsi que d'étudier leur production dans le marché canadien.

1.1 Études expérimentales réalisées

En 1960, un regain d'intérêt pour le chauffage solaire a eu lieu en Amérique du Nord, mais surtout après la crise pétrolière de 1973 (Wikipedia, 2013b). Plusieurs recherches ont été entreprises dans le but d'obtenir l'indépendance énergétique. Différentes configurations de systèmes solaires thermiques ou encore de chauffe-eau solaires ont émergées de ces recherches. Plus de détails sur ces configurations sont présentés dans l'Annexe II.

Un chauffe-eau solaire inclut généralement un collecteur exposé aux radiations du soleil, un réservoir et une pompe qui maintient l'écoulement de l'eau, qui agit ici comme fluide caloporteur, du réservoir vers le collecteur et vice versa. Face aux problèmes rencontrés dans ces systèmes et qui consistaient surtout en gel et en surchauffe du fluide caloporteur, et vu que l'utilisation d'antigel posait encore plus de contraintes, des recherches ont été faites pour trouver des solutions. Une mesure préventive contre le gel suggérée dans l'art antérieur (Schlesinger, 1976) a été d'activer la pompe tout en ouvrant la vanne de manière que seule une petite quantité d'eau puisse circuler à travers le collecteur, suffisamment pour maintenir l'écoulement de l'eau dans le collecteur en utilisant l'énergie encore stockée dans le réservoir. Au moment où la température du réservoir tombe à des niveaux dangereusement bas, en dépit de la faible circulation, une vanne de décharge est ouverte pour vider le collecteur, et le réservoir peut être chauffé électriquement. Pendant les périodes chaudes, lorsque la température du réservoir s'approche de la température d'ébullition, la circulation

est complètement arrêtée en désactivant la pompe comme mesure préventive contre la surchauffe.

L'idée a été améliorée un an plus tard (Paul W. Cronin et al., 1977). La faible circulation et le chauffage électrique de l'eau ont été jugés comme des pertes non nécessaires. Une sonde a alors été installée à l'intérieur du collecteur pour surveiller la température de l'eau, et à chaque fois que cette dernière se rapproche du point de congélation, la sonde actionne automatiquement une électrovanne pour évacuer rapidement l'eau du collecteur. Au point plus haut du système, une soupape casse-vide permet à l'air de pénétrer dans les conduites d'eau pour faciliter l'évacuation ou la vidange. La Figure 1.1 montre les différentes parties de ce système.

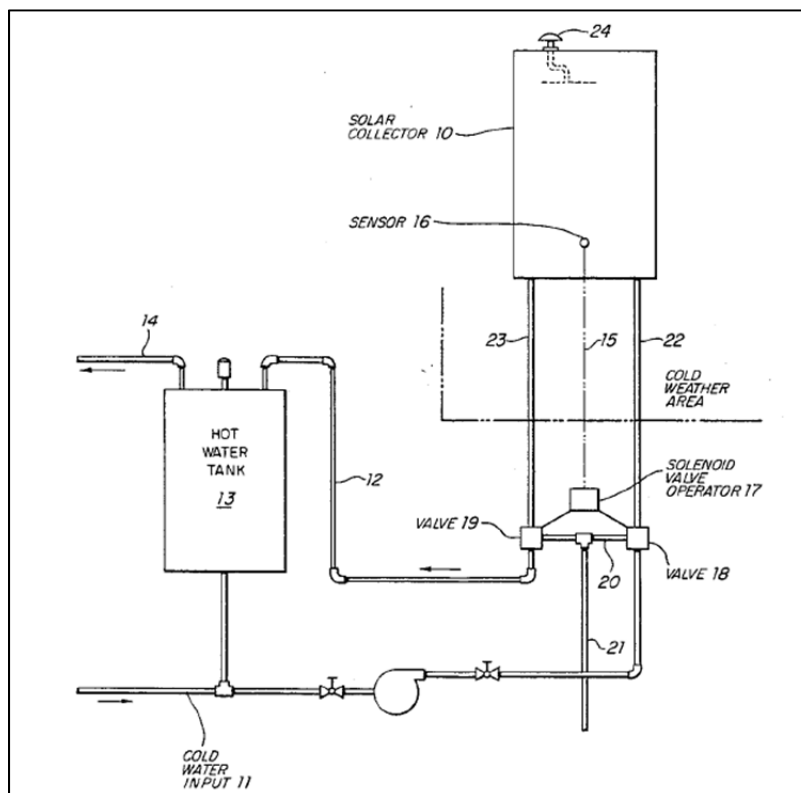


Figure 1.1 Système de protection automatique contre le gel dans un chauffe-eau solaire
Paul W. Cronin et al., 1977

Lorsque la température à l'intérieur du collecteur (10) augmente à un niveau de sécurité prédéterminé, la sonde (16) actionne de nouveau l'électrovanne (17) pour remplir le collecteur avec l'eau de la ville (11).

Tandis que le système divulgué par Cronin et al., emploie des vannes à commande mécanique pour lancer le drainage et une soupape casse-vide pour aspirer l'air de l'extérieur, Embree (Embree, 1981) a développé un système de chauffage solaire pressurisé à boucle fermée, qui ne contient pas de pièces mécaniques en mouvement autre que la pompe de circulation. Comme indiqué sur la Figure 1.2, ce système contient des canalisations reliant le collecteur à des ouvertures supérieure et inférieure d'un réservoir de vidange qui est initialement rempli d'eau jusqu'à un niveau h_1 . Ce réservoir contient un tube interne s'étendant de l'ouverture supérieure jusqu'au niveau h_4 , en dessous du niveau d'opération h_2 . La vidange commence automatiquement lors de la désactivation de la pompe, après quoi l'air dans la partie supérieure du réservoir de vidange pénètre dans un orifice dans le tube interne afin de rompre le vide existant dans le trajet de retour de l'eau à partir du collecteur. Le tube interne, étant entouré coaxialement par un second tube (pas montré dans la figure) qui capture tout flux de déversement émis de l'orifice, assure un fonctionnement silencieux pendant que la pompe est remise sous tension. La chaleur dans une telle configuration de chauffe-eau solaire vidangeable est récupérée dans un deuxième réservoir par biais d'un échangeur de chaleur.

Afin d'éviter l'utilisation des deux réservoirs séparés et l'échangeur de chaleur, une nouvelle amélioration a été apportée par Grunes et Morrison (Grunes et Morrison, 1983) ultérieurement à ce niveau. L'invention a consisté à intégrer le réservoir de stockage de l'eau chaude coaxialement dans le réservoir du fluide caloporteur comme le montre la Figure 1.3.

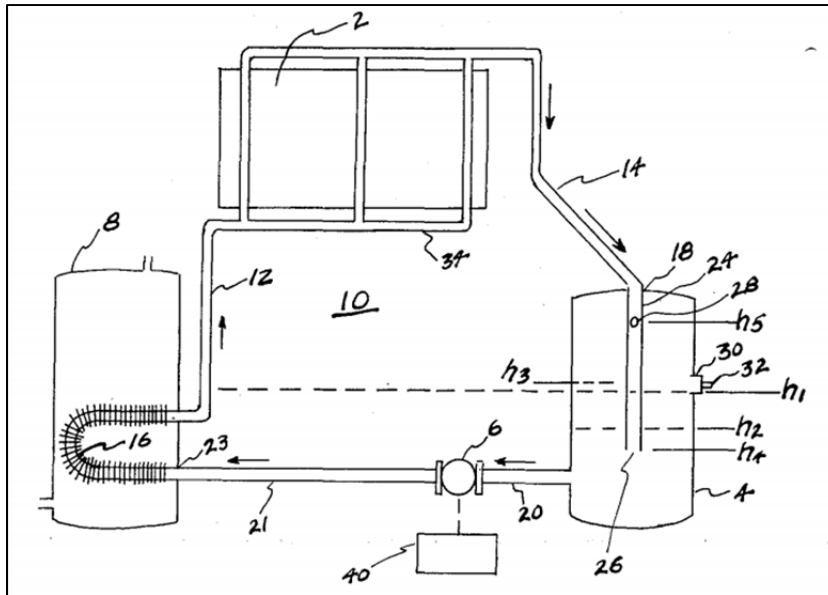


Figure 1.2 Chauffe-eau solaire pressurisé à boucle fermée,
vidangeable sans vannes
Embree, 1981

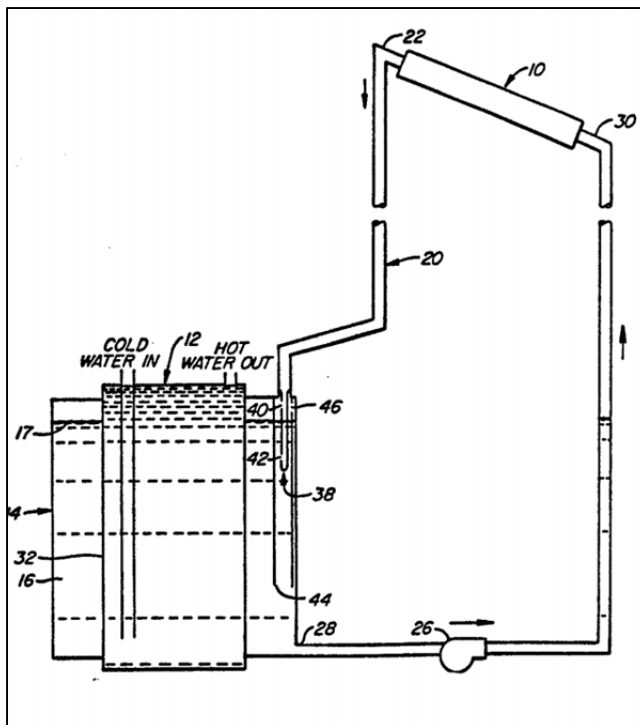


Figure 1.3 Système de chauffage solaire
vidangeable à réservoir à double paroi
Grunes et Morrison, 1983

Un système casse-vide semblable à celui décrit par Embree (Embree, 1981) a été utilisé dans ce chauffe-eau solaire. La conduite de retour est connectée cette fois-ci à la partie supérieure de l'enveloppe du réservoir du fluide caloporteur. Elle est couplée à un tube qui s'étend dans ce réservoir et qui a : une extrémité fermée, un orifice en dessous du niveau du fluide caloporteur et un orifice plus petit en dessus. Ces ouvertures permettent au fluide caloporteur d'être à une pression supérieure à celle de vaporisation.

Après avoir subi plusieurs améliorations, une démonstration de projets de chauffage solaire thermique a été faite dans les fins des années 80 en Ontario dans le cadre du programme du ministère de l'énergie de Canada (Markowitz, 1986). 183 systèmes ont été installés dont 20 sont saisonniers avec antigel, 9 sont des chauffe-air, 105 sont à boucle fermée avec antigel, 44 sont des systèmes vidangeables indirects et 5 sont vidangeables directs. Des problèmes mécaniques dans différents systèmes sont survenus. La perte de glycol a été un problème omniprésent dans certains sites. Elle a été causée par des fuites, la surchauffe, la décharge de pression, ou par évaporation à partir du purgeur d'air. Cette perte, composée avec le coût et les difficultés de remplir les systèmes avec du glycol, ont fait que certains sites sont restés dans des conditions impotentes pendant de nombreux mois. Cependant, un seul problème a été rencontré dans les systèmes vidangeables. Il s'agissait du remplissage froid des collecteurs à tubes sous vide à la stagnation qui a provoqué leur bris. Ce problème a pu être simplement résolu en ne remplissant jamais, soudainement, les collecteurs avec du fluide froid lorsque la température de l'absorbeur est supérieure à 100°C. Markowitz indique que l'installation a été l'étape la plus importante pour de tels systèmes afin d'échapper à toutes sortes de mauvais fonctionnement.

Plus tard, une modification a été expérimentée davantage (Avery, 1987). Un réservoir en matière plastique, tel que le polypropylène, a été utilisé dans un système vidangeable non-pressurisé afin d'éviter les problèmes de corrosion. Ayant une épaisseur de 0,635 cm, cette composition et cette configuration ont permis au réservoir de résister à des températures pouvant aller jusqu'à 120 °C. Tout en respectant les températures limites, un système de contrôle a été développé de telle manière à ce que le temps mis par la pompe pour faire

circuler le fluide caloporteur soit minimal. Pour ce faire, un temps de retard a été prédéterminé suffisamment pour éviter le fait que le gaz remplace substantiellement le fluide dans le collecteur avant ce temps lorsque la pompe est inactive.

Comme il a été cité avant, les améliorations apportées aux chauffe-eau solaires vidangeables aux cours des années 80 ont touché plusieurs parties. À part celles faites au niveau des réservoirs, les systèmes de contrôle dans les chauffe-eau solaires vidangeables ont été révisés aussi (Lewis Jr et Carr, 1981). Dans l'art antérieur, les systèmes de contrôle ou encore les contrôleurs ont été basés sur les mesures de températures ambiantes. Pourtant, en réalité, il y en a des jours où il fait froid alors que des apports solaires existent. Ainsi, des améliorations ont été apportées aux contrôleurs pour assurer une meilleure protection contre le gel. Elles consistent à utiliser à la fois la détection de la température ambiante et de l'information sur le gain d'énergie pour assurer un maximum d'efficacité du système tout en offrant une protection maximale contre le gel.

Néanmoins, ces ajouts n'ont pas été suffisants. À la fin de la décennie, les développements ont reconsidéré le contrôle. Si au début les systèmes conventionnels à différentiels de température, ΔT , ont été utilisés, et qu'il a été observé par la suite qu'une quantité importante de rayonnement solaire n'a pas été exploitée puisque le système vidangeable ne démarre qu'après avoir reçu un niveau de radiation bien élevé avec ce contrôle, les cellules photovoltaïques ont semblé être une meilleure substitution de tel contrôle (Markowitz, 1986). Bien que l'utilisation des cellules photovoltaïques ait été bénéfique, il s'est avéré que leur combinaison avec le contrôle ΔT a amélioré la performance du système vidangeable (Lof, 1990). En effet, la pompe est activée dès que la radiation atteint 95 W/m^2 d'où l'initiation des cellules, ce qui offre une réponse rapide et un démarrage précoce. Et, elle est inactive lorsque la différence de température entre le collecteur et le réservoir est inférieure à 1°C , d'où la contribution du contrôle ΔT . Cependant, pour une matinée nuageuse un problème de surchauffe du collecteur avant qu'il soit complètement rempli d'eau après son drainage, est survenu. Ceci a été réglé en fixant une radiation minimale de 75 W/m^2 pour le drainage et en mettant ΔT la seule condition de commande après 3 p.m.

Non seulement les réservoirs et les contrôleurs ont subi des améliorations dans les chauffe-eau solaires vidangeables, mais les collecteurs solaires aussi. Dans une installation réalisée à Fort Collins aux États-Unis, un chauffe-eau solaire vidangeable à tubes sous-vide a été testé pour le chauffage d'espace ainsi que l'eau chaude sanitaire (Lof, 1990). Douze collecteurs à huit tubes sous-vide chacun et à réflecteurs paraboliques ont été utilisés. Une température maximale de 132°C a été fixée au système de contrôle pour empêcher le choc thermique dans les collecteurs. Sous une même combinaison de contrôle, l'étude a montré que le système vidangeable à collecteurs à tubes sous vide a été 10,6 % plus performant que celui à collecteurs à plan vitré.

Ces différentes caractéristiques de conception des systèmes vidangeables, comme ils étaient déjà connus depuis deux décennies d'utilisation dans les petits systèmes d'eau chaude sanitaire, ont été agrandies en un système énorme. En 1996, deux grands chauffe-eau solaires vidangeables à des fins industrielles ont été installés aux Pays-Bas (Bokhoven, Van Dam et Kratz, 2001). Le plus grand a été de superficie 2400 m² à Breda et a servi pour le chauffage industriel d'une usine de confiserie. Comme montré sur la Figure 1.4, 288 collecteurs à plan vitré ont été installés sur un toit plat en 24 rangées. Chaque rangée peut être déconnectée séparément du système et court-circuitée.

La charge de ce système a été 125 000 L de consommation quotidienne d'eau chaude à 65 °C, équivalente à 26 000 MJ/jour. Un réservoir de 95 m³ a été utilisé à la fois pour le stockage et le drainage. 5 000 L d'eau circulent dans le circuit solaire primaire et l'alimentation a été assurée par un échangeur de chaleur. Un angle de drainage des collecteurs a été fixé à 10 mm/m et les conduits ont été remplis d'azote. Le projet a prouvé que le concept des systèmes vidangeables est très approprié pour les grandes échelles.



Figure 1.4 Système vidangeable industriel installé aux Pays-Bas,
 projet Van Melle
 (288 collecteurs à plan vitré, 24 rangées, 26 000 MJ/jour)
 Bokhoven, Van Dam et Kratz, 2001

Quelques années plus tard, un brevet sur les systèmes vidangeables a été publié (Patterson, 2005). Il a consisté à intégrer le réservoir de drainage dans le collecteur. La distance étant minimale, la puissance de la pompe a été réduite à 40 W, 12 Volt DC et le système a été ainsi alimenté par un panneau photovoltaïque. Le réservoir dans cette invention est un conduit qui se trouve juste en dessous de la partie inférieure du collecteur, ayant un diamètre suffisamment large pour contenir l'eau du collecteur et des tuyaux lors du drainage. Le collecteur avec ce réservoir incorporé, forme une unité qui s'appelle Sol-Reliant. Cette unité est parfaitement isolée. Elle a été installée horizontalement et a été légèrement inclinée afin de permettre le drainage complet du système

En raison de la fiabilité et de la sécurité des systèmes vidangeables, leur concept a été intégré dans un système de chauffage et de refroidissement solaires conçu, installé et modélisé à l'Université Carnegie Mellon à Pittsburgh, États-Unis. L'installation comprend essentiellement 52 m² de collecteurs solaires paraboliques, une machine frigorifique à absorption à double effet utilisant le couple eau/bromure de lithium et ayant une puissance

de 16 kW, un échangeur de chaleur, des pompes de circulation et des vannes de contrôle. Elle a fonctionné avec succès pendant plus d'un an. 39 % du besoin en refroidissement et 20 % du besoin en chauffage ont été couverts par ce système solaire. Les performances de ce dernier ont été testées, et les données mesurées ont été utilisées afin de vérifier les modèles de performance du système modélisés avec le logiciel TRNSYS (Qu, Yin et Archer, 2010). Cette modélisation est présentée dans la section « Études numériques réalisées sur les systèmes vidangeables » de ce chapitre.

Récemment, deux nouvelles configurations ont été inventées : l'une pour un système solaire vidangeable direct et l'autre pour un système solaire vidangeable indirect (Atkinson, 2012). Les deux systèmes ont utilisé des collecteurs solaires à tubes sous vide. La nouveauté de ces systèmes réside dans l'ajout d'un conduit (20) connecté d'un côté au retour du circuit solaire primaire (22) et de l'autre côté ouvert sur un petit réservoir comme on le voit sur les Figures 1.5 et 1.6. Lorsque la pompe est arrêtée, l'eau se draine des deux côtés de ce conduit, retournant vers le grand réservoir de stockage par gravité. En utilisant ce conduit (20), l'air peut pénétrer dans le système et facilite l'écoulement. En cas d'ébullition du fluide caloporteur, ce conduit a l'avantage de récupérer la vapeur dans le réservoir de stockage. Cependant, les conduits (13) et (9) permettent à l'air de pénétrer dans la partie supérieure du réservoir de stockage afin de garder une pression atmosphérique à l'intérieur de ce dernier.

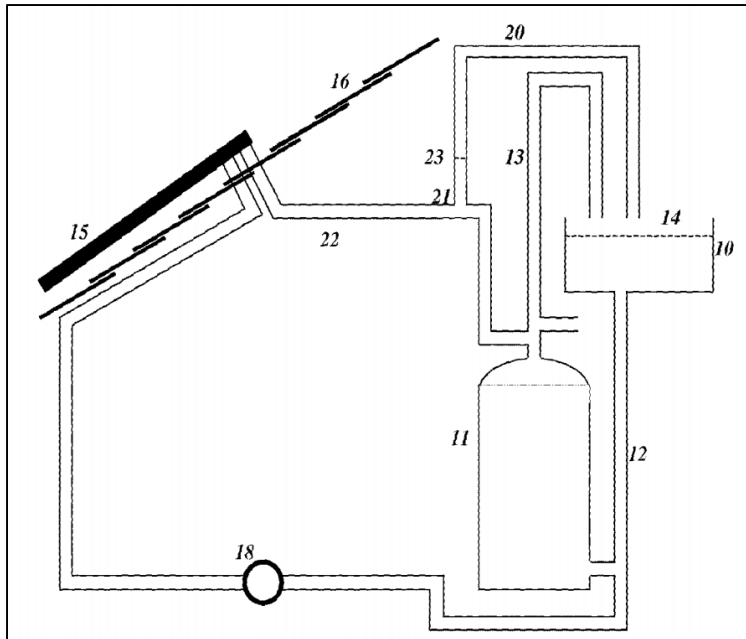


Figure 1.5 Système solaire vidangeable direct avec conduit de drainage
Atkinson, 2012

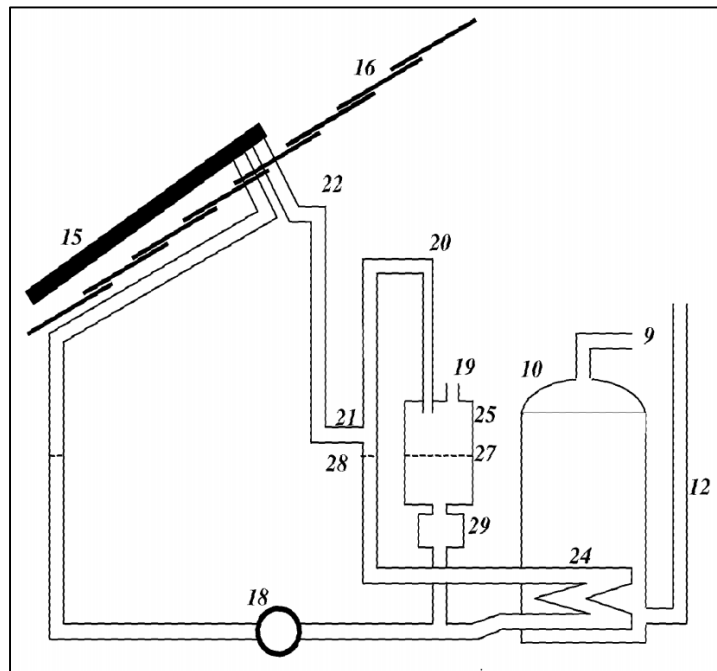


Figure 1.6 Système solaire vidangeable indirect avec conduit de drainage
Atkinson, 2012

Pendant la même année, un nouveau concept de réservoir de drainage est apparu (Humphreys, 2012). Il a consisté à faire passer le conduit de retour des collecteurs, indiqué sur la Figure 1.7 par les numéros 145/148/150, dans le réservoir de drainage. Le tuyau interne (150) a un trou dans sa partie inférieure de diamètre inférieur ou égal à un centimètre. Ce trou permet à l'eau chaude provenant du circuit solaire de passer dans un échangeur de chaleur externe (180) là où le transfert de chaleur avec l'eau sanitaire s'effectue. Cette nouvelle conception a, selon l'auteur, augmenté la performance d'échange de chaleur en alimentant l'échangeur de chaleur directement avec l'eau chaude du circuit solaire.

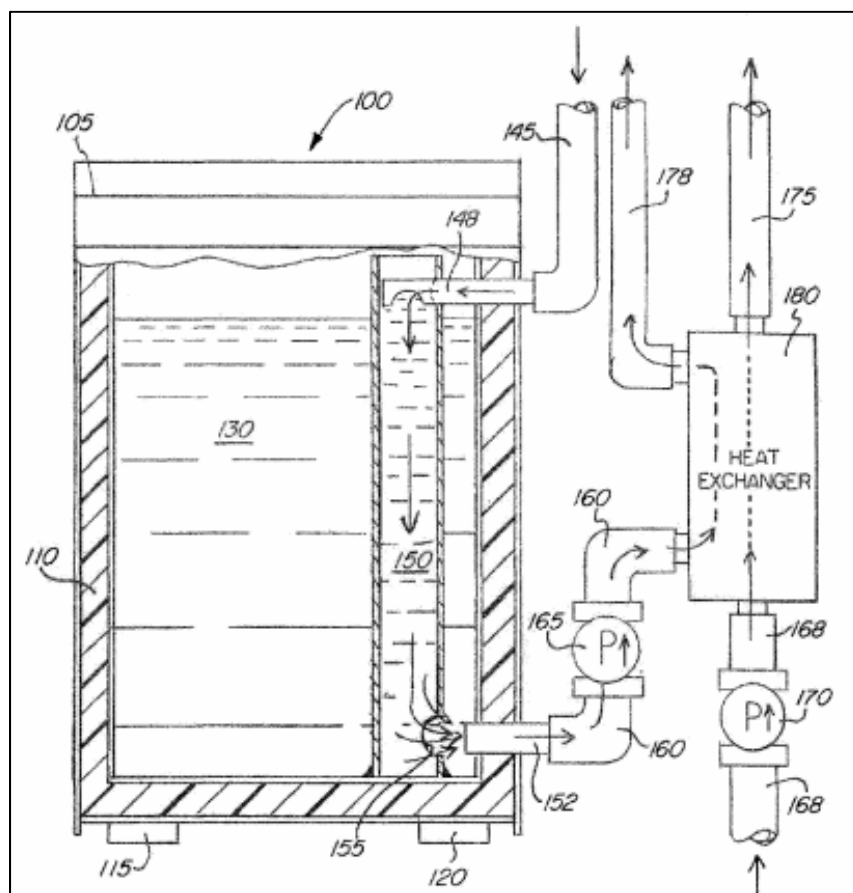


Figure 1.7 Vue de côté du réservoir de drainage et de l'échangeur de chaleur du chauffe-eau solaire vidangeable Humphreys, 2012

Même dans les pays chauds tel que la Tunisie, les systèmes solaires vidangeables présentent une solution mais cette fois-ci pour résoudre le problème de surchauffe ainsi que pour minimiser les pertes de chaleur pendant la nuit, souvent très fraîche, surtout pour les applications nécessitant des hautes températures. Dans ce cadre, 39 m² de collecteurs solaires paraboliques ont été installés au Centre de Recherches et des Technologies de l'Énergie à Borj Cedria afin d'alimenter une machine frigorifique à absorption de 16 kW (Balghouthi, Chahbani et Guizani, 2012). Le système, étant sans drainage pour les étés 2008 et 2009, a bien fonctionné. Sauf que les pertes nocturnes ont réduit la température du fluide caloporteur, ce qui a fait que le temps de démarrage de la machine à absorption le lendemain matin a été retardé. Un réservoir de drainage bien isolé avec une capacité de 400 L a été ajouté à l'installation. Cette structure vidangeable a permis de vider le fluide caloporteur à 142 °C vers 19h00 pour obtenir une température de 129 °C du fluide caloporteur dans le réservoir de drainage le lendemain à 08 :40. Après avoir rempli les collecteurs, la température a été 125 °C au lieu de 30°C sans drainage. La machine à absorption a démarré ainsi à 10h40 au lieu de 14h00. Ainsi, le système vidangeable a amélioré la fraction solaire du système de refroidissement solaire de 54 % à 77 %.

1.2 Études numériques réalisées

En 1980, trois systèmes de chauffage solaire vidangeables ayant des configurations différentes, ont été simulés avec le logiciel TRNSYS pour une période s'étalant de novembre à mars à Fort Collins, États-Unis (Goumaz et Duffie, 1982). Le premier a été un système à retour ouvert avec stratification, le deuxième a été à retour ouvert sans stratification dans le réservoir, avec alimentation en eau froide en bas et retour de l'eau chaude en haut, et le troisième a été un système à retour par thermosiphon. Un seul modèle TRNSYS a été utilisé pour ces systèmes en y incorporant de légères modifications. Le débit massique dans le collecteur, par exemple, a été sélectionné de telle façon que le débit capacitif restait le même pour ces différentes configurations puisque le rendement du collecteur est fonction du débit capacitif plutôt que du débit massique. Le modèle a été validé en fonction des données de performance des systèmes réels au cours d'une période de vingt jours. Le meilleur chauffe-

eau solaire vidangeable trouvé, a été celui à retour ouvert avec stratification. Durant cette étude, il a été constaté aussi que le matin, une boucle solaire pleine (sa capacitance thermique a été 1 230 kJ/°C) se réchauffe 30 min après une boucle solaire vide (sa capacitance thermique a été 767 kJ/°C). Ce qui démontre davantage l'intérêt des systèmes vidangeables.

En 1990, une étude de faisabilité de remplacement des méthodes de certification des chauffe-eau solaires par Solar Rating and Certification Corporation SRCC par des simulations réalisées avec TRNSYS, a été effectuée. Trois systèmes génériques ont fait partie de cette étude; un système vidangeable, un système à recirculation et un système avec antigel (Carlson et al., 1990). Les effets significatifs sur les performances des systèmes ont été déterminés en se basant sur cinq facteurs; débit dans le collecteur, débit de recirculation, surface des collecteurs, volume du réservoir de stockage et la conception de ce dernier. Ces effets ont été basés aussi sur les interactions entre ces facteurs. Parmi ces effets, ceux qui ont représenté des différences entre les résultats expérimentaux et simulés, ont été retenus afin d'éliminer les confusions de certains facteurs sur les prédictions de TRNSYS par la réalisation d'autres expériences. Pour cette raison, l'étude a été poursuivie ultérieurement. Des mesures expérimentales des performances du chauffe-eau solaire vidangeable opérant sous les procédures de SRCC ont été examinées sous une variété de conceptions et de conditions d'opération. Une analyse factorielle à deux niveaux a été effectuée par la suite en utilisant comme réponses :

E_{uColl} , énergie utile du collecteur;

E_s , énergie solaire délivrée au réservoir;

E_{net} , énergie nette récupérée dans le réservoir;

E_{res} réserve d'énergie dans le réservoir à la fin du test;

Et, E_{aux} , énergie auxiliaire.

Les résultats expérimentaux ont montré qu'une augmentation de la superficie des collecteurs de 2,78 m² à 5,56 m² a permis d'augmenter E_{uColl} de 38 %, E_s de 31 %, E_{net} de 40 % et a réduit E_{aux} de 28 %. La stratification dans le réservoir a été le second principal facteur, elle a

augmenté E_s de 6 %, E_{net} de 5 % et a réduit E_{aux} de 6 %. Un débit de recirculation faible a été appliqué aux systèmes vidangeables directs. Par contre, avec ceux indirects, un débit faible peut diminuer le taux de transfert d'énergie dans l'échangeur de chaleur et contrebalancer ainsi les gains par stratification. De même, pour le débit dans le collecteur, son doublement a augmenté E_{uColl} , E_s et E_{net} de 3 % et a diminué E_{aux} de 4 %. Néanmoins, ceci a accru la consommation énergétique de la pompe qui l'a emporté sur les avantages de l'augmentation du débit dans le collecteur. Il a été recommandé alors de rabaisser ces débits (Davidson, Carlson et Duff, 1992).

Ces résultats, comparés à ceux des prédictions numériques, ont montré que les simulations soigneusement formulées peuvent fournir des résultats qui concordent bien avec les données expérimentales (Davidson et al., 1993). Il a été noté que E_s est un meilleur outil pour évaluer l'efficacité de la simulation puisqu'elle est une variable indépendante. La différence moyenne entre ses valeurs obtenues en laboratoire et celles par simulations a été en deça de 5 %, sachant que la plus grande différence marquée a été 11 %. Cet écart a fait que le degré de précision des prédictions de la simulation a été de l'ordre ± 10 %. Une fois validée, la simulation peut être utilisée pour fournir les informations de performance pour les clients.

Des années plus tard, un chauffe-eau solaire vidangeable avec des collecteurs solaires non-vitrés servant au chauffage de l'eau sanitaire, chauffage d'espace ainsi qu'au refroidissement a été simulé au Laboratoire National des Énergies Renouvelables aux États-Unis (Burch et al., 2004). La Figure 1.8 indique les différentes parties de ce système. Son modèle a offert respectivement 64 % et 56 % d'économie sur la demande énergétique totale annuelle, à Madison avec son climat froid et humide et à Miami avec son climat chaud et humide.

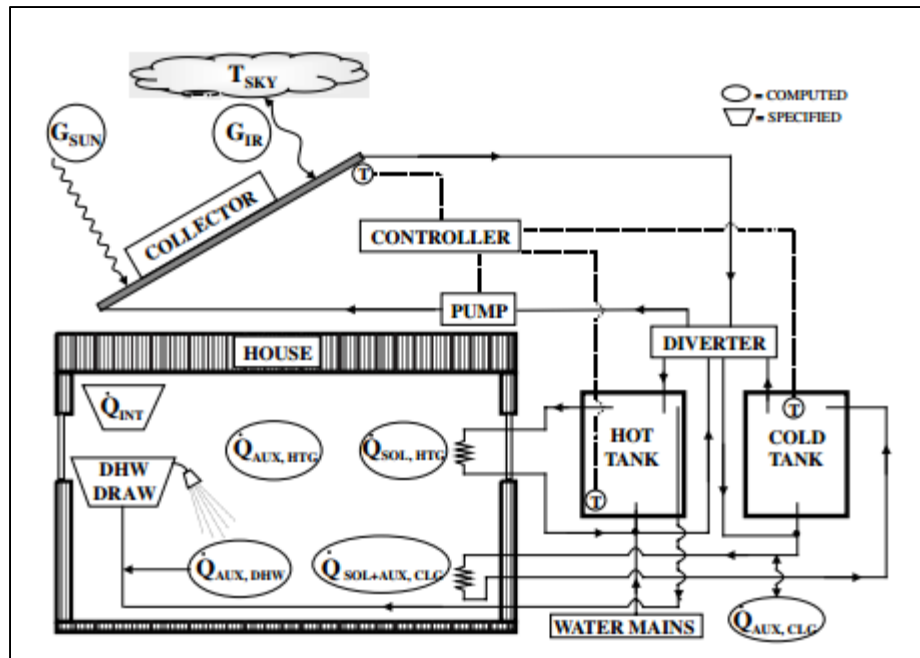


Figure 1.8 Modèle schématique du système vidangeable
à collecteurs non-vitré
Burch et al., 2004

Cette étude a porté particulièrement sur le collecteur non-vitré dont le rendement a été exprimé à l'aide de l'équation (1.1) de Hottel-Whillier modifiée comme suit :

$$\eta_{Coll} = F_r(\tau\alpha)_{ni} \times K_{eff} - F_r U_l \times \frac{(T_{inColl} - T_{amb})}{G_t} \quad (1.1)$$

où

F_r Facteur d'extraction de chaleur du collecteur;

$\tau\alpha$ Produit transmittance-absorptance;

n_i Incidence normale;

K_{eff} Modificateur d'angle d'incidence;

U_l Coefficient de déperditions thermiques ($W/m^2 \cdot ^\circ C$);

T_{inColl} Température à l'entrée du collecteur ($^\circ C$);

T_{amb} Température ambiante ($^\circ C$);

G_t Radiation solaire totale (W/m^2).

La différence entre l'efficacité d'un collecteur non vitré et celle d'un collecteur vitré réside premièrement dans la radiation solaire totale qui comporte le rayonnement solaire à ondes courtes et le rayonnement infrarouge net du ciel et deuxièmement dans le coefficient de pertes $F_r U_l$ et le gain optique $F_r(\tau\alpha)_n$ qui sont sensibles à la vitesse de l'air. Bien évidemment, ce système vidangeable à collecteur non vitré a été moins performant que celui à collecteur vitré.

En 2007, un système vidangeable pour chauffage et refroidissement solaire avec des collecteurs paraboliques a été conçu, installé et modélisé à l'Université Carnegie Mellon. Un modèle de base en accord avec la configuration de ce système a été programmé avec le logiciel TRNSYS. Les charges d'énergie ont été estimées à l'aide des connexions entre les composants de TRNSYS; bâtiment, conditions météorologiques, horaires d'occupation, éclairage, équipements et points de consigne de température, d'humidité et de circulation d'air frais conditionné. Cependant, un nouveau composant dans TRNSYS a été développé afin de représenter les collecteurs paraboliques modifiés ainsi qu'un autre pour représenter le contrôle dans le système vidangeable (Qu, Yin et Archer, 2010). Après avoir fait la vérification avec les données expérimentales, le modèle a été développé en un modèle d'optimisation du système. En drainant le fluide caloporteur du circuit primaire des collecteurs, à 120 °C pour le refroidissement et à 50 °C pour le chauffage, dans un réservoir de drainage bien isolé en après-midi, et en le ré-circulant le lendemain matin, il a été prouvé que l'intégration de ce concept de chauffe-eau solaire vidangeable a réduit significativement les pertes de chaleur pendant la nuit. Ce dernier a amélioré aussi la fraction solaire de 4 à 9 % pour le chauffage ainsi que pour le refroidissement.

1.3 Études théoriques réalisées

1.3.1 Études techniques

En ce qui concerne les études théoriques qui ont été faites sur les systèmes vidangeables, en 1990, une compagnie allemande Gesellschaft für Neue Technologien a modifié ses chauffe-

eau solaires à boucles fermées avec glycol en chauffe-eau solaires vidangeables à collecteurs à tubes sous-vide. Pas de simulations ont été faites, seulement des calculs simplifiés (Velkamp, Van Berkel et Keesman, 1990).

La perte de pression dans les tubes du collecteur a été exprimée selon l'équation (1.2).

$$\Delta p = \lambda \times \frac{l}{D} \times \frac{\rho \times v^2}{2} \quad (1.2)$$

Où

Δp Perte de pression (Pa);

λ Coefficient de perte de charge;

l Longueur du tube (m);

D Diamètre du tube (m);

ρ Masse volumique du fluide (kg/m^3);

v Vitesse moyenne du fluide dans le tube (m/s).

Le temps de drainage a été déterminé à partir de la vitesse d'écoulement du fluide, v , qui figure dans l'équation de mouvement (1.3).

$$\rho \times L \times \frac{dv}{dt} + \lambda \times \frac{L}{d} \times \frac{\rho \times v^2}{2} = \rho \times g \times \Delta h \quad (1.3)$$

où g est l'accélération de pesanteur en m/s^2 et Δh est la perte de charge en m. Et, le temps de refroidissement d'un tube sous-vide drainé a été déduit de l'équation de sa température (1.4).

$$T_{tube} = T_{amb} + (T_0 + T_{amb}) \times e^{-\left(\frac{2\pi k}{\ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right)}\right)t} \quad (1.4)$$

où

T_{amb} Température ambiante ($^{\circ}\text{C}$);

T_0 Température initiale du tube ($^{\circ}\text{C}$);

r_o Rayon externe de l'isolant (m);

r_i Rayon interne de l'isolant (m);

k Conductivité thermique de l'isolant (W/m.K).

1.3.2 Études économiques

En ce qui concerne les coûts, Goumaz et Duffie (Goumaz et Duffie, 1982) ont fait une étude économique qui a montré que les systèmes vidangeables ont un avantage économique significatif sur les systèmes à glycol. Avec les paramètres choisis dans leur article, un chauffe-eau solaire à glycol, en 1982, devrait coûter 750 \$ de moins qu'un chauffe-eau solaire vidangeable afin d'avoir le même coût du cycle de vie.

Dans le même cadre, une évaluation des coûts des chauffe-eau solaires domestiques installés au Canada a été effectuée par Mills (Mills, 1986). L'étude a été menée en vue de déterminer où des économies peuvent être réalisées dans le coût d'installation de ces systèmes. 20 systèmes similaires ont été ainsi installés à l'île du Prince Edward. L'analyse a été basée sur l'hypothèse que la réduction des coûts peut être effectuée avec un effet négligeable sur les performances. Il s'est avéré que le coût moyen d'un chauffe-eau solaire à boucle fermée avec antigel ayant une superficie de 4.6 m² et qui supplée 150 L d'eau chaude par jour au Canada, était 1 485 \$ à cette époque alors que le coût moyen d'un chauffe-eau solaire vidangeable était 1 271 \$.

Une autre étude a été faite à Austin au Texas, États-Unis (Vliet, 1990). Cette étude détaille les différents frais payés afin de modifier un chauffe-eau solaire direct à circulation à débit faible comme protection contre le gel en un chauffe-eau solaire indirect vidangeable. Le système initial a coûté 760 \$ et a souvent mal fonctionné pendant sept ans alors que le deuxième n'a présenté aucune difficulté pendant six ans, depuis son installation, et sa modification a coûté 85 \$ pour un nouveau collecteur, 402 \$ pour les changements apportés et 85 \$ pour le système de contrôle, donc un total de 1 282 \$.

En 2004, des mesures de réduction des coûts des systèmes solaires thermiques ont été prises pour encourager la propagation de cette technologie dans les pays nordiques (Bales et Furbo, 2004). L'accent a été mis sur les systèmes à boucle fermée utilisant le glycol et les systèmes vidangeables utilisant l'eau sanitaire. Ce dernier a été recommandé que ce soit pour des nouveaux bâtiments ou bien ceux à rénover. L'intégration des collecteurs sur les façades a été proposée aussi afin de minimiser les coûts.

1.4 Différentes classifications

Après avoir vu l'évolution de la connaissance sur les chauffe-eau solaires vidangeables au niveau expérimental, numérique et théorique, il est intéressant de faire la distinction entre les différents types rencontrés. Dans la littérature, plusieurs notations ont été employées afin de différencier entre les configurations existantes des chauffe-eau solaires vidangeables. Ces derniers ont été subdivisés en deux groupes; systèmes hermétiques et systèmes ventilés (Goumaz et Duffie, 1982). Dans les systèmes hermétiques, la conduite de retour du collecteur au réservoir du stockage est surdimensionnée. En effet, lorsque la pompe s'arrête, le fluide circulant par gravité est remplacé par de l'air qui monte de la conduite de retour à partir d'une extension ou d'un réservoir de stockage. Dans ces systèmes, l'évaporation ne peut se produire et la corrosion est réduite puisqu'il n'y a pas d'air extérieur qui entre dans le système. De même, dans un système ventilé le fluide s'écoule par gravité et est remplacé par de l'air extérieur. Cependant, l'air cette fois vient d'une soupape de purge d'air située au point le plus haut du système. Donc la conduite de retour dans ce système a le même diamètre que la conduite d'alimentation.

Selon Goumaz et Duffie (Goumaz et Duffie, 1982), une autre subdivision de ces deux systèmes, en systèmes pressurisés et systèmes non-pressurisés, peut être faite. Lorsque le réservoir est directement connecté à l'eau domestique, le système est pressurisé et une contre-pression du système doit être créée. Dans un système non-pressurisé, lors de l'expansion du fluide chauffé dans le réservoir, l'excès de pression débouche dans l'atmosphère. En se refroidissant, le fluide se contracte et l'air de l'atmosphère entre dans le

réservoir afin de garder la pression aux alentours de la pression atmosphérique (Avery, 1987).

Une autre distinction entre ces systèmes a été trouvée dans l'état de l'art; les systèmes vidangeables indirects et les systèmes vidangeables directs (Grunes et Morrison, 1983). Ces derniers ne requièrent pas l'utilisation d'un échangeur de chaleur entre le fluide du collecteur et le réservoir, néanmoins ils ne sont pas fiables. Les systèmes indirects par contre, nécessitent un échangeur de chaleur à paroi unique entre le fluide caloporteur et le fluide à chauffer. Ceci permet au circuit primaire du collecteur de fonctionner sous une basse pression en boucle fermée, ce qui élimine le besoin d'électrovanne et permet aussi de surmonter le problème des dépôts minéraux.

1.5 Les CESDs vidangeables dans le marché canadien

Une vue générique sur la propagation des chauffe-eau solaires domestiques vidangeables dans le marché canadien a été faite. Les recherches ont mené à seulement quatre compagnies qui fabriquent ce type de chauffe-eau solaires, partout au Canada. Ces systèmes sont tous conformes aux normes de l'association canadienne de normalisation CSA mais il y a plusieurs différences au niveau de leurs configurations et de leurs coûts. Ce sont ces paramètres qui vont permettre de déterminer le système choisi pour ce travail.

La description des chauffe-eau solaires de chacune de ces compagnies est donnée dans les sous sections suivantes :

1.5.1 Le CESD vidangeable Solcan

Le chauffe-eau solaire Solcan est un système vidangeable indirect à vidange récupérée. Il comporte un contrôle différentiel qui met en marche la pompe lorsque la différence de température entre le collecteur et le réservoir de stockage est supérieure à 10 °C, et il l'arrête

lorsque la différence est inférieure à 2 °C. Une option de haute température de limite permet au stockage d'atteindre une température maximale entre 45 °C et 110 °C.

Deux options sont offertes dans ce système solaire : la première consiste à utiliser un réservoir en acier inoxydable pour l'eau domestique contenu dans un autre réservoir en acier, de façon qu'une solution aqueuse ayant 10 % propylène glycol occupe l'espace annulaire entre les deux réservoirs comme indiqué à la Figure 1.9. L'autre option consiste à utiliser un réservoir en acier inoxydable avec ou sans échangeur de chaleur interne, ou bien un réservoir en acier émaillé avec un échangeur de chaleur à plaques en acier inoxydable monté à l'extérieur (Solcan, 2012).

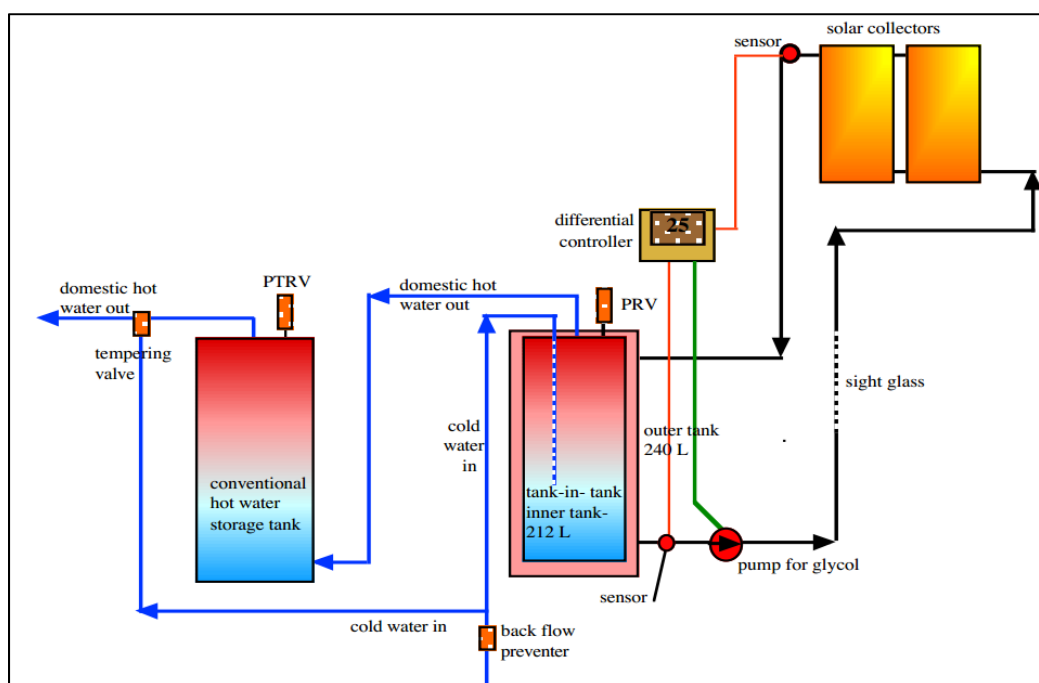


Figure 1.9 Chauffe-eau solaire vidangeable Solcan
Solcan, 2012

1.5.2 Le CESD vidangeable MD Energy Solutions

Le chauffe-eau solaire MD Energy Solutions est de type vidangeable indirect à vidange récupérée. Il comporte un contrôle différentiel qui met en marche la pompe lorsque la

différence de température entre les collecteurs et le réservoir de stockage est supérieure à 10 °C et la température minimale à la sortie des collecteurs est 20 °C, et il arrête la pompe lorsque cette différence de température est inférieure à 3 °C tout en respectant une température maximale au fond du réservoir qui est de 85 °C. La pompe s'arrête aussi si la température à la sortie des collecteurs dépasse 95 °C afin de protéger le système contre la surchauffe. Elle est remise en marche lorsque cette température chute en dessous de 90 °C.

Cette compagnie offre, elle aussi, deux options : la première appelée « All-In-One » réfère à l'utilisation du même réservoir pour le drainage et le stockage de l'eau chaude comme le montre la Figure 1.10, et la deuxième appelée « Integrated DrainBack », montrée à la Figure 1.11, consiste à utiliser un réservoir de drainage séparé qui contient un échangeur de chaleur connecté au réservoir de stockage de l'eau chaude sanitaire. Le transfert de chaleur dans le premier système est assuré à l'aide d'un échangeur de chaleur à paroi simple alors qu'au deuxième, un échangeur de chaleur à paroi double est nécessaire (MDES - ALL-IN-ONE Drainback Pack, 2013).

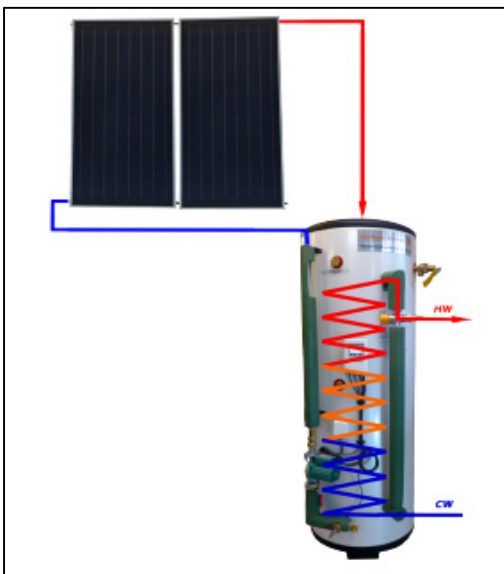


Figure 1.10 Chauffe-eau solaire vidangeable All-In-One
MD Energy Solutions, 2013

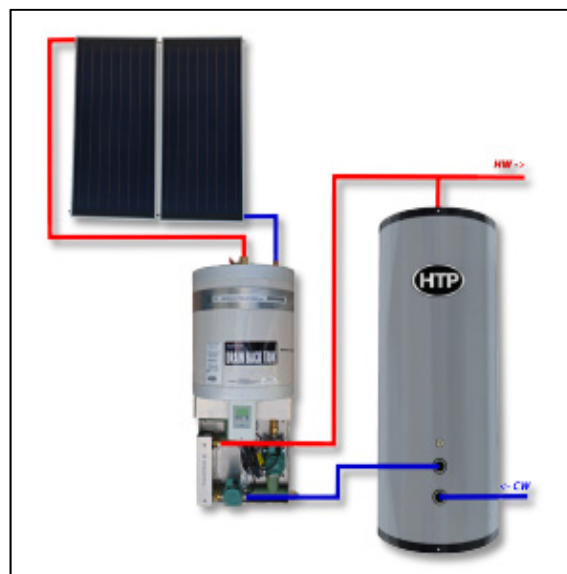


Figure 1.11 Chauffe-eau solaire vidangeable IDB
MD Energy Solutions, 2013

1.5.3 Le CESD vidangeable Solaris

Ayant une conception Sino-Allemande Canadienne, le système vidangeable de cette compagnie est, pareil à celui des deux compagnies précédentes, indirect à vidange récupérée. Il est basé sur un transfert de chaleur direct, sans échangeur de chaleur, dans le circuit solaire primaire. Le circuit secondaire par contre, comprend 1 m² d'enroulement en cuivre immergé dans la partie supérieure du réservoir. La Figure 1.12 montre les différents composants de ce système (Solaris, 2011).

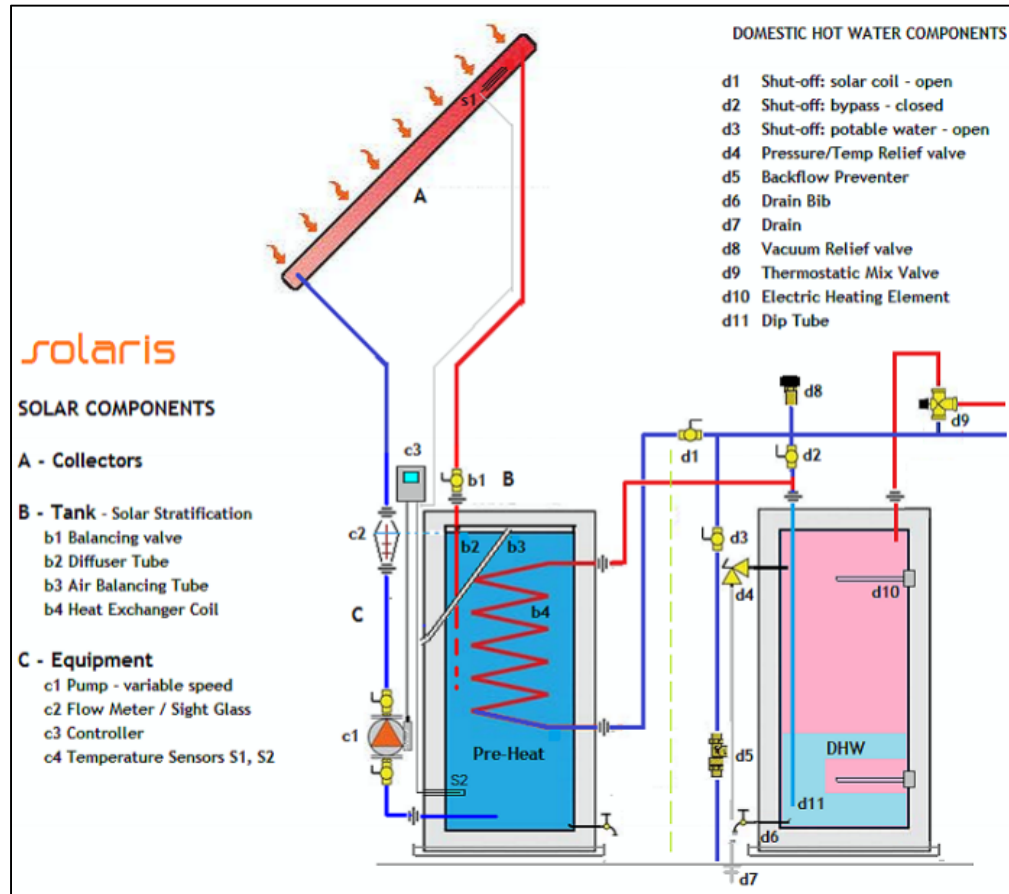


Figure 1.12 Chauffe-eau solaire vidangeable Solaris
Solaris, 2011

Le mode de fonctionnement pour la protection contre le gel et la surchauffe de ce système n'a pas été fourni.

1.5.4 Le CESD vidangeable Globe Solar Energy

Ce système, comme l'indique la Figure 1.13, est semblable à ceux cités avant : vidangeable indirect à vidange récupérée. Il fonctionne avec des collecteurs à tubes sous vide et comprend un réservoir de drainage séparé du réservoir de stockage solaire. Un échangeur de chaleur, dans lequel l'eau froide circule, est immergé dans ce dernier.

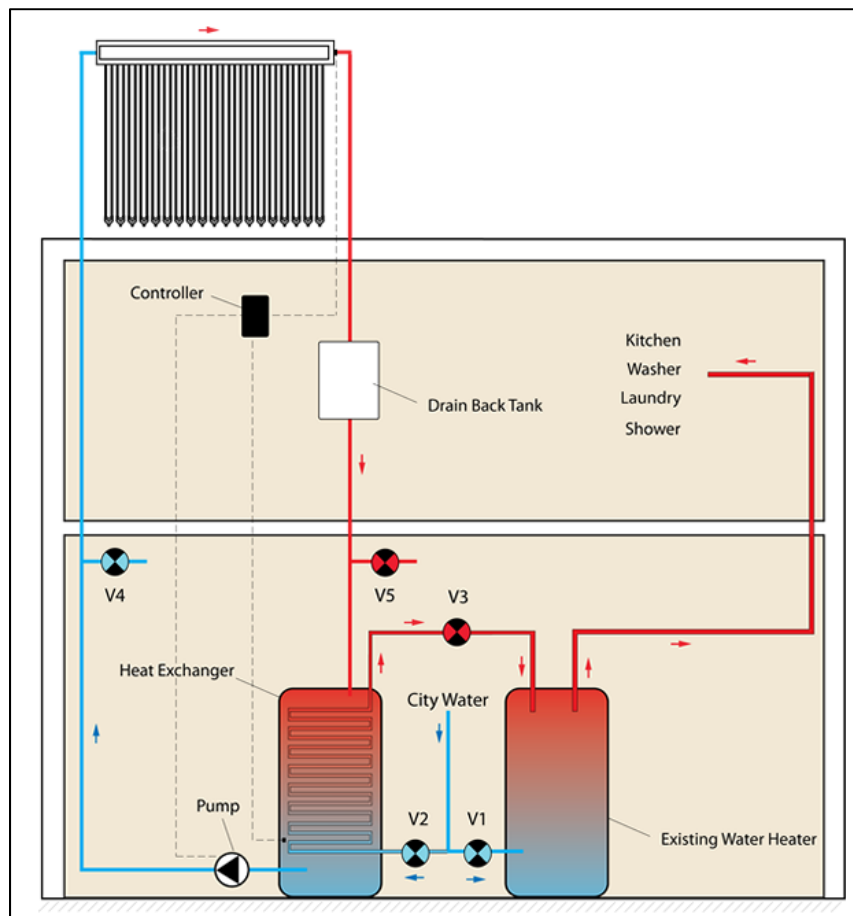


Figure 1.13 Chauffe-eau solaire vidangeable
Globe Solar Energy Sp-25
Globe Solar Energy, 2013

Ce qui est vendu par cette compagnie ne comporte que les collecteurs et le réservoir de drainage. De ce fait, le mode de fonctionnement est à définir par l'utilisateur.

Ainsi, tous les chauffe-eau solaires domestiques vidangeables trouvés sur le marché canadien sont indirects, à vidange récupérée ou ce qu'on appelle «Drain-back». Cependant, plusieurs différences se présentent entre eux. Le Tableau 1.1 cite celles qui vont influencer le choix du système sur lequel les tests de ce travail auront lieu :

Tableau 1.1 Récapitulatif des systèmes solaires vidangeables commercialisés au Canada

Compagnie	Localité	Nom du produit	Type du collecteur	Superficie brute du collecteur (m ²)	Volume du réservoir (L)	Utilisation du glycol	Prix du système ⁽¹⁾ (CAD)
SOLCAN	London, ON	Solcan DB	Plan vitré	2 x 2,88	240	Oui	6 300
MD Energy Solutions	Qualicum Beach, BC	IDB Pack	Plan vitré	2 x 2,15	300	Non	5 079,77
		All-In-One		2 x 2,15	300		3 973,34 ⁽²⁾
Solaris	Qualicum Beach, BC	Solaris DB Pro	Plan vitré	2 x 2	300	Non	- ⁽³⁾
Globe Solar Energy	Toronto, ON	GSE SP-25	Tubes sous vide ⁽⁴⁾	1 x 4,63	-	Non	3 975 ⁽⁵⁾

⁽¹⁾ Coût sans taxes, ni installation, ni livraison.

⁽²⁾ Coût après 30% réduction.

⁽³⁾ Pas de réponse de la compagnie.

⁽⁴⁾ Système vidangeable non testé : la compagnie vend les pièces séparément.

⁽⁵⁾ Coût n'inclut ni le réservoir de stockage solaire, ni les accessoires tels que la pompe et le contrôleur.

1.6 Conclusion du chapitre

Plusieurs configurations de chauffe-eau solaires vidangeables ont été explorées à un niveau théorique, numérique et expérimental. Néanmoins, malgré que ces systèmes vidangeables

s'agissent d'une technologie éprouvée même pour des climats nordiques, ils sont méconnus au Québec.

Ces systèmes, ayant une complexité réduite par rapport à ceux avec glycol, ont récemment suscité de nouveau l'intérêt des chercheurs. Choisir une configuration parmi la diversité de chauffe-eau solaires vidangeables vu précédemment, la tester sous des conditions climatiques nordiques, ainsi qu'évaluer ses performances et rentabilité feront l'objet de ce qui suit.

CHAPITRE 2

BANC D'ESSAIS

Après avoir exploré les chauffe-eau solaires vidangeables dans la littérature ainsi que dans le marché canadien, on est face au choix d'une configuration, parmi cette diversité, qui fera objet des essais expérimentaux.

2.1 Choix du système d'essais

Tous les chauffe-eau solaires auto-vidangeables manufacturés au Canada sont indirects à vidange récupérée. Les différences majeures entre eux résident dans ; l'outil de transfert de chaleur dans le circuit secondaire tel que échangeur de chaleur ou réservoirs coaxiaux, l'utilisation ou non d'un réservoir de drainage séparé de celui de stockage, l'utilisation ou non du glycol dans le circuit solaire primaire ainsi qu'au niveau du type des collecteurs récupérant l'énergie solaire.

Le choix est ainsi basé sur trois critères principaux :

- Pas de glycol utilisé dans le système solaire auto-vidangeable;
- Complexité réduite le plus possible;
- Coût le plus bas.

Par élimination, en accord avec les critères mentionnés ci-dessus, il s'est avéré que le système solaire auto-vidangeable de la compagnie MD Energy Solutions « All In One » est le plus approprié pour les essais. Étant donné qu'il fonctionne sans glycol, qu'il a la configuration la plus simple et qu'il a aussi un prix raisonnable qui servira dans l'étude économique.

2.2 Description du montage des composants du système

Le système qui a été choisi et acheté est assez simple. Il comporte deux circuits :

Un circuit solaire primaire qui comporte :

- 2 collecteurs à plan vitré;
- 1 réservoir de drainage, qui est lui-même le réservoir solaire;
- 1 pompe;
- Tuyauterie de raccordement.

Et, un circuit solaire secondaire qui comporte :

- 1 échangeur de chaleur qui couvre l'intérieur du réservoir.

Un système de contrôle est requis pour assurer le fonctionnement du chauffe-eau solaire auto-vidangeable.

L'installation des chauffe-eau solaires auto-vidangeables est assez délicate. Donc tous les éléments du système, leur installation ainsi que leur fonctionnement sont décrits en détails dans les paragraphes qui suivent. Par contre, les instruments de mesure implémentés sont décrits en Annexe III.

2.2.1 Circuit solaire primaire

C'est là où circule le fluide caloporteur ; de l'eau sanitaire dans le cas de cette étude.

2.2.1.1 Collecteurs

Deux collecteurs à plan vitré, ayant une superficie nette de 2,15 m² chacun, sont installés sur le toit d'HélioLAB à l'ÉTS. Trois angles sont considérés lors de l'installation de ces collecteurs :

- Le premier est leur direction face au plein sud;
- Le deuxième est l'angle d'inclinaison vers le haut à partir du sol et qui est fixé à 60° favorisant ainsi la production davantage en hiver qu'en été et facilitant le débarrât de la neige accumulée sur leur superficie;

- Le troisième est l'angle de drainage qui est le même pour la tuyauterie. Cet angle, montré à la Figure 2.1, garantit une purge complète des collecteurs et de la tuyauterie. Il est recommandé que cet angle soit de 3 à 5° (Handbook, 2008). La configuration pour l'installation est illustrée à la Figure 2.1 B.

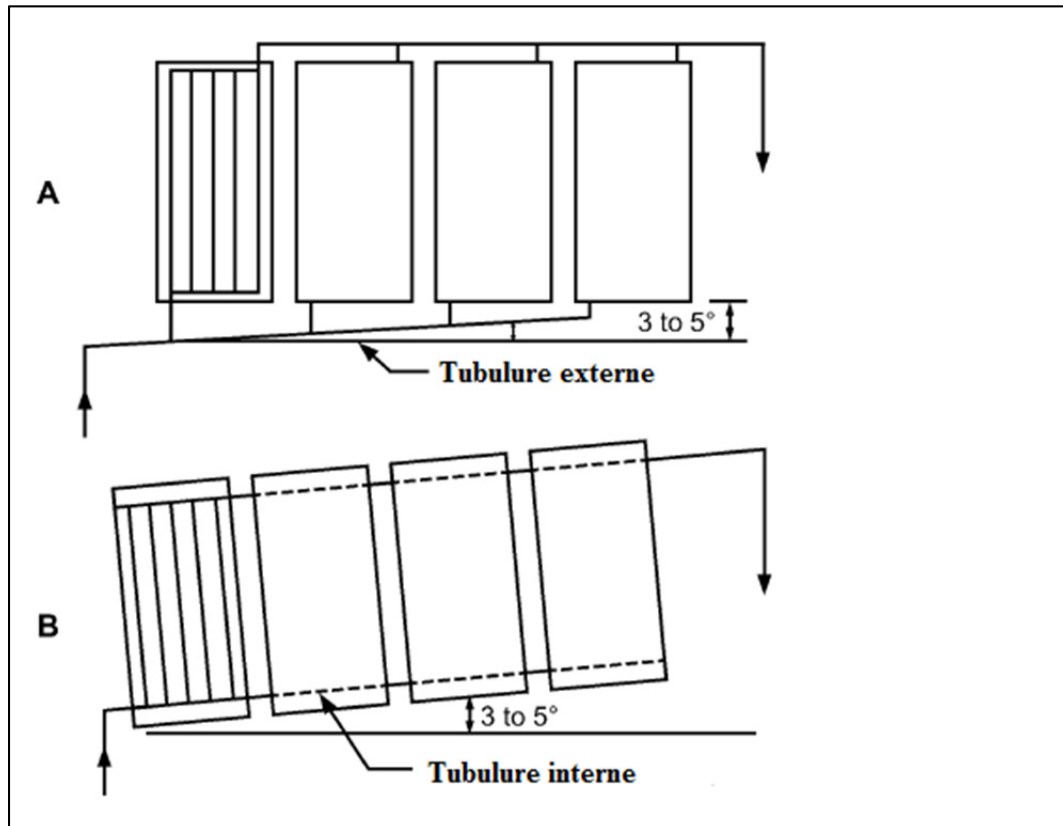


Figure 2.1 Angle de drainage des collecteurs et de la tuyauterie :
 A) Tubulure inclinée seulement; B) Système complet incliné
 Handbook, 2008

2.2.1.2 Réservoir de stockage

Le réservoir de stockage solaire du système est lui-même le réservoir de drainage. Il est placé à l'intérieur d'HélioLAB. Il contient 300 L d'eau qui circule dans le circuit solaire primaire et qui joue ainsi le rôle du fluide caloporteur. Sa hauteur est 1,829 m et son diamètre interne

est 0,591 m. Il est construit d'acier inoxydable SSU304 ayant une épaisseur de 1,5 mm. Une couche de Polyuréthane de 50 mm d'épaisseur permet l'isolation thermique du réservoir. Plusieurs éléments sont intégrés dans ce réservoir. La Figure 2.2 identifie en rouge ceux qui font partie du circuit solaire primaire et en noir ceux qui font partie du circuit solaire secondaire.

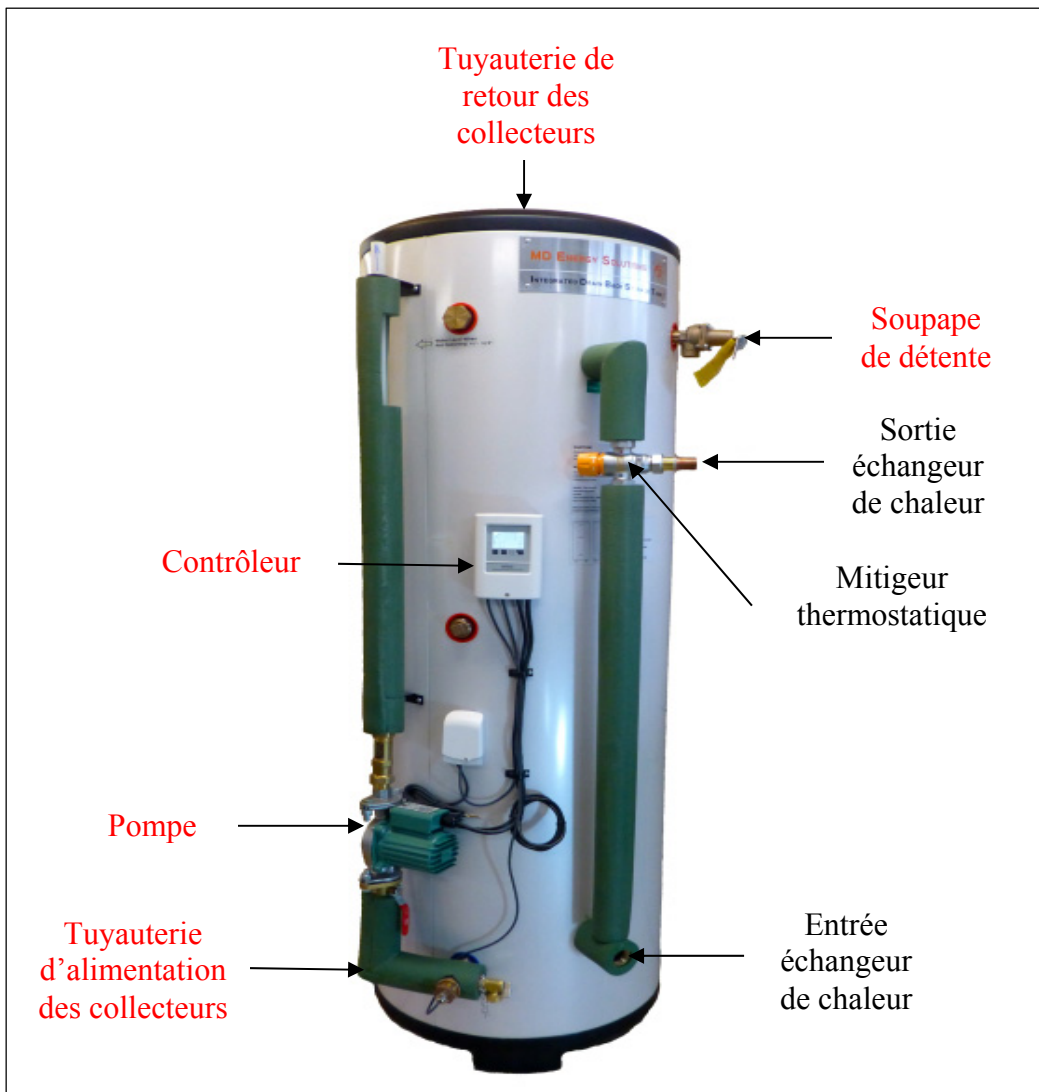


Figure 2.2 Différents éléments intégrés dans le réservoir All In One

2.2.1.3 Soupape de détente

Une soupape de détente est utilisée comme mesure de sécurité pour assurer une pression égale à la pression atmosphérique à l'intérieur du réservoir.

2.2.1.4 Pompe

La pompe est de type TACO 009-SF5. Elle est fabriquée en acier inoxydable. Sa puissance est de 1/8 HP. Elle est conçue pour fournir un débit qui varie entre 5 et 30 L/min et pour une élévation totale de 9 m à une température du fluide comprise entre 4 et 90 °C.

2.2.1.5 Tuyauterie de raccordement

La tuyauterie est faite en cuivre dur type L. Elle a un diamètre interne de 1,9 cm (3/4") et une longueur totale de 15,52 m dont 5,61 m pour la tuyauterie d'alimentation des collecteurs et 9,91 m pour la tuyauterie de retour des collecteurs au réservoir. Elle est montée conformément à l'angle de drainage consigné pour les collecteurs. 3,87 m de la tuyauterie d'alimentation et 8,42 m de celle du retour sont exposés à l'extérieur du bâtiment.

Toute cette tuyauterie est isolée avec un isolant rigide constitué de fibre de verre pré-moulé ayant une conductivité thermique qui varie en fonction de la température de 0,029 W/m.°C à -18 °C jusqu'à 0,065 W/m.°C à 204 °C (Manville, 2014). L'isolation de la tuyauterie à l'extérieur est d'une épaisseur de 3,81 cm (1 1/2") et celle à l'intérieur est d'une épaisseur de 2,54 cm (1").

2.2.2 Circuit solaire secondaire

C'est là où circule l'eau de la ville qui sera utilisé comme eau-chaude domestique.

2.2.2.1 Échangeur de chaleur

L'échangeur de chaleur est à spirales, à paroi simple. Il couvre la superficie intérieure du réservoir. On ne voit, sur la Figure 2.2, que l'entrée et la sortie du dispositif. Il est construit en acier inoxydable SSU316, sa longueur est de 38 m et son diamètre est de 2,54 cm (1"). Sa surface d'échange effective est donc 3,032 m².

2.2.2.2 Mitigeur thermostatique

Un mitigeur thermostatique série 2521 de Caleffi, installé à la sortie de l'échangeur de chaleur, est utilisé pour contrôler le débit de l'eau chaude domestique tout en ajustant un mélange eau chaude-eau froide qui permet d'avoir une température de consigne fixée. La position du réglage est fixée selon la température de consigne désirée. Le Tableau 2.1 indique chaque position et sa température.

Tableau 2.1 Réglage de la température de l'eau chaude solaire domestique

Position	Min	1	2	3	4	5	6	7	Max
T (°C)	27	32	38	44	49	53	58	63	67

La position permettant d'avoir la température maximale à la sortie de l'échangeur de chaleur a été fixée afin d'éviter que l'eau chaude domestique produite dans ce circuit solaire secondaire soit mélangée avec l'eau froide de la ville.

2.2.1 Contrôleur

Un contrôleur de différence de température Sorel TDC 4 est utilisé pour commander la mise en marche et l'arrêt de la pompe. Il est connecté à deux sondes RTD de type PT1000 qui mesurent la température de l'eau en bas du réservoir et à la sortie des collecteurs, et il est connecté aussi à la pompe qui sera mise en marche ou bien en arrêt dépendamment de la différence de température entre ces deux sondes.

2.3 Description des conditions climatiques

Le montage expérimental de ce projet a été installé à Montréal. Cette ville canadienne est située à une latitude égale à $45,5^\circ$ et à une longitude égale à $-73,5^\circ$. Elle est soumise à un climat continental humide à forte amplitude thermique, qui est marqué par de gros écarts saisonniers de température. Quant au rayonnement solaire, la Figure 2.3 illustre la moyenne annuelle de l'ensoleillement global quotidien incident sur une surface inclinée comme celle des collecteurs installés dans ce projet (orientée vers le sud et ayant un angle d'inclinaison égal à 60°). On note que cette quantité d'énergie solaire journalière incidente sur une telle surface varie de 12 à 15 MJ/m^2 (Canada, 2013c), ce qui correspond à un maximum d'énergie annuelle reçue égal à 1 521 kWh/m^2 .

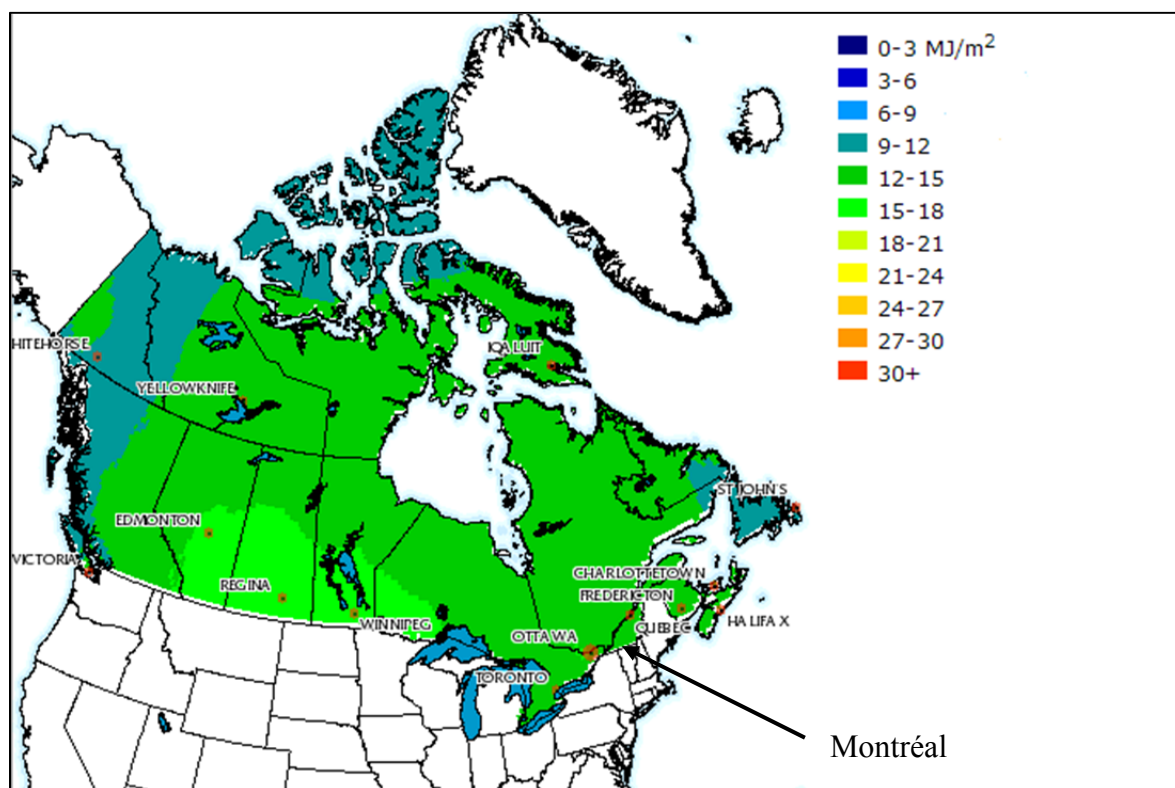


Figure 2.3 Ensoleillement global quotidien moyen sur une base annuelle (MJ/m^2) pour une surface orientée vers le sud avec inclinaison = latitude + 15°
Canada, 2013c

2.4 Description de la mise en service du système

Le réservoir de stockage, montré à la Figure 2.4, étant le même que celui de drainage, est rempli initialement d'eau de la ville à la température T_{main} . Le système est, par la suite, mis en marche. La pompe s'active et se désactive selon les ordres du contrôleur. On appelle S1 le point situé dans l'absorbeur du deuxième collecteur, montré à la Figure 2.5. La température, $T_{outColl}$, mesurée à ce point est considérée une température représentative de la sortie des deux collecteurs. Soit S2 le point situé au fond du réservoir où on mesure $T_{bottomTk}$. Lorsque la différence de température $T_{outColl} - T_{bottomTk}$ est supérieure à 10 °C et lorsque la température à la sortie des collecteurs, $T_{outColl}$, est supérieure ou égale à 20 °C, la pompe est mise en marche et l'eau du réservoir circule dans le circuit primaire du système afin de collecter l'énergie solaire reçue par les collecteurs. La pompe est arrêtée lorsque la différence de température devient inférieure à 3 °C, tout en respectant une température maximale de 85 °C qui peut être atteinte au fond du réservoir. La pompe s'arrête aussi lorsque la température à la sortie des collecteurs dépasse 95 °C afin de protéger le système contre la surchauffe. Elle est remise en marche lorsque cette température chute en dessous de 90 °C.

En suivant ce mode de fonctionnement, le système récupère l'énergie solaire disponible dans les collecteurs et la renvoie vers le réservoir. Les Figure 2.4 et Figure 2.5 montrent le sens d'écoulement du fluide caloporteur dans le circuit solaire primaire, colorée en bleu ciel pour représenter l'alimentation en eau froide des collecteurs et en rouge pour représenter le retour de cette eau vers le réservoir, ainsi que la direction de l'eau de la ville dans le circuit solaire secondaire, colorée en bleu foncé pour représenter l'entrée de cette eau à l'échangeur de chaleur et en orangé pour représenter sa sortie. Cet échangeur de chaleur s'étale sur la surface latérale interne du réservoir. Donc, lorsqu'il est alimenté en eau froide de la ville à T_{main} , cette dernière récupère à son passage la chaleur de l'eau chaude stockée dans le réservoir et quitte par la suite cet échangeur de chaleur à une température chaude T_{outHX} . Ce soutirage de chaleur de l'eau chaude produite par le chauffe-eau solaire ne commence que lorsqu'une température $T_{waterTk}$ suffisamment chaude est atteinte dans le réservoir.

On note aussi que la température dans la partie supérieure du réservoir T_{topTk} , la température à l'entrée des collecteurs T_{inColl} , ainsi que la température à la surface de la tuyauterie de retour en dessous de l'isolant T_{pipe} , ont été mesurés. Elles ont servi dans des calculs effectués, présentés dans des sections ultérieures de ce travail.

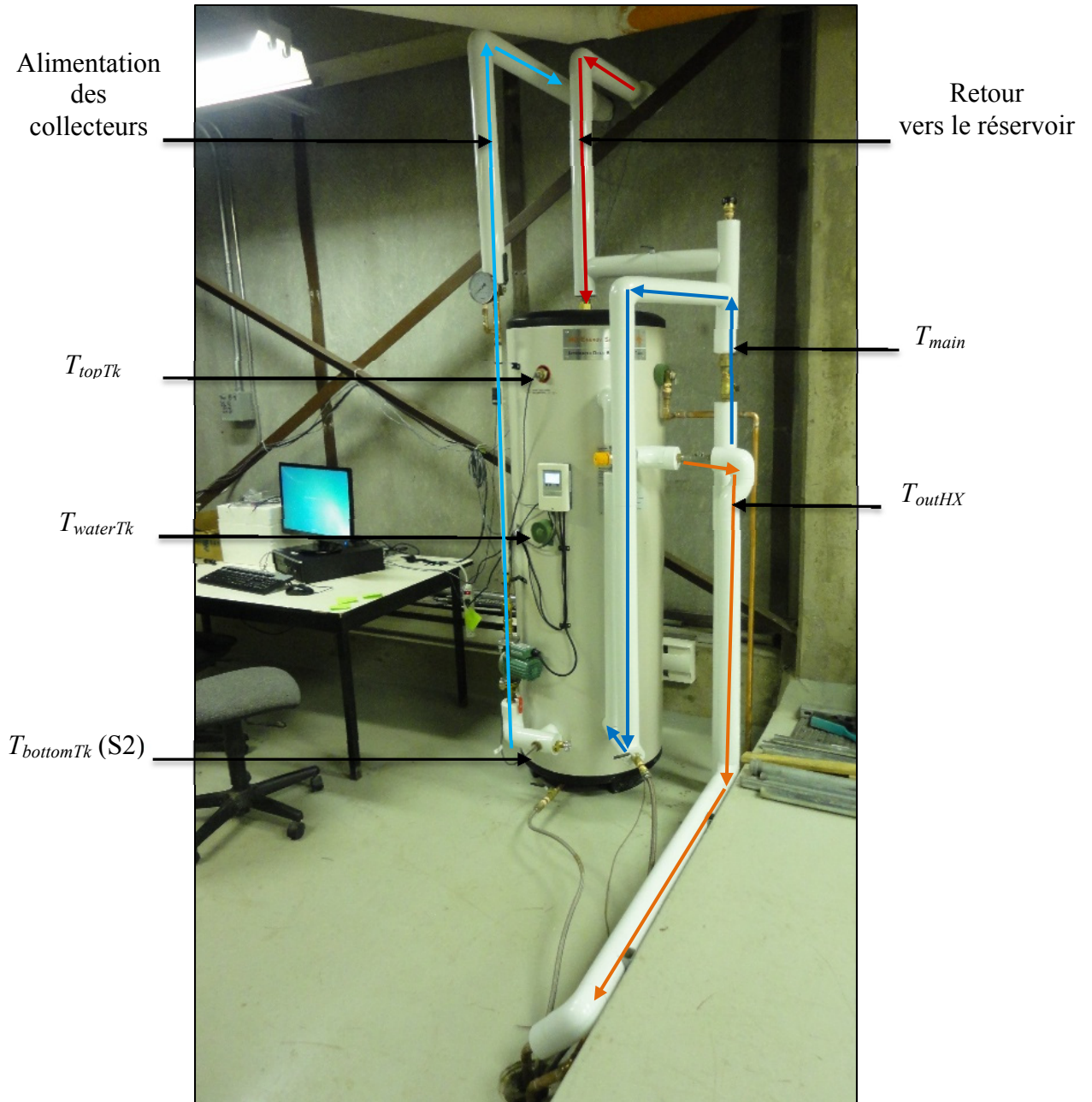


Figure 2.4 Réservoir du système auto-vidangeable installé dans HélioLAB à l'ETS

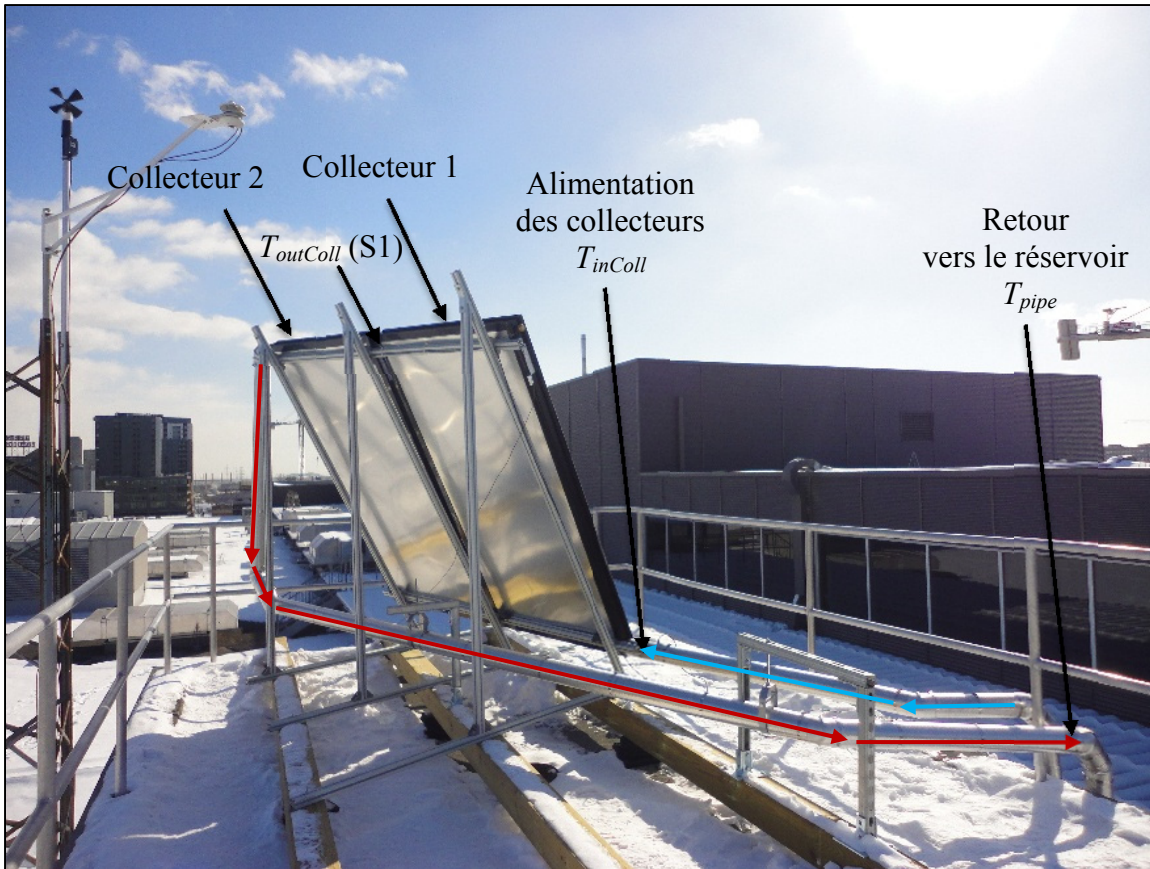


Figure 2.5 Collecteurs solaires thermiques du système auto-vidangeable installés sur le toit de HélioLAB à l'ETS

2.5 Conclusion du chapitre

Une fois le système installé, tel que détaillé dans ce chapitre, des instruments de mesure ont été placés et une chaîne d'acquisition de données fut élaborée afin de réaliser des essais qui sont inspirés de normes et de standards choisis. Cette mise à l'essai est décrite dans le chapitre suivant.

CHAPITRE 3

PROCÉDURE EXPÉRIMENTALE

Ce chapitre présente la procédure expérimentale employée pour tester le chauffe-eau solaire. Elle comprend deux parties principales inspirées de normes et de standards.

- Un essai de protection contre le gel qui a été inspiré de la norme canadienne CSA F379 puisqu'on est au Canada ainsi que du standard américain ASHRAE 95 puisqu'ils sont complémentaires tous les deux. Cependant, étant donné que ces références sont dédiées pour les essais à l'intérieur, c'est-à-dire sous des conditions météorologiques contrôlables d'un laboratoire avec simulateur solaire et chambre environnementale, les procédures décrites dans ces références n'ont pas été strictement suivies.
- Des essais de performance qui ont été, quant à eux, répartis en deux parties. Une première partie inspirée de ces mêmes normes et une deuxième partie inspirée de la norme ISO 9459-2 élaborée par l'organisation internationale de normalisation. Cette dernière a été retenue puisqu'elle propose une méthode d'essai de performance en extérieur, c'est-à-dire sous des conditions météorologiques réelles variables.

Par ailleurs, le système choisi appartient à la plage d'application de ces documents. En effet, ils sont applicables à des chauffe-eau solaires ayant une capacité de stockage de $0,45 \text{ m}^3$ ou moins et pour des demandes d'utilisation journalières d'eau chaude de l'ordre de $0,38 \text{ m}^3$ ou moins. Ces documents sont présentés brièvement en Annexe III.

Les essais réalisés dans ce travail ont eu pour finalité de :

- Mettre en marche le système correctement;
- Vérifier sa fiabilité pour surmonter les conditions de gel;

- Étudier le comportement du système de point de vue de ses performances thermiques pendant la période d'essai.

Une estimation de la rentabilité économique a fait partie du présent travail aussi. Elle a été évaluée dans le dernier chapitre.

3.1 Classification des procédures

La procédure d'essais à suivre est déterminée selon la classification du chauffe-eau solaire dans les normes et standards. Cette classification est indiquée dans la Figure 3.1.

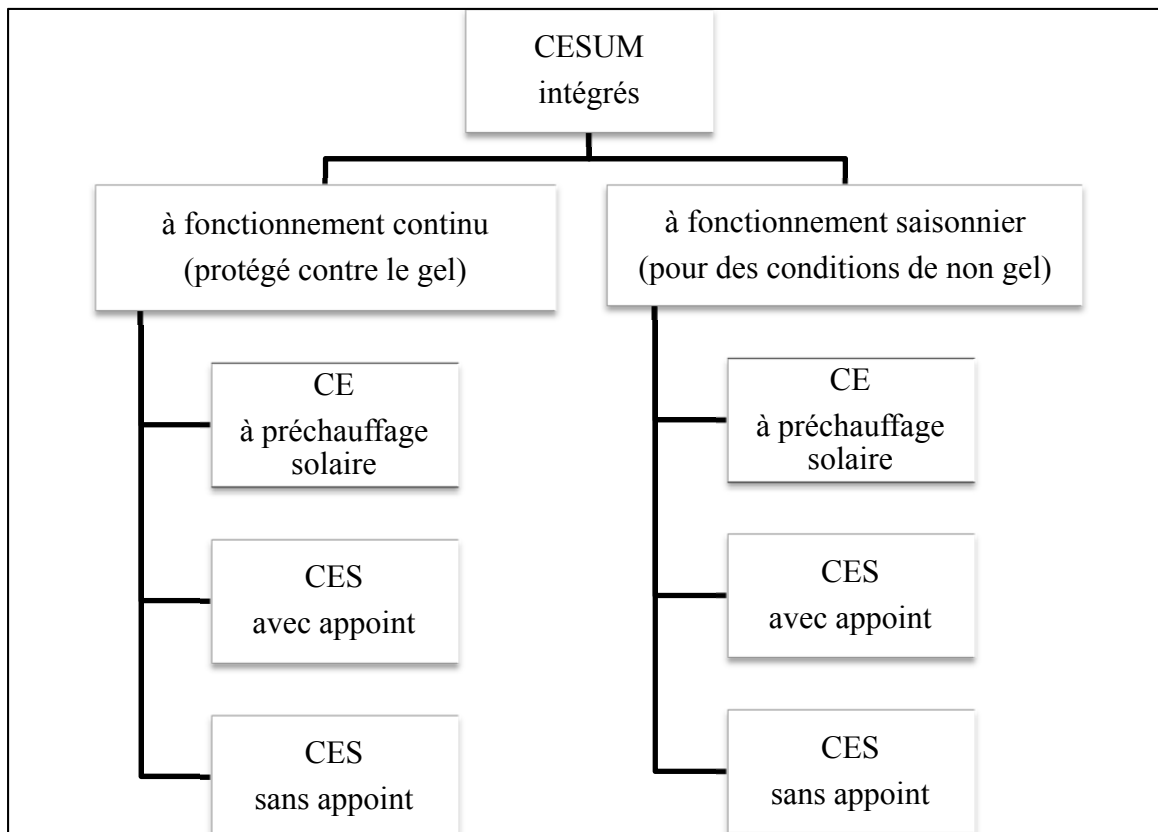


Figure 3.1 Classification des Chauffe-Eau Solaires d'Usage Ménager (CESUM) pour les essais selon la norme CSA F379

Similairement, cette classification des essais dans la norme ISO 9459-2 est faite selon que les chauffe-eau solaires sont à préchauffage, avec ou sans appoint. Puisque le système choisi est un chauffe-eau solaire sans appoint et qu'il est testé sous des conditions de gel, la méthode d'essais choisie est celle pour un CESUM intégré à fonctionnement continu et sans appoint (en bas, à gauche de la Figure 3.1).

Selon ces normes, le système est testé jusqu'à ce que ses performances soient les mêmes pour deux jours successifs, à ce moment-là les données sont prises pour l'évaluation. Ceci est applicable lorsque la mise à l'essai est dans un laboratoire et sous des conditions nominales fixées à l'aide d'une chambre environnementale et d'un simulateur solaire. Or le système concerné par ce travail est installé dans des conditions réelles, c'est-à-dire que les collecteurs sont installés sur le toit à l'extérieur du bâtiment alors que le réservoir est à l'intérieur. Ainsi, le rayonnement solaire incident sur les collecteurs, la vitesse de vent et la température ambiante sont variables pendant les essais. En raison de ces conditions réelles d'essai, les exigences dans la norme CSA F379 et dans le standard ASHRAE 95 ne peuvent pas être appliquées strictement. Ainsi, des adaptations ont été apportées aux essais. Dans ce qui suit, une description détaillée des essais réalisés est fournie.

3.2 Essais de protection contre le gel

Puisque la méthode d'essai en extérieur suggérée par ISO 9459-2 ne propose aucune procédure d'essai qui tient en considération l'aspect de protection contre le gel, l'essai nécessaire dans cette partie a été inspiré de la norme CSA F379 et du standard ASHRAE 95.

Ce premier essai est un essai de circulation et de vidange. Il a pour objectif de s'assurer de la bonne mise au point du chauffe-eau solaire auto-vidangeable. On attend alors jusqu'à ce que la pompe soit activée, on note le débit de recirculation \dot{m}_{recir} et on vérifie que $T_{outColl}$ est supérieure à 20 °C et que $T_{outColl} - T_{bottomTk}$ est supérieure à 10. Ensuite, on attend jusqu'à ce que la température à S1, $T_{outColl}$, baisse de telle sorte que $T_{outColl} - T_{bottomTk}$ soit égale à 3 °C. De cette façon la pompe s'arrête.

Toutes les prises de mesures qui ont servies pour cet essai de circulation et de vidange ainsi que les données calculées sont présentées dans le tableau en Annexe VI.

3.3 Essais de performance

3.3.1 Avec plusieurs soutirages d'eau chaude pendant la journée

Cette partie permet de déterminer la quantité nette d'énergie solaire fournie par le chauffe-eau solaire auto-vidangeable dans les conditions météorologiques nordiques et pour des soutirages d'eau qui correspondent aux conditions d'utilisation en continu du système. Par la suite, puisque le chauffe-eau solaire est sans appoint, la quantité d'eau chaude au-dessus de 30 °C pouvant être produite ainsi que le temps moyen nécessaire pour produire cette eau à partir de l'eau froide sont à déterminer.

Le premier jour, le matin, le réservoir est rempli d'eau à T_{main} et le système commence à fonctionner normalement durant ce jour et les jours successifs des tests. Les conditions de test recommandées par la norme CSA sont indiquées dans le Tableau 3.1. Elles sont toutes respectées sauf T_{main} . En effet, la température réelle de l'eau de ville T_{main} durant les essais est nettement plus froide. Elle est de l'ordre de 4 °C. Ainsi, ces valeurs et les mesures effectuées durant ces tests de performance ont été enregistrées chaque jour dans le tableau en Annexe VII.

L'eau chaude est soutirée seulement lorsque sa température T_{outHX} dépasse 30 °C, ou encore lorsque la température de l'eau dans le réservoir atteint 40 ± 2 °C. Le soutirage continue jusqu'à ce que la température de l'eau chaude à la sortie de l'échangeur de chaleur T_{outHX} soit inférieure à 30 °C.

Dans ce projet, ces soutirages ont été réalisés seulement pour deux jours afin d'éviter le gaspillage d'eau.

Tableau 3.1 Conditions de test selon CSA

T_{main}	15 ± 1	$^{\circ}\text{C}$
T_{local}	20 ± 2	$^{\circ}\text{C}$
Débit durant le tirage d'eau chaude	10 ± 1	L/min

Le diagramme de la Figure 3.2 récapitule la démarche suivie lors de cet essai. Dans cette figure, V_{outHX} est le volume des prélèvements d'eau chaude mesuré à la sortie de l'échangeur de chaleur, E_s est l'énergie journalière contenue dans ces prélèvements et S_f est le taux de couverture solaire journalier. Ces deux derniers sont déterminés à l'aide des équations représentées dans le chapitre suivant.

3.3.1 Avec un seul soutirage d'eau chaude pendant la nuit

Cette partie permet de déterminer la quantité d'eau chaude, ayant une température supérieure à $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, qui peut être produite à la sortie de l'échangeur de chaleur la nuit après avoir eu toute une journée de récupération d'énergie solaire.

Cet essai a été reproduit seulement pour un jour, afin d'éviter le gaspillage d'eau, en commençant six heures avant midi-solaire et en terminant six heures après. Le jour est choisi de telle sorte que les valeurs d'irradiation solaire incidente appartienne à l'intervalle $[8 ; 25\text{ MJ/m}^2]$.

Le système fonctionne le jour d'essai durant 12 heures. Au moins six heures après midi solaire, on alimente l'échangeur de chaleur avec l'eau de la ville qui a une température T_{main} de l'ordre de $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, à un débit constant de $10 \pm 1\text{ L/min}$ jusqu'à ce que T_{outHX} soit inférieure ou égale à $30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Durant ces soutirages, T_{outHX} et V_{outHX} sont mesurées chaque 10 s.

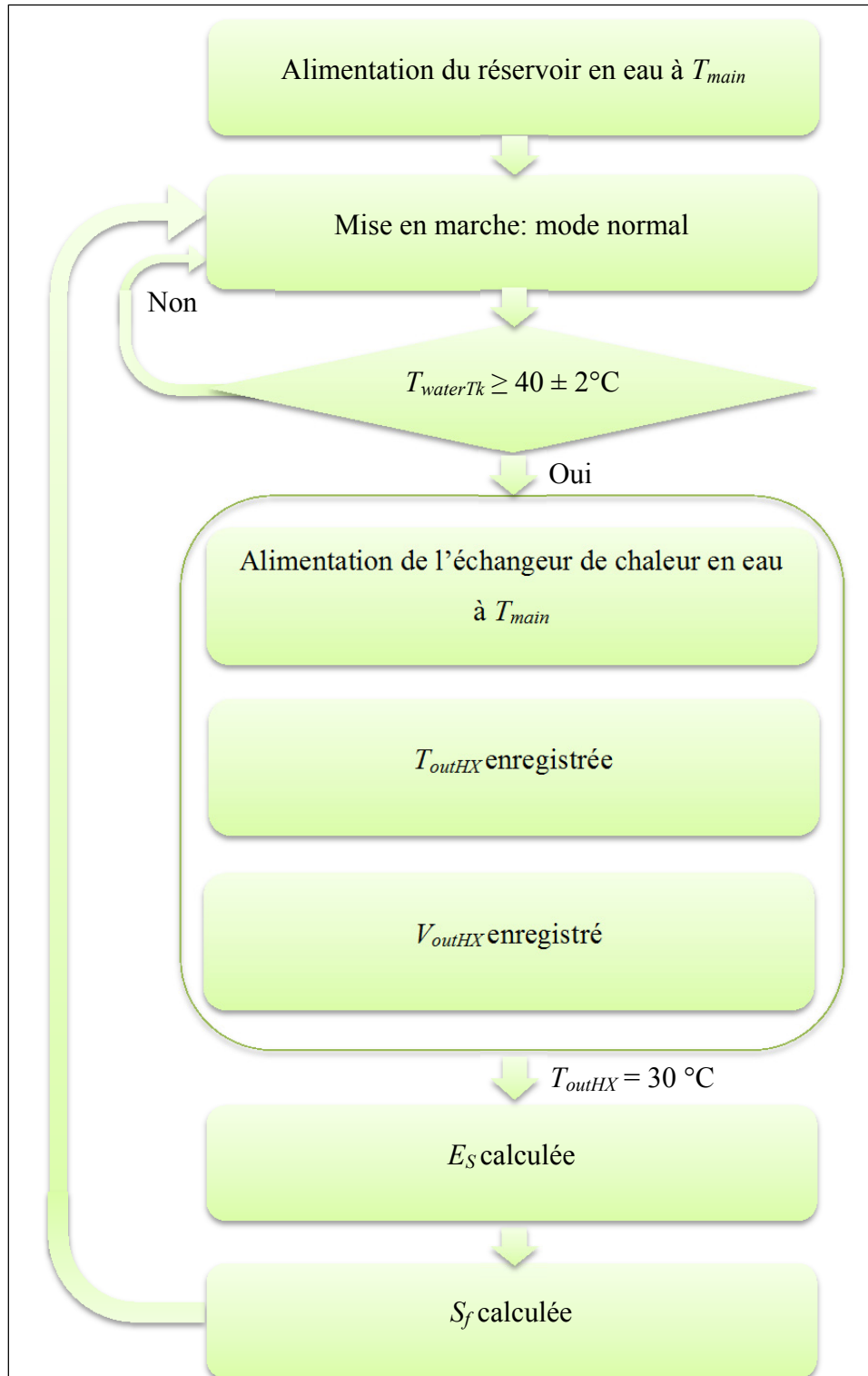


Figure 3.2 Procédure de l'essai de performance avec plusieurs soutirages d'eau chaude

3.4 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a présenté les procédures de mise à l'essai employées dans cette étude. En complément, l'Annexe III présente les normes et standards dont ces procédures sont inspirées de même que les instruments de mesures utilisés avec leurs spécifications et les Annexes IV et V présentent l'équipement d'acquisition de données qui fut utilisé et l'interface d'acquisition qui a été élaborée avec le logiciel LabView. Les résultats obtenus lors de ces essais sont analysés et discutés dans le chapitre suivant.

CHAPITRE 4

RESULTATS

4.1 Analyse de la protection contre le gel

L'essai a été réalisé pour deux journées successives, le 26 et le 27 février 2014, ayant une température ambiante qui variait entre -8 et -15 °C. La Figure 4.1 présente la radiation solaire totale horizontale G et la radiation solaire incidente sur la surface des collecteurs G_t pendant ces journées. On remarque plusieurs fluctuations dans la variation de ces radiations solaires. Ceci reflète le passage fréquent des nuages. En outre, en comparant les deux radiations solaires, on note l'avantage de G_t sur G causé par l'orientation et l'inclinaison des collecteurs. La quantité d'énergie solaire incidente lors de ces journées est 12.6 MJ/m² et 7 MJ/m², respectivement.

Malgré que les journées aient été nuageuses et que leurs températures aient été basses, la température à la sortie des collecteurs a pu atteindre 45 °C à plusieurs reprises comme on le voit sur la Figure 4.2. La différence entre cette température, $T_{outColl}$, et celle au fond du réservoir, $T_{bottomTk}$, a ainsi permis le démarrage du système avec un débit volumique d'eau dans la tuyauterie externe allant vers les collecteurs, \dot{v}_{Coll} , qui varie selon la vitesse imposée par la pompe. Ce débit, présenté à la Figure 4.3, permet de repérer les démarrages et les arrêts du système au cours de la période d'essais. Si on examine la Figure 4.2 et la Figure 4.3 simultanément, on verra que ce débit est nul lorsque la température $T_{outColl}$ est basse. C'est l'air qui est stagnant dans les collecteurs pendant ce temps-là. Et lorsque le débit est différent de zéro, ça indique que $T_{outColl}$ rencontre les exigences indiquées au chapitre 3 et que l'eau a commencé à circuler dans les collecteurs à ce moment.

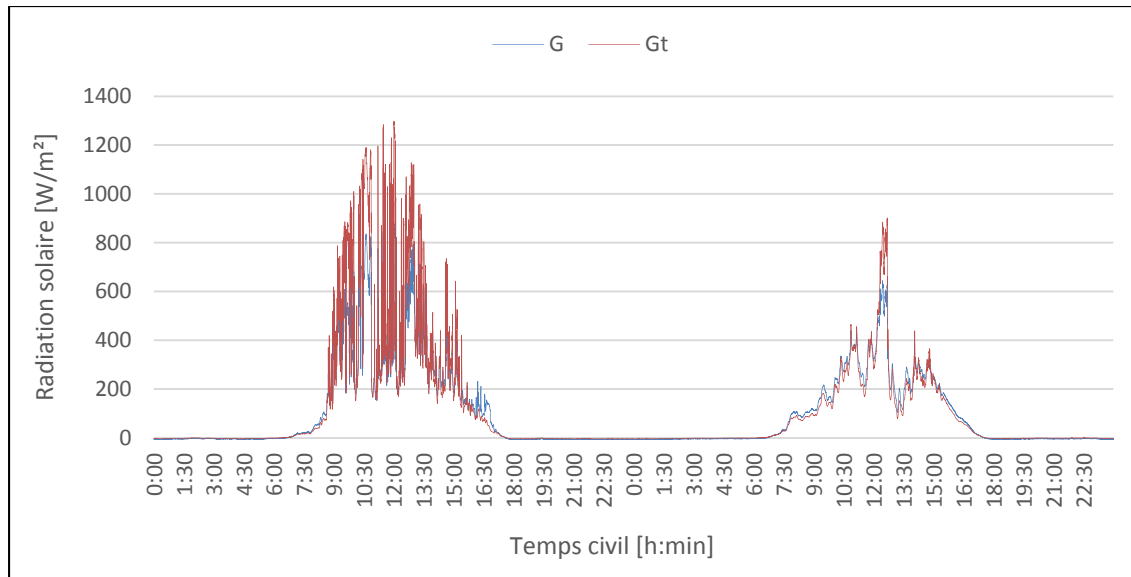


Figure 4.1 Variation de la radiation solaire totale horizontale et de la radiation solaire incidente sur les collecteurs lors de l'essai de protection contre le gel

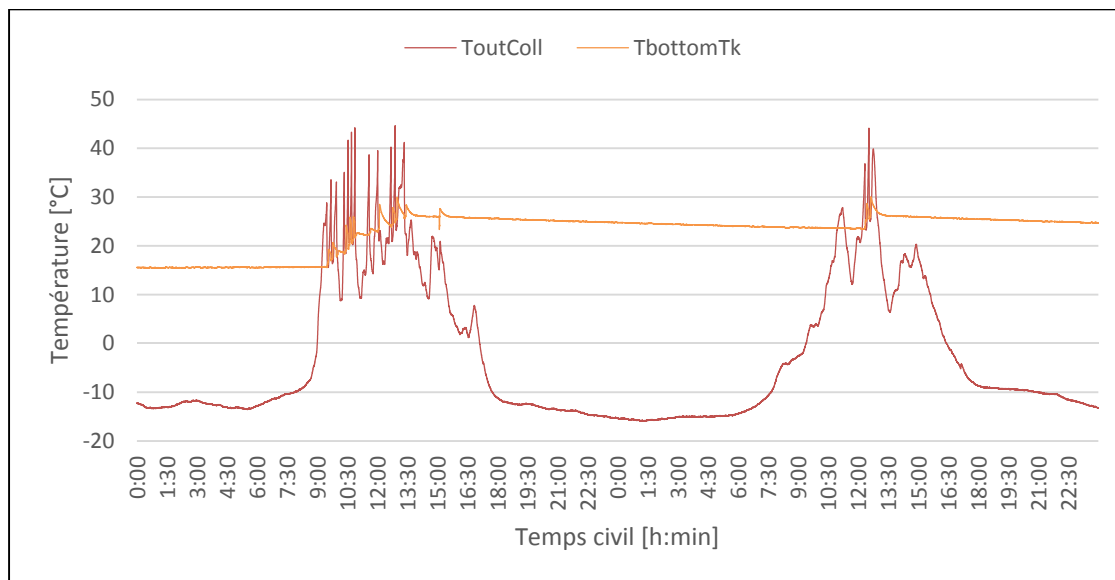


Figure 4.2 Variation des températures de contrôle de fonctionnement du système lors de l'essai de protection contre le gel

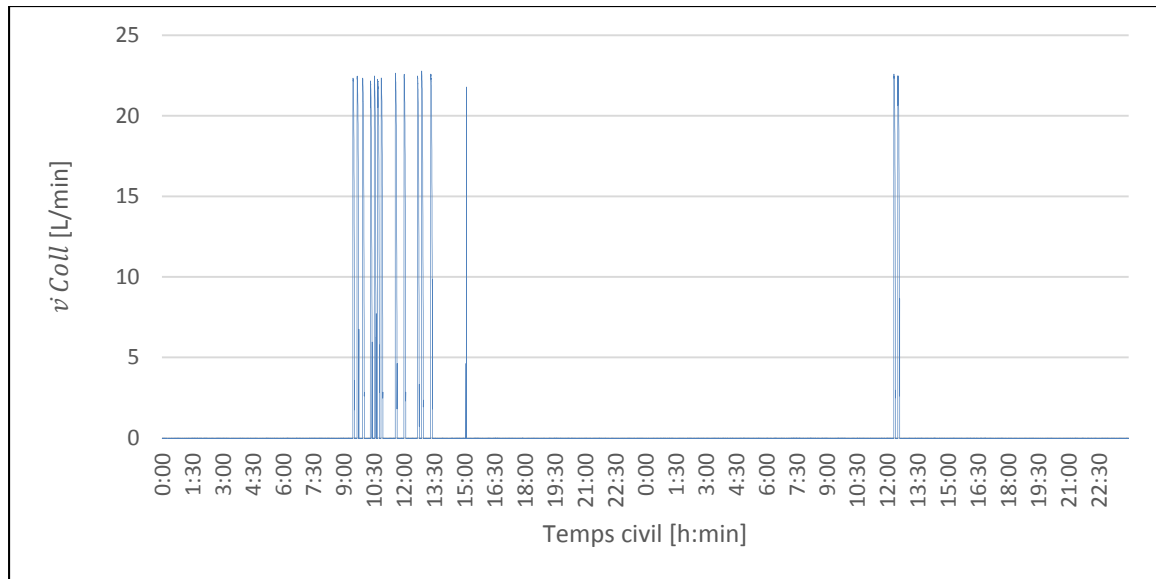


Figure 4.3 Variation du débit d'eau à l'entrée des collecteurs lors de l'essai de protection contre le gel

Afin de s'assurer que les valeurs du débit sont, à chaque redémarrage, suffisamment élevées pour éviter le bouchon ou l'accumulation de glace, la vitesse de recirculation v_{recir} d'eau dans cette tuyauterie a été calculée. Des valeurs comprises entre 90 et 140 cm/s ont été trouvées à l'aide de l'équation (4.1).

$$v_{recir} = \frac{\dot{m}_{recir}}{\rho_w \times 60 \times A_{pipe}} * 100 \quad (4.1)$$

où \dot{m}_{recir} est le débit massique exprimé en kg/min correspondant au débit volumique \dot{v}_{Coll} aux moments des démarrages, ρ_w est la masse volumique de l'eau exprimée en kg/m³ et A_{pipe} est la section de la tuyauterie exprimée en m².

Ces vitesses trouvées sont largement supérieures à 30 cm/s, vitesse minimale requise par la norme CSA F379. D'où, on peut conclure que la recirculation d'eau vidangée s'établit à un débit acceptable lorsque la pompe redémarre.

Le deuxième paramètre évalué dans cet essai est la durée, t_{drain} , nécessaire pour la vidange des collecteurs et de la tuyauterie. Elle est exprimée en seconde et calculée à l'aide de l'équation (4.2).

$$t_{drain} = t_{PumpOFF} - t_{Initial_Level} \quad (4.2)$$

où $t_{PumpOFF}$ est l'heure enregistrée lorsque la pompe est arrêtée et $t_{Initial_Level}$ est l'heure enregistrée lorsque l'eau dans le réservoir est retournée à son niveau initial. Ce dernier a été déterminé lors du premier remplissage du réservoir avec la sonde capacitive. De cette façon, la sonde s'allume lorsque l'eau circule et dépasse ce niveau et elle s'éteint dès que l'eau revient à ce niveau initial.

Ainsi, les valeurs de t_{drain} qui ont été mesurées ne dépassent pas 90 s. Ceci est conforme à l'exigence de la norme CSA F379 qui limite ce temps à 10 min au maximum. Par ailleurs, il a été confirmé que la vidange des capteurs et des tuyaux a été complète. En effet, le niveau d'eau dans le réservoir retourne toujours à son niveau initial, celui avant démarrage, lorsque la pompe est arrêtée.

Étant donné que la circulation et la vidange du système se produisent correctement, il est important d'évaluer les pertes thermiques survenues dans la tuyauterie allant des collecteurs vers le réservoir. Pour ceci, la puissance thermique délivrée par les collecteurs, exprimée en W, est calculée à l'aide de l'équation (4.3).

$$Q_{uColl} = \frac{\dot{m}_{Coll}}{60} \times C_{p_w} \times (T_{outColl} - T_{inColl}) \quad (4.3)$$

où \dot{m}_{Coll} est le débit massique, exprimé en kg/min, correspondant au débit volumique à l'entrée des collecteurs, \dot{v}_{Coll} , et C_{p_w} est la chaleur spécifique de l'eau, supposée constante et égale à 4 180 J/kg.K pour des températures comprises entre 290 et 320 K.

La Figure 4.4 montre les variations des températures à l'entrée et à la sortie des collecteurs pour les deux jours de l'essai. On note que lorsque le système est en arrêt, T_{inColl} dépasse

$T_{outColl}$ parce que la mesure est placée dans la tuyauterie isolée alors que la sonde qui mesure $T_{outColl}$ est placée au sommet des collecteurs et elle est donc plus proche de la température ambiante lorsqu'il n'y a pas de rayonnement solaire. Ce dépassement fait en sorte qu'on ait des valeurs négatives de Q_{uColl} . Ces dernières ont été, plutôt, considérées nulles.

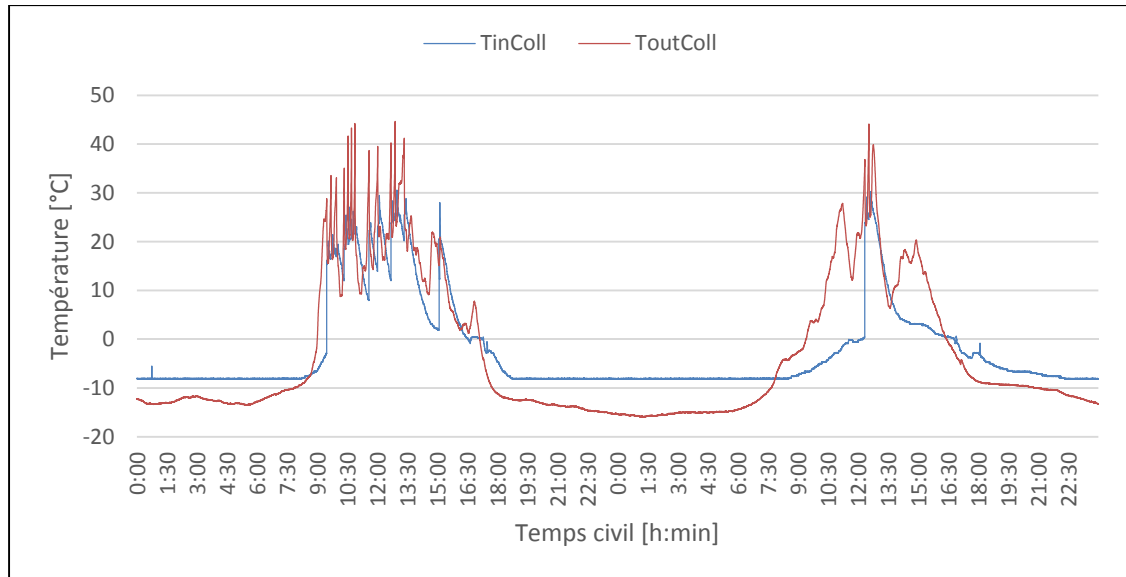


Figure 4.4 Variation de la température au travers des collecteurs lors de l'essai de protection contre le gel

Les valeurs moyennées sur une base horaire de Q_{uColl} le long de ces deux jours d'essai sont ainsi présentées à la Figure 4.5. On y observe des valeurs nulles lorsque le système est en arrêt et des valeurs non nulles lorsque ce dernier est en marche. Ces valeurs non nulles de la puissance thermique utile des collecteurs sont plus élevées pendant la première journée que pendant la deuxième, dû au rayonnement solaire total incident qui est plus important lors de la première journée.

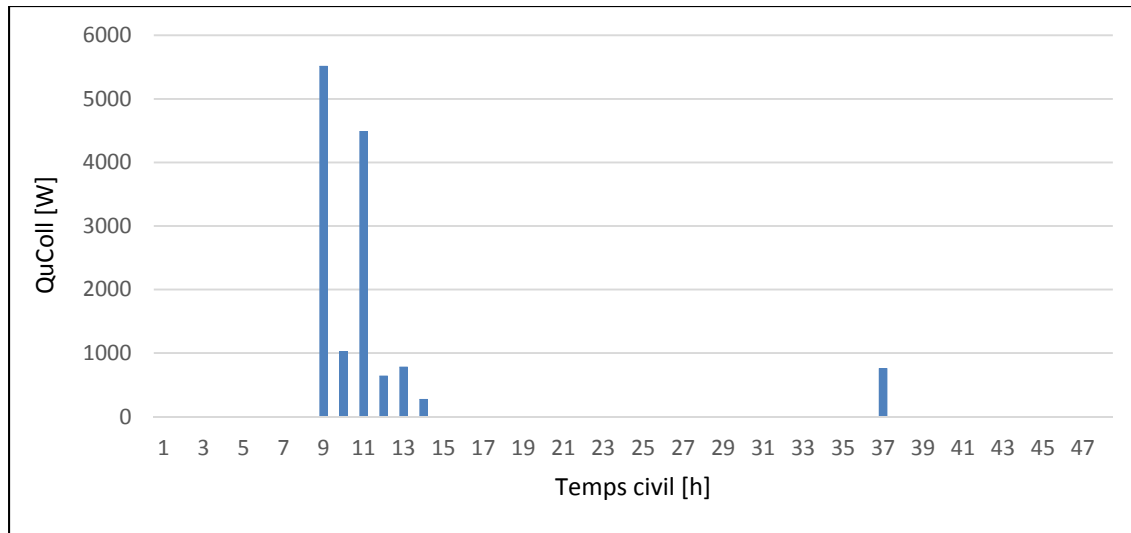


Figure 4.5 Variation de la puissance thermique délivrée par les collecteurs lors de l'essai de protection contre le gel

Quant aux pertes thermiques dans la tuyauterie de retour exposée à l'extérieur, elles ont été déterminées à partir du réseau des résistances thermiques établi pour un régime permanent. Ce réseau est présenté à la Figure 4.6. La résistance de contact entre le cuivre et l'isolant et la résistance de rayonnement ont été négligées dans ce réseau. Seulement les résistances thermiques convectives et conductives ont été prises en considération. Les différentes températures et les différentes dimensions sont aussi présentées à la Figure 4.6.

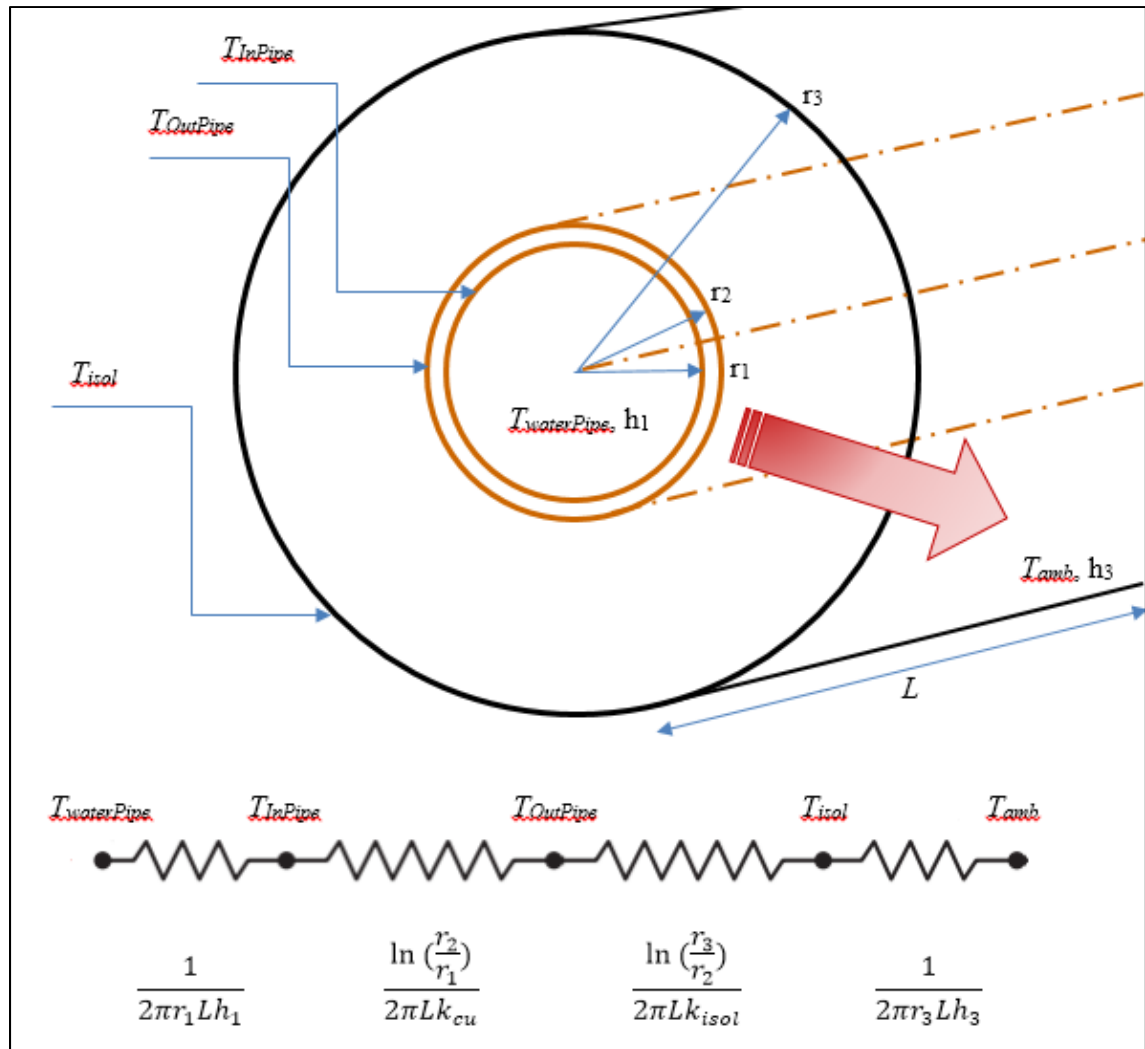


Figure 4.6 Bilan des résistances thermiques dans la tuyauterie exposée

Les pertes thermiques, Q_{pipe} (W), ont été ainsi calculées à l'aide de l'équation (4.4).

$$Q_{pipe} = \frac{T_{WaterPipe} - T_{amb}}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k_{cu}} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi L k_{isol}} + \frac{1}{2\pi r_3 L h_3}} \quad (4.4)$$

où L est la longueur de la tuyauterie de retour exposée à l'extérieur qui est égale à 6 m, k_{cu} est la conductivité thermique du cuivre supposée invariable en fonction de la température et égale à 401 W/m.K (Frank P.Incropera, 2011) et k_{isol} est la conductivité thermique de l'isolant fibre de verre pré-moulé qui varie en fonction de la température de la tuyauterie de

0,029 W/m.K à -18 °C jusqu'à 0,065 W/m.K à 204 °C. On remarque que k_{cu} est plus de six mille fois supérieure à k_{isol} cela veut dire que la résistance thermique de conduction du cuivre peut être négligée devant la résistance thermique de conduction de l'isolant dans l'équation (4.4). En outre, puisque le cuivre est un très bon conducteur, on a supposé que les trois températures $T_{WaterPipe}$, T_{InPipe} et $T_{OutPipe}$ sont égales. Soit alors T_{pipe} la variable qui représente la valeur de ces températures. Sa valeur mesurée durant les deux jours d'essai a été présentée à la Figure 4.7.

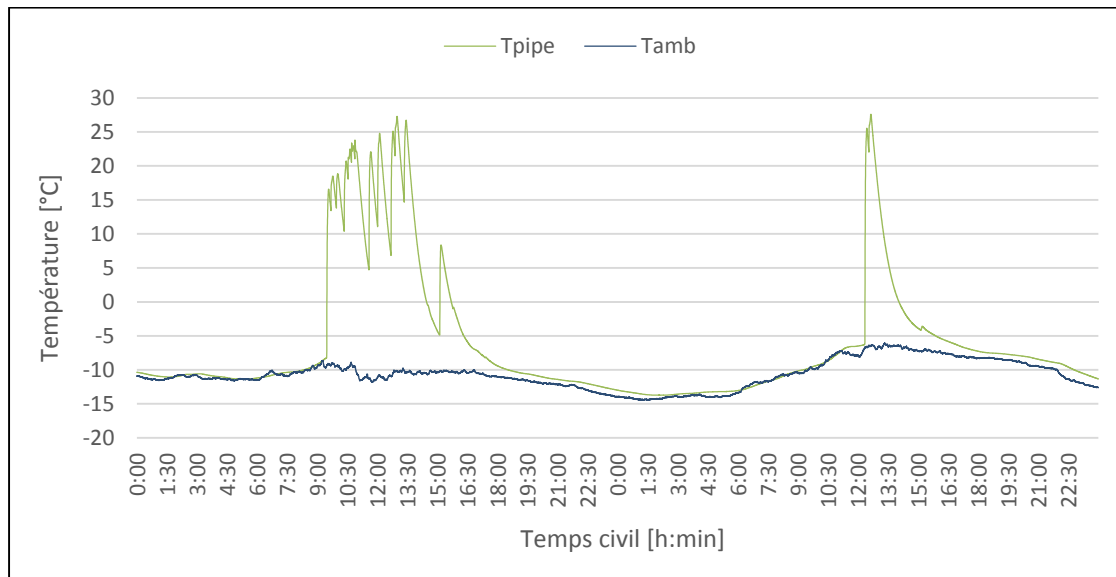


Figure 4.7 Variation de la température de la tuyauterie de retour et de la température ambiante lors de l'essai de protection contre le gel

D'autre part, sachant que les valeurs typiques du coefficient de transfert thermique convectif des gaz appartiennent à l'intervalle [2 – 250 W/m².K] et que les valeurs typiques du coefficient de transfert thermique convectif des liquides appartiennent à l'intervalle [50 – 20 000 W/m².K] (Frank P.Incropera, 2011), et puisque la convection de l'eau dans la tuyauterie est forcée, on fait l'hypothèse que la résistance thermique convective de l'eau peut être négligée par rapport à la résistance thermique convective de l'air à l'extérieur de la tuyauterie. En effet, en utilisant la corrélation de Dittus-Boelter pour un écoulement interne dans une conduite circulaire, h_i trouvée est d'environ 6398 W/m².K. Cette valeur est calculée

pour des propriétés thermo-physiques de l'eau à 310 K. Elle est au moins 25 fois plus grande que la valeur prévue de h_3 . L'équation (4.4) devient alors comme suit :

$$Q_{pipe} = \frac{T_{pipe} - T_{amb}}{\frac{\ln(\frac{r_3}{r_2})}{2\pi L k_{isol}} + \frac{1}{2\pi r_3 L h_3}} \quad (4.5)$$

Afin de déterminer le coefficient de transfert thermique convectif, h_3 (W/m².K), la corrélation de Zukauskas pour un écoulement à l'extérieur de la tuyauterie, exprimé par l'équation (4.6), a été utilisée.

$$h_3 = \frac{Nu_{D3} k_{air}}{D3} = \frac{C Re_{D3}^m Pr^n (\frac{Pr}{Pr_s})^{1/4} k_{air}}{D3} \quad (4.6)$$

Selon cette corrélation, toutes les propriétés thermo-physiques dans l'équation (4.6) sont évaluées à la température ambiante, T_{amb} , sauf Pr_s qui est évalué à la température de la surface de l'isolant, T_{isol} . Par hypothèse, cette dernière est égale à la température ambiante. Ce qui fait que $Pr_s = Pr$. Par conséquent, l'expression du coefficient de transfert thermique convectif, h_3 , devient :

$$h_3 = \frac{C Re_{D3}^m Pr^n k_{air}}{D3} \quad (4.7)$$

Le nombre de Reynolds, Re_{D3} , et le nombre de Prandlt, Pr , dépendent des propriétés thermo-physiques de l'air. Hors, sous une pression atmosphérique et pour une température ambiante, T_{amb} , qui varie entre -8 et -15 °C, comme le montre la Figure 4.7, les propriétés thermo-physiques de l'air ne varient pas beaucoup (Frank P.Incropera, 2011). Ainsi, leurs valeurs utilisées dans le calcul de h_3 ont été supposées constantes. Elles ont été prises pour une température ambiante égale à -10 °C (263,15 K). Ces propriétés thermo-physiques de l'air sont présentées dans le Tableau 4.1.

Tableau 4.1 Propriétés thermo-physiques de l'air utilisées dans le calcul du coefficient de transfert thermique convectif

Propriété thermo-physique de l'air	Valeur	Unité
k_{air}	$23,3520 \cdot 10^{-3}$	W/m.K
ρ_{air}	1,3333	kg/m ³
μ_{air}	$166,1750 \cdot 10^{-7}$	N.s/m ²
Cp_{air}	1,0062	kJ/kg.K

À partir des équations (4.8) et (4.9) et pour une vitesse moyenne de l'air mesurée, v_{air} , égale à 10 m/s et un diamètre de l'isolant, D_3 , égal à 0,057 m, les valeurs du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl trouvées sont respectivement 91 468 et 0,716.

$$Re_{D_3} = \frac{\rho_{air} v_{air} D_3}{\mu_{air}} \quad (4.8)$$

$$Pr = \frac{Cp_{air} \mu_{air}}{k_{air}} \quad (4.9)$$

Puisque Re_{D_3} est compris entre 10^3 et 2×10^5 , les constantes C et m dans l'équation (4.7) sont respectivement égales à 0,26 et 0,6 et puisque Pr est inférieur à 10, la constante n est égale à 0,37. D'où, une valeur du coefficient de transfert thermique convectif, h_3 , égal à 89 W/m².K.

Les pertes thermiques qui se produisent au niveau de la tuyauterie de retour exposée à l'extérieur, exprimées à l'aide de l'équation (4.5), sont ainsi calculées et leurs moyennes horaires sont présentées à la Figure 4.8. On remarque que ces pertes sont relativement faibles. Elles représentent un maximum de 11 % de la puissance fournie par les collecteurs, pendant les jours considérés lors du test.

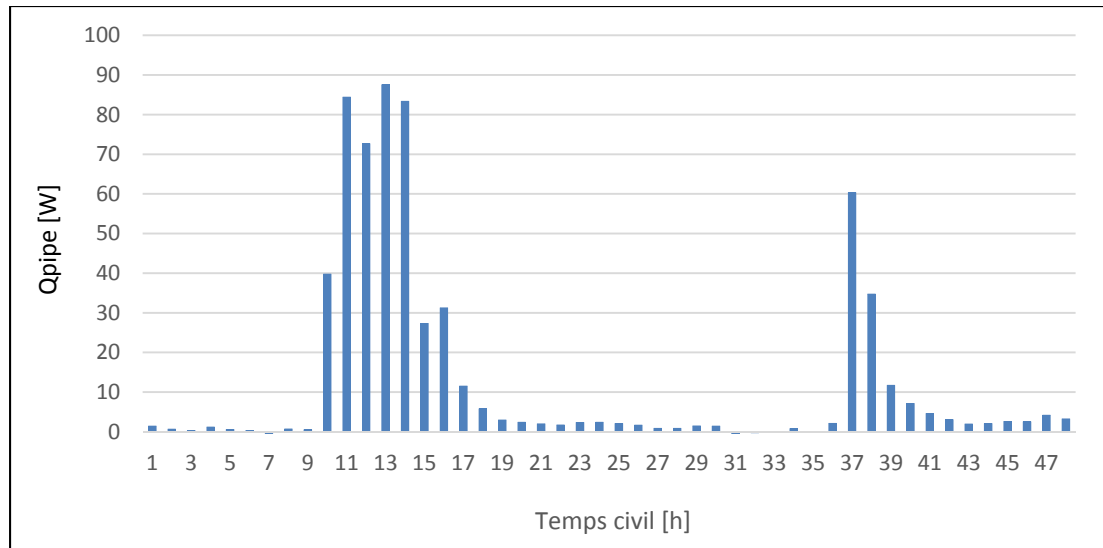


Figure 4.8 Variation des pertes thermiques dans la tuyauterie de retour exposée lors de l'essai de protection contre le gel

Ces pertes thermiques horaires sont utiles pour évaluer l'énergie qui est perdue par le fluide caloporteur; l'eau, mais elles n'informent pas si ce dernier gèlera dans la tuyauterie. D'où on a jugé important d'étudier la variation de la température de l'eau dans la tuyauterie en fonction de la température extérieure ambiante. Puisqu'on n'a pas de mesure de la température de l'eau dans la tuyauterie externe, on a considéré la température mesurée à la surface de la tuyauterie. Cette dernière est proche de la température de l'eau parce que le cuivre est un très bon conducteur. La Figure 4.9 présente la différence de température entre la surface de la tuyauterie et l'air ambiant. À l'aide de la Figure 4.3 qui présente les instants où on a un débit d'eau dans le circuit solaire primaire, on peut constater que cette différence de température est nulle lorsqu'il n'y a pas de fluide qui circule dans les collecteurs et la tuyauterie et elle est positive tant que le fluide circule. Donc, lorsque la pompe est en marche, l'eau dans la tuyauterie ne risque pas de geler sous des conditions météorologiques pareilles.

Finalement, un dernier aspect a été pris en considération lors de cet essai, c'est que même en cas de panne de courant, la pompe s'arrête et la vidange des collecteurs et de la tuyauterie se produit. D'où une protection contre le gel qui est toujours assurée. Cet essai a non seulement montré la fiabilité de la protection contre le gel du chauffe-eau solaire à vidange récupérée

dans un climat nordique tel que celui à Montréal, mais a prouvé aussi qu'un gain de 10 °C a été acquis. En effet, comme le montre la Figure 4.10, la température représentative de l'eau dans le réservoir, $T_{waterTk}$, a passé de 17 °C à 27 °C malgré des conditions météorologiques d'ensoleillement médiocres. Cependant, on remarque la présence de certaines pertes nocturnes. Ces dernières ont été évaluées dans les paragraphes suivants.

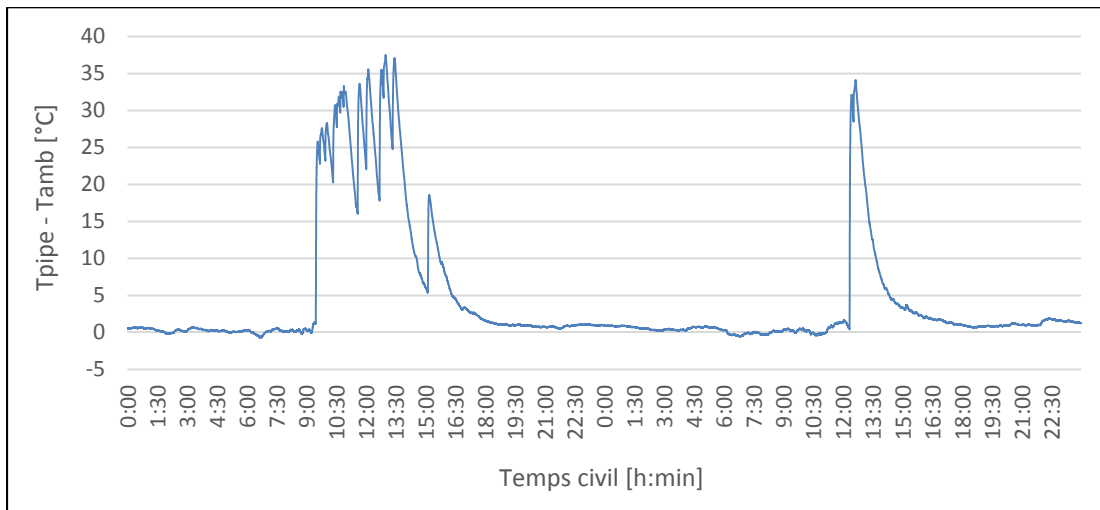


Figure 4.9 Variation de la différence de température $T_{pipe} - T_{amb}$ en fonction du temps, lors de l'essai de protection contre le gel

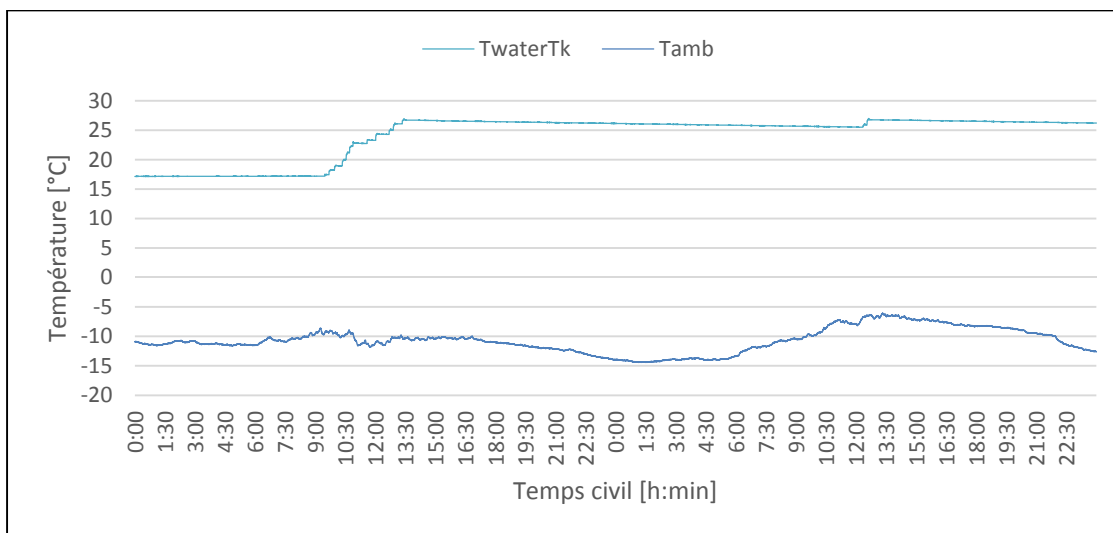


Figure 4.10 Variation de la température représentative de l'eau dans le réservoir lors de l'essai de protection contre le gel

4.2 Analyse des performances journalières

4.2.1 Comportement du système sans soutirage d'eau

Les résultats obtenus lors de cette analyse concernent le circuit solaire primaire seulement. Dans ce cadre, aucun soutirage d'eau chaude n'a été effectué. Les données des deux jours d'essai de protection contre le gel, le 26 et 27 février 2014, ont été utilisées pour cette analyse aussi puisque le système a été en marche pendant ces jours sans aucun soutirage d'eau chaude.

4.2.1.1 Stratification thermique du réservoir

Afin de voir la distribution de la température dans le réservoir, la stratification thermique dans celui-ci a été observée pour deux jours successifs. On voit sur la Figure 4.11 que lorsque la pompe est en marche, c'est-à-dire lorsqu'il y a un débit d'eau à l'entrée des collecteurs, les températures au fond du réservoir $T_{bottomTk}$ et au milieu du réservoir $T_{waterTk}$ augmentent graduellement. Ceci montre que l'eau la plus chaude qui se situe dans la partie supérieure du réservoir est descendue au fond de celui-ci par le courant descendant créé par la pompe. Mais, une fois que la pompe s'arrête, $T_{bottomTk}$ atteint un pic et dépasse $T_{waterTk}$ au milieu du réservoir puis commence à diminuer graduellement alors que $T_{waterTk}$ reste constante. Le fait que le drainage des collecteurs, lorsque la pompe est arrêtée, se produit essentiellement en retournant l'eau chaude des collecteurs vers le fond du réservoir explique ce pic de $T_{bottomTk}$. De plus, le fait que l'eau chaude accumulée au fond lors du drainage monte grâce à sa densité faible vers le haut du réservoir justifie la diminution graduelle de $T_{bottomTk}$ à partir du moment où les collecteurs ont terminé leur drainage.

Quant à la température T_{topTk} , elle représente la température de l'air dans un puits sec qui se trouve dans la partie supérieure du réservoir. En effet, la sonde est placée juste au-dessus du niveau d'eau dans le réservoir. C'est la raison pour laquelle qu'on constate sur la Figure 4.11

que T_{topTk} , inférieure aux deux autres températures, n'a pas été affectée par le processus de la pompe et qu'elle ait continué à croître progressivement.

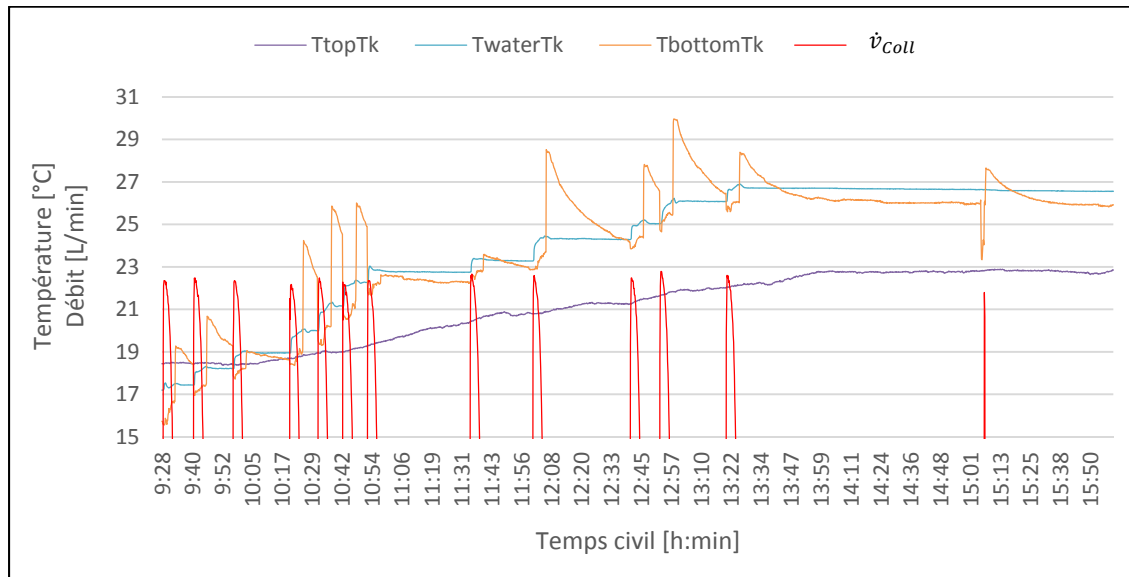


Figure 4.11 Stratification du réservoir lors du fonctionnement du système

Après avoir étudié la variation des températures dans le réservoir lors du fonctionnement de la pompe, il est intéressant de l'étudier lorsque cette dernière est en arrêt, c'est-à-dire lorsqu'aucune perturbation de l'eau dans le réservoir n'a lieu.

Entre le dernier arrêt de la pompe le premier jour à 15h00 et son premier démarrage le deuxième jour à 11h55, comme indiqué à la Figure 4.12, les températures au fond, au milieu et dans la partie supérieure du réservoir ont diminué. Deux facteurs sont à l'origine de cette diminution. Le premier est la distribution de la température à l'état d'équilibre dans le réservoir. En effet, l'eau chaude au fond du réservoir monte par stratification vers le haut et de cette façon $T_{bottomTk}$ diminue mais $T_{waterTk}$ et T_{topTk} sont supposées augmenter alors que ces deux dernières diminuent lentement comme on le constate. Ceci revient au deuxième facteur qui concerne les pertes thermiques par convection avec l'air dans l'espace dans la partie supérieure du réservoir. Cet air à son tour perd la chaleur absorbée à travers les parois du réservoir vers l'environnement. Ces pertes ont été évaluées dans les paragraphes suivants.

On remarque aussi sur la Figure 4.12 la présence des fluctuations dans les valeurs de T_{topTk} qui sont relativement plus grandes que celles des valeurs de $T_{waterTk}$ et de $T_{bottomTk}$. Ceci peut être expliqué par l'utilisation d'un thermocouple qui mesure T_{topTk} alors que $T_{waterTk}$ et $T_{bottomTk}$ ont été mesurées par des sondes RTD. En effet, ces deux instruments ont des temps de réponse différents : celui du thermocouple est plus rapide.

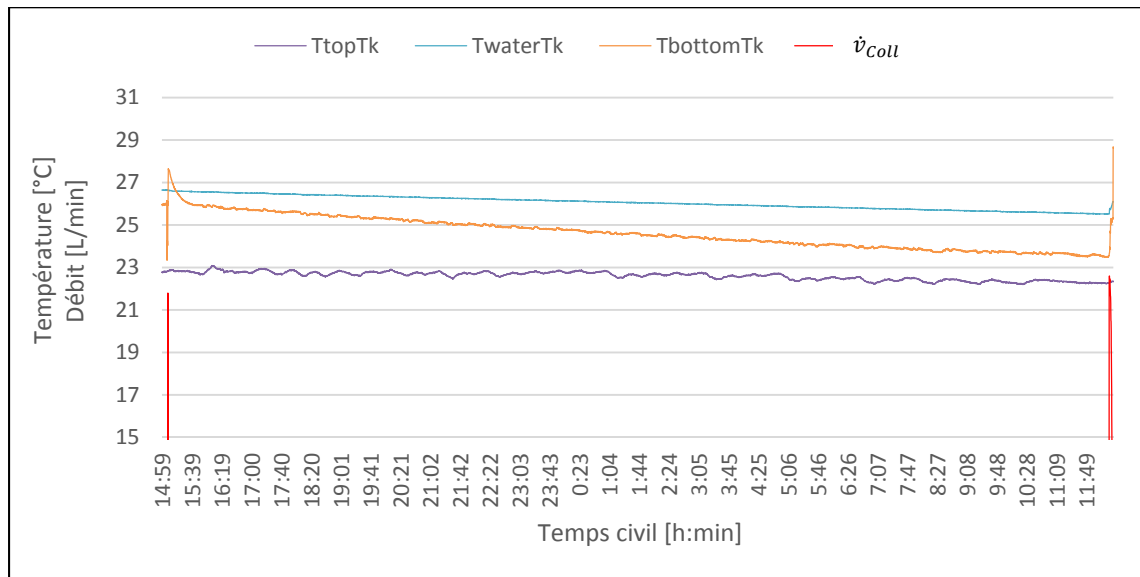


Figure 4.12 Stratification du réservoir entre le dernier arrêt de la pompe le 26 février 2014 et son premier redémarrage le 27 février 2014

4.2.1.1 Pertes thermiques nocturnes

Les calculs dans cette section permettent d'évaluer les pertes thermiques dans le réservoir entre le dernier arrêt de la pompe et son premier démarrage le lendemain ou encore pendant la nuit.

A partir du débit d'eau à l'entrée des collecteurs on peut déduire les heures de déclenchement et d'arrêt du système. Ainsi, l'intervalle compris entre le dernier arrêt et le premier démarrage le lendemain est présenté dans la Figure 4.12. Soient $T_{waterTk_end}$ la température représentative de l'eau dans le réservoir après le dernier arrêt du système et $T_{waterTk_start}$ sa

température représentative avant le premier démarrage du système. Les indices 1 et 2 réfèrent au premier et au deuxième jour, respectivement.

L'ordre de grandeur des pertes d'énergie lorsque le système est arrêté, $E_{systemOFF}$ (kJ), qui surviennent dans le réservoir peut être évalué à l'aide de l'équation (4.10). Dans cette relation, on fait l'hypothèse que $T_{waterTk}$ représente la température moyenne de l'eau dans le réservoir.

$$E_{systemOFF} = m_{Tank} \times Cp_w \times (T_{waterTk_end1} - T_{waterTk_start2}) \quad (4.10)$$

Pour une masse d'eau contenue dans le réservoir m_{Tank} égale à 300 kg, $T_{waterTk_end1}$ égale à 26.5 °C vers 15h00, $T_{waterTk_start2}$ égale à 25.6 °C vers 11h55 le lendemain et Cp_w , chaleur spécifique de l'eau, supposée constante et égale à 4.180 kJ/kg.K pour des températures comprises entre 295 et 300 K, les pertes d'énergie sont de 1 128.6 kJ ce qui correspond à une puissance thermique perdue de 15 W en moyenne. Si on veut savoir le pourcentage de ces pertes par rapport au gain d'énergie récupérée dans le réservoir pendant la journée précédente, on calcule cette énergie tout d'abord à l'aide de l'équation (4.11).

$$E_{prev_day} = m_{Tank} \times Cp_w \times (T_{waterTk_end1} - T_{waterTk_start1}) \quad (4.11)$$

où $T_{waterTk_start}$ est égale à 17 °C vers 9h30, $T_{waterTk_end}$ est égale à 26.5 °C vers 15h00 et Cp_w est supposée constante et égale à 4.182 kJ/kg.K pour des températures comprises entre 290 et 300 K. Donc pour E_{prev_day} égale à 11 918.7 kJ, les pertes représentent approximativement 2.5 %.

Afin d'avoir une idée plus ample sur les pertes nocturnes, $E_{nightOFF}$ (kJ), la baisse de la température de l'eau dans le réservoir, $\Delta T_{decrease}$, a été évaluée pour cinq jours ayant différentes températures de l'eau dans le réservoir, $T_{waterTk}$, à la fin de la journée. Autrement dit, ces $\Delta T_{decrease}$ ont été évaluées chaque nuit à partir de 6h le soir jusqu'à 6h le matin. La Figure 4.13 montre ces baisses de $T_{waterTk}$ sur cet intervalle de 12 heures.

Comme on le voit à la Figure 4.13, la baisse de la température de l'eau dans le réservoir, $\Delta T_{decrease}$, croît linéairement en fonction de la température initiale de l'eau dans le réservoir. Donc, comme le montre la Figure 4.14, pour une masse d'eau contenue dans le réservoir, m_{Tank} , constante et pour une chaleur spécifique, C_{p_w} , supposée constante dans l'intervalle de température [295 K ; 335 K], les pertes nocturnes varient aussi linéairement en fonction de la température initiale de l'eau dans le réservoir. Ceci démontre que, plus la température de l'eau dans le réservoir est élevée, plus les pertes thermiques dans le réservoir le sont aussi.

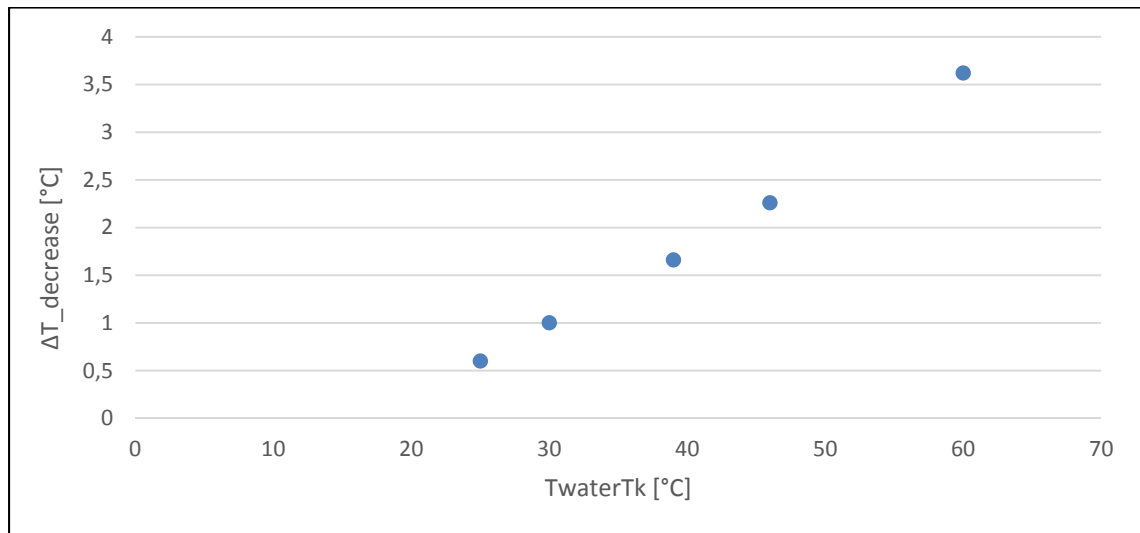


Figure 4.13 Baisse de la température de l'eau dans le réservoir de 6 p.m jusqu'à 6 a.m pour différentes températures initiales de l'eau

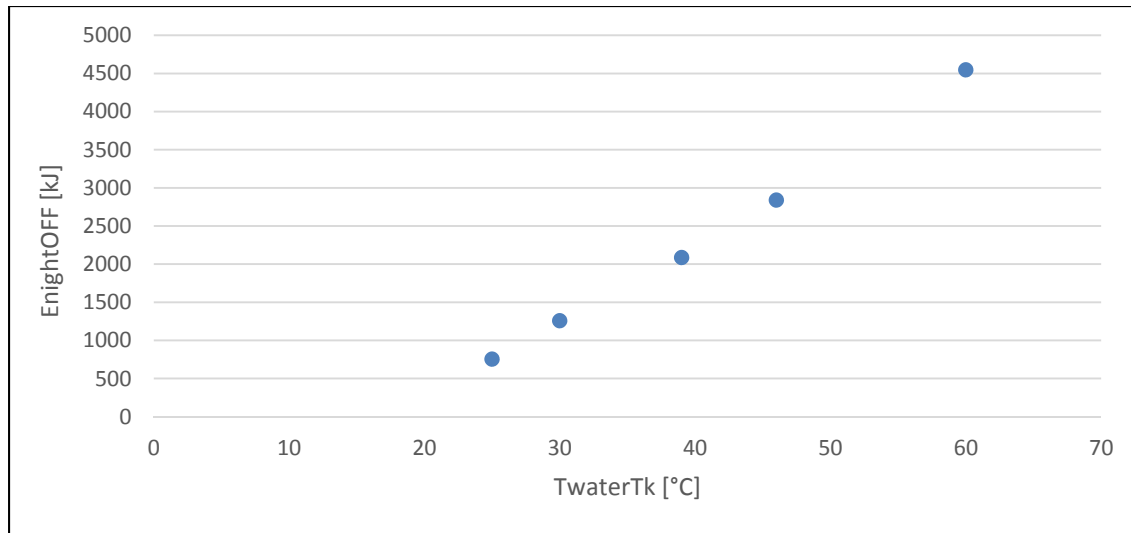


Figure 4.14 Perte nocturne dans le réservoir de 6 p.m jusqu'à 6 a.m pour différentes températures initiales de l'eau

Une autre forme de perte thermique réside dans l'énergie consommée par un auxiliaire ou fournie par le réservoir afin de chauffer le fluide caloporteur stagnant dans les collecteurs et dans la tuyauterie exposée lors du fonctionnement en mode de protection contre le gel. Pour un chauffe-eau solaire auto-vidangeable, comme celui étudié, ces pertes sont nulles. Contrairement aux chauffe-eau solaires avec glycol où il est requis parfois de chauffer le fluide caloporteur stagnant dans les collecteurs à l'aide d'un auxiliaire ou bien à l'aide de l'énergie stockée dans le réservoir, le chauffe-eau solaire auto-vidangeable se vide dans le réservoir quand c'est nécessaire et aucune autre mesure supplémentaire n'est prise pour assurer sa protection contre le gel puisque celle-ci est suffisante.

4.2.1.2 Pertes thermiques pour une journée nuageuse

Si dans le paragraphe précédent les pertes ont été évaluées pendant la nuit sur un intervalle de temps qui s'étale sur 12 heures, elles ont aussi été évaluées pendant une journée différente et sur un intervalle de temps qui s'étale sur 24 heures. La journée choisie, le 1 mars 2014, est une journée nuageuse ayant une radiation solaire incidente sur la superficie des collecteurs qui ne dépasse pas 500 W/m^2 comme présentée dans la Figure 4.15. Quant aux différentes

températures mesurées dans le système pendant cette journée, elles sont présentées à la Figure 4.16. Ainsi, pour ces conditions opératoires, la différence de température entre le fond du réservoir et la sortie des collecteurs n'a pas dépassé 10 °C. Donc, la pompe pendant cette journée n'a pas démarré.

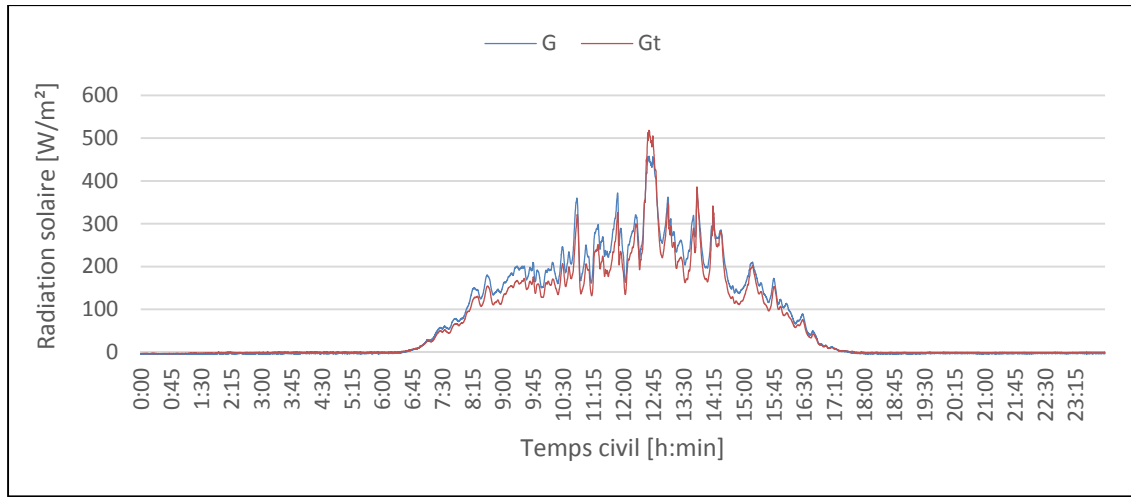


Figure 4.15 Variation de la radiation solaire pendant une journée nuageuse

La condition environnante étant toujours la même, c'est-à-dire la température du local étant presque constante à 18 °C, les températures au fond, au milieu et au sommet du réservoir ont continué à diminuer tout au long du jour jusqu'à des baisses de température de 3, 2 et 1 °C/jour, respectivement. $T_{bottomTk}$ diminue plus rapidement que $T_{waterTk}$ et cette dernière diminue plus rapidement que T_{topTk} . Ceci peut être expliqué par le fait que la chaleur contenue dans le fond du réservoir est transférée graduellement vers le haut par stratification thermique que l'on a déjà étudié, afin d'atteindre une température homogène partout dans le réservoir. Normalement, ces températures devraient converger vers la température de la partie supérieure du réservoir. Mais, puisque celle-là diminue à son tour à cause des pertes convectives avec l'air qui se trouve dans l'espace de la partie supérieure du réservoir et des pertes radiales à travers les parois de celui-ci, $T_{bottomTk}$ et $T_{waterTk}$ continuent à diminuer aussi.

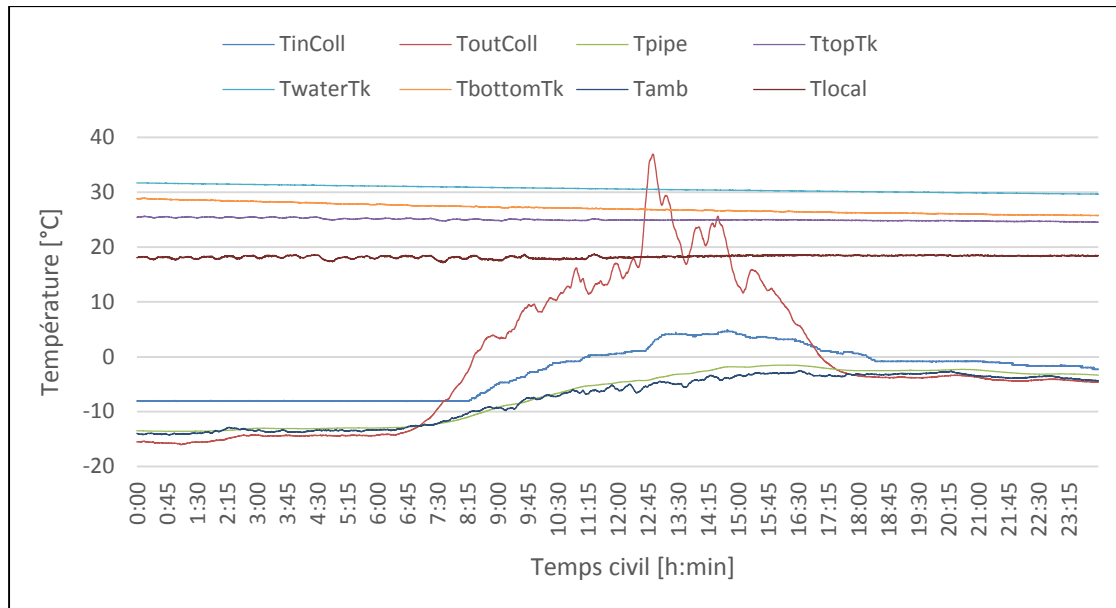


Figure 4.16 Variation des différentes températures mesurées dans le chauffe-eau solaire pendant une journée nuageuse

Soient m_{Tank} la masse d'eau contenue dans le réservoir qui est de 300 kg et $T_{waterTk1}$ et $T_{waterTk2}$ les températures initiale et finale représentatives de la température de l'eau dans le réservoir à 00h00 et à 23h59. Ces températures permettent d'estimer les pertes thermiques dans le réservoir pendant 24 heures pour une journée où la récupération de l'énergie solaire est nulle. Ces pertes sont déterminées à l'aide de l'équation (4.12).

$$E_{dayOFF} = m_{Tank} \times C_{p_w} \times (T_{waterTk1} - T_{waterTk2}) \quad (4.12)$$

Ainsi, pour $T_{waterTk1}$ égale à 31,7 °C, $T_{waterTk2}$ égale à 29,7 °C et C_{p_w} supposée constante et égale à 4,179 kJ/kg.K pour des températures comprises entre 300 et 305 K, les pertes thermiques sont de 2 507,4 kJ/jour ou encore 29 W en moyenne.

Dans les paragraphes précédents, le réservoir a été le composant du circuit solaire primaire qui a été essentiellement étudié, mais puisque les collecteurs sont aussi importants que lui, le paragraphe suivant a été consacré pour leur étude.

4.2.1.3 Rendement des collecteurs

Le rendement des collecteurs pour un chauffe-eau solaire est généralement déterminé à l'aide de l'équation (4.13).

$$\eta_{coll_i} = \frac{Q_{uColl}}{A_g \times G_t} \quad (4.13)$$

où

$$Q_{uColl} = \frac{\dot{m}_{Coll}}{60} \times C_{p_w} \times (T_{outColl} - T_{inColl}) \quad (4.14)$$

Dans la norme ISO 9459-2 il est suggéré de calculer ce rendement en se basant sur une moyenne horaire lorsque les conditions climatiques sont stables et en intégrant Q_{uColl} et G_t sur chaque heure comme le montre l'équation (4.15).

$$\eta_{coll_h} = \frac{\int_{hour} Q_{uColl} dt}{A_g \times \int_{hour} G_t dt} \quad (4.15)$$

Néanmoins, pendant des journées partiellement nuageuses dont le rayonnement est reporté sur la Figure 4.1, le passage d'un nuage cause des fluctuations dans la valeur de la radiation solaire incidente sur la superficie des collecteurs ce qui fait que la valeur de G_t intégrée sur une heure est faible alors que la valeur de Q_{uColl} intégrée sur une heure n'est pas trop influencée et ceci gonfle le rendement horaire et fausse ainsi les résultats. Afin d'éviter ce type de fluctuations dans les résultats, il a été jugé préférable de calculer le rendement sur une base journalière. Ce rendement journalier est déterminé à l'aide de l'équation (4.16).

$$\eta_{coll_d} = \frac{\int_{day} Q_{uColl} dt}{A_g \times \int_{day} G_t dt} \quad (4.16)$$

Toutefois, cette façon de calculer permet de quantifier la quantité d'énergie qui est transformée en chaleur par les collecteurs en une journée sur la quantité d'énergie totale qui heurte les collecteurs pendant la journée mais elle ne tient pas en considération l'alternance

eau-air dans les collecteurs d'un chauffe-eau solaire auto-vidangeable. D'ici, on a pensé à calculer le rendement de la manière suivante :

$$\eta_{Coll_net} = \frac{\int_{t_{water\ heating}} Q_{uColl} dt}{A_g \times \int_{t_{water\ \&\ air\ heating}} G_t dt} \quad (4.17)$$

où $t_{water\ \&\ air\ heating}$ est le temps mis par les collecteurs pour atteindre la température qui permet le démarrage de la pompe et $t_{water\ heating}$ est le temps où l'eau circule dans les collecteurs. Les valeurs trouvées représentent une autre façon de savoir combien de fois la pompe a démarré tout au long des journées semblables au point de vue ensoleillement et elles permettent aussi de déterminer le rendement sur des intervalles de temps compris entre chaque démarrage et arrêt du système. Ces valeurs ainsi que leurs incertitudes de calcul sont présentées à la Figure 4.17. La légende à droite de la figure indique l'heure de démarrage du système. C'est à partir de ce moment-là qu'on intègre Q_{uColl} jusqu'au moment du prochain arrêt.

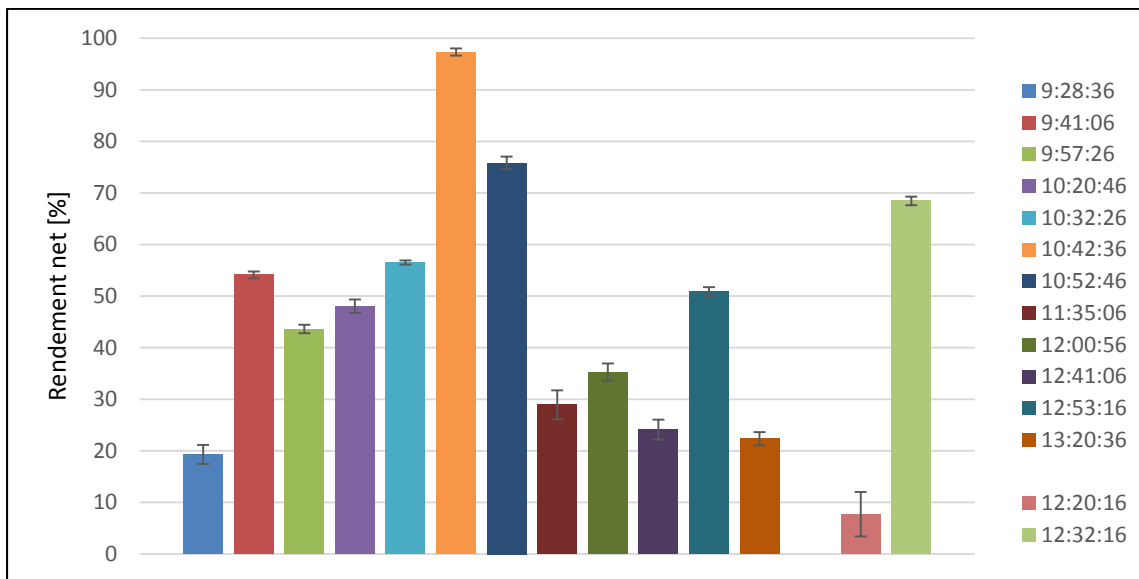


Figure 4.17 Rendement net des collecteurs lorsqu'aucun soutirage d'eau chaude n'a été effectué, le 26 et 27 février 2014

On remarque que le rendement le premier jour a été plus élevé que celui du deuxième jour. Ceci revient au fait que la température initiale dans le fond du réservoir le premier jour a été

moins élevée que celle du deuxième jour. Ce qui a permis d'obtenir T_{inColl} moins élevée et donc Q_{uColl} plus importante. Sachant que le rendement journalier trouvé à l'aide de l'équation (4.16) a une valeur de 31,5 % et 9 % pour ces deux journées, respectivement, on peut constater que les valeurs du rendement net présentées à la Figure 4.17 pour ces deux journées sont nettement plus élevées. Puisque l'incertitude de calcul est faible, ces valeurs élevées peuvent être justifiées principalement par les intervalles d'intégrations qui sont courts et qui permettent ainsi aux passages des nuages d'avoir un grand impact sur le résultat. Donc, afin d'avoir des rendements nets qui reflètent la réalité, il faut considérer seulement des journées parfaitement ensoleillées.

En outre, ces valeurs de rendement peuvent varier aussi en fonction de la température de démarrage du système. En effet, puisqu'aucun soutirage de la chaleur de l'eau chaude emmagasinée dans le réservoir n'a été effectué durant ces analyses du circuit solaire primaire, l'énergie récupérée par les collecteurs a été inférieure à la valeur maximale qu'elle pourrait atteindre. Cet aspect a été étudié dans le paragraphe suivant où le circuit solaire secondaire intervient.

4.2.2 Comportement du système avec soutirage d'eau

Afin d'étudier le comportement de la totalité du système, le circuit solaire secondaire a été mis en opération. En effet, des soutirages journaliers multiples ont eu lieu pour deux journées indépendantes. La première journée, le 25 février 2014, a été nuageuse donc l'eau chaude soutirée provenait de l'énergie thermique de l'eau chaude stockée dans le réservoir depuis la veille. La deuxième journée, le 28 février 2014, a été ensoleillée donc les soutirages ont été simultanés avec la récupération de l'énergie solaire. Un dernier soutirage a eu lieu lors d'un troisième jour, le 24 mars 2014, mais cette fois-ci il a été unique et effectué le soir.

4.2.2.1 Soutirages journaliers

Le 25 février 2014, le matin, un soutirage d'eau chaude a été effectué selon la procédure de l'essai de performance adaptée de la norme CSA F379 avec plusieurs soutirages consécutifs d'eau chaude. Cette eau chaude a été récupérée de l'énergie emmagasinée dans le réservoir du système depuis la veille. Donc, les températures initiales au moment du début du soutirage, indiquées sur la Figure 4.18 vers 9h40, au fond et dans la partie supérieure du réservoir ont été égales à 46 °C et 43 °C, respectivement.

On remarque dans la Figure 4.18 que, avant le début des soutirages, $T_{bottomTk}$ est plus grande que T_{topTk} . Cette situation semble indiquer une stratification incompatible avec la physique de la convection naturelle. Comme on l'a déjà expliqué, hormis la stratification thermique, cela est dû au fait que la sonde qui mesure $T_{bottomTk}$ est placée dans un puits sec plongé dans l'eau au fond du réservoir alors que la sonde qui mesure T_{topTk} est placée dans un puits sec qui se trouve dans la partie supérieure du réservoir juste au-dessus du niveau d'eau. Ainsi, la sonde supérieure ne mesure pas strictement la température de l'eau : elle mesure celle de l'air qui emplie la cavité supérieure du réservoir dont la température est inférieure à la température de l'eau en raison des pertes thermiques au milieu ambiant. T_{topTk} est ainsi une température qu'il n'est pas possible d'employer dans les estimés de la performance du système. La Figure 4.18 montre néanmoins que ces deux températures ont commencé à diminuer dès que les prélèvements ont démarré. Rapidement, la température de l'eau chute au fond du réservoir où a lieu l'injection de l'eau de l'aqueduc dans l'échangeur (circuit secondaire).

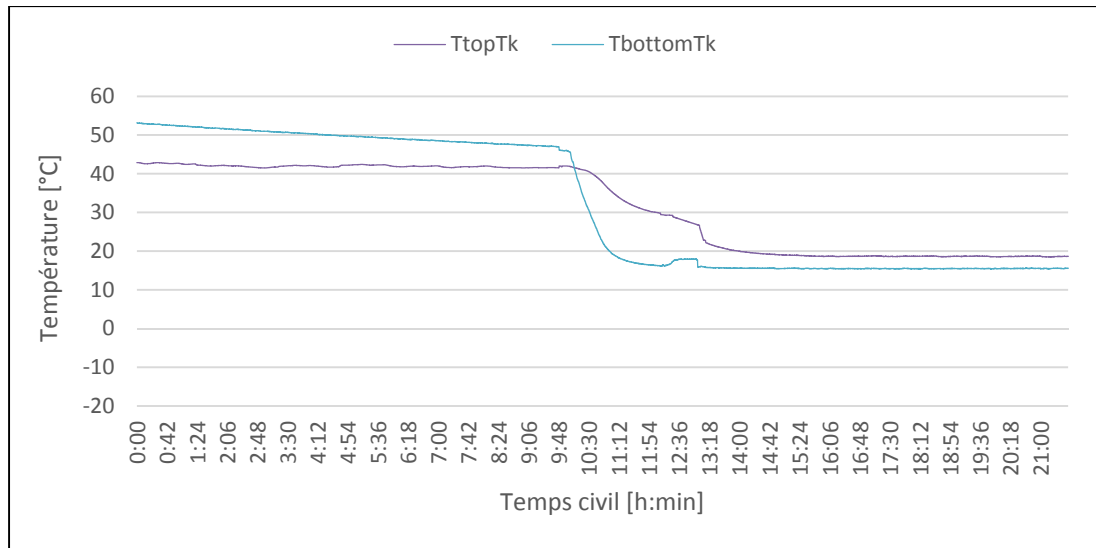


Figure 4.18 Variation journalière de la température du réservoir avant, au long et après les prélèvements d'eau chaude

En plus des températures décrites ci-dessus, la Figure 4.19 montre la variation des températures des prélèvements successifs, à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur, qui ont été faits jusqu'à ce que T_{outHX} soit égale à 30 °C. On observe sur cette figure des fluctuations dans la variation de cette dernière. Elles sont causées par la mesure manuelle de la quantité d'eau chaude obtenue à la sortie de l'échangeur de chaleur qui a fait de sorte qu'à chaque fois la vanne a été ouverte pour remplir un seau gradué puis fermée pour le vider. Plus de détails sur ce point est donné en Annexe III.

On remarque que lors de ces prélèvements la température au fond du réservoir décroît simultanément avec celle de l'eau soutirée. Quant à la température dans la partie supérieure du réservoir, elle décroît plus lentement vu que l'eau froide de la ville entre au bas de l'échangeur de chaleur et elle n'atteint la partie supérieure de ce dernier qu'après avoir été chauffée. Après avoir terminé les soutirages, les températures à l'entrée de l'échangeur de chaleur, T_{main} , et à sa sortie, T_{outHX} , tendent vers la température du local.

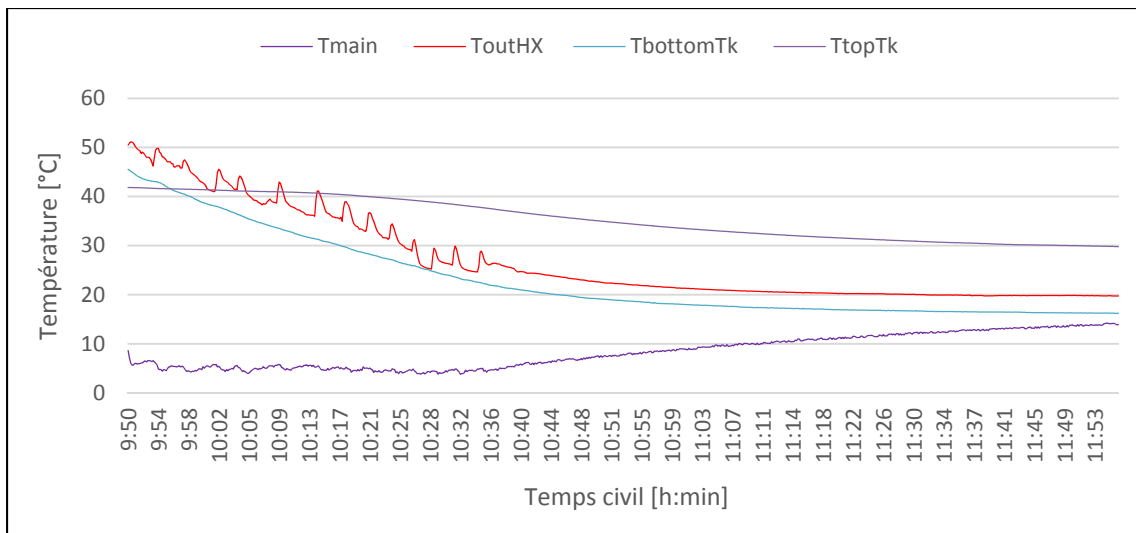


Figure 4.19 Profils des températures de l'eau chaude soutirée, de l'eau de la ville, en haut et en bas du réservoir en fonction du temps

Lors de ces soutirages, 179 L d'eau ont passé d'une température T_{main} comprise entre 3 et 5 °C à une température T_{outHX} supérieure à 30 °C. 91 L de ce volume avaient atteint une température comprise entre 40 et 50 °C. Ceci est seulement grâce à l'énergie qui avait déjà été déjà emmagasinée dans le réservoir la veille. La pompe du circuit primaire, en fait, n'a pas fonctionné tout au long de ces soutirages.

Comme on le remarque à la figure précédente, au démarrage, T_{outHX} a été plus élevée que les températures mesurées dans le réservoir. Cette situation nous a amené à insérer une troisième sonde de température dans le réservoir, mais cette fois-ci disposée au centre de ce dernier et plongée directement dans l'eau, pour mesurer une température plus représentative du fluide caloporteur. Cette mesure nommée $T_{waterTk}$, est utilisée dans les essais qui suivent.

Le même essai a été réalisé une deuxième fois, le 28 février 2014. Cette fois-ci, les soutirages de l'eau chaude et la récupération de l'énergie solaire ont été simultanés. Comme le montre la Figure 4.20, la journée a été parfaitement ensoleillée. On note une perturbation seulement à la fin de la journée mais elle s'est produite à cause de l'ombrage d'un bâtiment sur la mesure de G_t . Ce fait n'influence pas les essais puisque l'ombre ne survient qu'après le

dernier arrêt de la pompe. Néanmoins, il est recommandé de changer l'emplacement du pyranomètre si des mesures doivent être prises en été.

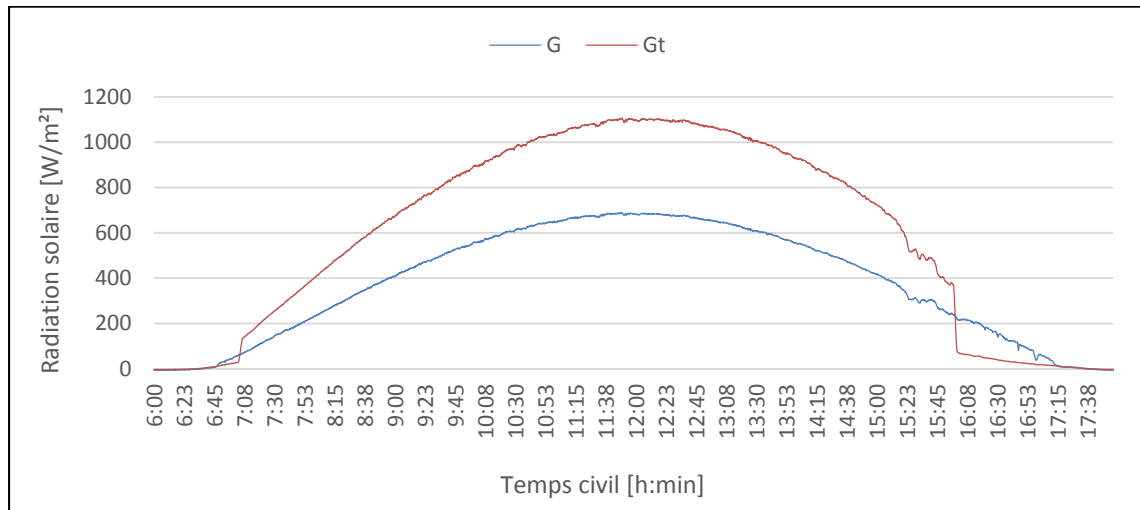


Figure 4.20 Variation de la radiation solaire lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages d'eau chaude

Pendant cette journée, la pompe a fonctionné à plusieurs reprises comme l'indique la variation du débit présentée à la Figure 4.21. Les démarrages successifs de la pompe ont démarré vers 9h00 et se sont arrêtés vers 15h20. Cette pompe démarre lorsque la température des collecteurs a dépassé de 10 °C celle du fond du réservoir et elle s'est arrêtée lorsque ce différentiel de température fut réduit à 3 °C.

La variation des températures du circuit secondaire et celle de la température représentative de l'eau dans le réservoir sont montrées à la Figure 4.22. Comme on le voit, en respect avec la procédure d'essai décrite auparavant, le soutirage de la chaleur de l'eau chaude dans le réservoir a commencé pour une température représentative de l'eau dans le réservoir $T_{waterTk}$ qui dépasse 30 °C. Vers 13h30, cette température a atteint 46,5 °C. Ainsi, l'eau de la ville est entrée dans l'échangeur de chaleur à une température qui varie entre 3 et 5 °C et elle est sortie à une température qui varie entre 42 et 30 °C. Lorsque T_{outHX} décroît à 30 °C, on met fin à ces soutirages. La Figure 4.22 montre donc deux soutirages.

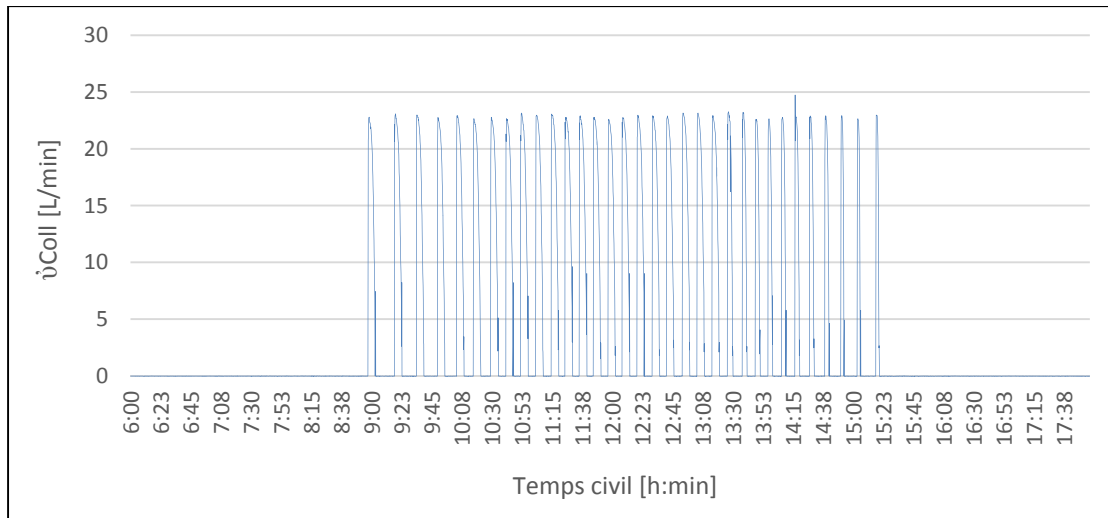


Figure 4.21 Variation de débit d'eau à l'entrée des collecteurs lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages d'eau chaude

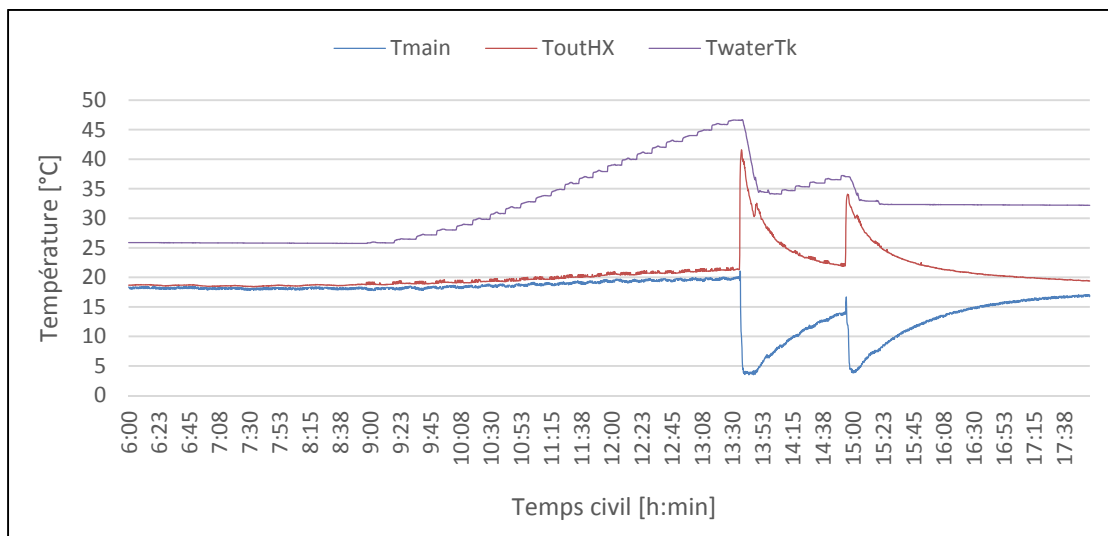


Figure 4.22 Variation des températures mesurée lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages d'eau chaude

Sachant que le débit d'eau de la ville dans le circuit secondaire est gardé à 10 L/min et que du côté circuit primaire l'eau chaude est stagnante, l'efficacité de l'échangeur de chaleur peut être estimée à l'aide de l'équation (4.18). Cependant, T_{main} , comme on le voit sur la Figure 4.22, a été initialement égale à la température du local avant qu'elle ne chute brutalement à la température de l'eau de la ville à l'entrée de l'échangeur de chaleur. Alors, puisque le

volume de l'échangeur est d'environ 80L, il faut 10 minutes avant que les résultats produits par l'équation 4.18 ne soient significatifs (i.e. l'eau dans l'échangeur est initialement trop chaude pour que l'on puisse tenir compte des résultats). Tout en supposant que les débits capacitifs $\dot{m} \times C_p$ des deux courants chaud et froid sont égaux et en utilisant les températures indiquées sur la Figure 4.22 après 8 minutes de soutirage, une valeur moyenne de 89.4 % a été trouvée.

$$\varepsilon_{HX} = \frac{T_{outHX} - T_{main}}{T_{waterTk} - T_{main}} \quad (4.18)$$

Pour obtenir cette moyenne, puisque les valeurs de T_{main} , T_{outHX} et $T_{waterTk}$ variaient dans le temps pendant la période de soutirage (régime transitoire), une efficacité instantanée a été estimée chaque 10 secondes pour produire une moyenne de 89,4 %. L'objectif de cette démarche consistait à caractériser l'efficacité effective de l'échangeur à augmenter la température de l'eau du circuit secondaire. Il est à remarquer que le volume (la masse ou l'inertie) du réservoir a une influence marquée sur le taux de variation de T_{outHX} , et $T_{waterTk}$. Un plus grand volume aurait permis une chute plus graduelle des deux températures lors des soutirages.

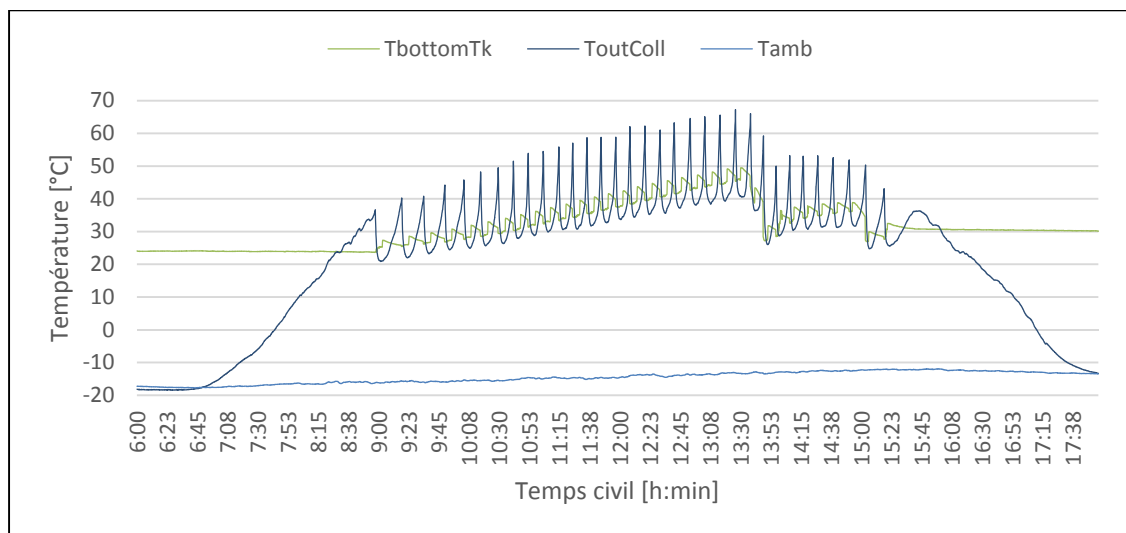


Figure 4.23 Variation des températures de contrôle lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages d'eau chaude

On constate à la Figure 4.22 et à la Figure 4.23 que lors de ces prélèvements, à partir de 13h30, la température au fond du réservoir décroît simultanément avec celle de l'eau soutirée jusqu'à ce qu'elle atteigne une température 10 °C inférieure à celle de la sortie des collecteurs. À ce moment-là, la pompe démarre et la température représentative de l'eau dans le réservoir, $T_{waterTk}$, commence à croître permettant ainsi de soutirer davantage d'eau chaude. Durant cette journée, malgré une température ambiante qui varie entre -10 et -15 °C, deux soutirages d'eau chaude ont pu être réalisés.

Lors de ces soutirages, 160 L d'eau ont passé d'une température T_{main} comprise entre 3 et 5 °C à une température T_{outHX} supérieure à 30 °C. Seulement 30 L de ce volume avaient une température entre 40 et 42 °C. Cette dernière quantité est inférieure à celle obtenue durant le premier essai. Ceci peut être expliqué par la température initiale de l'eau dans le réservoir. En effet, elle a été 50 °C le 25 février alors qu'elle n'a été que de 42 °C le 28 février, lors de ces essais.

Le rendement des collecteurs pendant la journée du premier essai, le 25 février 2014, a été considéré nul puisqu'il n'y avait pas assez d'énergie solaire incidente sur les collecteurs pour faire démarrer la pompe. Cependant, le rendement horaire des collecteurs durant ce deuxième essai, du 28 février 2014, est non nul. Il a été déterminé en utilisant l'équation (4.15) et ses valeurs sont présentées à la Figure 4.24. Sa valeur maximale pendant cette journée claire a été 60 %. Le rendement net des collecteurs a été déterminé aussi. Ses valeurs, trouvées à l'aide de l'équation (4.17), sont présentées à la Figure 4.25. On note qu'à 13h47, le rendement net a atteint 88 %. Cette valeur maximale ainsi que celle du rendement horaire ont eu lieu simultanément avec le redémarrage de la pompe à la fin du premier soutirage. Cela veut dire qu'à cet instant-là, la différence de température entre le fond du réservoir et la sortie des collecteurs a été assez importante puisque la chaleur de l'eau dans le réservoir a été cédée à l'eau de la ville qui circule dans l'échangeur de chaleur. On remarque que η_{Coll_h} et η_{Coll_net} sont de même ordre de grandeur. Quant au rendement journalier pour cette journée d'essai, il a été 41,5 %.

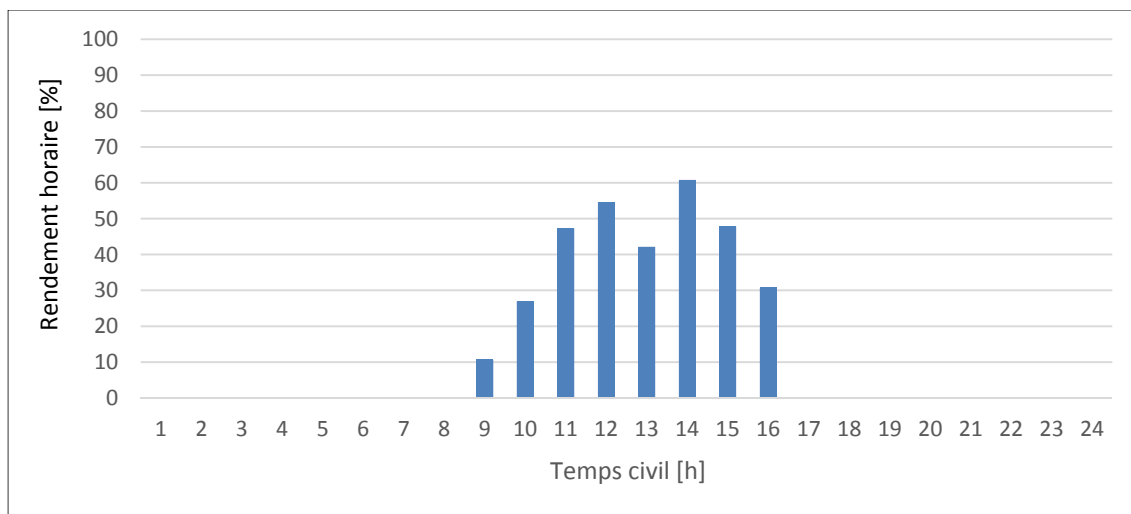


Figure 4.24 Rendement horaire des collecteurs lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages d'eau chaude

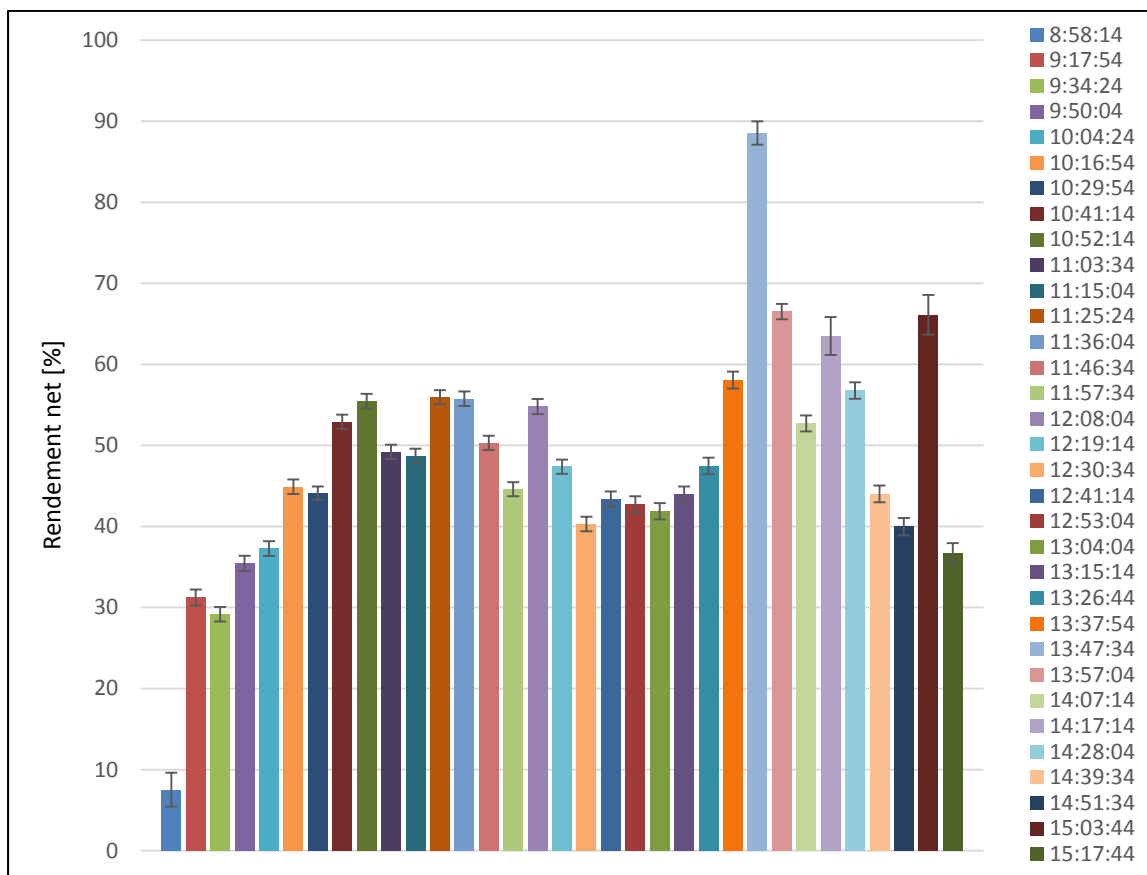


Figure 4.25 Rendement net des collecteurs lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages d'eau chaude

Notons toutefois que les valeurs du rendement net sont plus nombreuses que celles du rendement horaire. Ceci permet d'avoir des résultats plus précis et qui concordent avec le mode de fonctionnement du système. En effet, ce rendement net non seulement tient en compte la température de l'eau qui entre dans les collecteurs après avoir été refroidie par les soutirages et qui sort des collecteurs après avoir récupéré leur énergie, mais aussi il ne considère que la radiation solaire incidente moyenne qui permet le démarrage de la pompe.

Sous les conditions d'opération décrites auparavant, d'autres indicateurs de performances ont été déduits des données consignées pendant ces essais pour la caractérisation des performances thermiques d'une telle installation solaire sans appoint et sur une base de besoin de volume d'eau chaude $\dot{m}_{HotWater}$ égale à 200 kg/jour. Cette base de consommation journalière a été choisie de telle sorte qu'elle soit comprise entre 150 et 225 L, valeurs moyennes de demande d'eau chaude pour 1 à 4 personnes estimées par la norme CSA F379. Pour ce faire, la charge journalière d'eau chaude E_{Load} , a été déterminée en premier lieu. Elle est exprimée en kJ/jour et calculée comme suit :

$$E_{Load} = \dot{m}_{HotWater} \times C_{p_w} \times (T_{set} - T_{main}) \quad (4.19)$$

où T_{set} est la température consigne de l'eau chaude domestique à la sortie de l'échangeur de chaleur et qui est égale à 40 °C selon la norme CSA F379, T_{main} est la température de l'eau de la ville enregistrée à chaque essai mais pour ce calcul de charge journalière une valeur moyenne de 4°C est lui est attribuée puisque la valeur suggérée par la norme canadienne CSA F379 est surestimée et C_{p_w} est la chaleur spécifique de l'eau ayant une valeur moyenne de 4,187 kJ/kg.K considérée comme constante pour des températures comprises entre 275 et 315 K. À partir de ces valeurs la charge quotidienne trouvée, E_{Load} , est égale à 30 146,4 kJ/jour pour une consommation d'eau de 200 L par jour.

Ensuite, l'énergie journalière contenue dans les prélèvements a été déterminée à l'aide de l'équation (4.20). Une sommation est employée puisqu'il s'agit de prélèvements discrets.

$$E_S = \sum_{j=1}^N m_{outHX,j} \times Cp_w \times (T_{outHX,j} - T_{main,j}) \quad (4.20)$$

où j est l'indice allant de 1 jusqu'au dernier prélèvement N .

26 944 kJ/jour ont été calculés pour les premiers 179 L d'eau chaude prélevée ayant une température supérieure ou égale à 30 °C. Mais puisque le chauffe-eau est sans appoint, seulement l'eau chaude prélevée ayant une température supérieure ou égale à 40 °C pourra être considérée. D'où 15 541 kJ/jour d'énergie journalière à une température supérieure à 40 °C ont pu être soutirés de ces prélèvements. Pour le deuxième essai, 19 589 kJ ont été calculés pour les 160 L d'eau chaude prélevée ayant une température supérieure ou égale à 30 °C. Mais seulement 4 239 kJ ont été calculés pour la quantité d'eau chaude ayant une température supérieure ou égale à 40 °C.

Sachant qu' E_{PAR} représente la consommation électrique journalière de la pompe et du système de commande, l'énergie solaire journalière nette a été évaluée par l'équation (4.21).

$$E_{NET} = E_S - E_{PAR} \quad (4.21)$$

Pour le premier essai du 25 février 2014, E_{PAR} a été nulle vu que le système n'a pas fonctionné, cependant, elle est égale à 2 736 kJ/jour ou encore 0,76 kWh/jour pour le deuxième essai du 28 février 2014. Donc, la valeur nette de l'énergie solaire journalière fournie par ce chauffe-eau, E_{NET} , est respectivement 15 541 kJ/jour et 1 504 kJ/jour.

Soit S_f , le taux de couverture solaire journalière par rapport à la demande journalière. Ce taux est calculé à l'aide de l'équation (4.22).

$$S_f = \frac{E_{NET}}{E_{Load}} \quad (4.22)$$

Pour des conditions similaires, 52 % et 5 % du besoin en eau chaude sanitaire a pu être satisfait avec l'énergie solaire récupérée par les collecteurs lors de ces deux essais, respectivement.

S'il est mis à l'essai dans des conditions météorologiques nordiques réelles pareilles à celles de ces essais, pour répondre à une demande quotidienne de 200 L/jour à 40 °C, un chauffe-eau solaire à vidange récupérée sans appoint comportant 2 collecteurs à plan vitré consomme environ 2 736 kJ/jour équivalent de 0,76 kWh/jour pour fournir un apport solaire journalier net qui varie entre 1 504 et 15 541 kJ/jour, soit un volume total qui varie entre 30 et 91 L/jour d'eau chaude ayant une température minimale de 40 °C. Sans négliger le volume important d'eau ayant une température qui varie entre 30 et 40 °C qui peut servir dans le préchauffage, dans les champs géothermiques et dans plusieurs autres applications éventuelles.

4.2.2.2 Soutirage nocturne

Généralement, l'eau chaude sanitaire est davantage demandée les soirs puisque pendant la journée les consommateurs ne sont pas chez eux. Afin de déterminer les performances journalières du système dans le cas où un seul soutirage d'eau chaude est effectué le soir, le chauffe-eau solaire a fonctionné tout au long de la journée du 24 mars 2014. Cette journée fut ensoleillée comme l'indique les mesures de la radiation solaire totale horizontale et celles de la radiation solaire incidente présentées à la Figure 4.26. Comme expliqué antérieurement, la radiation solaire incidente, G_t , subit une chute brusque à la fin de la journée à cause de l'ombre d'un bâtiment. Néanmoins, on remarque ici une petite perturbation qui précède cette chute. Elle est due au passage d'une personne devant le pyranomètre. Quant à G , elle est toujours intacte puisque le pyranomètre utilisé pour la mesurer est placé au sommet d'une tour de la station météo. De toute façon, les résultats des essais ne sont pas affectés puisque le dernier arrêt de la pompe a été avant les perturbations sur G_t .

Malgré que la température ambiante variait entre -5 et -10 °C, la température à la sortie des collecteurs a dépassé 80 °C à plusieurs reprises comme l'indique la Figure 4.27. Sur la même figure, on voit que la température au fond du réservoir commence à décroître rapidement à partir de 18h50. C'est à ce moment-là que le soutirage nocturne a eu lieu. Quant aux diminutions lentes de cette température qu'on observe entre minuit et 10h00 et entre 15h30 et

18h50, elles sont dues aux pertes thermiques qui ont été évaluées dans des sections précédentes.

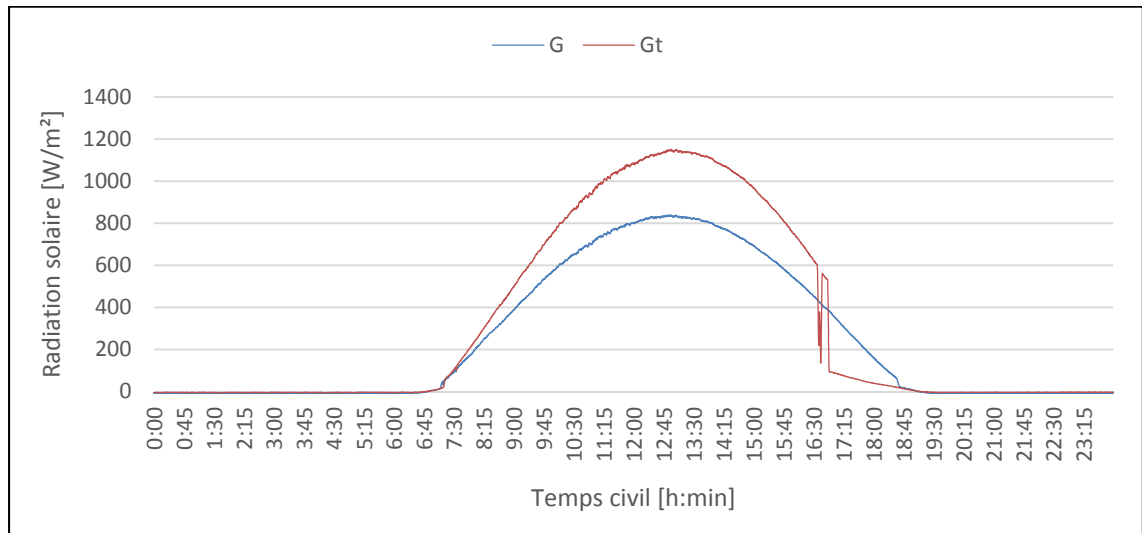


Figure 4.26 Variation de la radiation solaire lors de l'essai de performance avec un soutirage nocturne d'eau chaude

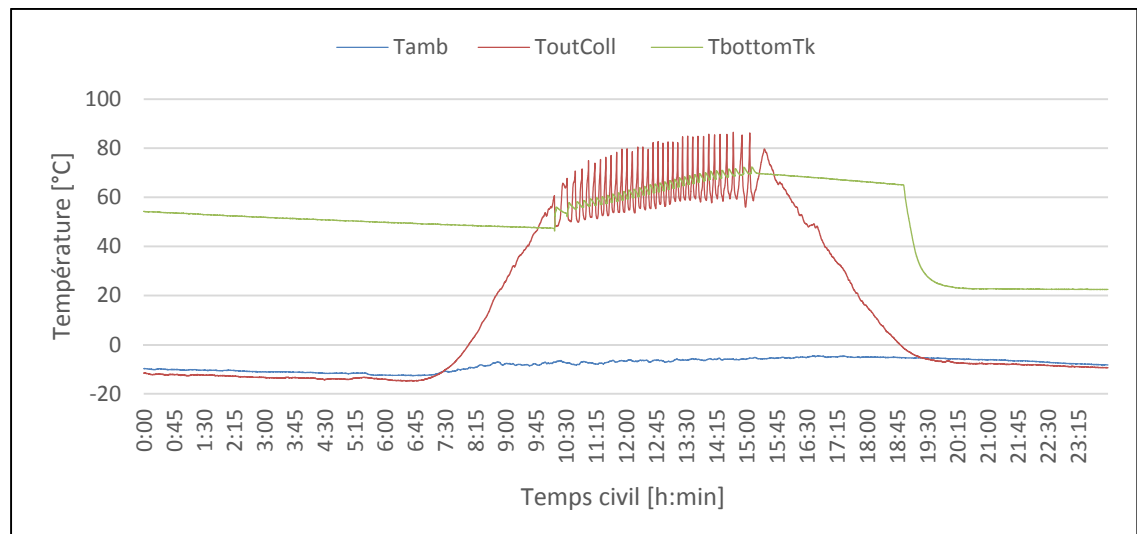


Figure 4.27 Variation des températures de contrôle et celle ambiante lors de l'essai de performance avec un soutirage nocturne d'eau chaude

La Figure 4.28 montre que, sous ces conditions décrites ci-avant, l'eau dans le réservoir est passée de 60 °C à 70 °C. Vers 18h50, le soutirage d'eau chaude a été effectué

continuellement tant que T_{outHX} était supérieure ou égale à 30 °C. On remarque que les fluctuations observées à la Figure 4.19 sont absentes dans cette figure. Ceci revient à la procédure employée pour mesurer la quantité d'eau chaude obtenue à la sortie de l'échangeur. En effet, au début, un seau gradué a été utilisé pour mesurer cette quantité mais par la suite l'eau a été directement versée dans un drain et la quantité a été déterminée à partir du débit qui a été fixé à 10 L/min et du temps écoulé lors du versement de cette eau qui a été mesuré avec un chronomètre.

Finalement, 300 L d'eau chaude emmagasinée dans le réservoir à une température $T_{waterTk}$ égale à 70 °C ont permis d'obtenir, à travers d'un échangeur de chaleur ayant une efficacité de 89,4 %, un volume égal à 250 L d'eau chaude ayant une température supérieure à 30 °C dont 140 L ayant une température comprise entre 40 et 57 °C. Malgré cette quantité importante d'eau chaude obtenue, le rendement journalier des collecteurs pendant cette journée n'a été que 30 %. Quant au rendement horaire et au rendement net des collecteurs, ils sont présentés à la Figure 4.29 et à la Figure 4.30, respectivement. On remarque que les valeurs des deux rendements se situent dans les mêmes intervalles. Néanmoins, le rendement net des collecteurs donne plus d'informations sur l'énergie récupérée pendant de courtes durées de temps que leur rendement horaire et il reflète donc la réalité plus que ce dernier.

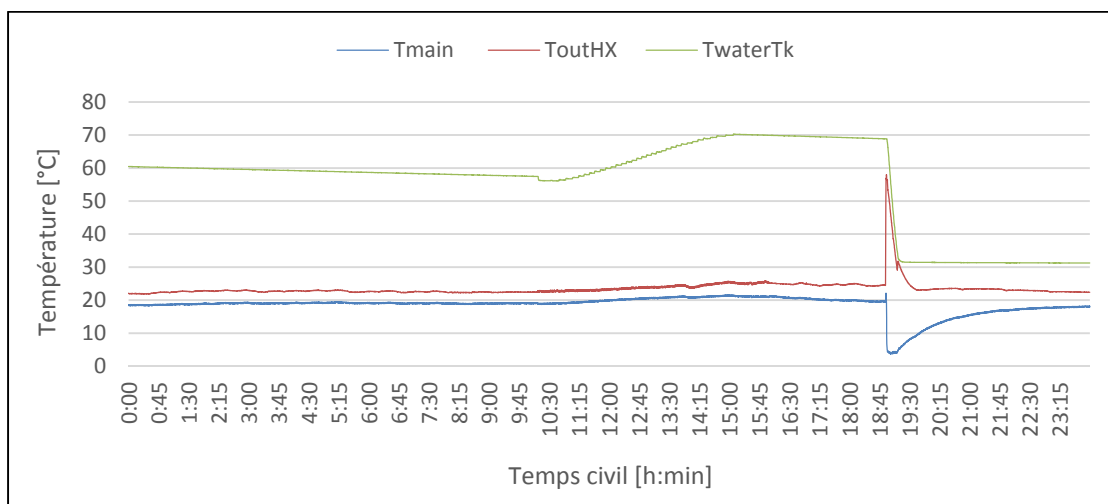


Figure 4.28 Variation des températures mesurées lors de l'essai de performance avec un soutirage nocturne d'eau chaude

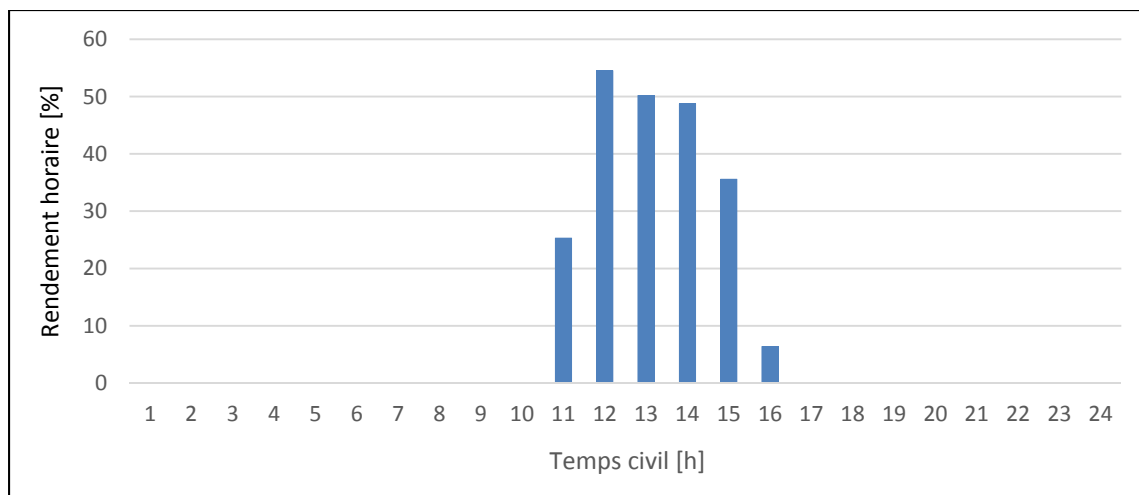


Figure 4.29 Rendement horaire des collecteurs lors de l'essai de performance avec un soutirage nocturne d'eau chaude

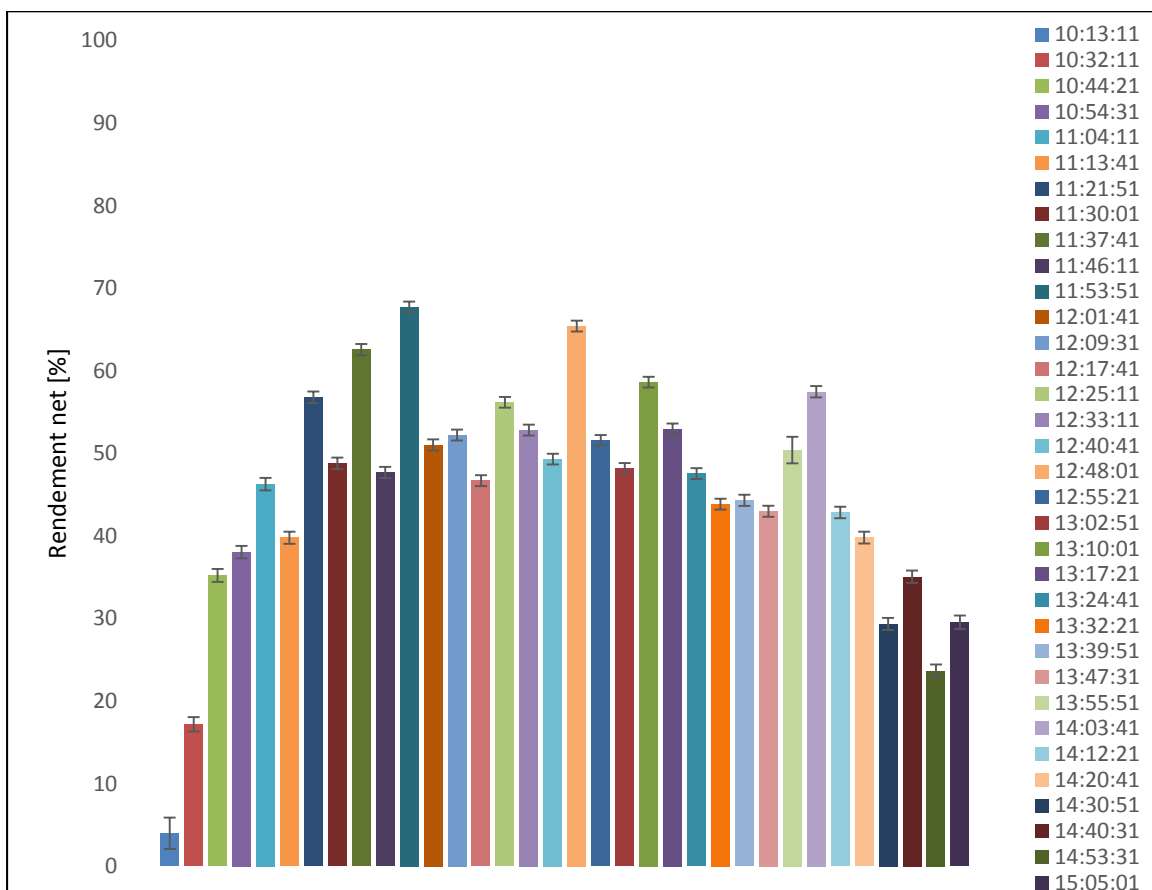


Figure 4.30 Rendement net des collecteurs lors de l'essai de performance avec un soutirage nocturne d'eau chaude

Quant aux indicateurs de performance du système au complet, les mêmes paramètres calculés lors de l'essai avec plusieurs soutirages journaliers ont été calculés ici. Ainsi, l'énergie journalière contenue dans le prélèvement nocturne, E_s , a été déterminée à l'aide de l'équation (4.20). Sa valeur pour ce jour d'essai a été 35 481 kJ pour l'eau chaude ayant une température supérieure ou égale à 30 °C dont 22 482 kJ pour l'eau chaude ayant une température supérieure ou égale à 40 °C. Quant à la consommation électrique journalière, E_{PAR} , elle a été mesurée et sa valeur a été 2 296 kJ équivalent de 0,63 kWh. D'où l'énergie solaire journalière nette est de 20 186 kJ, énergie satisfaisante à 67 % du besoin journalier.

4.2.3 Bilan énergétique

La Figure 4.31, la Figure 4.32 et la Figure 4.33 illustrent le bilan d'énergie journalier du chauffe-eau solaire auto-vidangeable lors des deux jours des soutirages journaliers et lors du jour du soutirage nocturne, respectivement. Ces diagrammes, dits de Sankey, représentent les proportions des gains et des pertes en partant des collecteurs jusqu'à atteindre le consommateur.

On remarque que l'énergie solaire incidente et la consommation de la pompe ne figurent pas dans la Figure 4.31. En effet, pendant cette journée le système n'a pas fonctionné vu que le rayonnement n'a pas été suffisant pour le déclencher. Toute l'énergie qui a été soustraite provient de l'énergie récupérée pendant les journées précédentes. Comme on le voit, sa plus grande portion sert directement à l'eau chaude domestique. Par contre, dans la Figure 4.32, on remarque que la quantité d'énergie qui sert pour l'eau chaude domestique est faible. La grande portion peut servir pour le préchauffage puisque c'est de l'eau ayant une température entre 30 et 40 °C.

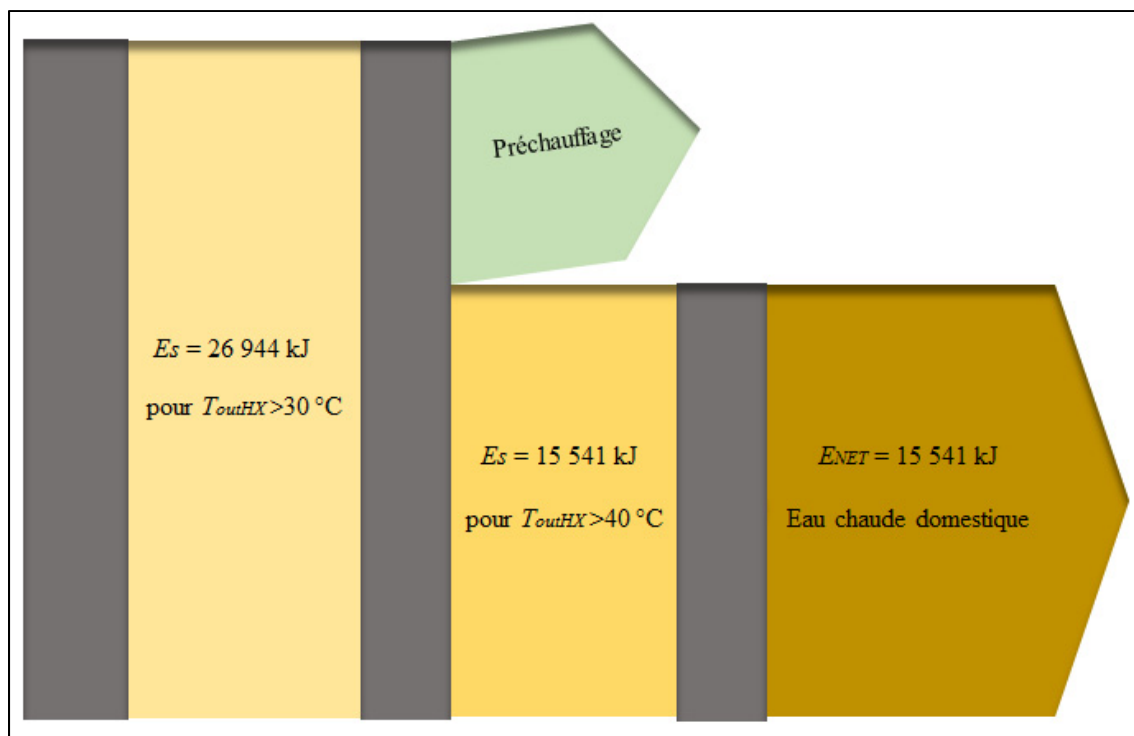


Figure 4.31 Bilan énergétique journalier lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages journaliers, le 25 février 2014

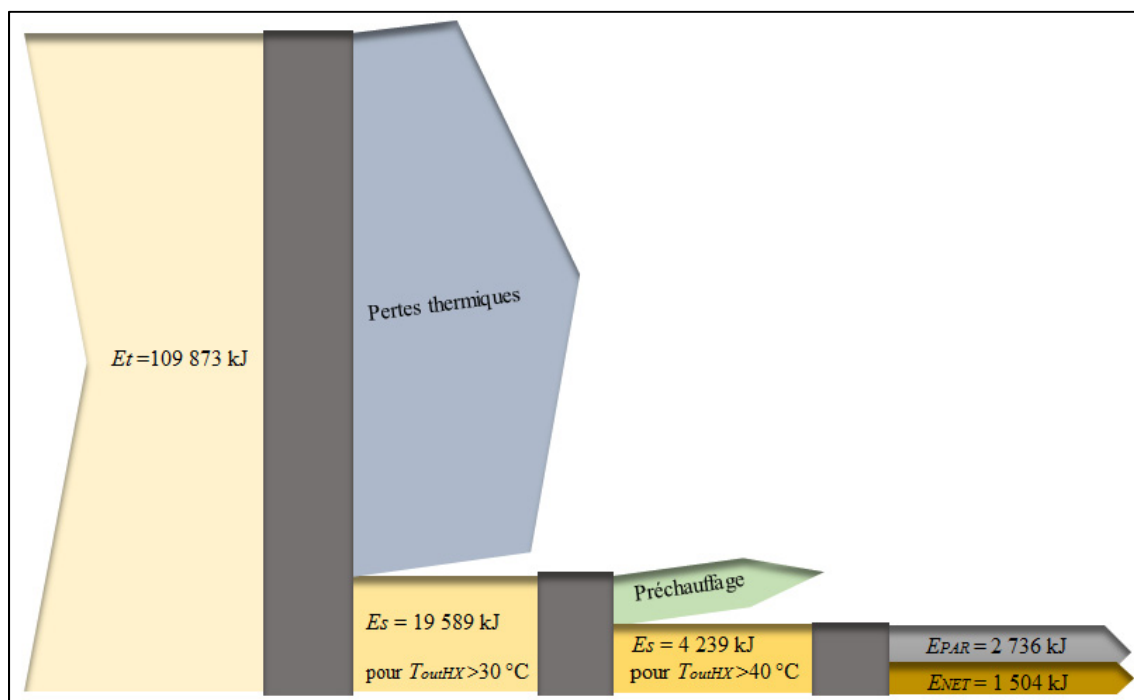


Figure 4.32 Bilan énergétique journalier lors de l'essai de performance avec plusieurs soutirages journaliers, le 28 février 2014

Quant à l'énergie solaire journalière présentée à la Figure 4.33, on note que sa plus grande partie sert directement à l'eau chaude domestique malgré que la journée ait eu une énergie solaire incidente sur la superficie des collecteurs comparable à celle de la figure précédente. Ceci peut être expliqué par les pertes convectives et conductives au niveau des collecteurs qui sont plus importantes lors de la journée du deuxième essai de performance avec plusieurs soutirages journaliers que celles lors de la journée de l'essai de performance avec un soutirage nocturne.

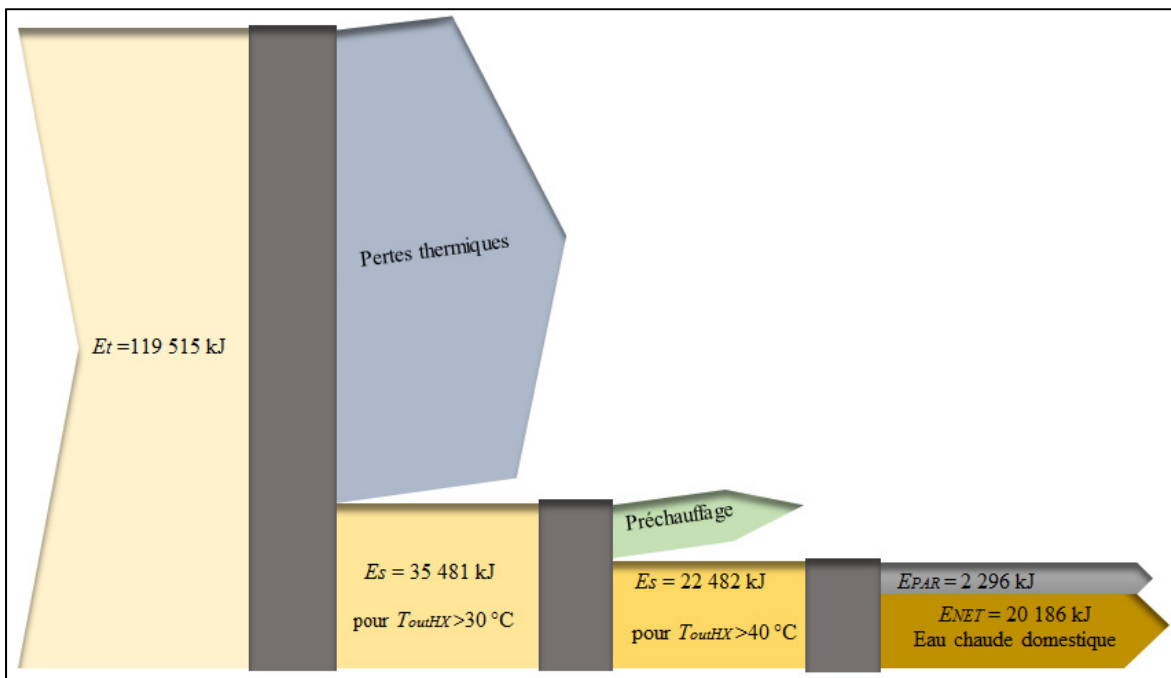


Figure 4.33 Bilan énergétique journalier lors de l'essai de performance avec un soutirage nocturne, le 24 Mars 2014

Soit le rendement global du système décrit par l'équation (4.23). Ce paramètre est représentatif de l'énergie nette produite par rapport à la totalité de l'énergie reçue par les collecteurs solaires.

$$\eta_{global} = \frac{E_{NET}}{E_t} \quad (4.23)$$

Numériquement, il tend vers l'infini pour le premier cas puisque le rayonnement incident date de la veille du soutirage alors qu'aucune circulation ne fut observée le jour du soutirage.

Physiquement, cela veut dire que l'intégralité de l'énergie récupérée provient uniquement de l'énergie stockée dans le réservoir. Cependant, ce rendement global reste faible pour les deux derniers diagrammes, il est égal à 1,4 % pour le diagramme de la Figure 4.32 et 17 % pour le diagramme de la Figure 4.33. Toutefois, il faut noter que ces valeurs ne tiennent pas en considération la quantité d'énergie provenant de la quantité d'eau qui a des températures comprises entre 30 et 40 °C. La quantité de chaleur récupérée dans cette eau représente la contribution du système en tant que préchauffage puisque la température à la sortie de l'échangeur de chaleur n'a pas atteint la température typique pour l'eau chaude domestique.

Ces bilans décrivent le comportement énergétique du système pour des journées différentes mais ne permettent pas de prédire les performances à long terme. Afin de ce faire, il faut exécuter les mêmes essais pour plusieurs journées et pour des journées identiques. En effet, les conditions climatiques telles que le rayonnement solaire incident, la température ambiante et la vitesse du vent qui a une grande influence sur les pertes thermiques des collecteurs à plans vitrés, ainsi que les conditions opératoires du système telles que la température initiale au fond du réservoir et le débit de l'eau allant vers les collecteurs, sont tous des facteurs qui font en sorte que ce rendement global du système varie. Sachant que, toutefois, le taux de couverture solaire du système, S_f , varie de la même façon que ce rendement global du système η_{global} . C'est-à-dire que S_f est élevé lorsque η_{global} l'est et il est bas lorsque η_{global} l'est aussi.

Malheureusement, les retards de conception, de livraison et d'installation de même que des bris d'équipement ont fait en sorte que la période d'essais dans ce travail a été insuffisante pour conclure sur le long terme et pour obtenir deux journées ayant des conditions climatiques similaires.

En dépit de cette variation du rendement global du système, ces valeurs témoignent du potentiel de l'énergie solaire même sous des conditions climatiques nordiques. En effet, le rendement global demeure faible malgré que le besoin en eau chaude domestique ait pu être satisfait jusqu'à 67 % dans un cas particulier.

À part sa fiabilité vis-à-vis de la protection contre le gel et sa performance, la rentabilité économique du système est un facteur critique pour sa promotion au Québec. Pour ceci, une analyse économique et une étude de cas particulier ont été réalisés en ce qui suit.

4.3 Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, la fiabilité du système vis-à-vis sa résistance au gel a été validée et son comportement lors de quelques journées hivernales a été étudié afin de déterminer ses performances journalières.

CHAPITRE 5

ANALYSE ÉCONOMIQUE ET IMPACT ENVIRONNEMENTAL

Les deux premières parties de cette analyse ont pour objectif d'évaluer le potentiel économique maximal de l'intégration des CESDs pour satisfaire le besoin en ECD et le potentiel économique maximal théorique des collecteurs solaires thermiques pour tout usage. La partie qui leur succède fait une comparaison brève entre la rentabilité des chauffe-eau solaires auto-vidangeables et celle des chauffe-eau solaires avec glycol installés au Québec. Cependant, la dernière partie a pour objectif d'étudier si les chauffe-eau solaires auto-vidangeables peuvent être une solution considérable dans certains endroits dans la province. Pour ceci, une étude de cas a été réalisée.

5.1 Potentiel économique maximal pour l'eau chaude domestique

Pour déterminer le potentiel économique maximal théorique des CESDs employés pour le chauffage de l'eau chaude domestique, le premier estimé à faire consiste à déterminer le coût de l'énergie requise pour chauffer cette eau à l'électricité, au gaz naturel et au mazout léger si toute la consommation était satisfaite par l'énergie solaire.

D'abord, pour chauffer 200 L d'eau ayant une chaleur spécifique moyenne $C_{p_w} = 4,187 \text{ kJ/kg.K}$ de 4 °C à 40 °C, il faut 30 146 kJ ou 30 MJ (voir chapitre précédent). La consommation quotidienne d'énergie d'une résidence imputée au chauffage de l'eau chaude domestique est alors de 30 MJ/jour ou 8,33 kWh/jour. Cette consommation moyenne totalise annuellement $E_{Load,an} = 10\,950 \text{ MJ/an}$ ou 3 042 kWh/an.

5.1.1 Potentiel économique du remplacement du chauffage électrique

Le rendement de la conversion thermique d'une résistance électrique ε est de 100 % alors que le tarif d'électricité marginal domestique hors redevance d'abonnement et consommation des 30 premiers kWh/jour C_{elec} est de 0,077 \$/kWh au Québec (Boucher, 2014). À l'aide de l'équation (5.1), la valeur de remplacement ou le coût évité en électricité $C_{elec,an}$ si toute l'eau chaude domestique était produite par un CESD est alors de 234 \$/an environ.

$$C_{elec,an} = \frac{E_{Load,an}}{\varepsilon} \times C_{elec} \quad (5.1)$$

5.1.2 Potentiel économique du remplacement du chauffage au mazout

Si on emploie un rendement de combustion ε de 75 %, un pouvoir calorifique inférieur PCI de 38,68 MJ/L (l'énergie, 2012) et un tarif C_{fuel} de 1,197 \$/L (Québec, 2014), à l'aide de l'équation (5.2), le coût évité en mazout $C_{fuel,an}$ si toute l'eau chaude domestique était produite par un CESD est alors de 452 \$/an environ.

$$C_{fuel,an} = \frac{E_{Load,an}}{\varepsilon \times PCI} \times C_{fuel} \quad (5.2)$$

5.1.3 Potentiel économique du remplacement du chauffage au gaz naturel

Si on emploie un rendement de combustion ε de 85 %, un pouvoir calorifique inférieur PCI de 37,658 MJ/m³ (BP Statistical Review of World Energy, 2013) et un tarif C_{gas} de 0,6 \$/m³ (Métro, 2014), à l'aide de l'équation (5.3), le coût évité en gaz $C_{gas,an}$ si toute l'eau chaude était produite par un CESD est alors de 205 \$ environ.

$$C_{gas,an} = \frac{E_{Load,an}}{\varepsilon \times PCI} \times C_{gas} \quad (5.3)$$

5.1.4 Rentabilité

Des coûts d'achat, d'installation et d'entretien qui atteignent les 2 500 \$ sont, à la lumière des calculs de potentiel économique ci-haut mentionnés, un maximum pour pouvoir prétendre à permettre une rentabilité économique. La période de retour sur l'investissement simple serait alors de 5,5 ans minimum pour un remplacement du mazout, de 10,7 ans pour l'électricité et de 12,2 ans pour le gaz naturel. Il faudrait donc considérer qu'une fois les besoins en ECD satisfaits, l'excédent d'énergie à basse température pourrait être injecté dans un puits géothermique pour le recharger en été et/ou en hiver ou directement employé (pendant la saison de chauffage seulement) dans le chauffage du bâtiment. Sinon, la rentabilité économique ne sera pas au rendez-vous.

5.2 Potentiel solaire maximal théorique

Comme on l'a déjà mentionné dans la section 2.3, à Montréal, un mètre carré de surface orientée sud et inclinée à un angle 60°, reçoit environ 1 521 kWh/m²/an. Cette donnée peut être utilisée afin de déterminer le potentiel économique maximal théorique des collecteurs solaires pour tout usage en supposant que toute l'énergie qui est perçue par un collecteur peut être effectivement employée. En employant les mêmes données que précédemment lorsque de l'électricité, du mazout ou du gaz naturel sont utilisés plutôt que l'énergie solaire, on obtient un coût équivalent par mètre carré de :

$$1\,521 \text{ kWh/m}^2/\text{an} \times 1.00 \times 0.077 \text{ \$/kWh} = 117.1 \text{ \$/m}^2/\text{an}, \text{ pour l'électricité;}$$

$$\frac{1\,521 \text{ kWh/m}^2/\text{an} \times 0.75 \times 1.197 \text{ \$/L} \times 3\,600 \text{ kJ/kWh}}{38\,680 \text{ kJ/L}} = 127 \text{ \$/m}^2/\text{an}, \text{ pour le mazout;}$$

$$\frac{1\,521 \text{ kWh/m}^2/\text{an} \times 0.85 \times 0.6 \text{ \$/m}^3 \times 3\,600 \text{ kJ/kWh}}{37\,658 \text{ kJ/m}^3} = 74.2 \text{ \$/m}^2/\text{an}, \text{ pour le gaz naturel.}$$

Ainsi, un collecteur solaire thermique tel que celui évalué dans cette étude, dont la surface est de 2.15 m², peut générer des économies potentielles théoriques de 251.8 \$/an en électricité,

273 \$/an en mazout et 159.4 \$/an en gaz naturel. Un rendement du collecteur de 50 % diminue de facto ces économies par un facteur 2.

Ces grandeurs économiques fixent les balises qui permettent de déterminer la viabilité des systèmes.

5.3 Chauffe-eau solaires : auto-vidangeables versus avec glycol

Le point de faiblesse des chauffe-eau solaires dans une province telle que le Québec, est leur coût élevé. Néanmoins, la diversité des configurations existantes de cette technologie engendre une diversité dans les prix tout en ayant des performances comparables. Afin de cibler la configuration la moins chère dans tel pays nordique, une comparaison brève entre un chauffe-eau solaire auto-vidangeable, celui installé à l'ÉTS, et un chauffe-eau solaire typique avec glycol est faite. Le Tableau 5.1 illustre, à titre indicatif, les différences majeures entre ces deux systèmes. La liste des prix est extraite de la même compagnie et comparée à d'autres source afin d'éviter toute source de biais.

Tableau 5.1 Coût d'un chauffe-eau solaire auto-vidangeable versus coût d'un chauffe-eau solaire avec glycol

Chauffe-eau solaire avec glycol		Chauffe-eau solaire auto-vidangeable	
Élément	Coût (\$)	Élément	Coût (\$)
2 collecteurs BLUE-B	2 x 543,95	2 collecteurs BLUE-B	2 x 543,95
1 pompe taco 1/4 HP	230,00	1 pompe taco 1/8 HP	470,00
1 soupape de détente	23,75	1 soupape de détente	23,75
1 réservoir 80 USG avec échangeur de chaleur double paroi	3 421,00	1 réservoir 80 USG avec échangeur de chaleur simple paroi	2 007,50
Structure	823,50	Structure	823,50
Tuyauterie en cuivre dur type L	9 x 16,99	Tuyauterie en cuivre dur type L	9 x 16,99
Fibre de verre pour isolation	18 x 7,59	Fibre de verre pour isolation	18 x 7,59
-	-	2 sondes RTD	2 x 15,82
-	-	1 contrôleur TDC4	374,00

Suite tableau :

Chauffe-eau solaire avec glycol		Chauffe-eau solaire auto-vidangeable	
Élément	Coût (\$)	Élément	Coût (\$)
Purgeur d'air	84,38	-	-
Clapet anti-retour	141,5	-	-
Réservoir d'expansion 6.5 USG	237,34	-	-
Glycol 5.3 USG	5 ⁽¹⁾ x 222	-	-
Main d'œuvre	3 x 208 ⁽²⁾		3 x 208 ⁽²⁾
Total	8 072,9	Total	5 731,82

⁽¹⁾ Environ 33 % de glycol

⁽²⁾ Salaire moyen d'un plombier à Montréal pour 8 h de travail.

À part cette différence de 2 341 \$ dans le coût d'achat de ces systèmes, des coûts de maintenance sont associés aux chauffe-eau solaires avec glycol. En effet, les hautes températures pendant l'été provoquent la dégradation de cet antigel. D'où la nécessité de le recharger périodiquement, chaque 3 à 5 ans avec un coût supplémentaire (Cousineau, 2010). Le coût d'un tel CESD auto-vidangeable s'avère être beaucoup moins cher que celui d'un CESD typique avec glycol.

À l'aide de l'équation (5.4), la valeur actuelle du paiement, $PW_{NoSolar}$, à effectuer sur une durée de vie de 25 ans, a été déterminée pour le chauffe-eau solaire auto-vidangeable.

$$PW_{NoSolar} = A_{NoSolar} \times \sum_{j=1}^{25} \frac{(1+i)^{j-1}}{(1+d)^j} \quad (5.4)$$

Où

$$A_{NoSolar} = C_{elec,an} \times S_f \quad (5.5)$$

Les valeurs trouvées de la fraction ou couverture solaire S_f lors des essais effectués dans ce travail ont été 5 %, 52 % et 67 %. Soit alors une valeur moyenne de 41,3 % qui sera utilisée pour tous les calculs économiques. Sachant que $C_{elec,an}$ correspond au coût annuel évité en

électricité si toute l'eau chaude domestique était produite par un CESD, calculé précédemment dans la section 5.1.1, les économies annuelles en électricité, $A_{NoSolar}$, auront une valeur de 96,64 \$. Donc, pour une inflation i prévue à un taux de 7 % (Canada, 2013b) et un taux d'actualisation d prévu à 5,2 % (Forcione, 2004), la valeur actuelle du paiement, $PW_{NoSolar}$, est égale à 2 836 \$. La valeur actuelle nette, NPV , est ainsi de -2 896 \$ et la période de retour sur l'investissement actualisé du système est de 42,8 ans. Cette dernière est certainement inférieure à celle d'un CESD avec glycol. Néanmoins, elle demeure très élevée.

5.4 Etude de cas : Chauffe-eau solaire installé aux Îles-de-la-Madeleine

Comme il a été mentionné dans l'introduction, l'électricité au Québec est à coût très bas. Ce qui fait que l'installation des chauffe-eau solaires quel que soit leurs types, comme discuté dans le paragraphe précédent, n'est pas rentable. Cependant, dans les sites éloignés du réseau Hydro-Québec, la production de l'électricité coûte cher (Hydro-Quebec, 2011). Les îles de la Madeleine, situées dans la même zone climatique que Montréal, constituent un exemple de communauté isolée dont les besoins énergétiques sont satisfaits à l'aide d'une centrale thermique à moteur diesel (Hydro-Quebec, 2010). Mode très onéreux pour la production d'électricité (Wikipédia, 2014) qui pourrait être amorti à l'aide des énergies renouvelables, voire chauffe-eau solaires.

Les résultats obtenus précédemment ont montré que les chauffe-eau solaires auto-vidangeables sont plus appropriés que ceux avec glycol dans les pays nordiques. Dans cette section, les évaluations économique et environnementale de ces systèmes si ces derniers sont intégrés dans le secteur résidentiel d'une communauté isolée comme celle des îles de la Madeleine, sont proposées.

Aux îles de la Madeleine, le chauffage de l'eau domestique est soit électrique ou bien avec des fournaies au mazout. Deux scénarii sont ainsi proposés ; le premier est pour déterminer la valeur actuelle nette, $NPVI$, si on intègre le chauffage solaire d'eau domestique dans le

chauffage électrique et le deuxième est pour déterminer $NPV2$ lorsqu'on intègre le chauffage solaire aux fournaises au mazout.

Les calculs faits dans ces études économiques sont suivant la méthode du flux monétaire cumulé actualisé pour les procédés solaires (Duffie et Beckman, 2013). On se propose que pour le chauffe-eau solaire auto-vidangeable, la valeur actuelle du paiement PW_{Solar} à effectuer sur une durée de 25 ans est égale à la mise de fonds initiale.

5.4.1 Intégration au chauffage électrique

Sachant la quantité d'énergie électrique annuelle, $E_{Load,an}$, nécessaire pour produire 200 L d'eau chaude domestique à 40 °C à partir de l'eau de la ville qui a une température de l'ordre de 4 °C qui est égale à 3 042 kWh/an, le coût de chauffage de l'eau, $C_{elec,an1}$, tout au long d'une année est déterminé à l'aide de l'équation (5.6).

$$C_{elec,an1} = \frac{E_{Load,an}}{\varepsilon} \times C_{elec1} \quad (5.6)$$

Cependant, il est à noter que dans le calcul du potentiel économique du remplacement du chauffage électrique, on a considéré la valeur de C_{elec} égale au prix payé par l'utilisateur partout au Québec puisque la production de l'électricité, hormis les installations autonomes comme celle des îles de la Madeleine, n'est pas chère. Étant donné que le calcul présent concerne une installation autonome, C_{elec1} employé est égal au coût moyen payé par kWh par Hydro-Québec pour produire l'électricité avec les génératrices au diesel. Sa valeur est égale à 0,43 \$/kWh (Hydro-Quebec, 2011). D'où $C_{elec,an1}$ est de 1 308 \$/an.

Avec une couverture solaire moyenne de 41,3 %, l'économie en électricité pendant la première année est calculée à l'aide de l'équation (5.7).

$$A_{NoSolar1} = C_{elec,an1} \times S_f \quad (5.7)$$

$A_{NoSolar1}$ est égale ainsi à 540,3 \$/an. Pour une inflation i prévue à un taux de 7 % (Canada, 2013b) et un taux d'actualisation d à 5,2 % (Forcione, 2004), la valeur actuelle du paiement, $PW_{NoSolar1}$, à effectuer sur une durée de 25 ans est calculée à l'aide de l'équation (5.8).

$$PW_{NoSolar1} = A_{NoSolar1} \times \sum_{j=1}^{25} \frac{(1+i)^{j-1}}{(1+d)^j} \quad (5.8)$$

Sa valeur étant ainsi de 15 857 \$, permet de déterminer la valeur actuelle nette $NPVI$ qui sera de 10 125 \$.

La courbe suivante montre les économies réalisées pendant la durée de vie du chauffe-eau solaire auto-vidangeable en l'intégrant dans le chauffage électrique de l'eau sanitaire pour un coût d'électricité de 0,43 \$/kWh, une inflation à 7 % et un taux d'actualisation de 5,2 %.

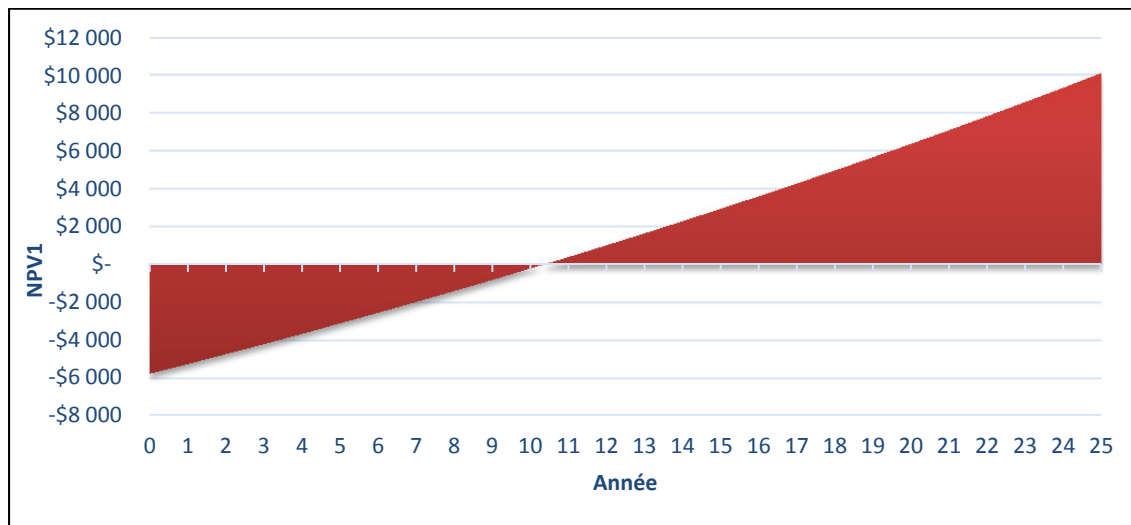


Figure 5.1 Valeur actuelle nette de l'intégration du chauffe-eau solaire auto-vidangeable dans le mode de chauffage d'eau électrique ($C_{elec} = 0,43$ \$/kWh; $i = 7\%$; $d = 5,2\%$)

On peut aussi cibler sur la courbe la période de retour sur l'investissement du système qui est de 10,3 ans pour tel système. Puisque c'est une valeur inférieure à la durée moyenne d'un réservoir standard en acier, la rentabilité est au rendez-vous. Cette stratégie pourrait être employée par Hydro-Québec aux îles de la Madeleine pour diminuer des coûts de production

de l'électricité qu'elle revend au tarif domestique et pour diminuer sa pointe de puissance puisque chaque consommateur équipé éviterait une consommation matinale en période de pointe hivernale.

5.4.2 Intégration au chauffage au mazout

Les programmes d'utilisations efficaces de l'énergie découragent le mode électrique de chauffage vu son coût très élevé (Hydro-Québec, 2007). Par contre, ils ont incité les clients à utiliser des fournaies individuelles au mazout comme source principale. Ces fournaies ont une efficacité moyenne ε égale à 75 % (Hydro-Quebec, 2011). Le coût annuel pour chauffer 200 L d'eau par jour à une température consigne de 40 °C avec ce mode est égal à $C_{fuel,an}$ trouvé dans le calcul du potentiel économique du remplacement du chauffage au mazout qui est égale à 452 \$/an.

Avec une couverture solaire moyenne de 41,3 %, l'économie en combustible réalisée la première année est déterminée à l'aide de l'équation (5.9).

$$A_{NoSolar2} = C_{fuel,an} \times S_f \quad (5.9)$$

Sa valeur est égale ainsi à 186,7 \$/an. Pour la même inflation et même taux d'actualisation, un calcul similaire au précédent donne une valeur actuelle du paiement, $PW_{NoSolar2}$, à effectuer sur une durée de 25 ans égale à 5 479 \$ et une valeur actuelle nette $NPV2$ égale à -259 \$.

La courbe suivante montre les économies réalisées pendant la durée de vie du chauffe-eau solaire auto-vidangeable en l'intégrant dans le chauffage au mazout de l'eau sanitaire pour un tarif de mazout de 1,197 \$/L, une inflation à 7 % et un taux d'actualisation de 5,2 %.

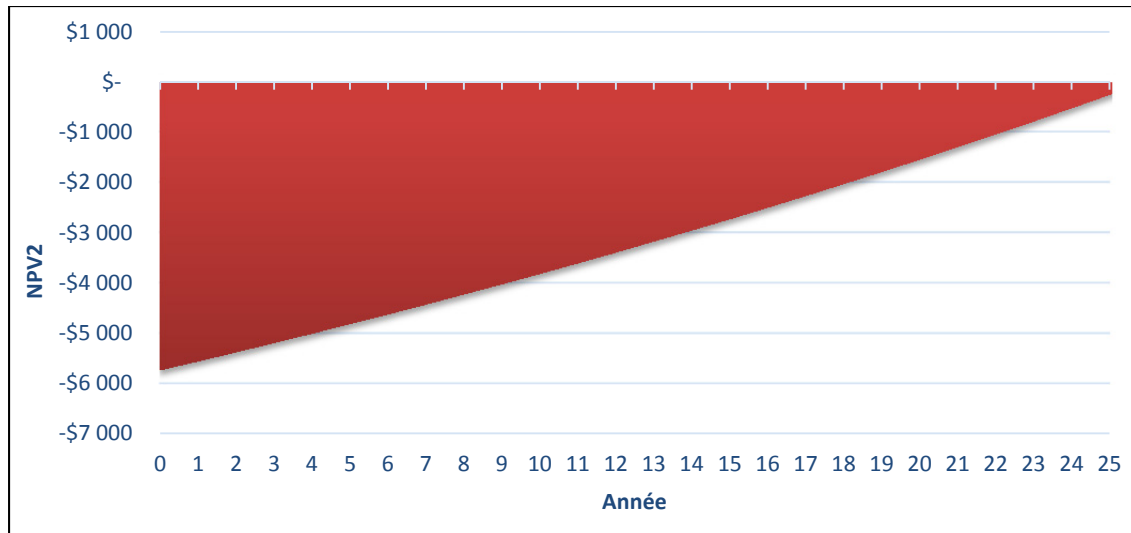


Figure 5.2 Valeur ajoutée nette de l'intégration du chauffe-eau solaire auto-vidangeable dans le mode de chauffage au mazout
 $(C_{fuel} = 1,197 \text{ \$/L}; i = 7 \%; d = 5,2 \%)$

L'intégration du chauffe-eau solaire auto-vidangeable dans le chauffage au mazout n'est remboursée qu'après 25,9 ans. Une durée qui dépasse la durée de vie du système et qui aboutit à une valeur actuelle nette négative.

Cependant, en vertu des résultats présentés à la section précédente, son intégration dans le chauffage électrique semble être une solution à considérer. Par ailleurs, sachant que cette électricité est produite par la combustion du diesel, on peut affirmer que cette technologie non seulement diminue la facture de production de l'électricité mais surtout elle contribue dans la réduction des émissions des gaz à effet de serre.

5.4.3 Impact environnemental

La combustion du mazout servant à chauffer l'eau a un impact néfaste sur l'environnement. En effet, 283 L/an de mazout sont brûlées pour un seul bâtiment résidentiel qui consomme 200 L d'eau chaude par jour. En intégrant le chauffage solaire, on économise presque la

moitié de cette quantité de mazout et on réduit ainsi une quantité annuelle de gaz à effet de serre émise. Cette quantité est estimée à l'aide de l'équation (5.7).

$$m_{O_2/CH_4/N_2O} = 283 \times (C_{CO_2} + C_{CH_4} + C_{N_2O}) \quad (5.10)$$

Où C_{CO_2} est le coefficient d'émission de dioxyde de carbone, C_{CH_4} est le coefficient d'émission de méthane et C_{N_2O} est le coefficient d'émission d'oxyde nitreux. Leurs valeurs dans le secteur résidentiel sont respectivement ; 2 725 g/L, 0,026 g/L et 0,006 g/L (Canada, 2013a). La quantité annuelle émise par maison juste pour le chauffage d'eau est ainsi égale à 771,2 Kg de gaz à effet de serre sans parler de la totalité des maisons dans l'archipel ou de la centrale au diesel qui avale 38 millions de litres de mazout par année pour produire de l'électricité (Baril, 2010) ! Avec un chauffe-eau solaire auto-vidangeable pareil, ayant une couverture solaire moyenne de 41,3 %, on aura une réduction presque en moitié sur ces émissions.

5.5 Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, le potentiel économique maximal des CESDs a été exploré, une étude comparative entre les chauffe-eau solaires avec glycol et les chauffe-eau solaires à vidange récupérée de point de vu coût a été développée et finalement une application au Québec de ce type de chauffe-eau solaires à vidange récupérée a été proposée.

CONCLUSION

Dans les pays nordiques, la solution la plus propagée pour protéger un chauffe-eau solaire contre le gel est l'utilisation d'un fluide antigel. Ce dernier est toxique, a une capacité calorifique inférieure à celle de l'eau et est dégradable. Par ailleurs, cette dernière caractéristique lui impute des coûts supplémentaires. D'où venait l'idée d'explorer les chauffe-eau solaires auto-vidangeables.

L'objectif de ce travail était ainsi de tester l'aptitude d'un chauffe-eau solaire sans glycol, appelé auto-vidangeable ou encore à vidange récupérée, à surmonter les conditions météorologiques nordiques en ayant seulement la vidange récupérée comme mesure préventive contre le gel. Lors de ce travail, en plus d'examiner les performances d'un tel chauffe-eau solaire pendant des jours hivernaux à Montréal, il a été possible d'explorer la manière adéquate d'installer ce système pour un fonctionnement optimal. Cette dernière a toujours constituée une raison majeure qui empêchait les manufacturiers de commercialiser tels systèmes. En effet, cette installation délicate faisait sortir la responsabilité du bon ou mauvais fonctionnement de ces systèmes en fonction de l'habileté de l'équipe d'installation.

Dans la littérature, les travaux expérimentaux qui ont été faits sur les chauffe-eau solaires à vidange récupérée ont été principalement des inventions qui tentaient à améliorer le système ou bien des applications réelles où ces systèmes ont été intégrés, sinon des simulations pour prédire leurs performances. Par contre, aucune recherche n'a tenu compte de décrire l'installation ou bien l'efficacité de ce mode de protection contre le gel dans les chauffe-eau solaires. La contribution de ce travail a été ainsi de synthétiser le tout dans un seul travail en commençant par le choix d'une configuration de chauffe-eau solaire à vidange récupérée parmi la diversité existante, ensuite, en décrivant par détail le montage des différents composants du système choisi, puis son mode de fonctionnement et finalement les procédures suivies pour le tester et juger sa fiabilité de point de vue protection contre le gel et performance journalière aussi. L'essai de protection contre le gel a permis de déterminer en premier lieu la vitesse de recirculation de l'eau dans le circuit primaire après avoir été

vidangée dans le réservoir. Cette vitesse variait entre 90 et 140 cm/s. Elle a été jugée convenable puisqu'elle dépassait la valeur minimale requise par la norme CSA F379. Le temps de vidange a été déterminé aussi. Sa valeur maximale trouvée, 90 s, est inférieure à la valeur maximale requise par cette norme. Les pertes thermiques dans la tuyauterie de retour exposée ont été estimées à 11 % de la puissance thermique récupérée par les collecteurs. Elles ne sont pas négligeables mais elles ne posent pas un risque de gel non plus. Quant aux pertes thermiques nocturnes, elles représentaient 2,5 % de l'énergie contenue dans le réservoir pour une température initiale égale à 26,5 °C. Ces résultats trouvés démontrent la fiabilité de ce système à surmonter les conditions de gel sans aucun problème. Concernant les performances, pendant les jours d'essais, le rendement journalier des collecteurs a été compris entre 9 et 41,5 % et le taux de couverture solaire du système a été compris entre 5 et 67 % ce qui prouve la nécessité d'une source d'énergie auxiliaire comme appoint pendant l'hiver. Néanmoins, pendant l'été, ces valeurs peuvent être élevées jusqu'au point de satisfaire tout le besoin. Cette approche sera vérifiée dans des prochains travaux.

Par ailleurs, le défi principal qui résidait derrière cette technologie a été la réduction des coûts associés à l'investissement et à la maintenance des chauffe-eau solaires et la justification de leurs applications éventuelles au Québec. Pour ceci, le potentiel économique maximal a été évalué si on remplaçait le chauffage électrique, au mazout ou au gaz naturel de l'eau domestique par le chauffage solaire. Un retour sur investissement simple qui varie entre 5,5 et 12,2 ans a été trouvé pour ces différents cas si on prétend que la couverture solaire est égale à 100 % et que l'investissement total est de 2 500 \$ ce qui balise les paramètres de rentabilité économique pour tout type de capteur solaire. D'autre part, l'étude économique spécifique a permis de prouver que les chauffe-eau solaires à vidange récupérée, tel que celui étudié, sont moins onéreux que les chauffe-eau solaires avec glycol et l'étude de cas a permis de démontrer que si on intègre cette technologie dans un réseau autonome d'une communauté éloignée du réseau Hydro-Québec telle que les îles de la Madeleine, 540,3 \$/an/habitation peuvent être épargnés dans la production de l'électricité qui sert au chauffage de l'eau domestique et 771,2 kg/habitation de gaz à effet de serre peuvent être évités.

RECOMMANDATIONS

Cette recherche n'est toutefois pas complète. Pour mieux cerner le sujet de cette, il faudrait tenir compte des points suivants :

- Au niveau expérimental :
 - Tester la fiabilité d'un tel chauffe-eau solaire à vidange récupérée contre la surchauffe en été et pendant les vacances.
 - Prolonger la durée des essais afin de permettre une amélioration de l'estimé de la couverture solaire.
 - Optimiser le système en faisant la conception d'un collecteur à tubes sous vide vidangeable qui peut se substituer aux collecteurs à plan vitré. Ces collecteurs garantiront moins de pertes convectives et radiatives vu leur isolation à vide mais il faut, toutefois, faire attention au coût qui risque globalement de faire augmenter celui des chauffe-eau solaires à vidange récupérée.
 - Refaire les mêmes essais pour le chauffe-eau solaire à vidange récupérée avec les collecteurs à tubes sous-vide mais faire attention au choc thermique interne. Un essai supplémentaire de choc thermique doit être réalisé dans ce cas. En effet, ce problème n'a pas été posé dans ce travail vu qu'avec un collecteur à plan vitré, le fluide caloporteur froid circule dans des tubes en cuivre chauds alors que pour un collecteur à tube sous vide, dépendamment de sa configuration c'est-à-dire avec ou sans caloduc, le fluide caloporteur froid peut circuler dans des tubes en verre chauds qui risquent d'exploser.
 - Réaliser une boucle fermée qui permettra de soutirer un profil de consommation d'eau tout en évitant les rejets d'eau chaude pendant les essais, est inévitable pour continuer ce travail. Sans oublier que, à chaque fois, la température de cette eau soutirée doit être ramenée à la température de l'eau de la ville.

- Au niveau numérique :
 - Extrapoler les performances journalières pour prédire les performances mensuelles et annuelles.
 - Comparer ces performances avec celles des chauffe-eau solaires avec glycol, puisque lors de cette étude on a supposé que les deux types de chauffe-eau solaires ont des performances similaires alors qu'en réalité c'est à vérifier.
 - Dans la littérature, il existe des simulations de chauffe-eau solaires vidangeables faites avec le logiciel TRNSYS. Elles prédisent les performances du système mais sans tenir en considération le fait que les collecteurs ne sont plus remplis d'eau la nuit. Pour comprendre davantage cette problématique ; dans les types des collecteurs solaires thermiques dans TRNSYS, on peut définir un seul fluide caloporteur. Ceci ne pose pas de problème si le fluide caloporteur est de l'eau glycolée, par contre dans le cas étudié, le fluide caloporteur est l'eau de la ville, donc ça risque de geler. TRNSYS ne tient pas en considération ce changement de phase. Pour lui, l'eau est toujours dans les collecteurs même avec des températures en dessous de zéro. De ce fait, lors du démarrage du système le lendemain matin, la masse thermique de l'eau stagnante dans les collecteurs toute la nuit, est en réalité celle de l'air pour un chauffe-eau solaire vidangeable. Donc ce paramètre peut jouer un rôle important dans l'exactitude de la prédiction des performances. D'où le besoin de développer un nouveau type de collecteur solaire thermique dans TRNSYS là où on peut définir deux fluides qui inter-changent entre eux selon les ordres d'un contrôleur.
 - Simuler le système avec le nouveau type développé dans TRNSYS et comparer les résultats avec ceux dans la littérature ainsi qu'avec ceux obtenus expérimentalement.

ANNEXE I

ARTICLE SCIENTIFIQUE

Ce travail a donné lieu à la préparation d'un article scientifique qui a été soumis au Journal of Sustainable and Renewable Energy.

TITRE:

Outdoor experimental study of a drain-back domestic solar water heater under northern weather conditions

RÉSUMÉ:

In this paper, a drain-back domestic solar water heater (DSWH) has been investigated experimentally. The system is consisting of 4.3 m² of flat plate thermal collectors and of 300 L tank. It has been installed and tested in Montreal. Once the test bench was calibrated and installed, the measurements have shown that the water recirculation velocity in the external supply pipes exceeds 90 cm/s and the maximum collectors and pipes water draining time is around 90 s. According to the CSA F379 standard, these results prove the reliability of freezing protection of such apparatus. The heat losses in the external return pipes were, as well, calculated. A maximum of 11 % of the useful collectors' energy was found. Thereafter, the daily performance of this system has been studied under a protocol which is based on CSA F379, ASHRAE 95 and ISO 9459-2 standards. Daily domestic hot water (DHW) withdrawals were conducted during two clear and sunny winter days. The tank water temperature exceeded 50 °C despite a minimum ambient temperature of -18 °C. By using a heat exchanger with an efficiency of 89,4 %, a total of 91 L of DHW having a temperature between 40 and 50 °C have been obtained. This quantity, thus, covers 52 % of the daily load of DHW on a daily basis request of 200 L at 40 °C. Night DHW withdrawal was carried out as well in order to simulate the late usage of DHW. So after a clear and sunny winter day, 140 L at a temperature between 40 and 57 °C was produced. Thus, 67 % of the demand was covered.

By following a realization protocol inspired from CSA F379, ISO 9459-2 and ASHRAE 95 standards, this study showed the potential of drain-back solar water heater as a less expensive, simpler and above all as a reliable solution that could replace glycol solar water heater.

Keywords: domestic solar water heater, freezing, overheating, glycol, drain-back

ANNEXE II

CHAUFFE-EAU SOLAIRES: GÉNÉRALITÉS

- **Fonctionnement d'un chauffe-eau solaire**

Un chauffe-eau solaire comporte généralement un collecteur face au soleil, là où un fluide qu'on appelle caloporteur, récupère la chaleur captée par ce dispositif et la fait circuler soit dans un échangeur de chaleur immergé dans un réservoir ou soit directement dans ce dernier. Le réservoir contient l'eau chaude domestique (ECD), aussi appelée eau chaude sanitaire, à laquelle le transfert de chaleur sera effectué. Le fluide caloporteur retourne par la suite au collecteur et le cycle recommence.

Plusieurs éléments peuvent être ajoutés ou modifiés afin de compléter le bon fonctionnement des chauffe-eau solaires. Le circulateur, le type du fluide caloporteur, la régulation, l'appoint, et divers équipements définissent différentes configurations de chauffe-eau solaires.

On peut subdiviser cette diversité des chauffe-eau solaires en trois catégories principales. Chacune de ces catégories fait la comparaison entre deux types de chauffe-eau solaires comme suit :

- **Chauffe-eau solaires : Passifs versus Actifs**

Les chauffe-eau solaires passifs s'appuient sur la convection thermique naturelle pour faire circuler le fluide caloporteur dans le système. Ils coûtent moins cher et ont très peu ou même pas d'entretien, mais ne sont conçus que pour les pays chauds puisque leur efficacité est nettement inférieure à celle d'un système actif sous des conditions climatiques froides et qu'ils présentent des risques de gel puisque leur réservoir est situé à l'extérieur, en dessus des collecteurs.

Les systèmes actifs appelés aussi systèmes à circulation forcée utilisent une ou plusieurs pompes pour faire circuler le fluide caloporteur dans le système, puisqu'ils ne peuvent pas

compter sur la convection naturelle lorsqu'il fait froid. Bien qu'ils soient plus coûteux, les systèmes actifs sont appropriés dans les conditions climatiques froides.

- Chauffe-eau solaires : Direct versus Indirect

Dans les systèmes directs, appelés aussi systèmes à boucle ouverte, le fluide caloporteur qui circule dans le collecteur est l'eau sanitaire elle-même. Ces systèmes ne sont pas considérés comme appropriés pour les climats froids vu qu'à des températures en dessous de zéro degré Celsius l'eau va geler dans les collecteurs. D'ici vient l'utilité des systèmes solaires thermiques indirects, appelés aussi systèmes à boucle fermée. Ces systèmes impliquent un échangeur de chaleur qui sépare l'eau sanitaire du fluide caloporteur circulant dans les collecteurs. Le caloporteur peut être soit de l'eau sanitaire soit un mélange antigel/eau. Dans ce cas, le fluide qui demeure dans le circuit primaire est appelé fluide antigel. Généralement, c'est un mélange glycol/eau.

- Chauffe-eau solaires : à vidange perdue versus à vidange récupérée

Un système solaire thermique à vidange perdue (Drain-down) rejette le fluide caloporteur dans des conditions prescrites. Il comporte une boucle ouverte côté circuit primaire. Cependant, un système solaire thermique à vidange récupérée (Drain-back) est un système qui peut être actif indirect où le fluide caloporteur, souvent de l'eau sanitaire, circule dans une boucle fermée du circuit primaire des collecteurs étant séparé de l'eau sanitaire à consommer, ou bien actif direct où le fluide caloporteur est l'eau sanitaire à consommer elle-même. Dans les deux cas, le fluide caloporteur est entraîné par une pompe. Lorsque cette dernière est éteinte, le fluide se déverse complètement dans un réservoir de vidange.

Ces systèmes sont généralement connus sous le nom de chauffe-eau solaires vidangeables ou auto-vidangeables. Comme ce dernier nom l'indique, supervisé par un système de contrôle; un système auto-vidangeable se vidange, à des températures prédéterminées, automatiquement afin de protéger l'installation contre le gel et la surchauffe.

ANNEXE III

NORMES, STANDARDS ET INSTRUMENTATION

- **Normes et standards**

- CSA F379

Cette norme intitulée « Chauffe-eau solaires d'usage ménager intégrés : transfert de chaleur liquide-liquide » est une norme qui a été publiée par l'Association Canadienne de Normalisation CSA en 2009. Elle fait souvent référence au Standard ASHRAE 95 dans ses procédures d'essais.

- ASHRAE 95

C'est un standard intitulé « Méthodes d'essai pour déterminer la performance thermique des systèmes de chauffage-eau solaires domestiques » et qui a été publié par la société américaine des ingénieurs de chauffage, de réfrigération et de climatisation ASHRAE en 1987.

- ISO 9459-2

Cette norme intitulée « Méthode d'essai en extérieur pour la caractérisation de la performance des systèmes « tout solaire » et la prédiction de leur performance annuelle », est la deuxième partie de la norme « chauffage solaire - systèmes de chauffage de l'eau sanitaire » publiée par l'organisation internationale de normalisation ISO en 1995.

- **Appareillage**

L'appareillage est conforme aux normes citées auparavant. Il comprend les instruments de mesure intégrés dans le système et la chaîne d'acquisition élaborée qui permettront de récupérer les données des essais.

- Instruments de mesure

- Radiation solaire

Un pyranomètre CMP 3 de Kipp & Zonen, est utilisée pour mesurer le rayonnement solaire incident sur la superficie des collecteurs, G_t , en W/m^2 . Ses spécifications sont indiquées dans le Tableau-A III-1.

Le pyranomètre est monté de telle sorte que son capteur soit coplanaire avec le plan de l'ouverture du collecteur solaire et qu'il ne jette pas d'ombre sur la superficie d'ouverture de ce dernier pendant les périodes d'essais. Cet instrument est présenté dans la Figure-A III-1.

Tableau-A III-1 Spécification du pyranomètre

Gamme spectrale		300 à 2800 nm
Temps de réponse	A 95%	< 18 s
Non-linéarité	0 à 1000 W/m^2	< 1 %
Dépendance en température de la sensibilité	-10 °C à 40 °C	< 5 %
Erreur directionnelle	Jusqu'à 80 ° (avec 1000 W/m^2 direct)	< 20 W/m^2
Erreur d'inclinaison	A 1000 W/m^2	< 2 %
Zéro offsets	A : 200 W/m^2 FIR B : $dT = 5$ K/h	A: < 15 W/m^2 B : < 5 W/m^2
Instabilité par an		< 1 %
Incertitude sur le total journalier		< 10 %



Figure-A III-1 Pyranomètre CMP3 de Kipp & Zonen

- Vitesse de l'air

Un anémomètre modèle 05103 de Young est utilisé pour mesurer la vitesse du vent WS en m/s et sa direction WD en $^{\circ}$. Son exactitude est de ± 0.3 m/s pour la vitesse et $\pm 3^{\circ}$ pour la direction. Il est monté à proximité des collecteurs et à une hauteur de 1 m à partir du point le plus haut des collecteurs. La Figure-A III-2 montre cet instrument.



Figure-A III-2 Anémomètre
modèle 05103 de Young

- Pression

Un manomètre série 700 de TRERICE assurant une exactitude de $\pm 1\%$ et qui convient à la plage de pression de fonctionnement de la pompe, est installé à la sortie de cette dernière. La Figure-A III-3 montre le modèle utilisé.



Figure-A III-3 Manomètre
série 700 de TRERICE

- Températures

Différentes sondes de températures sont utilisées pour mesurer la température dans différents emplacements dans le système et ses environs. Leurs types, spécifications, symboles ainsi que leurs localisations sont indiqués dans le Tableau-A III-2.

Tableau-A III-2 Sondes de températures installées dans le système

Outils	Exactitude	Température mesurée	Emplacement
TC ¹ type T	± 1 °C	$T_{S1} = T_{outColl}$	La sonde mesure la température de l'absorbeur près de la sortie des collecteurs.
RTD ² PT1000	± 0.8 °C	T_{pipe}	La sonde mesure la température sur la surface de la tuyauterie de sortie des collecteurs, exposée à l'extérieur.
RTD PT1000	± 0.8 °C	T_{topTk}	La sonde mesure la température de l'air dans un puits sec au top du réservoir.
RTD PT1000	± 0.8 °C	$T_{waterTk}$	La sonde mesure la température de l'eau au milieu du réservoir.
TC type T	± 0.8 °C	$T_{S2} = T_{bottomTk}$	La sonde mesure la température dans un puits sec plongé dans l'eau au fond du réservoir.
MEMS ³	± 1 °C	T_{inColl}	La sonde mesure la température de l'eau ou de l'air à l'entrée des collecteurs.
TC type T	± 1 °C	T_{outHX}	La sonde mesure la température de l'eau à la sortie de l'échangeur de chaleur

Outils	Exactitude	Température mesurée	Emplacement
TC type T	$\pm 1 \text{ }^{\circ}\text{C}$	T_{main}	La sonde mesure la température de l'eau de la ville à l'entrée de l'échangeur de chaleur
LM35 ⁴	$\pm 0.75 \text{ }^{\circ}\text{C}$	T_{local}	La sonde mesure la température à l'intérieur du laboratoire.
RTD PT1000	$\pm 0.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$	T_{amb}	La sonde mesure la température ambiante à l'extérieur.

¹ Thermocouple

² Détecteur de Température à Résistance

³ Système Micro-Électro-Mécanique

⁴ Sonde de température à circuit intégré de précision

- Débit d'eau

Un débitmètre VFS 2-40 L/min de Grundfos assurant une exactitude de $\pm 0.2 \text{ L/min}$ et qui convient à la plage 5-30 L/min des débits prévus est installé dans la tuyauterie à l'entrée des collecteurs.

Ce débitmètre comprend un MEMS qui sert à mesurer la température décrite dans le tableau précédent. La Figure-A III-4 représente son modèle.



Figure-A III-4 Débitmètre
VFS 2-40 L/min de Grundfos

Un deuxième débitmètre VFS 1-12 L/min de Grundfos assurant une exactitude de 0.06 L/min et qui inclus les débits de soutirage d'eau chaude requis par les normes et standards est installé à la sortie de l'échangeur de chaleur permettant ainsi de mesurer le débit et la

température de l'eau chaude domestique produite par le chauffe-eau solaire auto-vidangeable. Mais, à cause d'un défaut technique et vu le manque de temps, ce dernier a été tout simplement remplacé par un seau gradué, un chronomètre et un thermocouple.

Puisque les débitmètres fonctionnent mal dans un sens ascendant de la circulation du fluide, et afin de détecter le passage de l'eau qui permettra de calculer le temps de vidange et de recirculation, un capteur capacitif de proximité, série CR de Automation Direct, est installé sur l'indicateur de niveau désignant ainsi le niveau initial de l'eau dans le réservoir. Cet instrument est présenté dans la Figure-A III-5.



Figure-A III-5 Capteur capacitif de proximité
série CR de Automation Direct

- Énergie électrique

Un circuit permettant de mesurer le courant et la tension a été bricolé pour déterminer la consommation électrique de la pompe et du contrôleur. La Figure-A III-6 montre celui-ci.

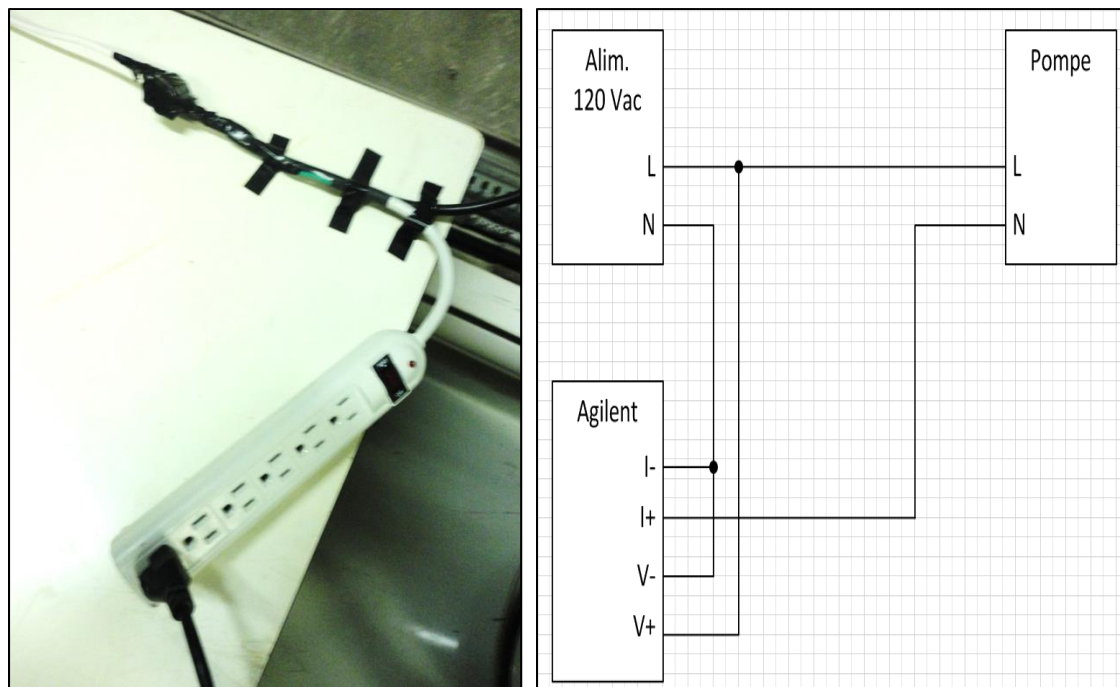


Figure-A III-6 Montage pour la mesure de la consommation électrique du chauffe-eau solaire auto-vidangeable

ANNEXE IV

CHAÎNE D'ACQUISITION

- **Unité d'acquisition**

Une unité de type Agilent 34970 a été utilisée pour l'enregistrement des données sur l'ordinateur. Cette unité est montrée dans la Figure-A IV-1. La Figure-A IV-2 montre un module de 20 canaux multiplexeurs à 2 ou 4 fils, de type Agilent 34901, qui a été inséré dans l'unité. Toutes les sondes de mesures ont été connectées à ce module. Le Tableau-A IV-1 montre ces connexions.



Figure-A IV-1 Unité d'acquisition de données
Agilent 34970A

- **Logiciel d'acquisition**

Une plate-forme de conception des systèmes de mesure et de contrôle, appelée Labview, est utilisée pour la mesure par acquisition de données. L'interface graphique du programme élaboré avec ce logiciel est en annexe III.

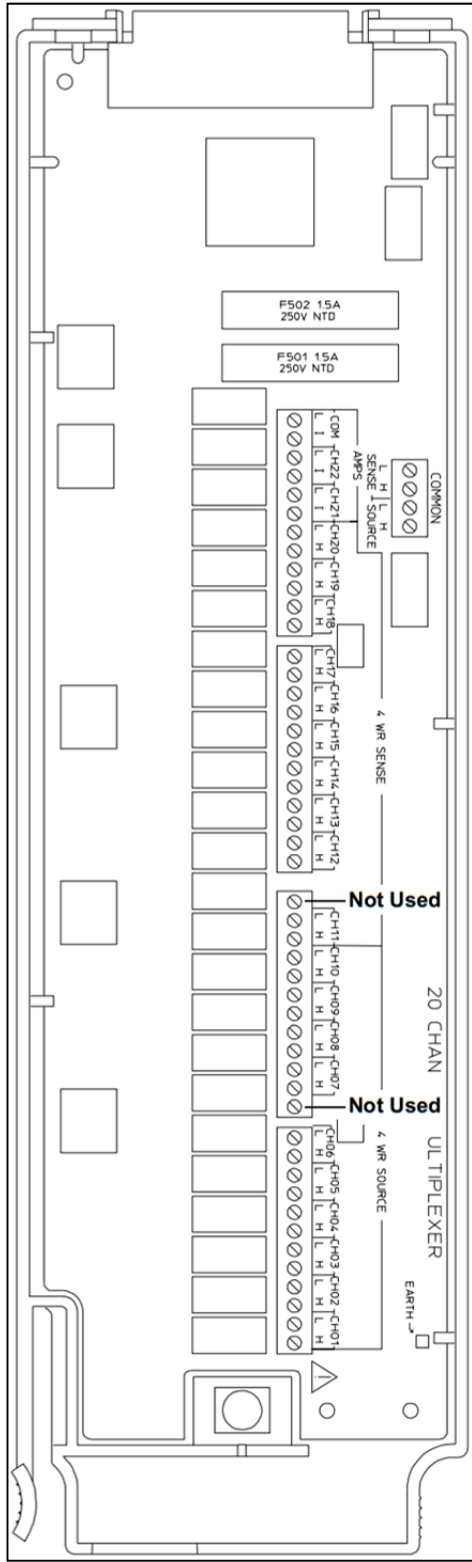


Figure-A IV-2 Canal multiplexeur 34901A

Tableau-A IV-1 Identification des canaux

Canal	Nom
01	<i>ToutColl_S1</i>
02	<i>TbottomTk_S2</i>
03	<i>TwaterTk</i>
04	<i>Tpipe</i>
05	<i>Tmain</i>
06	<i>Water Level</i>
07	<i>TinColl</i>
08	<i>minColl</i>
09	<i>TtopTk</i>
10	<i>ToutHX</i>
H COM	
L COM	
11	
12	
13	
14	
15	
16	
17	
18	
19	
20	<i>U_{sys}</i>
H COM	
L COM	
21	<i>I_{1sys}</i>
22	<i>I_{2sys}</i>
I COM	
L COM	

ANNEXE V

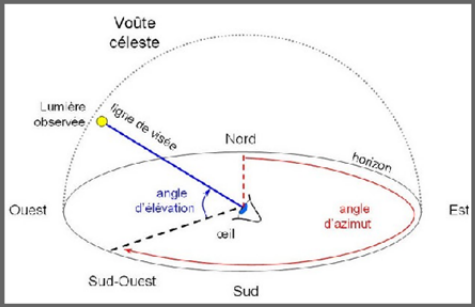
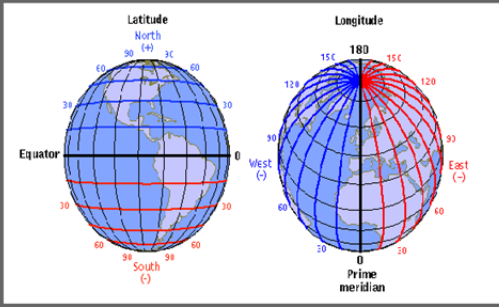
INTERFACE D'ACQUISITION

Paramètres généraux Configuration des canaux Configuration des sondes Données météorologiques Données mesurées

t3e Chaire de recherche industrielle
Industrial Research Chair
Cátedra de investigación industrial

ÉTS
Le génie pour l'industrie

Coordonnées géographiques



Latitude	Temps solaire	Angle d'élévation
<input type="text" value="45.5"/>	<input type="text" value="13:36:42"/>	<input type="text" value="54.5048"/>
Longitude	Temps civil	Angle d'azimut
<input type="text" value="-73.5667"/>	<input type="text" value="14:27:40"/> <input type="text" value="2014-05-05"/>	<input type="text" value="-42.6051"/>
Fuseau horaire	Heure d'été	
<input type="text" value="-5"/>	<input type="text" value="ON"/>	

Figure-A V-1 Fenêtre des paramètres généraux dans l'interface de la chaîne d'acquisition des données

Paramètres généraux Configuration des canaux Configuration des sondes Données météorologiques Données mesurées

VISA resource name
%COM4

Baud rate (115200)
115200

Data bits (8)
8

Parity (0:none)
None

Stop bits (10: 1 bit)
10

Flow control (0:none)
XON/XOFF 1

Chaine de la liste
ROUT:SCANs(@301,302,303,304,305,306,307,308,309,310,320,321,322)\n

Activer la lecture

Lecture
+4.74530000E+01,
+4.05540000E+01,
+1.16275040E+03,
+1.09531660E+03,
+1.85170000E+01,
+6.04536230E+01,
+1.36504130E+00,
+3.48031770E-01,
+2.90380000E+01,
+2.06240000E+01,
-1.34714770E-02,
-2.62000000E-08,
-2.62000000E-08

Activer la sauvegarde

Chemin de sauvegarde
C:\Users\Laboratoire_solaire\Google Drive\t3e opération\Laboratoire solaire\% DrainBack\Acquisition de données\ test_2014-05-05.txt

Intervalle de sauvegarde
i 17 indice 0-0 0

Intervalle de lecture (ms)
10000

PT1000_3
R0 1000
A 0.0039083
B -5.775E-7

PT1000_4
R0 1000
A 0.0039083
B -5.775E-7

Arrêter
STOP

Figure-A V-2 Fenêtre de configuration des canaux de l'unité d'acquisition dans l'interface de la chaîne d'acquisition des données

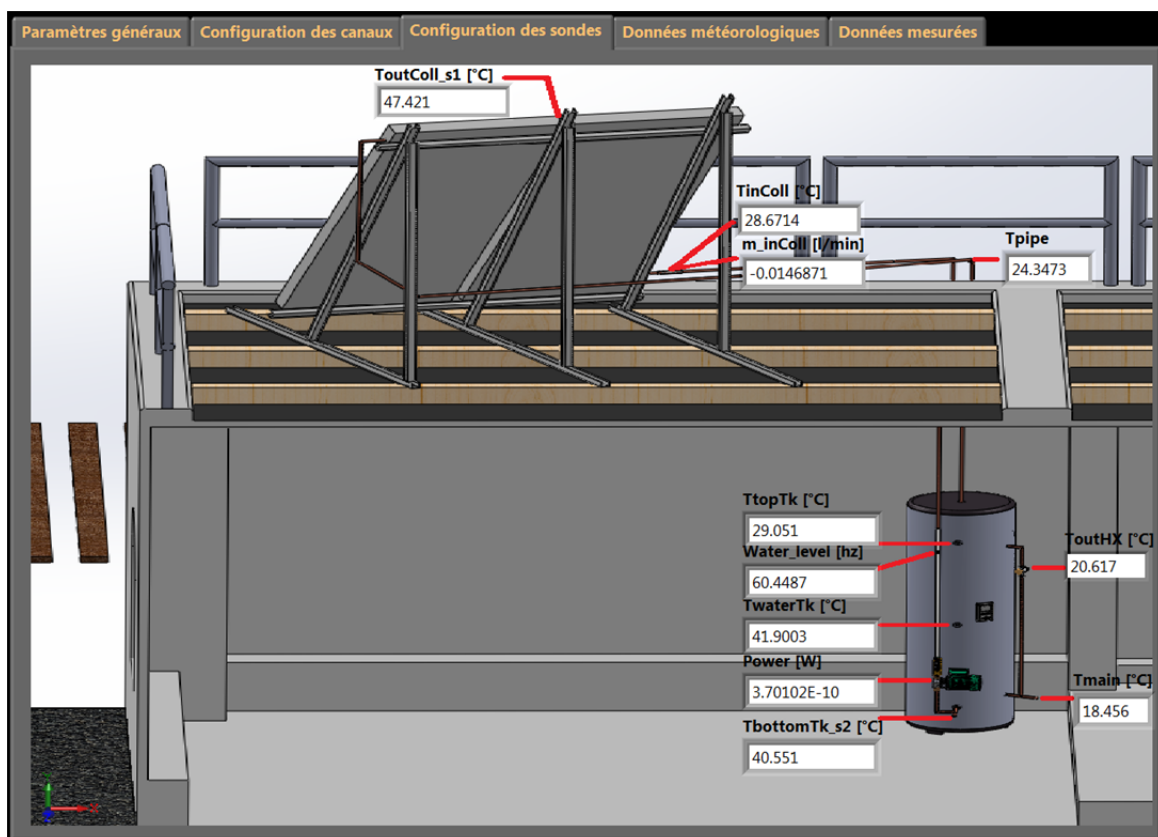


Figure-A V-3 Fenêtre de configuration des sondes de mesure dans l'interface de la chaîne d'acquisition des données

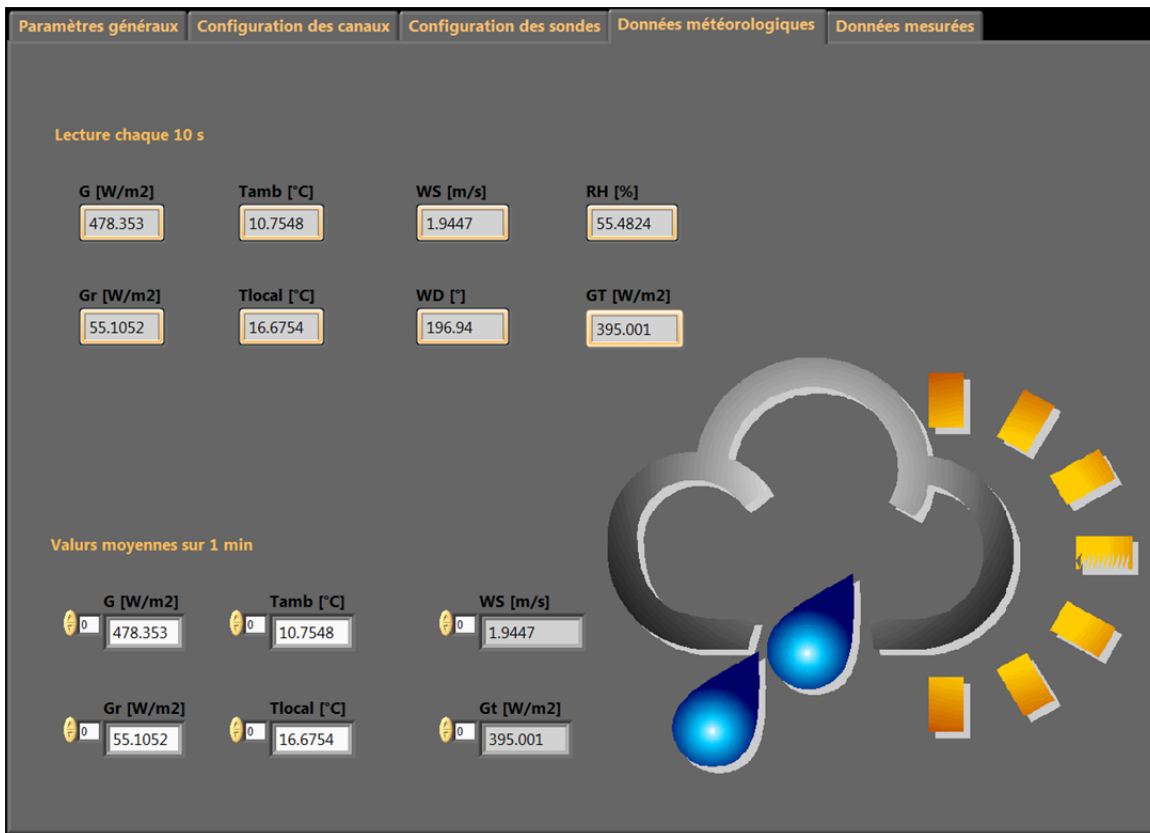


Figure-A V-4 Fenêtre des données météorologiques dans l'interface de la chaîne d'acquisition des données

ANNEXE VI

DONNÉES DES ESSAIS DE PROTECTION CONTRE LE GEL

Tableau-A VI-1 Essai de circulation et de vidange

Date du test		
Débit de recirculation à l'entrée des collecteurs	\dot{v}_{recir} (L/min)	
Vitesse de recirculation à l'entrée des collecteurs	V_{recir} (cm/s)	
Heure d'arrêt de la pompe	$t_{PumpOFF}$ -	
Heure de retour de l'eau à son niveau initial dans le réservoir	$t_{Initial_Level}$ -	
Durée de vidange	t_{drain} (s)	
Température de la surface de la tuyauterie de retour	T_{pipe} (°C)	
Température ambiante	T_{amb} (°C)	
Conductivité thermique de l'isolant	k (W/m.K)	
Pertes thermiques dans la tuyauterie	Q_{pipe} (W)	

ANNEXE VII

DONNÉES DES ESSAIS DE PERFORMANCE

Tableau-A VII-1 Données enregistrées le long des essais de performance avec plusieurs soutirages d'eau chaude

Date du test			
Heure du test			
Mesures enregistrées chaque 10 seconde	Débit du fluide caloporteur	\dot{v}_{Coll} (L/min)	
	Température du fluide caloporteur à l'entrée des collecteurs	T_{inColl} (°C)	
	Température de la tuyauterie à la sortie des collecteurs	T_{pipe} (°C)	
	Températures au top du réservoir	$T_{waterTk}$ (°C)	
	Températures au fond du réservoir	$T_{bottomTk}$ (°C)	
	Température ambiante autour du système dans le laboratoire	T_{local} (°C)	
	Température extérieure ambiante	T_{amb} (°C)	
	Rayonnement total incident sur le plan des collecteurs	Gt W/m ²	
	Vitesse de l'air	v_{air} m/s	
Mesures enregistrées chaque soutirage d'eau	Température de l'eau de la ville à l'entrée de l'échangeur de chaleur	T_{main} (°C)	
	Température de l'eau chaude à la sortie de l'échangeur de chaleur	T_{outHX} (°C)	
	Masse d'eau chaude domestique soutirée ayant 30°C et plus	m_{outHX} (kg)	
Mesure calculée à la fin de chaque jour d'essai	Énergie journalière consommée par les composants du système solaire	E_{PAR} (Wh)	

ANNEXE VIII

CALCUL DE L'INCERTITUDE DE MESURE

Cette section présente succinctement ce qui fut mis en œuvre pour estimer l'incertitude sur les mesures effectuées. Le traitement complet peut être consulté dans (Mathioulakis, Voropoulos et Belessiotis, 1999).

- **Incertitude type A**

Soit une quantité x mesurée N fois. On calcule sa valeur moyenne comme suit :

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N} \quad (\text{A VIII-1})$$

On détermine par la suite l'écart-type de cette moyenne à l'aide de l'équation suivante :

$$\sigma_A = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{N(N-1)}} \quad (\text{A VIII-2})$$

- **Incertitude type B**

Dans le tableau ci-dessous, les différentes sources d'incertitudes ainsi que leurs valeurs sont présentées afin de permettre de calculer les incertitudes de mesures sur l'énergie utile des collecteurs et leur rendement :

Tableau-A VIII-1 Sources d'incertitude fournie par les manufacturiers

Source d'incertitude	Valeur d'incertitude	
Débitmètre	± 0.2 L/min	
Thermocouple	± 1 °C	
MEMS	± 1 °C	
Pyranomètre	Non-linéarité	± 10 W/m ²
	Dépendance en température	± 50 W/m ²
	Erreur d'inclinaison	± 20 W/m ²

Soit a l'incertitude indiquée par le manufacturier. L'incertitude type B est déterminée comme suit :

$$\sigma_B = \sqrt{\frac{a_i^2}{3}} \quad (\text{A VIII-3})$$

- **Incertitude totale**

La valeur totale de l'incertitude de mesure est ainsi déterminée à l'aide de l'équation suivante :

$$\Delta x = \sqrt{\sum_i \sigma_i^2} \quad (\text{A VIII-4})$$

- **Incertitude d'une grandeur composée**

Soit une grandeur composée X , on peut utiliser la méthode des dérivées partielles pour trouver sa valeur d'incertitude ΔX . Cette dernière est calculée comme suit :

$$\Delta X = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial X}{\partial x_i} \times \Delta x_i \right)^2} \quad (\text{A VIII-5})$$

Et, on a ainsi :

$$X = X_{calculée} \pm \Delta X \quad (\text{A VIII-6})$$

Pour $X = Q_{uColl}$ on a :

$$Q_{uColl} = \dot{m}_{inColl} \times C_{p_w} \times (T_{outColl} - T_{inColl}) \quad (\text{A VIII-7})$$

On considère que l'incertitude sur la capacité calorifique massique est nulle. D'où, l'incertitude sur l'énergie utile des collecteur est égale à :

$$\Delta Q_{uColl} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_{uColl}}{\partial \dot{m}_{inColl}} \times \Delta \dot{m}_{inColl} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{uColl}}{\partial T_{outColl}} \times \Delta T_{outColl} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{uColl}}{\partial T_{inColl}} \times \Delta T_{inColl} \right)^2} \quad (\text{A VIII-8})$$

Où

$$\left(\frac{\partial Q_{uColl}}{\partial \dot{m}_{inColl}} \times \Delta \dot{m}_{inColl} \right)^2 = (C_{p_w} \times (T_{outColl} - T_{inColl}) \times \Delta \dot{m}_{inColl})^2 \quad (\text{A VIII-9})$$

$$\left(\frac{\partial Q_{uColl}}{\partial T_{outColl}} \times \Delta T_{outColl} \right)^2 = (\dot{m}_{inColl} \times C_{p_w} \times \Delta T_{outColl})^2 \quad (\text{A VIII-10})$$

$$\left(\frac{\partial Q_{uColl}}{\partial T_{inColl}} \times \Delta T_{inColl}\right)^2 = (-\dot{m}_{inColl} \times C p_w \times \Delta T_{inColl})^2 \quad (\text{A VIII-11})$$

Pour $X = \eta_{Coll}$ on a :

$$\eta_{Coll} = \frac{Q_{uColl}}{A_g \times G_t} \quad (\text{A VIII-12})$$

On considère que l'incertitude sur la superficie brute des collecteurs est nulle puisqu'elle n'a pas été fournie par le manufacturier. D'où, l'incertitude sur le rendement des collecteur est égale à :

$$\Delta \eta_{Coll} = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_{Coll}}{\partial Q_{uColl}} \times \Delta Q_{uColl}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_{Coll}}{\partial G_t} \times \Delta G_t\right)^2} \quad (\text{A VIII-13})$$

Où

$$\left(\frac{\partial \eta_{Coll}}{\partial Q_{uColl}} \times \Delta Q_{uColl}\right)^2 = \left(\frac{\Delta Q_{uColl}}{A_g \times G_t}\right)^2 \quad (\text{A VIII-14})$$

$$\left(\frac{\partial \eta_{Coll}}{\partial G_t} \times \Delta G_t\right)^2 = \left(\frac{Q_{uColl}}{A_g \times G_t^2} \times \Delta G_t\right)^2 \quad (\text{A VIII-15})$$

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Alain Moreau, François Laurencelle. 2012. *Performance des chauffe-eau solaires installés au Québec dans le cadre du projet pilote sur les chauffe-eau solaires domestiques du Bureau de l'efficacité et de l'innovation énergétiques – rapport final*. Laboratoire des technologies de l'énergie d'Hydro-Québec (LTE), 45 p. <http://efficaciteenergetique.mrn.gouv.qc.ca/fileadmin/medias/pdf/solaire/Rapport_technique_Ch chauffe-eau_solaires.pdf>. Consulté le 10/11/2013.
- Atkinson, Edmund. 2012. *Solar water heating system having a drain back*. <<http://212.100.5.10/p-find-publication-getPDF.pdf?PatentNo=GB2491568&>>. Consulté le 12/08/2013.
- Avery, J. G. 1987. « System selection and life testing results of drain down and glycol closed loop active systems ». In *Solar Engineering - 1987, Proceedings of the ASME-JSME-JSES Solar Energy Conference*. (Honolulu, HI, USA) Vol. 1, p. 324-332. Coll. « Solar Engineering ». Consulté le 22/08/2013.
- Bales, Chris, et Simon Furbo. 2004. « Heat in a cold climate: Solar heating systems developed for the Nordic market ». *Refocus*, vol. 5, n° 2, p. 32-34.
- Balghouthi, M., M. H. Chahbani et A. Guizani. 2012. « Investigation of a solar cooling installation in Tunisia ». *Applied Energy*, vol. 98, p. 138-148.
- Baril, Hélène. 2010. « Îles-de-la-Madeleine: vers la fin du mazout ». *LA PRESSE*. <<http://affaires.lapresse.ca/economie/energie-et-ressources/201005/11/01-4279162-iles-de-la-madeleine-vers-la-fin-du-mazout.php>>. Consulté le 20/02/2014.
- Bokhoven, T. P., J. Van Dam et P. Kratz. 2001. « Recent experience with large solar thermal systems in the Netherlands ». *Solar Energy*, vol. 71, n° 5, p. 347-352.
- Boucher, Louis. 2014. « Lettre au «Circuit Électrique» : Tarification trop «simple»! ». <<http://roulezelectrique.com/lettre-au-circuit-electrique-tarification-inadequate/>>. Consulté le 12/05/2014.
- BP *Statistical Review of World Energy*. 2013. 44 p. <http://www.bp.com/content/dam/bp/pdf/statistical-review/statistical_review_of_world_energy_2013.pdf>. Consulté le 07/05/2014.
- Burch, Jay, Craig Christensen, Jim Salasovich et Jeff Thornton. 2004. « Simulation of an unglazed collector system for domestic hot water and space heating and cooling ». *Solar Energy*, vol. 77, n° 4, p. 399-406.

- Canada, Environnement. 2013a. « Combustion des combustibles ». <<http://www.ec.gc.ca/ges-ghg/default.asp?lang=Fr&n=AC2B7641-1>>. Consulté le 20/02/2014.
- Canada, ministère des Ressources naturelles du Québec et Statistique. 2013b. « ÉVOLUTION DE L'INFLATION ET DES PRIX DE L'ÉNERGIE AU QUÉBEC ». <<http://www.hydroquebec.com/affaires/tarifs-et-facture/tarifcation/prix-de-lelectricite-ici-et-ailleurs/>>. Consulté le 19/02/2014.
- Canada, Ressources naturelles. 2013c. « Potentiel photovoltaïque et ensoleillement ». <http://pv.rncan.gc.ca/pvmapper.php?MapSize=500%2C500&ViewRegion=Zoom+sur&CMD=ZOOM_IN&minx=727500.000000&miny=6321200.000000&maxx=2733200.000000&maxy=8326900.000000&imagewidth=500&imageheight=500&CHKBOX%5B4240%5D=4240&CHKBOX%5B2057%5D=2057&CHKBOX%5B92083%5D=92083&units=1&tilt=3&period=13&title=Potentiel+photovolta%C3%AFque+et+ensoleillement&title_e=PV+potential+and+insolation&title_f=Potentiel+photovolta%C3%AFque+et+ensoleillement&lang=f&LAYERS=2057%2C4240&SETS=1707%2C1708%2C1709%2C1710%2C1122&RLAYER=92083>. Consulté le 06/05/2014.
- Carlson, W. T., J. H. Davidson, W. S. Duff et D. M. Leone. 1990. « Parametric study of component selection and operation on generic drain-back solar water heater certification ». In *SOLAR 90. The National Solar Energy Conference. Proceedings of the 1990 Annual Conference of the American Solar Energy Society Inc, 19-22 March 1990*. (Boulder, CO, USA), p. 107-14. Coll. « SOLAR 90. The National Solar Energy Conference. Proceedings of the 1990 Annual Conference of the American Solar Energy Society Inc »: American Solar Energy Soc. <<http://infohouse.p2ric.org/ref/20/19429.pdf>>. Consulté le 07/06/2013.
- Cousineau, Jean-Claude. 2010. « Chauffe-eau solaire: remplacement du glycol ». <<http://eco-energie-montreal.com/post/chauffe-eau-solaire-remplacement-glycol-montreal>>. Consulté le 15/02/2014.
- Crawford, Robert Platt. 1954. *The techniques of creative thinking: How to use your ideas to achieve success*, 110. Hawthorn Books.
- Davidson, J. H., W. T. Carlson et W. S. Duff. 1992. « Impact of component selection and operation on thermal ratings of drain-back solar water heaters ». *Transactions of the ASME. Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 114, n° 4, p. 219-26.
- Davidson, J. H., W. T. Carlson, W. S. Duff, P. J. Schaefer, W. A. Beckman et S. A. Klein. 1993. « Comparison of experimental and simulated thermal ratings of drain-back solar water heaters ». *Transactions of the ASME. Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 115, n° 2, p. 101-5.

- Duffie, John A, et William A Beckman. 2013. *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons.
- Bee Brook Crossing, Washington Depot. 1981. *Closed pressurized solar heating system with automatic valveless solar collector drain-back*. Google Patents. Consulté le 11/08/2013.
- Forcione, Alain. 2004. *Système jumelé éolien-diesel aux Îles-de-la-Madeleine (Cap-aux-Meules) – Établissement de la VAN optimale*. <http://www.regie-energie.qc.ca/audiences/3550-04/Audi_HQD3550/HQD-4Doc3_3550_08juin05.pdf>. Consulté le 19/02/2014.
- Frank P.Incropera, David P. Dewitt (8, 983, 995,). 2011. *Fundamentals of heat and mass transfer*, seventh edition.
- Goumaz, J. Y., et W. S. Duffie. 1982. « Comparison of drain-back and dual liquid solar heating and domestic hot water systems ». In *Solar World Forum, Proceedings of the International Solar Energy Society Congress*. (Brighton, Engl) Vol. 1, p. 372-379. Pergamon Press. Consulté le 15/08/2013.
- Sekimura Gerald, T. et al. 1983. *Jacketed tank hermetic drain-back solar water heating system*. World Intellectual Property Organization Consulté le 12/08/2013.
- Handbook, ASHRAE. 2008 «2008 ASHRAE Handbook - Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems and Equipment (I-P Edition) ». In.: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. <<http://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpASHRAE07/ashrae-handbook-heating>>.
- US Patent 20,120,279,491. 2012. *Solar Drainback Tank*. US Patent Application Publication 20120279491. <<http://www.google.com/patents/US20120279491>>. Consulté le 11/08/2013.
- Hydro-Quebec. 2009. « Les besoins actuels et futurs du Québec ». <<http://www.hydroquebec.com/a-propos-hydro-quebec/projets-construction/pourquoi-projets.html>>. Consulté le 12/08/2013.
- Hydro-Quebec. 2010. « La centrale des Îles-de-la-Madeleine ». <<http://www.hydroquebec.com/visitez/madeleine/madeleine.html>>. Consulté le 15/02/2014.
- Hydro-Quebec. 2011. *Réseaux Autonomes: Portrait d'ensemble et perspectives d'avenir*. <http://publicsde.regie-energie.qc.ca/projets/40/DocPrj/R-3776-2011-B-0058-DEMANDE-PIECE-2011_08_01.pdf>. Consulté le 17/02/2014.

- Hydro-Quebec. 2013. « A source of clean, renewable and reliable energy. ». <<http://www.hydroquebec.com/about-hydro-quebec/our-energy/>>. Consulté le 15/06/2013.
- Hydro-Québec. 2007. « PLAN D'APPROVISIONNEMENT 2008-2017 DES RÉSEAUX AUTONOMES ». <http://www.regie-energie.qc.ca/audiences/3648-07/Requete3648/B-1-HQD-02-01_3648_01nov07.pdf>. Consulté le 10/01/2014.
- Hydro-Québec. 2012. « État d'avancement 2012 du plan d'approvisionnement 2011-2020 ». Québec, 24 p. <http://www.regie-energie.qc.ca/audiences/Suivis/SuiviD-2011-162_PlanAppro_2011-2020/HQD_EtatAvancement_01nov2012.pdf>. Consulté le 22/10/2013.
- Laurencelle, François. 2012. « Impact of Demand Management on Solar Water Heaters ». In *Innostock 2012 The 12th International Conferance on Energy Storage*. sous la dir. de Moreau, Alain. Shawinigan: Innostock 2012. In *INNO-SS-28*. Consulté le 01/09/2013.
- Lazarte, Maria. 2013. « L'ISO face au défi de l'énergie ». <[http://www.iso.org/iso/fr/home/news_index/news_archive/news.htm?refid="](http://www.iso.org/iso/fr/home/news_index/news_archive/news.htm?refid=)>. Consulté le 23/11/2013.
- Samuel Scott. 1981. *Drain down freeze prevention control system for a solar collector*. US Patent. Consulté le 12/08/2013.
- Lof, George O. G. 1990. « Efficiency increase in solar heating systems ». In *Clean and Safe Energy Forever*, sous la dir. de Horigome, T., K. Kimura, T. Takakura, T. Nishino, K. Kimura T. Takakura T. Nishino I. FujiiA2 - T. Horigome et I. Fujii. p. 616-620. Oxford:Pergamon.<<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780080371931501269>>. Consulté le 22/08/2013.
- Manville, Johns. 2014. « Micro-Lok® Fiber Glass Pipe Insulation ». <<http://www.specjm.com/files/pdf/CI-34.pdf>>.
- Markowitz, Thomas. 1986. « Operation of solar heating systems in winter ». In *INTERSOL 85: Proceedings of the Ninth Biennial Congress of the International Solar Energy Society*. (Montreal, Que, Can) Vol. 2, p. 1023-1027. Pergamon Press. Consulté le 15/08/2013.
- Mathioulakis, E, K Voropoulos et V Belessiotis. 1999. « Assessment of uncertainty in solar collector modeling and testing ». *Solar Energy*, vol. 66, n° 5, p. 337-347.
- « MDES - ALL-IN-ONE Drainback Pack ». 2013. <<http://www.mdelectric.ca/Products-Thermal/>>. Consulté le 23/11/2013.

- Métro, Gaz. 2014. « Prix de fourniture de gaz naturel et de gaz de compression ». <<http://www.gazmetro.com//popup/prix-gaz.aspx?culture=fr-ca?culture=fr-CA>>. Consulté le 07/05/2014.
- Mills, Karl A. H. 1986. « Cost of solar domestic water heating in the canadian context ». In *Intersol 85, Proceedings of the Ninth Biennial Congress of the International Solar Energy Society*. (Montreal, Que, Can) Vol. 4, p. 2277-2282. Pergamon Press. Consulté le 13/08/2013.
- Patterson, John Hugh. 2005. *Solar collector with integral drain back reservoir*. US Patent Application Publication. < <http://www.google.com/patents/US20050217664> >. Consulté le 11/08/2013.
- Itek Corporation, Lexington, Mass. 1977. *Solar collector automatic freeze protection system*. Google Patents. < <http://www.google.com/patents/US4044754> >. Consulté le 15/08/2013.
- Qu, Ming, Hongxi Yin et David H. Archer. 2010. « A solar thermal cooling and heating system for a building: Experimental and model based performance analysis and design ». *Solar Energy*, vol. 84, n° 2, p. 166-182.
- Rochette, Marc. 2011. « Un froid trop court pour «dégeler» la centrale TCE de Bécancour ». *Lapresse*. < <http://www.lapresse.ca/le-nouvelliste/actualites/201101/25/01-4363366-un-froid-trop-court-pour-degeler-la-centrale-tce-de-becancour.php> >. Consulté le 30/07/2013.
- Kenneth W. Sprague. 1976. *Solar energy transfer system with protection against freezing*. US Patent. < <http://www.google.com.mx/patents/US3986489> >. Consulté le 16/08/2013.
- Sibbitt, Bruce, Doug McClenahan, Reda Djebbar, Jeff Thornton, Bill Wong, Jarrett Carriere et John Kokko. 2012. « The Performance of a High Solar Fraction Seasonal Storage District Heating System—Five Years of Operation ». *Energy Procedia*, vol. 30, p. 856-865.
- « Solaris ». 2011. < <http://www.solar-hot-water.ca/residential-new-and-retrofit-homes/25-new-house-construction/81-solar-hot-water-csa-certified.html> >. Consulté le 15/09/2013.
- « Solcan ». 2012. < <http://www.solcan.ca/styled-2/index.html> >. Consulté le 13/09/2013.
- Veltkamp, W. B., J. Van Berkel et A. T. Keesman. 1990. « Drain-back protected low-flow solar heating system with distributed elevated thermally stratified storage ». In *Clean and Safe Energy Forever. Proceedings of the 1989 Congress of the International Solar Energy Society, 4-8 Sept. 1989*. (Oxford, UK), p. 796-800. Coll. « Clean and

Safe Energy Forever. Proceedings of the 1989 Congress of the International Solar Energy Society »: Pergamon. Consulté le 19/08/2013.

Vliet, G. C. 1990. « Experiences in the evolution of a solar water heating system ». In *SOLAR 90. The National Solar Energy Conference. Proceedings of the 1990 Annual Conference of the American Solar Energy Society Inc, 19-22 March 1990*. (Boulder, CO, USA), p. 255-9. Coll. « SOLAR 90. The National Solar Energy Conference. Proceedings of the 1990 Annual Conference of the American Solar Energy Society Inc »: American Solar Energy Soc. Consulté le 15/08/2013.

Wikipedia. 2013a. « Énergie renouvelable ». In *Wikipedia*. < http://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89nergie_renouvelable >. Consulté le 16/06/2013.

Wikipedia. 2013b. « Solar water heating ». In *Wikipedia*. < http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_water_heating >. Consulté le 21/08/2013.