

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À  
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE  
À L'OBTENTION DE  
LA MAITRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE  
M.Eng.

PAR  
DUPRÉ, Guillaume

ANALYSE DE L'EFFICACITÉ ÉNERGÉTIQUE PAR ACQUISITION DE DONNÉES  
DES RÉCUPÉRATEURS DE CHALEUR DES EAUX USÉES ET DU CHAUFFAGE  
SOLAIRE DE L'EAU CHAUDE DOMESTIQUE SUR LE SITE DE BENNY-FARM

MONTREAL, LE 2 JUILLET 2009

© Guillaume Dupré, 2009

**PRÉSENTATION DU JURY**  
CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ  
PAR UN JURY COMPOSÉ DE

M. Louis Lamarche, directeur de mémoire  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Stanislas Kajl, codirecteur de mémoire  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Patrice Seery, président du jury  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Martin Roy, président  
MARTIN ROY ET ASSOCIÉS

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

LE 4 JUIN 2009

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

## REMERCIEMENTS

Je remercie d'abord Martin Roy de chez Martin Roy et associés pour m'avoir proposé ce sujet de recherche très intéressant. Sa précieuse collaboration a permis la réalisation de cette recherche. Son appui financier à la bourse en milieu pratique (BMP) m'a permis de pouvoir continuer mes études.

Je remercie également le Fond en Efficacité Énergétique de Gaz Métro pour avoir contribué à ce projet de recherche en fournissant le dispendieux équipement de mesure nécessaire à l'étude des récupérateurs de chaleur des eaux usées.

Je remercie mon directeur Louis Lamarche et mon codirecteur Stanislas Kajl pour leur précieuse collaboration.

Je remercie aussi l'École de Technologie Supérieure de m'avoir prêté l'équipement nécessaire à l'étude des pyranomètres.

Finalement, je remercie le CRSNG et le FQRNT de m'avoir soutenu financièrement par le biais de la bourse en milieu pratique (BMP).

# **ANALYSE DE L'EFFICACITÉ ÉNERGÉTIQUE PAR ACQUISITION DE DONNÉES DES RÉCUPÉRATEURS DE CHALEUR DES EAUX USÉES ET DU CHAUFFAGE SOLAIRE DE L'EAU CHAUDE DOMESTIQUE SUR LE SITE DE BENNY-FARM**

DUPRÉ, GUILLAUME

## **RÉSUMÉ**

Les panneaux solaires de Benny-Farm constituent la plus grosse installation de ce genre au Québec. Malheureusement, le système de chauffage solaire n'a pu être étudié puisqu'il n'a pas été en fonction pendant la durée de cette étude. Par contre, afin de mesurer la radiation solaire avec une bonne précision et à faible coût dans un mesurage de système de chauffage solaire, une méthode de calibration de pyranomètres photovoltaïque est présentée. La méthode, beaucoup plus simple et polyvalente que les autres méthodes proposées dans la littérature, a diminué l'erreur moyenne de 91% et 94%, l'écart type de 25% et 17% et l'erreur sur la puissance mesurée de 66% et 73% pour les deux pyranomètres testés lors de la mesure du rayonnement solaire pendant 15 jours. Cette méthode pourrait ouvrir la porte à une calibration standard par le manufacturier d'un modèle particulier.

Les récupérateurs de chaleur des eaux usées (RCEU) gagnent de plus en plus en popularité, mais la configuration de ces appareils sur le site de Benny-Farm n'a jamais été étudiée. Les deux bâtiments à l'étude, CHANCE et CHBF, ont chacun huit RCEU desservant 24 logements. Les RCEU sont installés en parallèle. Lorsqu'il y a une demande d'eau chaude domestique (ECD), le débit d'eau froide est donc séparé également sur les huit RCEU. La demande d'ECD, la température de l'eau froide et de l'eau préchauffée ont été enregistrées toutes les 1,5 minutes pendant plus de 250 jours sur deux bâtiments. Quoique le rendement des RCEU utilisés pour le préchauffage de l'ECD et/ou de l'eau froide de la douche ait été bien étudié par plusieurs chercheurs, des divergences sont attendues. D'abord, les possibilités que plusieurs RCEU soient utilisés en même temps changent le rendement. Les possibilités de récupérer la chaleur des débits non simultanés (ex. bain) sont aussi statistiquement plus élevées et les gains avec l'air ambiant peuvent influencer les données mesurées. Les données enregistrées ont montré que la simultanéité de la demande d'ECD n'est pas favorable au rendement, mais que la fréquence de la demande d'ECD est très élevée augmentant les probabilités de pouvoir récupérer la chaleur des débits non groupés. Finalement, il a été démontré que les gains de chaleur des RCEU et de la tuyauterie d'eau froide et préchauffée par l'air ambiant sont considérables. Le rendement mesuré pendant la période estivale où la température de l'eau froide était supérieure à 20°C est de 12%. La baisse du rendement théorique d'une telle configuration semble être compensée par la récupération de chaleur des débits non simultanés. Avec les factures de gaz naturel et les données enregistrées, les pertes calculées de la recirculation d'ECD sont de 50%. Considérant un taux hypothécaire de 5% et une inflation de 3% sur le coût du gaz naturel, le retour sur l'investissement sans subvention est de 11.7 ans pour CHBF et 15.6 ans pour CHANCE. Cette configuration s'est avérée

efficace dans les deux bâtiments à l'étude. De plus amples recherches sont nécessaires pour connaître les limites de cette configuration.

**Mots clés :** Eau chaude domestique, pyranomètre, calibration, récupération de chaleur, chauffage solaire, eau usée

# ENERGY EFFICIENCY MONITORING OF DRAIN WATER HEAT RECOVERY SYSTEM AND SOLAR HEATING SYSTEM FOR DOMESTIC HOT WATER ON BENNY-FARM SITE

DUPRÉ, GUILLAUME

## ABSTRACT

The biggest solar heating system in Quebec's province is on Benny-Farm site. Unfortunately, the installation wasn't working for the research's period so it couldn't be studied. However, to measure with good accuracy and at low cost the solar radiation in the monitoring of a solar system, a new calibration method for photovoltaic pyranometers is presented. This new method is much simpler and polyvalent than other existing methods. It has decreased mean error by 91% and 94%, error's standard deviation by 25% and 17% and the measured solar power by 66% and 73% for the two tested pyranometers over a 15 days measuring period. This method could make possible a standard calibration by the pyranometer producer for a particular model.

The drain water heat recovery system (DWHRs) is gaining in popularity, but the configuration of these devices on Benny-Farm site has never been studied. The two buildings studied, CHANCE and CHBF, each have eight DWHRs on 24 apartments. Because the DWHRs are installed in parallel, the cold water flow is equally split on the eight DWHRs when there's a domestic hot water (DHW) demand. The DHW demand, the cold and preheated water temperatures have all been recorded every 1,5 minutes over 250 days. Although the DWHRs efficiency is well known in single family houses, differences are expected. First, chances of heat recovery on multiple DWHRs simultaneously are changing the efficiency. Also, the chances of recovering heat from batch flows (ex. bath) are increased. Finally, the heat transfer of the DWHRs with room air can modify the measure efficiency. The monitored data showed that impact of simultaneousness of DHW demand is not positive on the efficiency, but DHW demand frequency is with batch flow heat recovery. Finally, it has been demonstrated that the heat gain of preheated water with room air through the DWHRs and piping system is substantial. The measured efficiency over the summer period where cold water temperature is over 20°C is 12%. It seems that the increase of batch flow heat recovery compensate for the theoretical efficiency drop of this DWHRs configuration. From natural gas bills and monitored data, the recirculation heat loss is 50% of the DHW energy needs. Considering a 5% mortgage rate and 3% annual rise for natural gas, the return on investment without subsidy is 11,7 years for CHBF and 15,6 years for CHANCE. Even though this DWHRs configuration is good on the two studied buildings, more research is needed to identify the parameters that make this configuration a success.

**Keywords :** Solar heating, pyranometer, calibration, domestic hot water, drain water

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 1 DESCRIPTION DU PROJET.....	2
1.1 Mise en contexte .....	2
1.1.1 Historique.....	2
1.1.2 Bâtiments .....	4
1.2 Description des systèmes à l'étude .....	6
1.2.1 Panneaux solaires thermiques de ZOO .....	6
1.2.1.1 Présentation des installations .....	6
1.2.1.2 Intérêt de l'étude de l'efficacité des panneaux solaires .....	11
1.2.2 Récupérateurs de chaleur des eaux usées.....	14
1.2.2.1 Présentation des installations .....	14
1.2.2.2 Intérêt de l'étude de l'efficacité des RCEU .....	18
CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE.....	20
2.1 Ressource solaire .....	20
2.2 Pyranomètres.....	26
2.2.1 Pyranomètre de type thermopile .....	26
2.2.2 Pyranomètre de type photovoltaïque .....	26
2.2.3 Comparaison des deux types de pyranomètres .....	28
2.2.4 Erreurs de mesures .....	29
2.2.5 Calibration.....	30
2.3 Modélisation solaire.....	33
2.3.1 Liste des variables.....	33
2.3.2 Position du soleil.....	34
2.3.3 Calcul du rayonnement sur une surface inclinée .....	36
2.4 Système de chauffage solaire.....	42
2.4.1 Panneaux solaires.....	43
2.4.1.1 Types de panneaux.....	43
2.4.1.2 Normes.....	45
2.4.1.3 Équations.....	45
2.4.1.4 Comparaison basée sur les tests ASHRAE et ISO.....	49
2.4.2 Réservoirs thermiques.....	59
2.4.3 Pompes et tuyaux .....	65
2.4.4 Pertes de pression et durabilité .....	65
2.5 Les récupérateurs de chaleur des eaux usées .....	67
2.5.1 Demande d'eau chaude domestique.....	67
2.5.2 Pertes par recirculation .....	73
2.5.3 Configuration des RCEU .....	74
2.5.4 Efficacité des RCEU .....	75

CHAPITRE 3	ANALYSE DES SYSTÈMES	82
3.1	Le chauffage solaire	82
3.1.1	Calibration des pyranomètres – Rappel de la problématique	82
3.1.1.1	Méthodologie	84
3.1.1.2	Présentation des résultats	87
3.1.1.3	Interprétation des résultats	96
3.1.1.4	Discussion des résultats	98
3.1.2	L’analyse du système de chauffage solaire	98
3.1.3	En résumé	99
3.2	Récupérateurs de chaleur des eaux usées	99
3.2.1	Équipement de mesurage	100
3.2.2	Balancement du débit d’eau froide à travers les RCEU	101
3.2.2.1	Méthodologie	102
3.2.2.2	Analyse des résultats	102
3.2.2.3	Interprétation des résultats	103
3.2.3	Rendement en régime permanent	103
3.2.3.1	Méthodologie	104
3.2.3.2	Analyse des résultats	105
3.2.3.3	Interprétation des résultats	109
3.2.3.4	Discussion des résultats	110
3.2.4	Suivi et mesurage à long terme	111
3.2.4.1	Méthodologie	111
3.2.4.2	Analyse des résultats	111
3.2.4.3	Interprétation des résultats	136
3.2.4.4	Discussion des résultats	144
3.2.5	En résumé	146
CONCLUSION		150
RECOMMANDATIONS		153
LISTE DE RÉFÉRENCES		155

## LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1	Description de cinq des bâtiments du site Benny-Farm.....5
Tableau 1.2	Propriétés des tubes CAREarth.....7
Tableau 1.3	Présentation du nombre d'adultes et d'enfants dans les bâtiments à l'étude15
Tableau 2.1	Augmentation des différentes atténuations du rayonnement solaire en fonction de la masse d'air .....22
Tableau 2.2	Coefficients utilisés dans la méthode de Perez.....39
Tableau 2.3	Réfectivité de différentes surfaces.....40
Tableau 2.4	Réfectivité du sol en présence de neige .....41
Tableau 2.5	Échantillons de prix et spécifications de panneaux solaires .....55
Tableau 2.6	Résumé des différentes études de consommation d'ECD du secteur résidentiel.....68
Tableau 2.7	Résultats de l'utilisation de l'ECD .....71
Tableau 2.8	Répartition de la consommation d'ECD par type d'utilisation.....71
Tableau 2.9	Présentations des paramètres d'entrée du logiciel DHW-Calc .....73
Tableau 2.10	Résumé de l'efficacité des RCEU pour la récupération de chaleur des douches .....79
Tableau 2.11	Résumé de l'efficacité globale des RCEU.....80
Tableau 3.1	Spécification des pyranomètres Davis 6450 et Kipp & Zonen CMP 11 ...85
Tableau 3.2	Spécifications de l'enregistreur de données dataTaker DT500 .....86
Tableau 3.3	Coefficients de la relation NIST Lanczos pour les deux pyranomètres sur les trois intervalles d'angles.....92
Tableau 3.4	Résultats de la correction des mesures.....95
Tableau 3.5	Résultats expérimentaux des différents essais en régime permanent .....107

Tableau 3.6	Résultats théoriques des différents essais .....	109
Tableau 3.7	Demande d'ECD quotidienne mesurée à CHBF et CHANCE .....	116
Tableau 3.8	Données statistiques sur la demande d'ECD nécessaires pour le logiciel DHWcalc.....	117
Tableau 3.9	Pourcentage du temps où il y a une demande d'ECD.....	121
Tableau 3.10	Puissance de chauffage de l'air ambiant sur les RCEU .....	127
Tableau 3.11	Principales données pour le calcul du rendement de l'investissement ....	130
Tableau 3.12	Résumé des résultats du rendement sur l'investissement .....	136
Tableau 3.13	Demande d'ECD quotidienne mesurée à CHBF et CHANCE comparée avec les valeurs de l'ASHARE .....	145

**LISTE DES FIGURES**

	Page
<b>Figure 1.1</b>	<b>Photo aérienne du site de Benny-Farm.....5</b>
<b>Figure 1.2</b>	<b>Panneaux solaires.....6</b>
<b>Figure 1.3</b>	<b>Détails des tubes sous vide.....7</b>
<b>Figure 1.4</b>	<b>Illustration de la configuration des panneaux solaires sur le toit de ZOO.....8</b>
<b>Figure 1.5</b>	<b>Schéma du réseau d’ECD et des panneaux solaires. ....10</b>
<b>Figure 1.6</b>	<b>Schéma de la séquence de contrôle du système solaire.....11</b>
<b>Figure 1.7</b>	<b>Capacité totale de panneaux vitrés installés par pays par 1,000 habitants.....13</b>
<b>Figure 1.8</b>	<b>Capacité de panneaux vitrés installés annuellement par région économique par 1,000 habitants. ....13</b>
<b>Figure 1.9</b>	<b>Photo d’un RCEU. ....14</b>
<b>Figure 1.10</b>	<b>Illustration du fonctionnement d’un RCEU.....16</b>
<b>Figure 1.11</b>	<b>Schéma montrant la configuration des RCEU à Coopérative Chance et CHBF .....17</b>
<b>Figure 1.12</b>	<b>Plan de la disposition des RCEU, des entrées d’eau, des diamètres des tuyaux et des circuits d’eau froide et préchauffée du projet <i>Coopérative Chance</i>. ....18</b>
<b>Figure 2.1</b>	<b>Spectre radiatif solaire extraterrestre, au niveau de la mer et d’en corps noir à 5250°C.....21</b>
<b>Figure 2.2</b>	<b>Illustration de la masse d’air. ....22</b>
<b>Figure 2.3</b>	<b>Spectre radiatif solaire mesuré le 21 octobre .....23</b>
<b>Figure 2.4</b>	<b>Spectre radiatif solaire mesuré les 29-30 janvier 1981 à Golden, CO, sous les ciels nuageux et ensoleillés.....24</b>
<b>Figure 2.5</b>	<b>Illustration des différentes directions du rayonnement solaire reçu par un panneau solaire. ....25</b>

<b>Figure 2.6</b>	<b>Portion calculée du rayonnement spectral direct et diffus typique sur un plan horizontal pour une journée ensoleillée. ....</b>	<b>25</b>
<b>Figure 2.7</b>	<b>Schéma d'un pyranomètre .....</b>	<b>26</b>
<b>Figure 2.8</b>	<b>Fonctionnement d'une cellule si-diode.....</b>	<b>27</b>
<b>Figure 2.9</b>	<b>Schémas du fonctionnement d'un pyranomètre avec cellule photovoltaïque. ....</b>	<b>28</b>
<b>Figure 2.10</b>	<b>Comparaison de la sensibilité des pyranomètres si-photodiodes et thermopiles en fonction de la longueur d'onde de la radiation. ....</b>	<b>28</b>
<b>Figure 2.11</b>	<b>Illustration des différents angles d'intérêt.....</b>	<b>33</b>
<b>Figure 2.12</b>	<b>Estimé de l'efficacité d'un système avec panneaux plans. ....</b>	<b>42</b>
<b>Figure 2.13</b>	<b>Comparaison des trois types de panneaux solaires.....</b>	<b>44</b>
<b>Figure 2.14</b>	<b>Illustration de la variation du facteur (<math>\tau\alpha</math>) en fonction de l'angle d'incidence du rayonnement.....</b>	<b>47</b>
<b>Figure 2.15</b>	<b>Courbes de rendement typiques selon la norme ISO, Gt =1000W/m<sup>2</sup>. noir) tubes sous vide; bleu) panneaux plans.....</b>	<b>51</b>
<b>Figure 2.16</b>	<b>Courbe de rendement typique selon la norme ASHRAE. a) Panneau plan vitre simple; d) Tubes sous vide. ....</b>	<b>51</b>
<b>Figure 2.17</b>	<b>Plage des différents rendements obtenus par le SRCC et le SPF pour 300 et 800W/m<sup>2</sup>.....</b>	<b>52</b>
<b>Figure 2.18 :</b>	<b>Plage des différents rendements obtenus par le SRCC et le SPF en fonction de (Ti-Ta)/Gt.....</b>	<b>53</b>
<b>Figure 2.19</b>	<b>Illustrations simplifiées des plages de rendements obtenus par le SRCC et le SPF.....</b>	<b>53</b>
<b>Figure 2.20</b>	<b>Courbes de rendement des panneaux du Tableau 2.5.....</b>	<b>55</b>
<b>Figure 2.21</b>	<b>Le coût de la puissance en fonction de (Ti-Ta) pour un rayonnement de 800W/m<sup>2</sup> et 300W/m<sup>2</sup> .....</b>	<b>56</b>
<b>Figure 2.22</b>	<b>Systèmes favorisant la stratification thermique.....</b>	<b>62</b>
<b>Figure 2.23</b>	<b>Exemple d'unité favorisant la stratification thermique. ....</b>	<b>62</b>
<b>Figure 2.24</b>	<b>Demande d'ECD horaire moyenne. ....</b>	<b>69</b>

Figure 2.25	Demande d'ECD horaire pour de forts et de faibles utilisateurs. ....	69
Figure 2.26	Demande d'ECD horaire dans un intervalle de confiance de 95%.....	69
Figure 2.27	Demande d'ECD horaire pour des utilisateurs de soir et matin. ....	69
Figure 2.28	Illustration de la variation saisonnière de l'énergie.....	72
Figure 2.29	Les trois différentes configurations des RCEU.....	75
Figure 2.30	NTU de différents modèles de RCEU en fonction du débit. ....	78
Figure 3.1	Pyranomètre Davis 6450.....	84
Figure 3.2	Pyranomètre Kipp & Zonen CMP 11.....	84
Figure 3.3	Enregistreur de données DT500. ....	86
Figure 3.4	Le pyranomètre CMP11 et les deux pyranomètres Davis 6450.....	87
Figure 3.5	Lieu de l'installation. ....	87
Figure 3.6	Radiation solaire mesurée par le pyranomètre de référence CMP 11 pendant 15 jours.....	88
Figure 3.7	Erreurs de lecture du pyranomètre Davis 6450 no1 en fonction de l'angle d'incidence (alpha) et de l'indice de clarté.....	89
Figure 3.8	Erreur de lecture en fonction de Kt. ....	90
Figure 3.9	Relation entre alpha et Kt. ....	90
Figure 3.10	Comparaison des trois pyranomètres au cours d'une journée.....	91
Figure 3.11	Régressions de la relation exponentielle inverse avec décalage.....	92
Figure 3.12	Schéma de la boucle de calcul de la valeur radiative corrigée.....	93
Figure 3.13 :	Résultats de la correction des mesures.....	95
Figure 3.14	Comparaison des courbes de correction des deux pyranomètres. ....	96
Figure 3.15	Thermocouple collé Omega.....	101
Figure 3.16	Enregistreur de données LogBox-AA de Novus.....	101
Figure 3.17	Débitmètre ultrason OMNI-TUF-200F.....	101

<b>Figure 3.18</b>	<b>Schémas de l'emplacement des capteurs de température et de débit.</b>	<b>101</b>
<b>Figure 3.19</b>	<b>Illustration du balancement idéal du débit d'eau froide à travers les RCEU.</b>	<b>102</b>
<b>Figure 3.20</b>	<b>Fraction du débit d'eau froide préchauffée passant par les quatre RCEU les plus éloignés de la salle de mécanique.</b>	<b>103</b>
<b>Figure 3.21</b>	<b>Schéma de l'expérimentation du rendement en régime permanent.</b>	<b>104</b>
<b>Figure 3.22</b>	<b>Illustration du type d'essai effectué pour obtenir les résultats des essais 1 et 3 du Tableau 3.5.</b>	<b>106</b>
<b>Figure 3.23</b>	<b>CHANCE - Graphiques des données de température et de débit enregistrées ainsi que le calcul de l'énergie récupérée.</b>	<b>113</b>
<b>Figure 3.24</b>	<b>CHBF - Graphiques des données de température et de débit enregistrées ainsi que le calcul de l'énergie récupérée.</b>	<b>114</b>
<b>Figure 3.25</b>	<b>Comparaison des températures de l'eau froide déduite enregistrées avec Marcoux et Dumas (2004).</b>	<b>115</b>
<b>Figure 3.26</b>	<b>Profil horaire de la demande d'ECD</b>	<b>116</b>
<b>Figure 3.27</b>	<b>Schéma où deux RCEU sont utilisés simultanément</b>	<b>117</b>
<b>Figure 3.28</b>	<b>1) rendement des RCEU en fonction du nombre de RCEU recevant des rejets d'eaux usées semblables à ceux d'une douche; 2) demande d'ECD correspondant aux rendements du graphique 1).</b>	<b>120</b>
<b>Figure 3.29</b>	<b>Fréquence des débits d'ECD pour CHANCE et CHBF.</b>	<b>120</b>
<b>Figure 3.30</b>	<b>Estimation du transfert thermique avec l'air ambiant en fonction de la température du RCEU.</b>	<b>124</b>
<b>Figure 3.31</b>	<b>Résultats des essais pour déterminer le gain thermique de l'air ambiant.</b>	<b>125</b>
<b>Figure 3.32</b>	<b>Fraction mesurée de l'énergie récupérée par les RCEU.</b>	<b>128</b>
<b>Figure 3.33</b>	<b>Comparaison de l'énergie mesurée avec les factures de gaz naturel.</b>	<b>129</b>
<b>Figure 3.34</b>	<b>Différence entre l'énergie utilisée et l'énergie facturée.</b>	<b>129</b>
<b>Figure 3.35</b>	<b>Évolution de la facturation de Gaz Métro sur la période 2001-2008 excluant le coût de l'équilibrage et de la distribution.</b>	<b>132</b>

<b>Figure 3.36</b>	<b>Prix du gaz naturel payé par CHANCE de décembre 2004 à décembre 2008.....</b>	<b>133</b>
<b>Figure 3.37</b>	<b>Retour sur l'investissement avec et sans subvention. ....</b>	<b>134</b>
<b>Figure 3.38</b>	<b>Taux de rendement interne (TRI) en fonction de la période considérée.....</b>	<b>135</b>
<b>Figure 3.39</b>	<b>Instabilité de la température d'eau froide.....</b>	<b>138</b>
<b>Figure 3.40</b>	<b>Schéma du circuit d'ECD dans la salle de mécanique.....</b>	<b>138</b>
<b>Figure 3.41</b>	<b>Exemple de l'augmentation de la température de l'eau préchauffée la nuit.....</b>	<b>140</b>

## **LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES**

RCEU :	Récupérateur de chaleur des eaux usées
OBNL :	Organisme à but non-lucratif
ZOO :	Zone of Opportunity
CHBF :	Coopérative d’Habitation Benny-Farm
MT03:	Les Maisons Transitionnelles 03
N-D-G:	Notre-Dame-de-Grâce
ECD :	Eau chaude domestique
RECD :	Réservoir d’eau chaude domestique
GFX :	Gravity Film heat eXenger
IRLM :	Immeubles résidentiels à logements multiples
SCHL :	Société canadienne d’hypothèques de logement
PCECD :	Pré-Chauffage de l’eau chaude domestique
PCEFD :	Pré-Chauffage de l’eau froide domestique

## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

---

<b>UNITÉS GÉOMÉTRIQUES</b>	<b>UNITÉS D'ÉNERGIE</b>
<b>Longueur</b>	<b>Quantité</b>
m        mètre	kWh      kilowattheure
cm        centimètre	kJ        kilojoule
mm        millimètre	<b>Puissance</b>
mm        micromètre	W        watt
nm        nanomètre	kW        kilowatt
<b>Superficie</b>	
m <sup>2</sup> mètre carré	<b>UNITÉS CALORIFIQUES</b>
<b>Volume</b>	°C        degrés Celcius
m <sup>3</sup> mètre cube	K        Kelvin
L        litre	

---

<b>UNITÉS DE MASSE</b>	<b>UNITÉS ÉLECTRIQUES</b>
kg        kilogramme	<b>Force électromotrices</b>

---

<b>UNITÉS MÉCANIQUES</b>	<b>Intensité de courant</b>
<b>Vitesse</b>	mA        milliampère
m/s        mètre par seconde	
<b>Débit</b>	<b>UNITÉS DE PRESSION</b>
kg/s        kilogramme par seconde	Pa        pascal
L/s        litre par seconde	Bar        bar
L/min      litre par minute	
L/h        litre par heure	
L/jour     litre par jour	

---

<b>UNITÉS DE TEMPS</b>	
M        mois	
d        jour	
h        heure	
min      minute	
s        seconde	

---

## INTRODUCTION

Depuis l'urgence d'agir pour lutter contre les changements climatiques, la population est de plus en plus conscientisée à propos de l'environnement. Toutes les façons de réduire l'empreinte de l'humain sur la terre deviennent de plus en plus populaires. Une des mesures les plus importantes pour cette lutte aux changements climatiques est la réduction de la consommation énergétique. La réduction de la consommation d'énergie du secteur résidentiel est un effort bien ciblé. En effet, d'après Environnement Canada (2009), ce secteur représentait 20% de la consommation totale d'énergie au Canada en 1992. Plusieurs façons existent pour réduire la consommation d'énergie des immeubles à logements multiples ou des maisons unifamiliales.

Pour promouvoir et choisir certaines mesures d'efficacité énergétiques dans les bâtiments, l'information sur la performance de ces mesures doit être bien documentée. Cette recherche étudie donc la performance énergétique des récupérateurs de chaleur des eaux usées et du chauffage solaire de l'eau chaude domestique des installations du site de Benny-Farm. Les conclusions qui peuvent être tirées des données mesurées donnent de l'information sur la performance de l'installation du site de Benny-Farm. Elles ne sont toutefois pas représentatives de toutes les installations de récupérateur de chaleur des eaux usées ou de chauffage solaire de l'eau chaude domestique.

Cette recherche comporte trois chapitres. Dans le premier chapitre, nous mettons en contexte les bâtiments à l'étude, nous présentons les installations en question et nous décrivons les raisons qui justifient notre recherche. La revue de littérature du deuxième chapitre fait le tour des études antérieures pertinentes. Finalement, le troisième chapitre présente l'analyse du système de chauffage solaire de l'eau chaude domestique et des récupérateurs de chaleur des eaux usées faite à partir des données enregistrées. Ces trois chapitres seront suivis d'une conclusion et de recommandations.

# **CHAPITRE 1**

## **DESCRIPTION DU PROJET**

### **1.1 Mise en contexte**

L'objectif de ce travail est de déterminer le rendement de différents systèmes d'efficacité énergétique pour l'eau chaude domestique (ECD). Les systèmes étudiés sont tous installés sur le site de Benny-Farm.

#### **1.1.1 Historique**

Initialement construites en 1946 pendant la crise du logement qui a suivi la 2<sup>e</sup> guerre mondiale, les 384 unités d'habitation du site de Benny-Farm ont logé près de 2000 vétérans de la guerre entre les années 1950 et 1970. En 1991, la Société Canadienne d'Hypothèque et de Logement (SCHL) décide de déménager ces vétérans dans des bâtiments mieux adaptés. Entre 1994 et 1998, plusieurs projets de développements en condos ont été proposés, mais ils ont été sévèrement critiqués par la communauté. Le site, propriété de la SCHL, passe aux mains de la Société Immobilière du Canada (SIC) en 1999. Une coalition d'ordre communautaire, soit le Fonds Foncier Communautaire Benny-Farm, présente un premier plan à la SIC en 2000-2001 incluant la conservation des bâtiments existants et leur utilisation à des fins d'ordre social. En 2002, des groupes de travail composés de professionnels voient le jour. Un consensus au sujet de plusieurs objectifs d'ordre social et environnemental est obtenu.

Étant donné que tous les bâtiments sont gérés par des organismes à but non lucratif, voici les éléments qui ont contribué à diminuer les coûts de construction et d'opération afin d'assurer la viabilité du projet tout en respectant les objectifs sociaux et environnementaux:

- **Densification** : développer le site de façon à maximiser la densité d'occupation du bâtiment pour maximiser l'utilisation des terres permettant ainsi plus d'espaces verts.

- Rénovation des bâtiments existants : même si cela n'est pas possible pour toutes les unités, cela permet de réutiliser beaucoup de matériaux encore utiles tout en diminuant les coûts de construction.
- Programmes de subvention : chacun des bâtiments profite d'un large éventail de programmes de subventions fédérale, provinciale et municipale. Cela permet de diminuer l'investissement nécessaire par les organismes et ainsi rendre les logements plus abordables.
- Prix des logements : les bâtiments locatifs bénéficient tous du programme «Accès Logis» ou du programme «Logement Abordable».
- Efficacité énergétique : tous les bâtiments ont été conçus de façon à se conformer aux standards supérieurs en matière d'efficacité énergétique afin de minimiser les coûts en énergie et de rendre les clientèles moins vulnérables aux hausses significatives des coûts d'énergie. La plupart des coûts additionnels relatifs aux conceptions et constructions en matière d'efficacité énergétique ont été amortis en fonction d'une variété de programmes de subvention et de bourses (incluant Gaz Métropolitain, Fonds d'efficacité énergétique, Novoclimat, Hydro Québec et PEBC/CBIP).

Une fois ces objectifs bien définis, un design a été élaboré par la firme d'architecte L'ŒUF et la firme d'ingénierie Martin Roy et associés. Les deux firmes ont formulé une proposition harmonisant les objectifs sociaux et environnementaux. Voici quelques-unes des mesures d'efficacités énergétiques :

- 1- Géothermie;
- 2- Panneaux solaires thermiques;
- 3- Récupérateurs de chaleur des eaux usées (RCEU);
- 4- Mur solaire;
- 5- Récupération de chaleur de l'air vicié;

- 6- Toit vert;
- 7- Lit de percolation des eaux usées et eaux de pluie;
- 8- Réutilisation de l'eau des douches et de l'eau de pluie pour l'alimentation des toilettes.

La présentation de leur design au concours international «Global Holcim Awards» leur valu la 3<sup>e</sup> place pour l'innovation et la qualité du projet dans le domaine du développement durable.

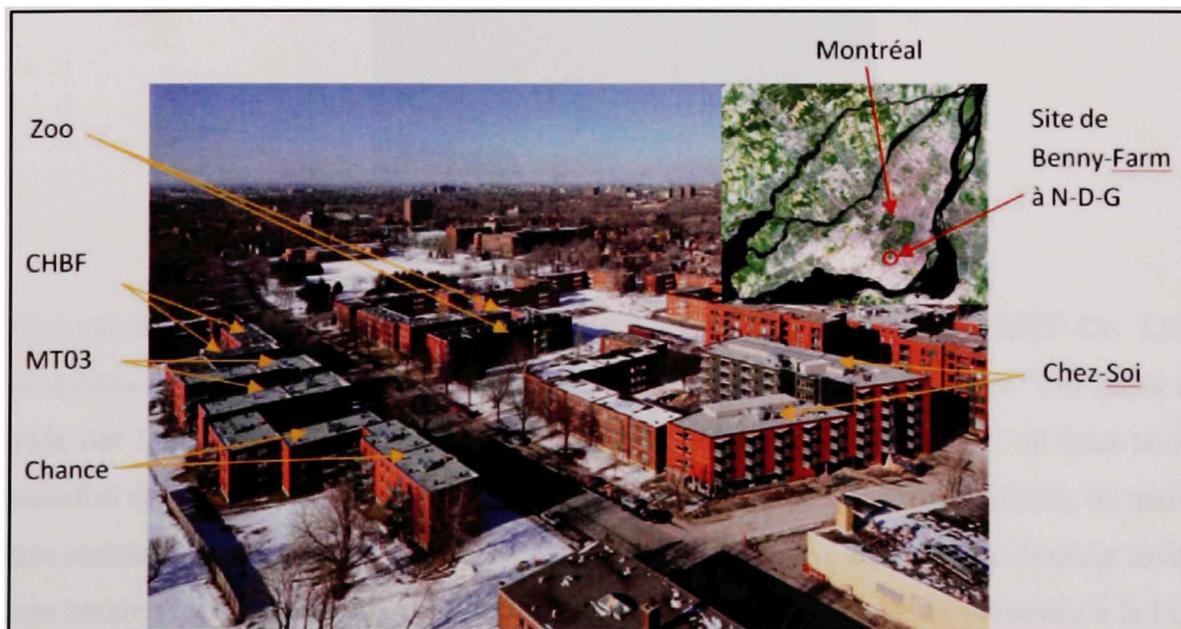
Le design initial est composé de deux phases. La première inclut les mesures d'efficacités énergétiques 1 à 5 présentées ci-dessus. La deuxième phase les mesures 6 à 8. La phase 1 était complètement terminée à l'été 2008. Aucune date n'est encore prévue pour le développement de la phase 2.

### **1.1.2 Bâtiments**

Le site de Benny-Farm est formé de cinq bâtiments distincts. Ces cinq bâtiments n'ont pas tous le même design, ni le même profil de résidants. La Figure 1.1 montre une photo aérienne du développement Benny-Farm sur laquelle chacun des bâtiments est identifié. Il est important de noter que les panneaux solaires thermiques n'avaient pas encore été installés lors de la prise de la photo. Quant au Tableau 1.1, il décrit brièvement les cinq bâtiments en ce qui concerne construction, les systèmes, les résidants et le nombre d'unités.

Tableau 1.1 Description de cinq des bâtiments du site Benny-Farm

Bâtiment	Construction	Systèmes	Résidants	Nombre d'unités
OBNL Chez-Soi	Neuve	→Géothermie →panneaux solaires thermiques →mur solaire → planchers radiants →RCEU	Personnes âgées	91
Coopérative ZOO	→Partie Neuve →Partie rénovation	→Géothermie → panneaux solaires thermiques →plancher radiants (partie neuve) →radiateurs (partie rénovée) →RCEU	Familles	46
CHBF	Rénovation	→Chaudières au gaz naturel →Radiateurs →RCEU	Familles	24
MT03	Rénovation	→Chaudières au gaz naturel →Radiateurs →RCEU	Femmes monoparentales	29
Coopérative Chance	Rénovation	→Chaudières au gaz naturel →Radiateurs →RCEU	Femmes monoparentales	23



**Figure 1.1 Photo aérienne du site de Benny-Farm.**  
Obtenue par : L'ŒUF / Matt Makauskas

## 1.2 Description des systèmes à l'étude

Les systèmes étudiés dans le présent rapport sont :

- Les panneaux solaires thermiques de ZOO
- Les RCEU de CHBF et Coopérative Chance

### 1.2.1 Panneaux solaires thermiques de ZOO

#### 1.2.1.1 Présentation des installations

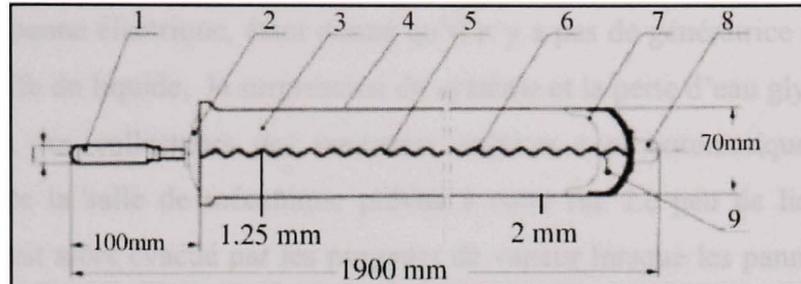
Avec 36 panneaux à Zoo et 75 à Chez-Soi, les panneaux solaires de ces deux projets constituent la plus grande installation de ce genre au Québec. La Figure 1.2 montre les panneaux solaires installés à ZOO.



**Figure 1.2 Panneaux solaires installés à ZOO.**

Ces panneaux sont composés de tubes sous vide fabriqués par Wuxi HNT Co. Ltd. et distribués par CAREarth. Ils mesurent 1.8m de long et 70mm de diamètre. Les tubes sous vide ont l'avantage d'avoir une forte absorptivité, une faible émissivité, un haut taux de transfert de chaleur et une faible perte de chaleur. Le verre est fait en borosilicate, un matériel très résistant, même à la grêle. Les connexions sèches entre les tubes et le collecteur assurent une bonne sécurité contre les fuites. L'illustration détaillée des tubes est présentée à la Figure 1.3. Quelques propriétés importantes des tubes sont présentées au Tableau 1.2. Il est à noter

que la compagnie n'a pas fait tester ses panneaux par des certificateurs indépendants tels que SRCC et SPF (La revue de littérature explique ces certifications).



- |                             |  |
|-----------------------------|--|
| 1-Bout échangeur de chaleur | 6-Couche absorbante sélective            |
| 2-Couvert de métal          | 7-Support de la plaque absorbante        |
| 3-Espace sous vide          | 8-Capuchon d'aluminium de protection     |
| 4-Tube de verre             | 9-Indicateur de la perte du vide du tube |
| 5-Plaque absorbante         |  |

**Figure 1.3 Détails des tubes sous vide.**  
Tiré de Carearth (2008)

Tableau 1.2 Propriétés des tubes CAREarth

Coefficient d'absorptivité ( $\alpha$ )	$\geq 0.94$
Coefficient d'émissivité ( $\varepsilon$ )	$\leq 0.06$
Aire de l'absorbeur	$0.1\text{m}^2$
Pression du vide	$5 \times 10^{-3}\text{Pa}$
Transmissivité du verre ( $\tau$ )	0.93
Température de résistance au froid	$-40^\circ\text{C}$
Liquide à changement de phase	Eau

L'arrangement des panneaux solaires sur le toit de ZOO est présenté à la Figure 1.4. Comme il est possible de le constater, dix sections de panneaux sont reliées en parallèle. Pour des raisons architecturales, le nombre de panneaux par section varie de deux à six. Le débit dans chaque section est de 0.038 L/s par panneau. La régulation du débit est faite par des valves de balancement présentes à l'entrée de liquide de chaque section. Les panneaux ont une inclinaison de  $45^\circ$  et ont une orientation de sud-sud-ouest. Une eau glycolée à 50% est utilisée pour éviter le gel. Les tuyaux du circuit solaire sont en CPVC à partir de la salle de mécanique jusqu'au toit. Quelques mètres avant l'entrée et après la sortie du liquide des

panneaux, les tuyaux sont en cuivre. Un évent par section est également présent au point le plus haut du circuit.

En cas de panne électrique, étant donné qu'il n'y a pas de génératrice d'urgence, pour éviter la surchauffe du liquide, la surpression du système et la perte d'eau glycolée par les purgeurs de vapeur, les collecteurs des panneaux solaires sont automatiquement vidés dans un réservoir de la salle de mécanique prévue à cette fin. Le peu de liquide restant dans les panneaux est alors évacué par les purgeurs de vapeur lorsque les panneaux surchauffent. Le redémarrage des systèmes doit être toutefois fait manuellement.



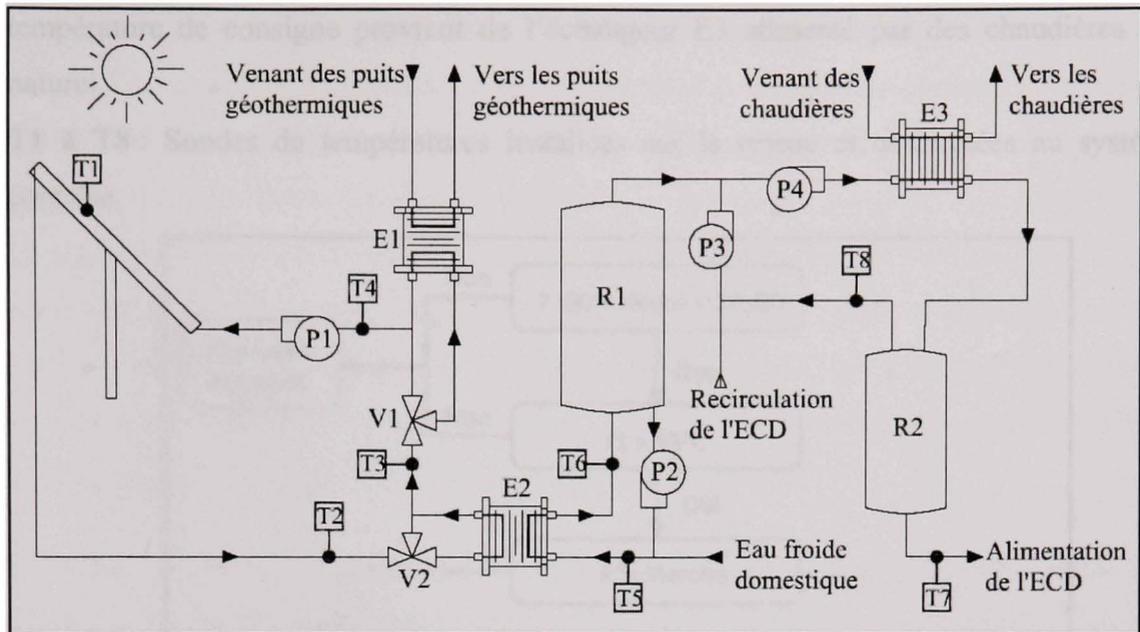
**Figure 1.4** Illustration de la configuration des panneaux solaires sur le toit de ZOO.

Étant donné que le bâtiment est chauffé par des thermopompes géothermiques, les puits de géothermie sont également utilisés pour récupérer un surplus de chaleur vers le sol lorsque les réservoirs de préchauffage de l'ECD sont à leur point de consigne. Le chauffage final de

l'ECD, quant à lui, est fait par des chaudières au gaz. Les principaux éléments de ce circuit sont illustrés et décrits à la Figure 1.5.

La séquence de fonctionnement de ce système est illustrée à la Figure 1.6. La condition de démarrage du circuit solaire est lorsque la température du liquide dans les panneaux dépasse 55°C entre 7:00 et 17:00. Lorsque la pompe P1 est en marche, la chaleur peut être dirigée de quatre façons, soit toutes les configurations des valves V1 et V2 :

- Si la température de retour des panneaux solaires ( $T_2$ ) est supérieure à 80°C et que le point de consigne (65°C) du réservoir (R1) n'est pas atteint, la chaleur est dirigée vers l'ECD (E2) et vers le sol (E1) pour éviter la surchauffe.
- Si la température de retour des panneaux est supérieure au point de consigne (65°C) du réservoir (R1) et que ce même réservoir a atteint son point de consigne, toute la chaleur est dirigée vers le sol (E1).
- Si la température de retour des panneaux est supérieure à la température du réservoir (R1) + 8°C et que le point de consigne de ce réservoir n'est pas atteint, la chaleur est dirigée uniquement vers l'ECD (E2).
- Autrement, le réservoir (R1) n'est pas à son point de consigne et la température de la boucle solaire n'est pas assez élevée pour la diriger vers le sol. Les deux échangeurs (E1 et E2) sont donc contournés pour rechauffer la boucle solaire.



**Figure 1.5 Schéma du réseau d'ECD et des panneaux solaires.**

**P1** : Pompe de circulation de la boucle des panneaux solaires.

**P2** : Pompe de recirculation de l'eau des réservoirs thermiques.

**P3** : Pompe de recirculation de l'ECD. Toujours en marche afin que le réseau d'ECD soit en tout temps à une température convenable.

**P4** : Pompe de recirculation de l'ECD.

**V1 et V2** : Valves trois voies. Elles peuvent diriger la chaleur provenant des panneaux solaires soit vers le sol, ou soit vers l'ECD.

**E1** : Échangeur à plaque. Cet échangeur permet de transférer la chaleur de la boucle solaire vers la boucle géothermique.

**E2** : Échangeur à plaque. Cet échangeur permet de transférer la chaleur de la boucle solaire vers les réservoirs de stockage thermique de l'ECD.

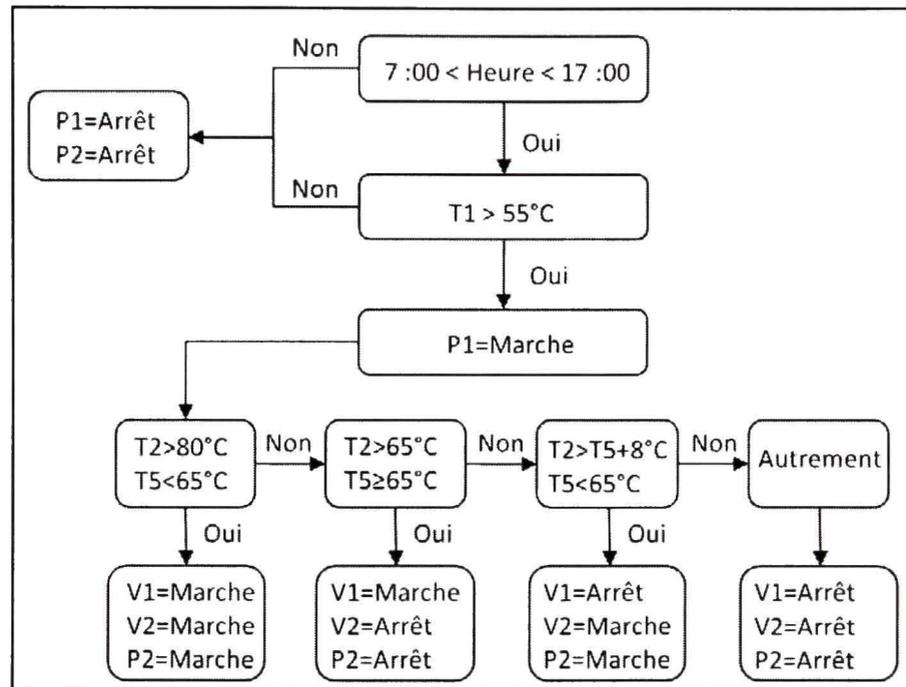
**E3** : Échangeur à plaque. Cet échangeur permet de transférer la chaleur de la boucle des chaudières au gaz vers le réservoir d'ECD R2.

**R1** : Réservoirs thermiques de l'ECD. Ce sont trois réservoirs de 1113 L dont l'eau est préchauffée par l'eau des panneaux solaires avant d'alimenter le réservoir d'ECD R2.

**R2** : Réservoirs d'ECD. Ce sont deux réservoirs de 454 L servant à l'ECD. Ils prennent leur source de l'eau préchauffée du réservoir R1. Le chauffage supplémentaire pour atteindre la

température de consigne provient de l'échangeur E3 alimenté par des chaudières au gaz naturel.

**T1 à T8** : Sondes de températures installées sur le réseau et connectées au système de contrôle.



**Figure 1.6 Schéma de la séquence de contrôle du système solaire.**

### 1.2.1.2 Intérêt de l'étude de l'efficacité des panneaux solaires

Au Québec, l'énergie solaire n'est pas très populaire. En effet, le développement énergétique du Québec passe principalement par la construction de nouveaux barrages hydroélectriques et plus récemment, par l'énergie éolienne (Desjardins, 2007). L'énergie solaire est absente des projets. Aucune subvention n'existe pour le milieu résidentiel au niveau provincial. Des règlements municipaux mettent des bâtons dans les roues à ceux qui veulent installer des panneaux solaires en instaurant certains règlements pour la hauteur maximale de toits. Certaines municipalités comme Québec, Gatineau et certains arrondissements de Montréal vont plus loin en interdisant complètement l'installation de panneaux solaires (Le soleil, 2008).

Le bilan de ce manque de popularité est désastreux lorsque l'on se compare au reste du monde. Le classement du Canada en ce qui concerne la capacité de panneaux vitrés installés par 1000 habitants est très mauvais. La Figure 1.7 montre que le Canada se retrouve en 38<sup>e</sup> position des pays listés. Le Canada possède 24 fois moins de puissance installée que le Danemark et 32 fois moins que l'Allemagne, des pays à des latitudes similaires au Canada et ayant des hivers. La Figure 1.8 permet de constater que la Chine, l'Australie et l'Europe installent de plus en plus de panneaux solaires vitrés par millier d'habitants. La croissance a été très rapide entre 1999 et 2005. Pendant cette même période, la capacité de panneaux solaires installés en Amérique du Nord est pratiquement nulle.

Toutefois, on peut noter des signes encourageants. Quelques projets innovateurs ont été construits au Canada ces dernières années. Plusieurs concours universitaires (ex. Maison du Décathlon Solaire), des émissions de télévision (Rebut Global) et un programme de la SCHL sur la maison saine encouragent les initiatives de développement durable et l'utilisation de l'énergie solaire.

Même si le Canada et les États-Unis accusent un retard sur la capacité de panneaux solaire pour le chauffage de l'ECD et des espaces, il faut tout de même souligner qu'ils sont les meneurs mondiaux pour ce qui est de la capacité de panneaux solaires non vitrés installés (Weiss, 2007, p.14). Ces panneaux servent essentiellement au chauffage des piscines.

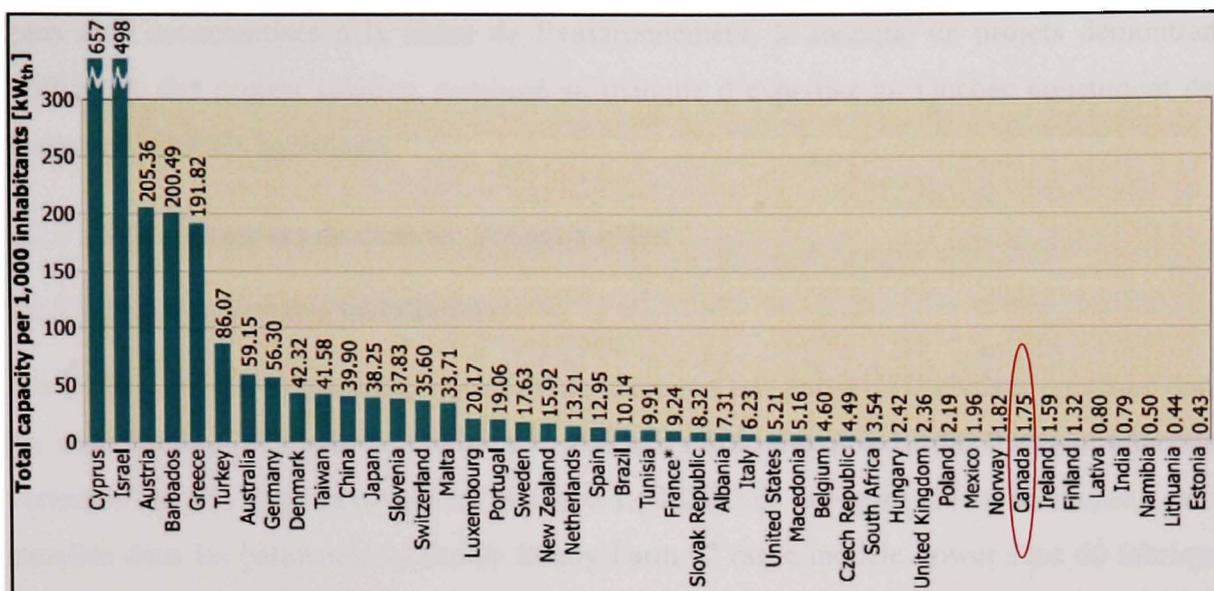


Figure 1.7 Capacité totale de panneaux vitrés installés par pays par 1,000 habitants.  
Tiré de Weiss (2007, p. 9)

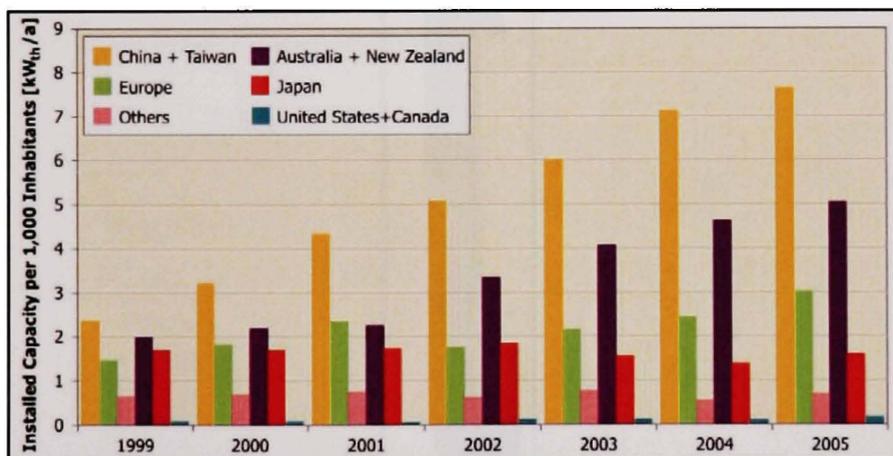


Figure 1.8 Capacité de panneaux vitrés installés annuellement par région économique par 1,000 habitants.  
Tiré de Weiss (2007, p. 14)

Le manque de popularité de l'énergie solaire au Québec peut être expliqué en partie par le faible coût de l'électricité. Ce faible coût rend évidemment le retour sur l'investissement des systèmes solaires beaucoup plus long. En effet, tandis que le coût de l'électricité résidentielle au Québec est entre 5.45 et 7.46\$/kWh (Hydro-Québec, 2009), celui de la France est entre 0.174 et 0.212 \$/kWh (0.135 0.1106€/kWh) (EDF, 2009). Cela fait en sorte que le retour sur l'investissement est presque trois fois plus long au Québec qu'en France. Même si plus de

gens sont conscientisés à la cause de l'environnement, le manque de projets démontrant l'efficacité des projets solaires, combiné au manque d'expertise au Québec constituent des facteurs dissuasifs importants.

## 1.2.2 Récupérateurs de chaleur des eaux usées

### 1.2.2.1 Présentation des installations

Les RCEU sont des dispositifs permettant de récupérer une partie de la chaleur contenue dans les eaux usées. La Figure 1.9 montre la photo d'un de ces dispositifs. Il existe plusieurs variantes selon la compagnie qui les fabrique. Le RCEU de la Figure 1.9 est identique à ceux installés dans les bâtiments du site de Benny-Farm. C'est le modèle Power Pipe 60 fabriqué par la compagnie «Power pipe».



**Figure 1.9** Photo d'un RCEU.

Adapté de Zaloum (2007a, p. 10)

Ce dispositif est très simple. Il est composé d'un tuyau de cuivre de trois pouces de diamètre, d'une longueur variant de 76 à 183 cm (30 à 72 po) autour duquel est entourés des tuyaux de cuivre d'environ 1.27 cm (1/2 pouce). Les eaux usées passent par le tuyau de trois pouces réchauffant ainsi le tuyau de cuivre. L'eau froide à préchauffer passe, quant à elle, à l'extérieur de ce tuyau captant ainsi la chaleur transférée par l'eau chaude usée. Le principe

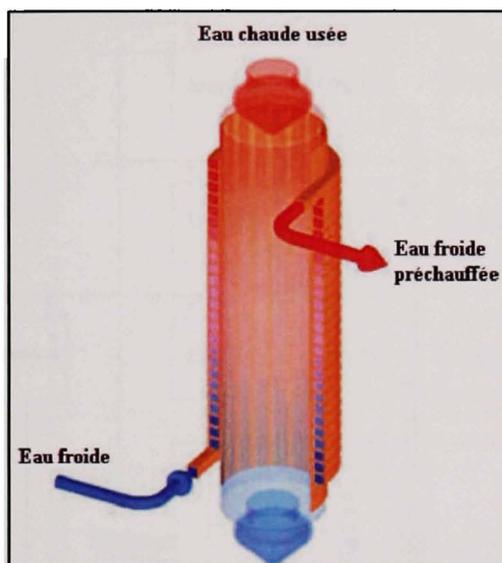
est illustré à la Figure 1.10. Les RCEU sont également appelés GFX (Gravity Film Heat eXchanger). En effet, lorsque l'eau chaude usée passe par le drain de cuivre, l'écoulement se développe en un mince film d'eau sur la paroi intérieure. Ce mince film favorise alors le transfert de chaleur de l'eau usée vers l'eau froide. Parce que ce principe fonctionne par gravité et par la création d'un mince film d'eau, les RCEU sont souvent appelés GFX dans la littérature anglaise. Il est important de noter que le terme GFX est également utilisé comme marque de commerce d'une compagnie de RCEU.

L'étude sur l'efficacité des RCEU est faite dans deux bâtiments : la Coopérative Chance et la CHBF. Les deux bâtiments n'ayant pas le même profil de résidents, cela permet d'augmenter la taille de l'échantillon. D'après l'information disponible auprès des administrations, la Coopérative Chance loge, au moment de l'étude, 22 adultes et 26 enfants, soit un adulte et un à deux enfants par appartement. De plus, un logement est vacant et un autre logement sert de bureau pour l'administration. Pour ce qui est de la CHBF, 40 adultes et 43 enfants habitent le bâtiment. Ces données sont illustrées au Tableau 1.3.

Tableau 1.3 Présentation du nombre d'adultes et d'enfants dans les bâtiments à l'étude

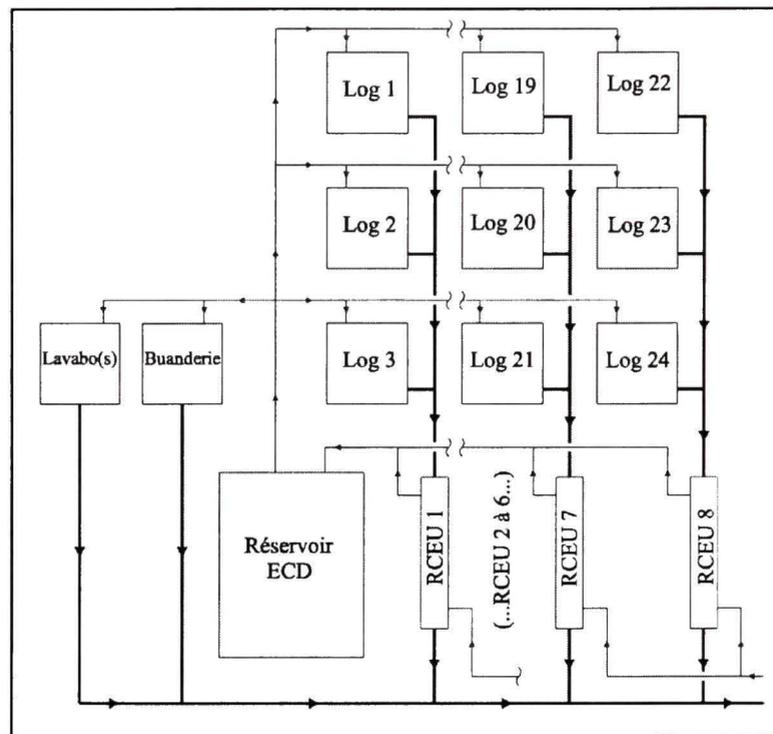
<b>Bâtiment</b>	<b>Nombre d'adultes</b>	<b>Nombre d'enfants</b>
<b>Coopérative Chance</b>	22	26
<b>CHBF</b>	40	43

Le RCUE peut être installé et utilisé de plusieurs façons. Il est même parfois utilisé dans des applications industrielles lorsque cela est applicable. Pour les applications résidentielles, le RCEU peut soit préchauffer l'eau froide allant aux robinets d'eau froide, soit préchauffer l'eau allant au réservoir d'ECD, ou même les deux. Dans le premier cas, l'eau froide préchauffée peut être reliée uniquement au robinet d'eau froide de la douche ou à tous les robinets d'eau froide.



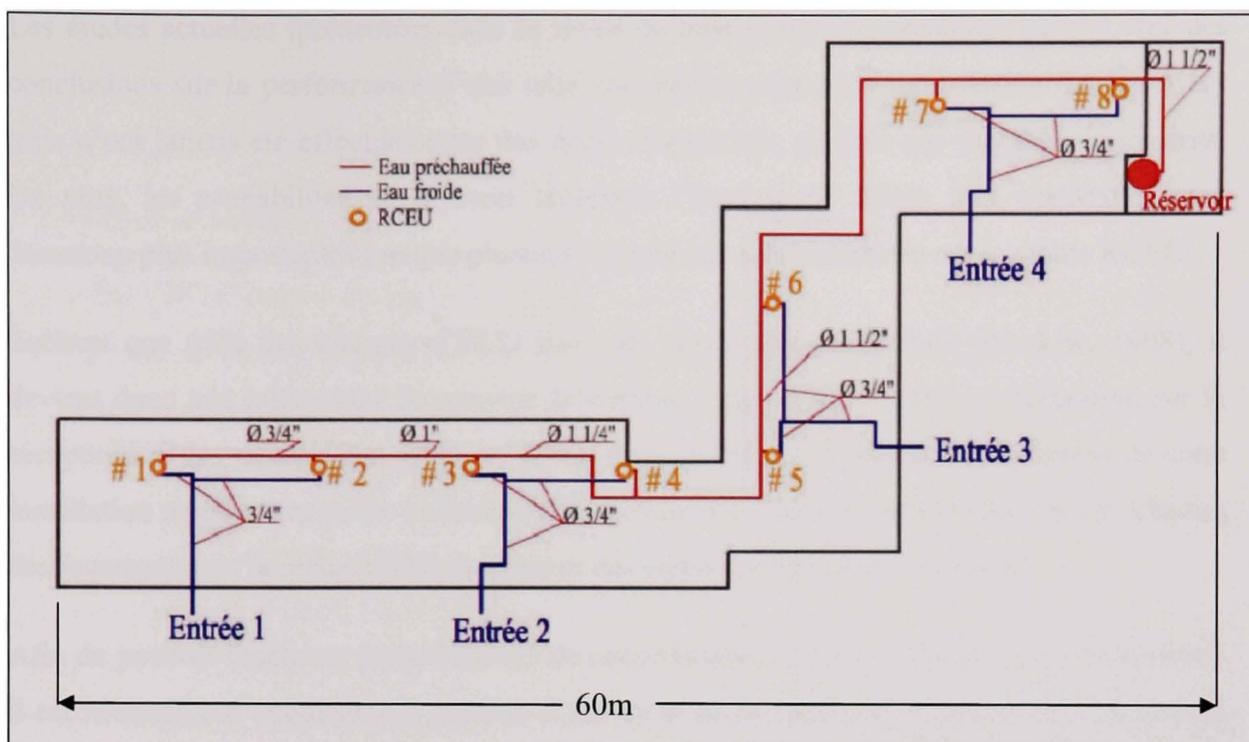
**Figure 1.10** Illustration du fonctionnement d'un RCEU.  
Adapté de Renewability (2006)

Dans le cas de l'installation des RCEU de la Coopérative Chance et de la CHBF, l'eau froide préchauffée est dirigée vers le réservoir d'ECD. L'installation des RCEU de ces bâtiments est toutefois particulière. D'abord, il y a un réseau d'ECD distinct alimentant 23 logements (et 1 bureau) pour *Chance* et 24 logements pour *Coop Benny-Farm*. Les deux bâtiments possèdent principalement des locaux de rangement au sous-sol. Seuls une buanderie et le robinet d'une salle de bain n'ont pas de récupération de chaleur des eaux usées. Le schéma de la configuration des RCUE est illustré à la Figure 1.11. La différence entre les deux bâtiments est qu'il y a deux lavabos à Coop Benny-Farm qui n'ont pas de récupérateurs de chaleur contrairement à quatre du côté de la coopérative Chance. Ces lavabos sans récupérateurs de chaleur étant peu utilisés, la différence entre les deux bâtiments est de faible importance.



**Figure 1.11 Schéma montrant la configuration des RCEU à Coopérative Chance et CHBF**

Une autre particularité de l'installation des RCEU de ces deux bâtiments est l'alimentation d'eau froide des appareils. Il y a quatre entrées d'eau d'aqueduc desservant chacune deux RCEU et six logements. Cette particularité est illustrée à la Figure 1.12. Cette même figure démontre que la conduite d'eau préchauffée est très longue (environ 90m) et que son diamètre varie de 1.9 cm (3/4") au RCEU #1 à 3.81 cm (1 1/2") à partir du RCEU #6. Toutes les entrées d'eau et les raccordements aux RCEU sont faits de tuyaux de 1.9 cm (3/4"). Le plan de la CHBF n'est pas illustré ici. Il est une réplique symétrique de la Figure 1.12.



**Figure 1.12 Plan de la disposition des RCEU, des entrées d'eau, des diamètres des tuyaux et des circuits d'eau froide et préchauffée du projet *Coopérative Chance*.**

### 1.2.2.2 Intérêt de l'étude de l'efficacité des RCEU

Les immeubles résidentiels à logements multiples (IRLM) constituent un potentiel énorme pour l'économie d'énergie apportée par les RCEU car la demande d'ECD y est importante. Étant donné que ces bâtiments ont des rejets d'eaux usées très importants et localisés, il est plus facile de procéder à la récupération de la chaleur. Dans ce type de bâtiment, il est très pratique d'installer un RCEU pour plusieurs logements. Cela permet de diminuer l'investissement initial par logement pour ce type de système tout en n'ajoutant pas de circuits additionnels de plomberie.

D'abord, il est important de comprendre qu'il existe deux types de rejet d'eau usée :

- Débits simultanés : Les rejets d'eaux usées sont simultanés à la demande d'ECD (ex. une douche);
- Débits non simultanés : Les rejets d'eaux usées ne sont pas simultanés à la demande d'ECD (ex. Bain).

Les études actuelles (présentées dans la revue de littérature) ne permettent pas de tirer des conclusions sur la performance d'une telle installation pour plusieurs raisons. D'abord, les tests n'ont jamais été effectués pour des débits importants, générés par plusieurs logements. De plus, les probabilités de pouvoir récupérer l'énergie de débits non simultanés sont beaucoup plus importantes lorsque plusieurs logements sont connectés sur le même RCEU.

Sachant que 65% des charges d'ECD sont des débits non simultanés (Proskiw, 1998), il devient donc très intéressant de pouvoir déterminer le potentiel de cette configuration sur la récupération des rejets d'eau groupée. Il faut aussi comprendre que la configuration de cette installation ne peut être testée en laboratoire, à cause des comportements aléatoires de chacun des logements sur la récupération de chaleur des rejets groupés des eaux usées.

Afin de pouvoir améliorer les prévisions de consommation d'ECD d'un bâtiment résidentiel, il est nécessaire d'augmenter le nombre d'études et de documenter davantage le contexte de cette demande. En ayant plus de résultats et surtout plus de détails, il sera possible de mieux prédire les besoins d'ECD d'un bâtiment. Cette meilleure prévision aidera à faire des budgets plus précis ainsi qu'à améliorer les programmes de subvention des RCEU.

## CHAPITRE 2

### REVUE DE LITTÉRATURE

#### 2.1 Ressource solaire

Le soleil est la source de presque toute l'énergie sur terre. Le rayonnement solaire est responsable de différents phénomènes météorologiques et permet la vie sur terre. Il est donc une ressource importante et très abondante d'énergie. Pour pouvoir exploiter l'énergie solaire de manière efficace, une bonne compréhension de cette énergie est essentielle.

L'énergie solaire est essentiellement du rayonnement de différentes longueurs d'onde. Ses longueurs d'onde s'étendent d'environ 260 à 2500nm. Tout comme le rayonnement d'un corps noir, l'intensité radiative spectrale varie. La Figure 2.1 illustre le rayonnement d'un corps noir à la température du soleil, le rayonnement du soleil à l'extérieur de l'atmosphère et le rayonnement solaire au niveau de la mer. On peut y constater que l'approximation du soleil comme un corps noir à 5778K est plutôt bonne en dehors de l'atmosphère. Un corps noir à cette température a ses intensités radiatives maximales entre 400 et 600nm, soit exactement les longueurs d'onde visibles. Cela explique la très grande luminosité du soleil. Toujours à la Figure 2.1, il est possible de voir que certaines longueurs d'onde ont de la difficulté à ce rendre à la surface de la Terre. L'atmosphère joue un rôle de filtre du rayonnement solaire. En effet, la couche d'ozone ( $O_3$ ) atténue les rayonnements ultraviolets (UV) et la masse d'air atténue le rayonnement visible. Certaines molécules de l'atmosphère telle que l'eau, l'oxygène et le dioxyde de carbone filtrent certaines longueurs d'onde précises dues à certaines propriétés physiques. De plus, une certaine partie du rayonnement est réfléchi par l'atmosphère, une autre est dispersée par les molécules d'air (Dispersion de Rayleigh) et une autre est dispersée par les poussières et autres contaminants (dispersion de Mie) (DGS, 2006). Bref, avant d'entrer dans l'atmosphère, le rayonnement solaire a une intensité moyenne de  $1367W/m^2$  qui varie sinusoïdalement en fonction du moment de l'année selon l'équation suivante (Stine et al, 1985):

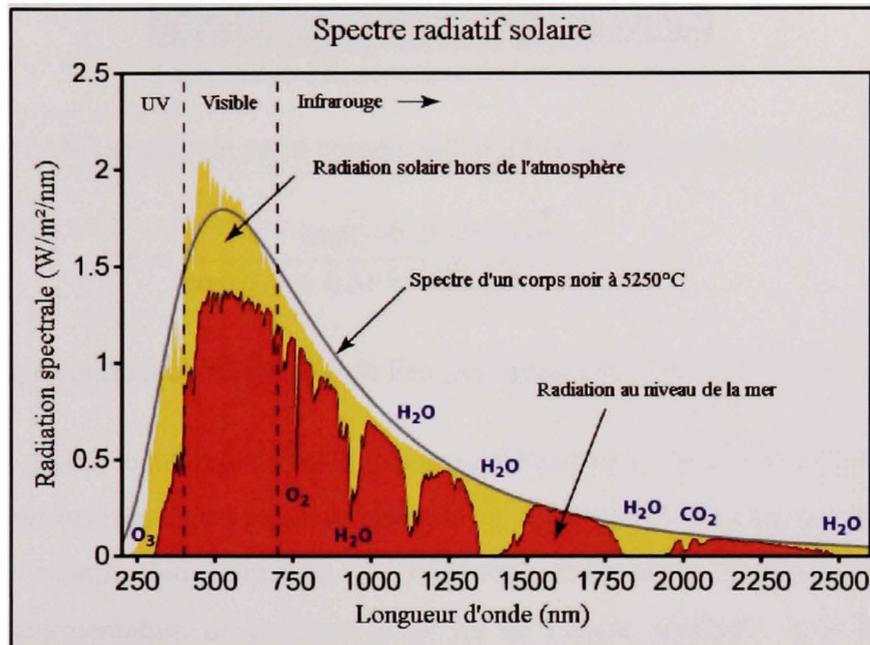
$$G_{on} = G_{sc} \left( 1 + \frac{0.033 \cos 360n}{365.25} \right) \quad (2.1)$$

Où

$G_{on}$  : Rayonnement solaire extraterrestre

$G_{sc}$  : Constante solaire ( $1367\text{W/m}^2$ )

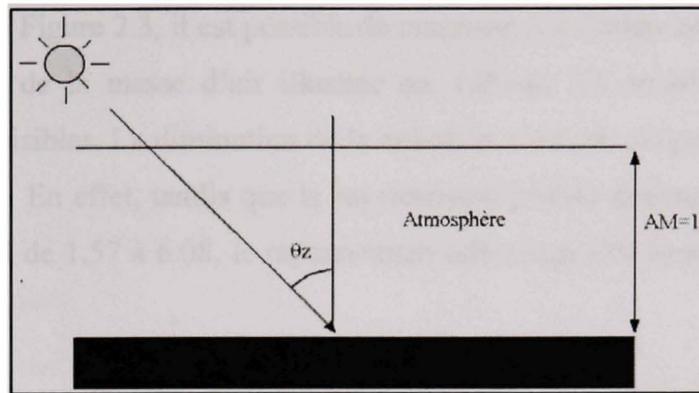
$n$  : jour de l'année



**Figure 2.1 Spectre radiatif solaire extraterrestre, au niveau de la mer et d'un corps noir à 5250°C.**

Adapté de Wikipedia (2008)

Pour ce qui est du rayonnement reçu à la surface de la Terre, beaucoup de paramètres entrent en jeu. Le flux radiatif au niveau de la mer est lié au flux à l'extérieur de l'atmosphère. De plus, le flux radiatif au niveau de la mer varie aussi en fonction de la masse d'air. La masse d'air est définie comme étant la distance dans l'atmosphère que doivent traverser les rayons du soleil avant de toucher le sol. Si le rayonnement est perpendiculaire au sol, la masse d'air a une valeur de 1. La Figure 2.2 illustre cette définition.



**Figure 2.2 Illustration de la masse d'air.**

La masse d'air (AM) se calcule aussi comme suit (Duffie et Beckman, 2006):

$$AM = \frac{\exp(-0.0001184h)}{\cos(\theta_z) + 0.5057(96.080 - \theta_z)^{-1.634}} \quad (2.2)$$

Où  $\theta_z$  est l'angle zénithal et  $h$  l'altitude du lieu par rapport au niveau de la mer.

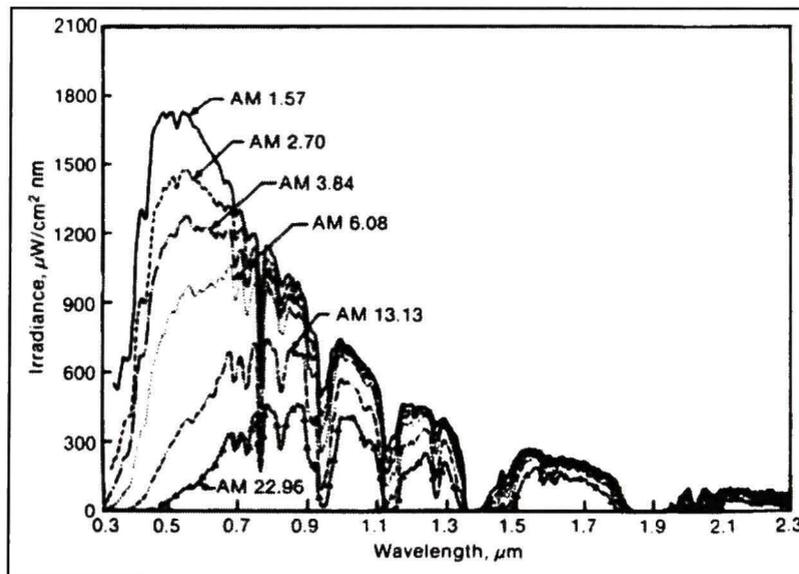
Lorsque  $\theta_z$  est grand, le rayonnement doit passer à travers plus d'atmosphère, l'absorption du rayonnement par les molécules et les dispersions de Rayleigh et Mie augmentent également. Le Tableau 2.1 montre l'augmentation des différentes atténuations de la radiation solaire en fonction de l'augmentation de la masse d'air (et de l'angle zénithal). À la lumière de ce tableau, il est clair que la dispersion radiative due aux particules et contaminants (diffusion de Mie) est le paramètre qui peut le plus varier et qui peut avoir la plus grande influence sur l'atténuation totale de la radiation solaire.

Tableau 2.1 Augmentation des différentes atténuations du rayonnement solaire en fonction de la masse d'air  
Tiré de DGS (2006, p.23)

$\theta_z$	AM	Absorption (%)	Dispersion de Rayleigh (%)	Dispersion de Mie (%)	Atténuation totale (%)
0°	1.00	8.7	9.4	0-25.6	17.3-38.5
40°	1.15	9.2	10.5	0.7-25.6	19.4-42.8
60°	2.00	11.2	16.3	4.1-4.9	28.8-59.1
80°	5.76	16.2	31.9	15.4-74.3	51.8-85.4
85°	11.5	19.5	42.5	24.6-86.5	65.1-93.8

En jetant un œil à la Figure 2.3, il est possible de constater que l'atténuation du rayonnement solaire en fonction de la masse d'air illustrée au Tableau 2.1 se situe surtout dans les longueurs d'ondes visibles. La diminution de la radiation n'est pas proportionnelle au niveau du profil du spectre. En effet, tandis que le rayonnement visible diminue presque de moitié en passant d'un AM de 1.57 à 6.08, le rayonnement infrarouge ( $>0.9\mu\text{m}$ ) reste sensiblement le même.

D'autres facteurs tels que la pression atmosphérique, l'altitude du lieu, la quantité de vapeur d'eau, la concentration d'ozone, la pollution, la concentration de dioxyde de carbone, le flou atmosphérique, la constante solaire, l'albédo du sol et la diffusion de l'aérosol peuvent influencer également le spectre radiatif solaire à la surface de la Terre (Bird, 1981).

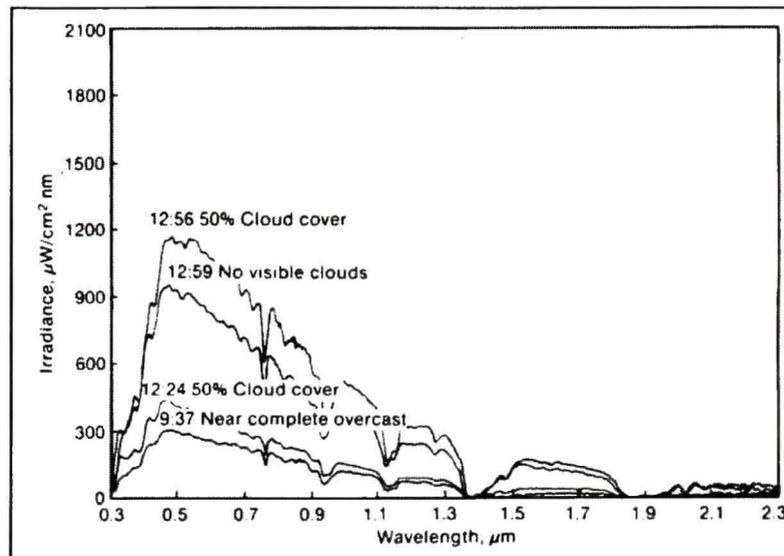


**Figure 2.3 Spectre radiatif solaire mesuré le 21 octobre 1980 à Golden, CO, montrant les effets de la masse d'air sur le spectre direct-normal.**

Tiré de Hulstrom (1989, p. 328)

L'ennuage crée, lui aussi, certaines perturbations du spectre solaire. La Figure 2.4 illustre que le couvert nuageux affecte grandement l'intensité de la radiation solaire. Même si l'ennuage affecte toutes les longueurs d'onde, il a davantage d'influence sur les longueurs d'onde visibles. Le couvert nuageux peut aussi contribuer à augmenter l'intensité radiative comparée à un ciel clair. En effet, à la Figure 2.4, la courbe «12:56 50% Cloud

cover» illustre un cas où les nuages se trouvent autour du soleil sans le cacher. Le rayonnement réfléchi par le sol est réfléchi de nouveau par les nuages ajoutant un rayonnement qui serait autrement retourné dans l'espace.

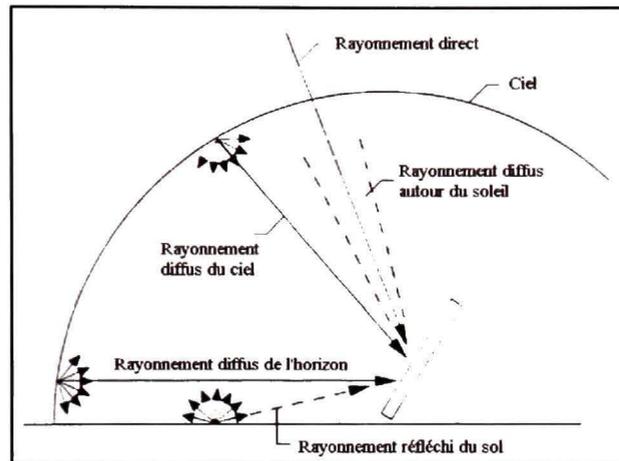


**Figure 2.4 Spectre radiatif solaire mesuré les 29-30 janvier 1981 à Golden, CO, sous les ciels nuageux et ensoleillés.**

Tiré de Hulstom (1989, p. 329)

Le rayonnement solaire reçu sur un panneau solaire provient de cinq directions. Ces directions sont illustrées à la Figure 2.5. On peut voir que le soleil peut venir de 5 directions :

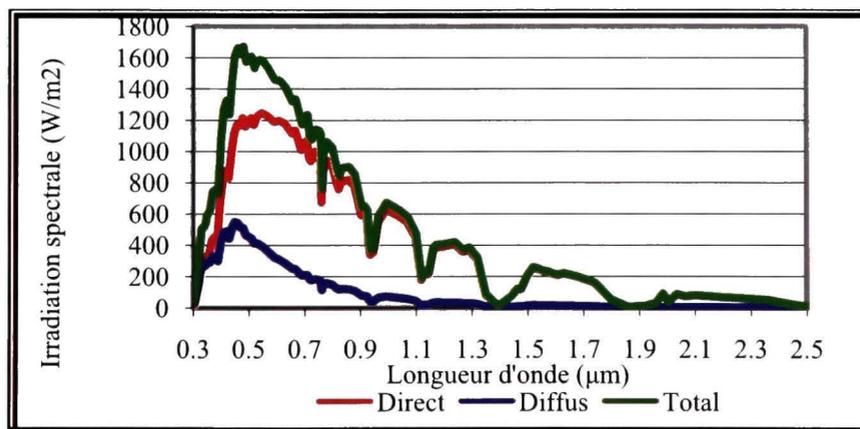
- Rayonnement direct : rayons du soleil qui proviennent directement du soleil et qui n'ont pas réfléchi sur aucune surface.
- Rayonnement diffus du ciel : rayonnement provenant de la luminosité globale du ciel en faisant abstraction du soleil.
- Rayonnement diffus autour du soleil : rayonnement diffus, provenant d'une région autour du soleil et qui a une plus grande intensité que le rayonnement diffus du ciel.
- Rayonnement réfléchi du sol : selon l'albédo du sol, celui-ci peut réfléchir plus ou moins de rayonnement solaire. Le rayonnement réfléchi peut être diffus ou direct.
- Rayonnement diffus de l'horizon : rayonnement diffus provenant de la clarté de l'horizon.



**Figure 2.5 Illustration des différentes directions du rayonnement solaire reçu par un panneau solaire.**

Adapté de Duffie and Beckman (2006, p. 326)

La Figure 2.6 montre la portion spectrale du rayonnement diffus et direct sur un plan horizontal pour une journée ensoleillée près du 21 juin au midi solaire pour une localité à une latitude de  $40^\circ$ , soit la latitude de Montréal. Ce graphique a été obtenu à l'aide du logiciel «SPECTRAL2» (Myers, 2003b). Ce logiciel est basé sur les travaux de Bird et Riordan (1984).



**Figure 2.6 Portion calculée du rayonnement spectral direct et diffus typique sur un plan horizontal pour une journée ensoleillée.**

À la lumière de cette figure, il est clair que le rayonnement diffus est constitué principalement de radiations de longueur d'onde dans la plage visible puisque la majorité de son rayonnement est entre  $0.3$  et  $07 \mu m$ . Très peu de rayonnement infrarouge est réfléchi

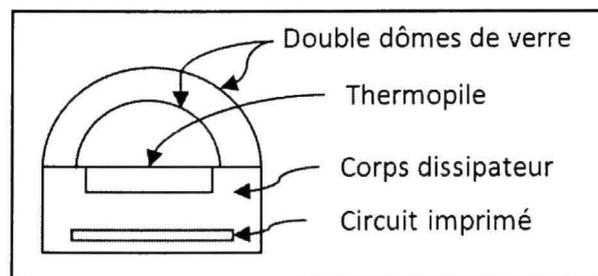
puisque le rayonnement diffus en contient très peu. Si le rayonnement infrarouge n'est pas réfléchi, c'est qu'il est absorbé. On peut donc conclure que le rayonnement infrarouge a tendance à être absorbé, donc il est plus difficile à être réfléchi.

## 2.2 Pyranomètres

Cette section présente les informations nécessaires à la compréhension de la mesure du rayonnement solaire par des pyranomètres.

### 2.2.1 Pyranomètre de type thermopile

Un des deux types de pyranomètre est le type thermopile. Les pyranomètres les plus précis sont construits sous ce principe. Le capteur thermopile convertit la radiation solaire en un courant électrique mesurable. Il offre la meilleure qualité de mesure grâce à sa stabilité à long terme et à sa réponse qui n'est pas dépendante de la longueur d'onde radiative. Comme il est possible de le voir à la Figure 2.7, le capteur thermopile est constitué d'une pastille de carbone sur laquelle sont collés jusqu'à 100 thermocouples. Grâce à la température de référence située dans le corps dissipateur, le circuit imprimé peut calculer le flux de chaleur traversant la pastille de carbone et ainsi déduire la radiation solaire reçue. Les deux dômes de verre servent à limiter les longueurs d'onde atteignant la thermopile entre 300 et 2800 nm mais aussi à diminuer les pertes de chaleur par convection et par conduction.

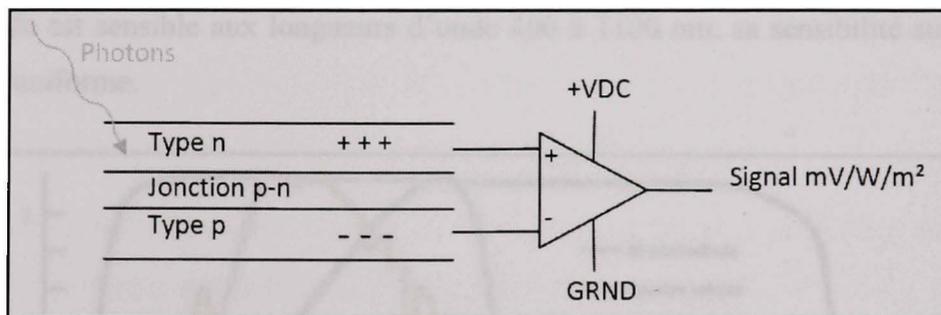


**Figure 2.7 Schéma d'un pyranomètre de type thermopile.**

### 2.2.2 Pyranomètre de type photovoltaïque

La partie principale de l'instrument est une cellule photovoltaïque de type silicium photodiode. Le principe de fonctionnement de ce pyranomètre est le même que celui des

panneaux solaires photovoltaïques servant à produire de l'électricité. La réponse spectrale de ce type de photodiode est de 400nm à 1100nm. Tous les capteurs de radiation solaire utilisant une photodiode au silicium ont cette plage de longueur d'onde. Les photodiodes convertissent les ondes courtes visibles et une partie du rayonnement UV en un courant électrique. Une cellule photovoltaïque est constituée de deux couches de semi-conducteurs. La couche supérieure de la cellule est composée de silicium dopé par un électron de valence supérieure dans la classification périodique, c'est-à-dire qui possède plus d'électrons sur sa couche de valence que le silicium. Le semi-conducteur de cette couche est appelé type N. La deuxième couche est composée de silicium dopé par un élément de valence inférieur dans la classification périodique, c'est-à-dire qui possède plus d'électrons sur sa couche de valence que le silicium. Le semi-conducteur de cette couche est appelé type P. Lorsque ces deux couches sont excitées par des photons, une différence de potentiel est créée entre la couche de type N et de type P. Cette différence de potentiel peut ensuite être amplifiée par un amplificateur opérationnel. Le signal résultant est proportionnel à la radiation solaire reçue. Le principe est illustré à la Figure 2.8.



**Figure 2.8 Fonctionnement d'une cellule si-diode.**

Comme il est possible de le voir à la Figure 2.9, les pyranomètres de type photovoltaïque sont constitués d'un diffuseur du rayonnement au-dessus de la cellule si-photodiode. Le diffuseur a comme rôle d'uniformiser le rayonnement solaire reçu par la cellule même lorsque l'angle d'incidence du soleil devient plus faible.

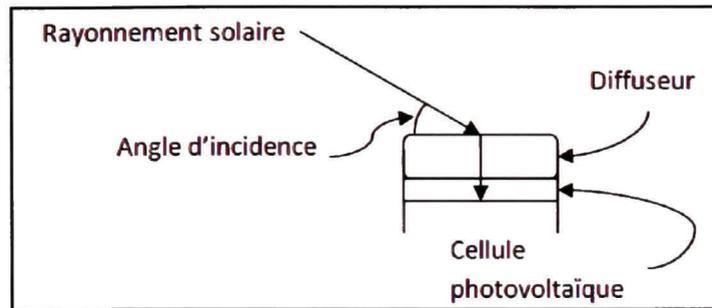


Figure 2.9 Schémas du fonctionnement d'un pyranomètre avec cellule photovoltaïque.

### 2.2.3 Comparaison des deux types de pyranomètres

Comme il a été mentionné plus haut, une des différences majeures entre les deux types de pyranomètres est la plage de longueur d'ondes détectées. La Figure 2.10 illustre cette différence. La plage de longueur d'une cellule si-photodiode est beaucoup plus restreinte que la cellule thermopile. De plus, l'intensité de la réponse de la cellule en fonction de la longueur d'onde est très différente d'un type à l'autre. Tandis que la thermopile donne la même importance à toutes les longueurs d'onde, la cellule si-photodiode donne plus d'importance aux longueurs d'onde entre 800 et 900 nm. Donc, même si la cellule photodiode est sensible aux longueurs d'onde 400 à 1100 nm, sa sensibilité sur cette plage n'est pas uniforme.

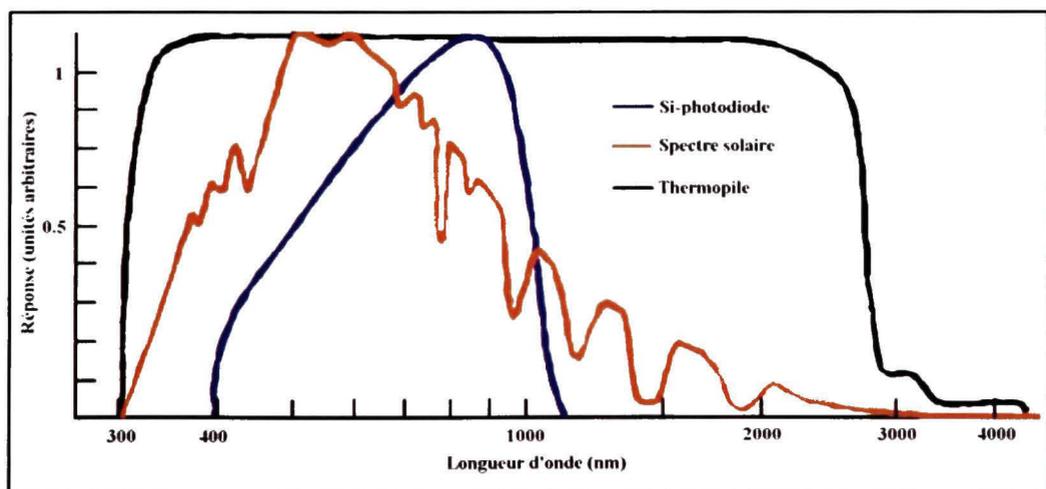


Figure 2.10 Comparaison de la sensibilité des pyranomètres si-photodiodes et thermopiles en fonction de la longueur d'onde de la radiation.

Adapté de Campbell Scientific Canada Corp. (2006)

### 2.2.4 Erreurs de mesures

L'erreur de mesure est inévitable avec tout instrument. Le type d'erreur varie selon le type de pyranomètre.

Puisque l'erreur de mesure n'est pas due à la plage de sensibilité des longueurs d'ondes, c'est au niveau de la précision de la mesure du flux de chaleur entre la thermopile et le corps dissipateur que l'erreur se trouve pour les pyranomètres de type thermopile. Cette précision dépend de :

- La qualité du dôme de verre recouvrant la thermopile : la qualité du verre a un effet sur la radiation qui atteindra la thermopile. Une mauvaise qualité de verre peut empêcher certaines longueurs d'onde de passer ou peut en déformer certaines.
- Le nombre de dôme : les thermopiles les moins précises n'ont qu'un seul dôme. Les plus précises en ont deux. Deux dômes diminuent davantage les pertes de chaleur par convection et par conduction avec l'atmosphère, permettant un flux de chaleur plus précis à travers la thermopile.
- Le nombre de thermocouples : le nombre de thermocouples varie habituellement de 60 à 100 par thermopile. Plus il y a de thermocouple, plus la mesure du flux de chaleur à travers la pastille de carbone est précise.

Pour ce qui est du pyranomètre de type photovoltaïque, l'erreur se situe dans le principe de fonctionnement. Les principales causes d'erreurs sont:

- l'erreur cosinus;
- la sensibilité limitée et non uniforme des longueurs d'onde;
- l'erreur due à la variation de température.

L'erreur cosinus se produit lorsque l'angle d'incidence du soleil avec le pyranomètre est faible. Comme l'illustre la Figure 2.9, le rayonnement solaire passe par un diffuseur avant d'atteindre la cellule photovoltaïque. Lorsque l'angle d'incidence devient faible, la diffusion du rayonnement n'est plus précise à cause des propriétés du matériel du diffuseur ou à la réflectivité accrue du rayonnement sur celui-ci.

L'erreur liée à la sensibilité limitée et non uniforme des longueurs d'onde est beaucoup plus complexe que l'erreur cosinus. Tel que mentionné précédemment, la réponse spectrale de ce type de photodiode est de 400nm à 1100nm. Or, le spectre du rayonnement solaire s'étend de 300nm à 2800nm, ce qui représente 75 à 80% du rayonnement solaire. Grâce à la calibration initiale avec un pyranomètre de type thermopile de haute précision (Epley PSP) à 1000W/m<sup>2</sup>, par ciel dégagé, et lorsque l'angle d'incidence n'est pas trop petit, il est possible d'obtenir de une bonne précision. En effet, la calibration permet de compenser les longueurs d'ondes que l'appareil ne détecte pas. Cette calibration est faite d'angles d'incidence de 90°. Par contre, lorsque l'angle d'incidence est faible, en plus d'avoir une erreur cosinus, la masse d'air augmente. Comme nous l'avons vu à la Figure 2.3 et Figure 2.4, la masse d'air et l'enuagement n'influencent pas uniformément toutes les longueurs d'onde. Mais encore, il a été illustré à la Figure 2.10 que les longueurs d'onde détectées par le pyranomètre n'ont pas toutes le même poids. Donc, la calibration initiale du pyranomètre devient imprécise pour déduire la radiation plus petite que 400 et plus grande que 1100nm lorsque l'angle d'incidence diminue (la masse d'air augmente) ou que le ciel s'enuage.

Finalement, pour ce genre de pyranomètre, la mesure est toujours influencée par la température extérieure. D'après Duffie et Beckman (2006), l'erreur engendrée par la température est toujours inférieure à 0.15%/°C et est toujours linéaire.

### **2.2.5 Calibration**

Étant donné le très faible coût des pyranomètres de type photovoltaïque par rapport au type thermopile, il devient très intéressant de tenter de trouver une correction à apporter à la mesure pour rendre la précision acceptable.

Étant donné que le spectre solaire est affecté par l'atmosphère, par la masse d'air et les conditions météo comme l'humidité et l'enuagement, les pyranomètres à cellules photovoltaïques sont généralement considérés comme étant de moins bons instruments que les pyranomètres de type thermopile (Michalsky et al, 1991). La variation du spectre solaire due à la masse d'air (AM) a également un impact sur la précision des mesures (King et al, 1997b). Michalsky et al. (1991) propose donc une matrice de multiplication à appliquer sur

les données du capteur pour les corriger en fonction de l'indice de dégagement (« clearness index ») du ciel, de la clarté de l'horizon et l'angle solaire zénithal. Il calcule aussi les pourcentages de déviation de ces capteurs par rapport au rayonnement calculé théoriquement en combinant les spectres solaires radiatifs de ciels clairs et nuageux simulés avec la réponse spectrale de ces capteurs. Dans ces calculs, le pourcentage de déviation augmente avec la diminution du rayonnement et de façon plus marquée lorsque la diminution de radiation est due à l'enneigement. Les déviations de cette étude sont de l'ordre de plusieurs pourcents. Chelano et al. (1990) trouvent, quant à eux, des erreurs de déviations mesurées de l'ordre de 1% dans une étude similaire. D'après les spécifications du capteur Davis 6450, l'erreur est de l'ordre de  $\pm 3\%$  (angle d'incidence  $< 70^\circ$ ). D'autres modèles de pyranomètre photovoltaïque montrent des erreurs de 1 à 5% (Apogee et Li-Cor).

Pour obtenir une bonne mesure, il faut corriger la lecture en fonction de la température. Selon Duffie et Beckman, la dépendance des pyranomètres photovoltaïque avec la température est linéaire et inférieure à  $0.15\%/^\circ\text{C}$ . Selon les spécifications des fabricants de différents modèles, cette variation est entre  $0.12$  et  $0.15\%/^\circ\text{C}$ .

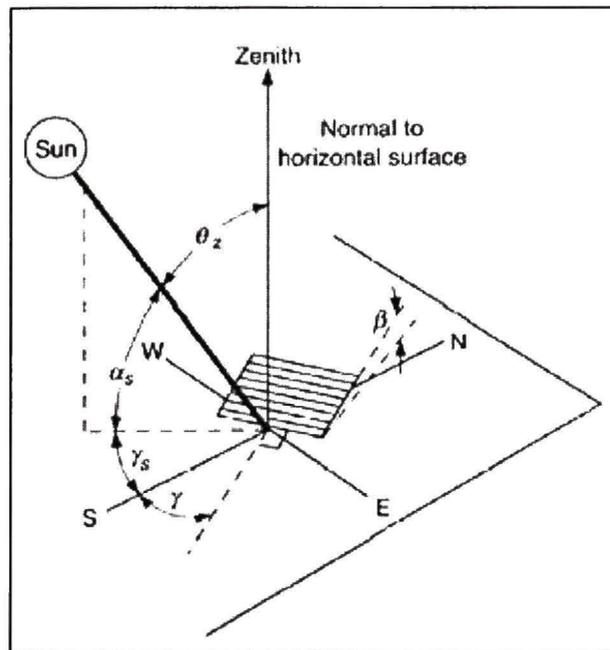
King et al. (1997b) présentent une autre méthode de calibration des pyranomètres photovoltaïques par une simple équation. Afin de déterminer les paramètres de l'équation, ils effectuent des tests dans des conditions de ciels clairs. L'équation proposée dépend de deux corrélations : l'erreur en fonction de la masse d'air (AM) et l'erreur en fonction de l'angle d'incidence du soleil. Pour déterminer les deux corrélations, un pyranomètre thermopile de haute précision est nécessaire ainsi qu'un dispositif mécanique capable de suivre le soleil. Pour l'erreur en fonction de la masse d'air, les pyranomètres sont perpendiculaires au soleil toute la journée. Il est donc possible d'obtenir l'influence de la masse d'air sur l'erreur. Pour l'erreur en fonction de l'angle d'incidence, les pyranomètres sont déplacés pour varier l'angle d'incidence du soleil sur ceux-ci. Ce test est donc effectué sur une courte période. En combinant les deux corrélations ainsi trouvées, il leur est possible d'améliorer significativement la précision de la lecture du pyranomètre photovoltaïque. D'autres chercheurs ont utilisé cette méthode pour calibrer un autre modèle de pyranomètre photovoltaïque et ils ont obtenu d'aussi bons résultats (Peawkhaw et al, date inconnue).

La méthode de calibration présentée par King et al. (1997b) peut sembler intéressante, mais présente de nombreux inconvénients. En effet, les données utilisées dans cette méthode proviennent uniquement de ciels dégagés. Étant donné que la présence de nuages est très fréquente dans la réalité, la précision de la calibration dans ces conditions est incertaine. De plus, étant donné que l'intérêt d'utiliser un pyranomètre photovoltaïque est son faible coût, la nécessité d'avoir besoin d'un pyranomètre de haute précision ainsi qu'un système mécanique de pistage du soleil représente un obstacle majeur.

## 2.3 Modélisation solaire

### 2.3.1 Liste des variables

Voici une liste des variables qui sont utilisées dans les prochaines sections. Les angles sont également illustrés à la Figure 2.11.



$\phi$ :	Latitude du lieu	$I$ :	Radiation solaire mesurée sur l'horizontal
$\delta$ :	Déclinaison solaire	$k_t$ :	Indice de clarté
$\beta$ :	Inclinaison du panneau	$G_{cs}$ :	Constante solaire (1367 W/m <sup>2</sup> )
$\gamma$ :	Angle azimutal du panneau	$R_b$ :	Rapport de la radiation totale sur la surface inclinée et de la radiation totale sur l'horizontal
$\omega$ :	Heure solaire	$I_{bn}$ :	Radiation directe normale
$\theta$ :	Angle d'incidence	$I_d$ :	Radiation solaire diffuse sur l'horizontal
$\theta_z$ :	Angle zénithal	$I_{dT}$ :	Radiation solaire diffuse sur la surface inclinée
$\alpha_s$ :	Angle d'altitude solaire	$I_T$ :	Radiation solaire totale sur la surface inclinée
$\gamma_s$ :	Angle azimutal solaire	$\rho_g$ :	Réfectivité du sol
$L_{st}$ :	Longitude standard	$T_a$ :	Température extérieure
$L_{loc}$ :	Longitude locale	$rh$ :	Humidité relative extérieure
$T_{st}$ :	Temps standard	$n$ :	Jour de l'année
$T_s$ :	Temps solaire		
$I_{on}$ :	Radiation solaire extraterrestre normal		
$I_o$ :	Radiation solaire extraterrestre sur l'horizontal		

**Figure 2.11** Illustration des différents angles d'intérêt.

Tiré de Duffie and Beckman (2006, p. 211)

### 2.3.2 Position du soleil

Étant donné que le mouvement de la Terre autour du soleil est périodique et géométrique, il est possible de calculer, à n'importe quel moment et à n'importe quel endroit, la position relative du soleil par rapport à la terre. Les formules pour parvenir à cette fin sont présentées dans cette section. Il est important de noter que tous les angles sont exprimés en radians.

#### Équation du temps

Un décalage existe entre l'heure locale et l'heure solaire. Ce décalage,  $E$ , peut être calculé avec la formule (Duffie et Beckman, 2006):

$$E = 229.2(0.000075 + 0.001868 \cos B - 0.032077 \sin B - 0.014615 \cos 2B - 0.04089 \sin 2B) \quad (2.3)$$

Où

$$B = (n - 1) * 360/365.25$$

Pour le calcul de la position de la terre autour du soleil,  $B$ , Duffie et Beckman (2006) suggèrent « 365 » comme numérateur. Par contre, Stine et al. (1985) suggère de diviser par 365.25 pour tenir compte des années bissextiles. D'après les tests effectués, l'équation de Stine semble plus précise.

#### Heure solaire (min)

Il est ensuite possible de calculer l'heure solaire,  $T_s$ , exprimée en minute (Duffie et Beckman, 2006):

$$T_s = (4(L_{st} - L_{loc}) + E) + T_{st} \quad (2.4)$$

#### Heure solaire (deg)

Sachant que une heure est  $15^\circ$  et que  $\omega = 0$  à  $T_s = 12h$  (Duffie et Beckman, 2006),

$$\omega = \frac{15(T_s - 720)}{60} \quad (2.5)$$

### Déclinaison solaire

La déclinaison solaire se calcul avec l'équation (2.6) (Duffie et Beckman, 2006).

$$\begin{aligned} \delta = & 0.006918 - 0.399912 \cos(B) + 0.070257 \sin(B) - 0.006758 \cos(2B) \\ & + 0.000907 \sin(2B) - 0.002697 \cos(3B) + 0.00148 \sin(3B) \end{aligned} \quad (2.6)$$

### L'angle zénithal

L'angle zénithal se calcul avec l'équation (2.7) (Duffie et Beckman, 2006).

$$\theta_z = \arccos(\cos(\phi) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\phi) \sin(\delta)) \quad (2.7)$$

### Angle azimutal solaire:

L'angle azimutal solaire se calcul avec l'équation 2.8 (Duffie et Beckman, 2006).

$$\gamma_s = \frac{\omega}{|\omega|} \left| \arccos \left( \frac{\cos(\theta_z) \sin(\phi) - \sin(\delta)}{\sin(\theta_z) \cos(\phi)} \right) \right| \quad (2.8)$$

### Angle d'altitude solaire :

L'angle d'altitude solaire se calcul avec l'équation (2.9) (Duffie et Beckman, 2006).

$$\alpha_s = 1.5708 - \theta_z \quad (2.9)$$

### Angle d'incidence sur la surface inclinée :

L'angle d'incidence sur la surface inclinée se calcul avec l'équation (2.10) (Duffie et Beckman, 2006).

$$\begin{aligned} \theta = & \arccos(\sin(\delta) \sin(\phi) \cos(\beta) - \sin(\delta) \cos(\phi) \sin(\beta) \cos(\gamma) \\ & + \cos(\delta) \cos(\phi) \cos(\beta) \cos(\omega) + \cos(\delta) \sin(\phi) \sin(\beta) \cos(\gamma) \cos(\omega) \\ & + \cos(\delta) \sin(\gamma) \sin(\beta) \sin(\omega)) \end{aligned} \quad (2.10)$$

### 2.3.3 Calcul du rayonnement sur une surface inclinée

Plusieurs recherches ont été effectuées pour modéliser la radiation solaire reçue sur une surface inclinée à partir de rayonnement à l'horizontale. Cette modélisation est très utile pour simuler la performance de panneaux solaires thermiques et photovoltaïques, ainsi que pour les simulations de bâtiments.

La première méthode, également la plus simple, considère le ciel comme étant isotropique. Dans ce cas, le rayonnement peut être de trois types : direct, diffus et réfléchi. La méthode est expliquée par Duffie et Beckman (2006).

La deuxième méthode, plus précise, considère le ciel comme étant anisotropique. Cette méthode considère plusieurs types de rayonnements illustrés à la Figure 2.5. Plusieurs approches de modélisation existent. Hay et Davis (1980) proposent un modèle considérant tout le rayonnement diffus provenant de deux sources : un ciel isotropique et le rayonnement diffus autour du soleil. Ils négligent donc le rayonnement de l'horizon. Reindl et al. (1990b) a ajouté un terme à la méthode de Hay et Davis pour tenir compte du rayonnement diffus de l'horizon. Une autre méthode, celle de Perez et al. (1990) tient compte de tous les types de rayonnement en proposant plusieurs relations empiriques. C'est cette dernière qui est présentée ci-dessous.

La définition des variable a été présentée à la Figure 2.11.

#### Rayonnement extraterrestre normal:

Le rayonnement extraterrestre normal se calcul avec l'équation (2.11) (Duffie et Beckman, 2006).

$$I_{on} = G_{cs}(1.000110 + 0.034221 \cos(B) + 0.001280 \sin(B) + 0.000719 \cos(2B) + 0.000077 \sin(2B)) \quad (2.11)$$

#### Rayonnement extraterrestre sur l'horizontal :

Le rayonnement extraterrestre sur l'horizontal se calcul avec l'équation (2.12) (Duffie et Beckman, 2006).

$$I_o = I_{on} \cos(\theta_z) \quad (2.12)$$

Facteur de clarté :

Le facteur de clarté se calcul avec l'équation (2.13)(Duffie et Beckman, 2006).

$$k_t = I/I_o \quad (2.13)$$

Rayonnement diffus sur l'horizontal :

Duffie et Beckman (2006) montrent des équations pour déterminer  $I_d$  en fonction de l'indice de clarté uniquement. Par contre, Reindl et al. (1990a) montre une équation considérant  $k_t$ ,  $\alpha_s$ ,  $T_a$  et  $rh$ . Cette dernière a donné de meilleurs résultats que la méthode de Duffie et Beckman (2006).

$I_d =$

$$\begin{cases} \text{pour } k_t \leq 0.3 \\ I \left( 1 - 0.232k_t + 0.0239 \sin(\alpha_s) - 0.000682T_a + 0.0195 \left( \frac{rh}{100} \right) \right) \\ \text{pour } 0.9 < k_t \leq 0.3 \\ I \left( 1.329 - 1.716k_t + 0.267 \sin(\alpha_s) - 0.00357T_a + 0.106 \left( \frac{rh}{100} \right) \right) \\ \text{pour } k_t > 0.3 \\ I(0.426k_t + 0.256 \sin(\alpha_s) - 0.00349T_a + 0.0734(rh/100)) \end{cases} \quad (2.14)$$

Étant donné qu'il n'est pas toujours pratique de mesurer la température et l'humidité relative, Reindl et al. (1990b) propose les équations suivantes qui tiennent compte de  $k_t$  et  $\alpha_s$  uniquement:

$$I_d = \begin{cases} I(1.02 - 0.254k_t + 0.0123 \sin(\alpha_s)) & \text{pour } k_t \leq 0.3 \\ I(1.400 - 1.749k_t + 0.177 \sin(\alpha_s)) & \text{pour } 0.9 < k_t \leq 0.3 \\ I(0.486k_t + 0.182 \sin(\alpha_s)) & \text{pour } k_t > 0.3 \end{cases} \quad (2.15)$$

Rapport de la radiation totale sur la surface inclinée et de la radiation totale sur l'horizontal

Par définition, le rapport de la radiation totale sur la surface inclinée et de la radiation totale sur l'horizontal se calcul avec l'équation (2.16) :

$$R_b = \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)} \quad (2.16)$$

La méthode de Perez et al. (1990) propose plutôt :

$$R_b = \frac{a}{b} \quad (2.17)$$

Avec,

$$a = \max[0, \cos(\theta)] \quad (2.18)$$

$$b = \max[\cos(85), \cos(\theta_z)] \quad (2.19)$$

Rayonnement direct normal :

Le rayonnement direct normal se calcul avec l'équation (2.20) (Duffie et Beckman, 2006).

$$I_{bn} = \frac{I_b}{\cos(\theta_z)} \quad (2.20)$$

Rayonnement diffus sur la surface inclinée:

Le rayonnement diffus sur la surface inclinée se calcul avec l'équation à (2.21) (Perez et al, 1990).

$$I_{dT} = I_d \left[ (1 - F_1) \left( \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) + F_1 R_b + F_2 \sin(\beta) \right] \quad (2.21)$$

Avec :

$$F_1 = \max[0, f_{11} + f_{12}\Delta + \theta_z f_{13}] \quad (2.22)$$

$$F_2 = ( f_{21} + f_{22}\Delta + \theta_z f_{23}) \quad (2.23)$$

$$\Delta = m \frac{I_d}{I_{on}} \quad (2.24)$$

Les coefficients des équations (2.22) et (2.23) sont présentés au Tableau 2.2

Tableau 2.2 Coefficients utilisés dans la méthode de Perez

Plage de $\varepsilon$	$f_{11}$	$f_{12}$	$f_{13}$	$f_{21}$	$f_{22}$	$f_{23}$
1.000-1.065	-0.008	0.588	-0.062	-0.060	0.072	-0.022
1.065-1.230	0.130	0.683	-0.151	-0.019	0.066	-0.029
1.230-1.500	0.330	0.487	-0.221	0.055	-0.064	-0.026
1.500-1.950	0.568	0.187	-0.295	0.109	-0.152	0.014
1.950-2.800	0.873	-0.392	-0.362	0.226	-0.462	0.001
2.800-4.500	1.132	-1.237	-0.412	0.288	-0.823	0.056
4.500-6.200	1.060	-1.600	-0.359	0.264	-1.127	0.131
6.200-inf	0.678	-0.327	-0.250	0.156	-1.377	0.251

Et où

$$\varepsilon = \frac{\frac{I_d + I_{bn}}{I_d} + 5.535 \times 10^{-6} \theta_z^3}{1 + 5.535 \times 10^{-6} \theta_z^3} \quad (2.25)$$

Rayonnement total sur la surface inclinée :

Le rayonnement total sur la surface inclinée se calcul avec l'équation (2.26) (Perez et al, 1990).

Finalement,

$$I_T = I_b R_B + I_{dT} + I_{\rho_g} \left( \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \quad (2.26)$$

Étant donné que la majorité des simulations énergétiques sont effectuées avec ce modèle, il devient important de vérifier sa précision réelle. Quelques études se sont penchées sur le sujet. Myers (2003a) présente un résumé des différents modèles de radiation solaire avec leurs erreurs. Il démontre que celle de Perez montre une erreur de biais de 5%, ce qui très bon compte tenu de sa flexibilité. Cucumo et al. (2007) présente la comparaison de différents modèles de radiation solaire avec des données de pyranomètres sur des surfaces horizontales et verticales. Le modèle de Perez ressort parmi les meilleurs. Loutzenhiser et al. (2006) compare aussi les différents modèles de radiation solaire avec des données expérimentales. Les données expérimentales disponibles étaient les suivantes : global vertical, global horizontal, diffus horizontal et direct normal. Les modèles ont été testés à partir de logiciels de simulation de bâtiment suivant : EnergyPlus, ESP-r, TRNSYS et DOE2.1e. L'erreur des différents modèles est de 6.6% à 14.9%. Dans certains cas, le modèle de Perez était le plus précis. Par contre, dans certaines conditions atmosphériques, aucun modèle n'arrivait de précision.

Le rayonnement réfléchi étant directement lié à la réflectivité du sol (albédo), il est important de l'évaluer avec soin. Thevenard et Haddad (2006) présentent un résumé des albédos de différentes surfaces qui sont reproduit dans le Tableau 2.3.

Tableau 2.3 Réflectivité de différentes surfaces

<b>Surface de sol</b>	<b>Réflexivité</b>
Eau (angle d'incidence élevé)	0.07
Forêt de conifères (hiver)	0.07
Bitume et toit de gravier	0.13
Sol dénudé sec	0.2
Béton mouillé	0.22
Herbe verte	0.26
Prairie sèche	0.2-0.3
Sable du désert	0.4
Surfaces de bâtiment claires	0.6

Pour les réflectivités utilisées en hiver lorsque le sol est couvert de neige, Hunn et Calafell (1977) proposent les données du Tableau 2.4.

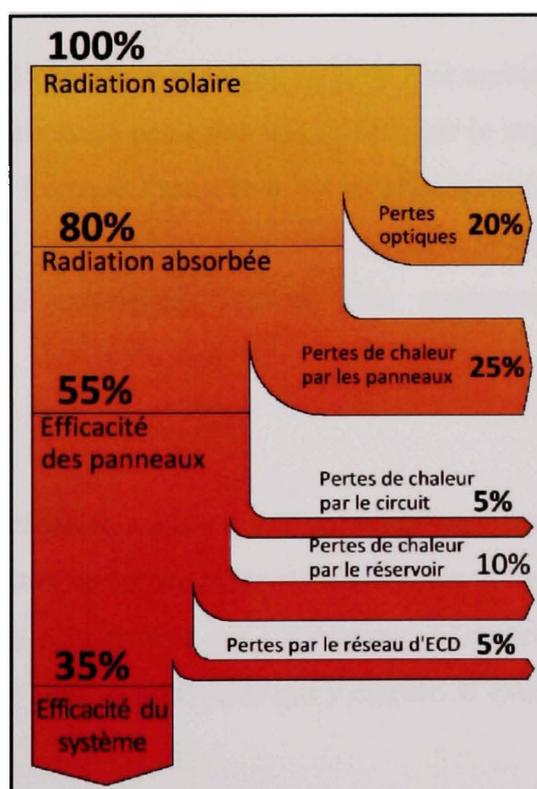
Tableau 2.4 Réflectivité du sol en présence de neige

<b>Type de site</b>	<b>Réflectivité du sol couvert de neige</b>
Centre-ville typique	0.2
Site urbain typique	0.4
Site rural typique	0.5
Site rural isolé	0.7

Il n'y a pas d'unanimité dans la littérature sur le fait que l'albédo peut varier en fonction de l'altitude solaire et du moment de la journée (Thevenard et Haddad 2006).

## 2.4 Système de chauffage solaire

La puissance de panneaux solaires thermiques augmente très rapidement depuis la fin des années 90. L'intérêt croissant de cette énergie est dû à la conscientisation des gens à la cause de l'environnement et à la hausse des coûts des énergies conventionnelles. Dans des pays comme le Canada, l'intérêt n'est pas encore très important puisque le coût de l'énergie est encore très abordable. Un facteur qui peut aussi nuire à l'expansion du chauffage solaire est l'incertitude sur la quantité de chaleur produite par le système, et par ce fait même, une incertitude sur la rapidité du retour sur l'investissement. Étant donné qu'il est possible d'estimer l'énergie solaire reçue en un lieu par des statistiques et des fichiers météo, il reste maintenant à déterminer la quantité d'énergie utile que l'on peut en retirer. Cette quantité d'énergie utile dépendra du rendement du système de chauffage solaire



**Figure 2.12** Estimé de l'efficacité d'un système avec panneaux plans.  
Adapté de GSES (2006, p.35)

Un système de chauffage solaire comprend différentes composantes. Le rendement de chaque composante a un impact sur le rendement total du système. Les principales pertes d'un système standard avec panneaux plans sont illustrées à la Figure 2.12. On peut constater que

la performance des panneaux solaires constitue 45% des pertes lors de la conversion de la radiation solaire en chaleur utile. Les pertes de chaleur par les tuyaux et le réservoir représentent 20% des pertes. L'efficacité globale d'un système solaire à convertir l'énergie solaire en énergie utile est donc d'environ 35% (GSES, 2006). Dans certains cas, les pompes peuvent consommer une quantité d'énergie importante qui fait baisser le rendement énergétique.

Dans les sections suivantes, les différentes composantes d'un système solaire sont présentées ainsi que l'effet de leurs variantes sur l'efficacité du système.

## **2.4.1 Panneaux solaires**

### **2.4.1.1 Types de panneaux**

#### Les panneaux non vitrés :

Ce sont des panneaux dont l'absorbeur n'est pas isolé de l'air ambiant. Ils ont donc des pertes thermiques importantes, mais aussi des gains importants, car le rayonnement solaire n'a pas l'interférence d'un vitrage. Lorsque l'absorbeur est en plastique, il est surtout utilisé pour le chauffage de piscine en été. Un absorbeur en acier inoxydable permet le chauffage de l'ECD. Dès que les températures extérieures chutent, leur rendement chute également très rapidement.

#### Les panneaux plans vitrés :

Ces panneaux sont généralement constitués d'un absorbeur métallique dans un caisson rectangulaire. Le caisson est isolé sur les côtés et l'arrière. Un vitrage recouvre le dessus. Des tuyaux de cuivre parallèles sont soudés sur l'absorbeur. L'absorbeur chauffe les tubes de cuivre qui transmettent leur chaleur au liquide qui y circule. Il existe plusieurs variantes à ce principe :

- double vitrage;
- deuxième vitrage isolant (nids d'abeille);
- panneaux plans sous vide (le vide est créé où se trouve l'absorbeur).

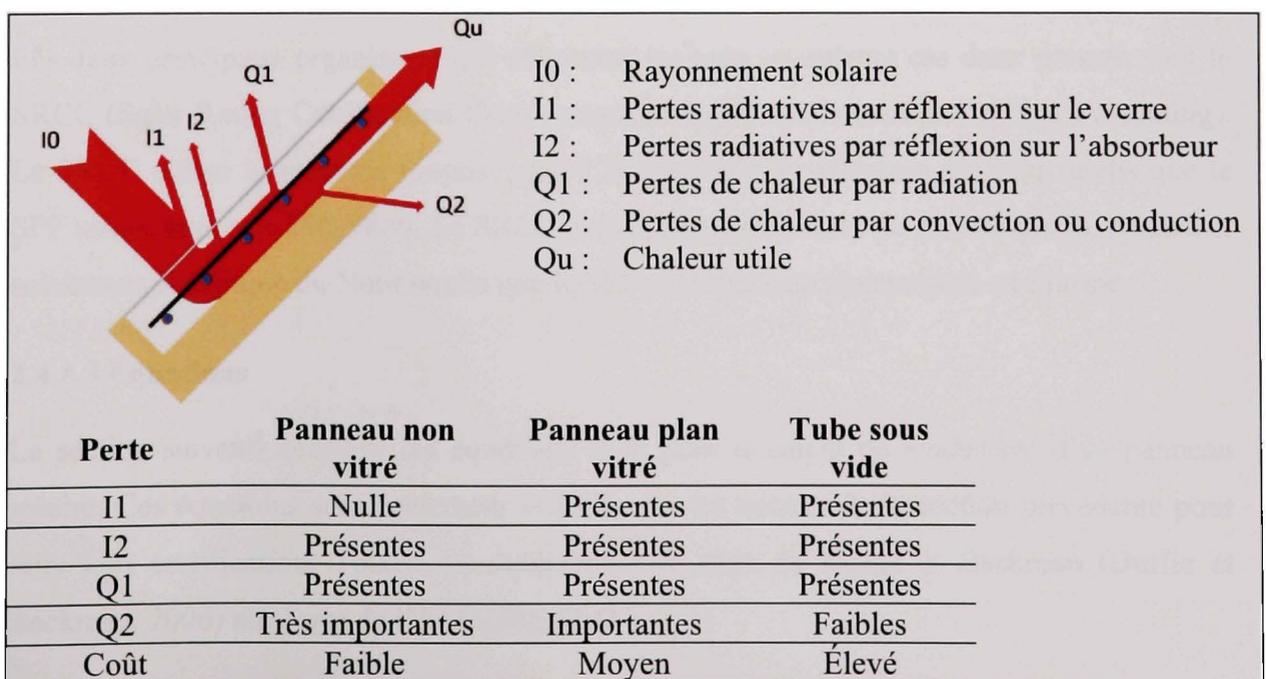
#### Les tubes sous vides :

Afin de diminuer les pertes thermiques, la plaque absorbante est mise dans un tube sous vide. Le vide est une pression inférieure à  $10^{-2}$  bar (Germain Solar Energy Society, 2006). Un vide minimal diminue énormément les pertes par convection. Un vide plus important ( $\approx 10^{-5}$  bar) diminue beaucoup les pertes par convection. La principale perte de ces tubes est donc radiative. Encore une fois, plusieurs variantes existent :

- absorbeur : plaque ou un tube ;
- tube de verre : tube à doubles parois, le vide est fait uniquement entre les deux parois (thermos); tube à paroi simple, la plaque absorbante est sous vide;
- transfert de chaleur : le liquide passe dans le tube sous vide. La chaleur est amenée à l'extrémité du tube par un «heat pipe»;
- concentrateur : une plaque réfléchrice peut être installée derrière les tubes pour réfléchir le rayonnement qui aurait passé entre ces tubes.

Comparaison des pertes thermiques de ces trois types de panneaux :

À la lumière de la Figure 2.13, il est possible de constater les forces et les faiblesses de manière qualitative de chacun des types de panneaux. De manière générale, plus le panneau est bon marché, plus ses pertes thermiques sont élevées.



**Figure 2.13** Comparaison des trois types de panneaux solaires.

### 2.4.1.2 Normes

Le rapide développement et la montée en popularité des panneaux solaires ont fait en sorte que le marché avait besoin d'une approche universelle pour la performance thermique des panneaux. Cette approche permettait de comparer justement différents modèles et déterminer leur production d'énergie sous différentes conditions climatiques et régimes d'opération.

Plusieurs normes ont été développées, mais deux ont été retenues et sont toujours utilisées aujourd'hui, soit la norme *ASHRAE Standard 93* et EU (European Union; EN 12975). Étant donné qu'il est très difficile de contrôler les conditions extérieures, les méthodes proposent d'effectuer les tests en laboratoire par des simulations météorologiques. Les normes proposent également une méthode pour effectuer les tests à l'extérieur. Que les tests soient faits à l'intérieur ou à l'extérieur, l'opération doit se faire en régime permanent. D'autres normes telles que le CEN (Comité Européen de normalisation), le CISRO (Commonwealth Industrial and Scientific Research Organisation), CSA (Canadian test standard for all types of collectors), AFNOR (Association française de Normalisation), ISO 9806 (International Organisation for Standardization) (la norme ISO est tirée de la norme EN 12975) proposent également des procédures d'essai. Elles ne sont toutefois pas aussi utilisées que celles de l'ASHRAE et l'EU.

Les deux principaux organismes qui effectuent les tests en suivant ces deux normes sont le SRCC (Solar Rating Certification Corporation) et le SPF (Solartechnik Prüfung Forschung). Le SRCC utilise la méthode proposée par l'ASHRAE pour effectuer ses tests tandis que le SPF utilise la norme ISO 9806. Le SRCC est la principale source de classement de panneaux solaires en Amérique du Nord tandis que le SPF est beaucoup plus présent en Europe.

### 2.4.1.3 Équations

La section suivante présente les équations utile pour le calcul du rendement d'un panneau solaire. Ces équations sont également utilisées par les normes de la section précédente pour faire leur certification. Toutes les équations sont tirés de Duffie et Beckman (Duffie et Beckman, 2006) ainsi que de l'ASHARE (2007)

Fondamentalement, la puissance produite par les capteurs sera :

$$q_u = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (2.27)$$

$\dot{m}$  : Débit massique du liquide dans le panneau (kg/s)

$T_o$  : Température de sortie du liquide (K)

$T_i$  : Température d'entrée du liquide (K)

$C_p$  : Chaleur spécifique du liquide utilisé (kJ/kg·K)

Il est possible de réécrire cette équation :

$$q_u = A_c[G_T(\tau\alpha)_n - U_L(T_m - T_a)] \quad (2.28)$$

$U_L$  : Coefficient de perte de chaleur (W/m<sup>2</sup>·K)

$(\tau\alpha)_n$  : Transmissibilité,  $\tau$ , du vitrage fois l'absorptivité,  $\alpha$ , de l'absorbeur

$G_T$  : Radiation normale au panneau (W/m<sup>2</sup>)

$T_a$  : Température de l'air extérieur (K)

$T_m$  : Température moyenne du panneau (K)

$A_c$  : Aire du panneau (m<sup>2</sup>)

En introduisant le facteur de rejet de chaleur  $F_R$ , l'équation précédente devient :

$$q_u = A_c F_R [G_T(\tau\alpha) - U_L(T_i - T_a)] \quad (2.29)$$

L'équation du rendement peut alors être écrite de la façon suivante :

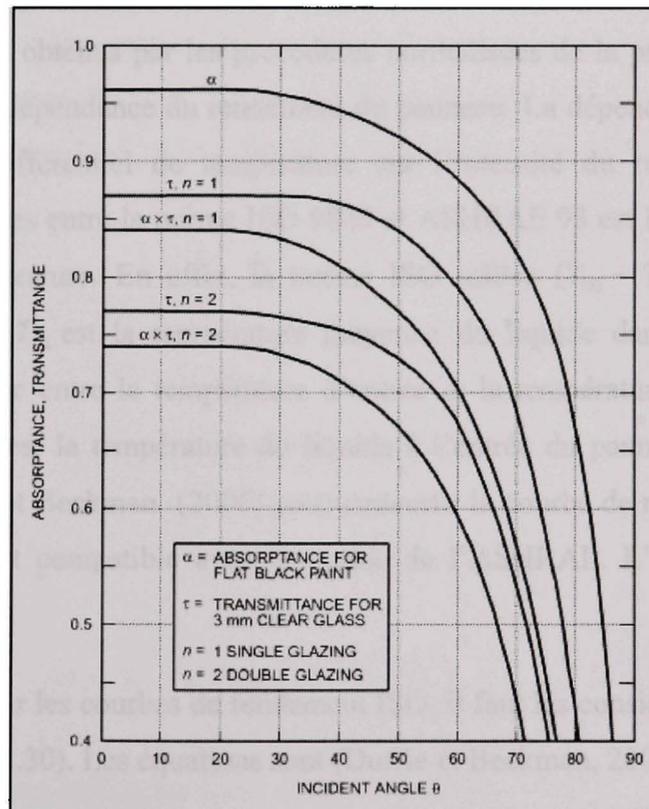
$$\eta = \frac{q_u}{G_T A_c} = F_R(\tau\alpha) - \frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{G_T} \quad (2.30)$$

Si l'on veut prendre en considération la variation du coefficient de perte de chaleur global ( $U_L$ ) en fonction du différentiel de température, l'équation (2.31) peut être utilisée:

$$\eta = F_R(\tau\alpha) - a \frac{\Delta T_m}{G_T} - b \frac{\Delta T_m^2}{G_T} \quad (2.31)$$

C'est d'ailleurs sous la forme de l'équation (2.31) que les panneaux certifiés sous la norme ASHRAE sont présentés. Le rendement peut aussi être affecté par la variation du coefficient  $(\tau\alpha)_n$  en fonction de l'angle d'incidence du rayonnement. La variation typique de ce coefficient est illustrée à la Figure 2.14. Pour corriger l'équation (2.31) en fonction de l'angle d'incidence pour ciels clairs, le paramètre  $K_{\tau\alpha}$  est introduit :

$$K_{\tau\alpha}(\theta) = \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} \quad (2.32)$$



**Figure 2.14 Illustration de la variation du facteur  $(\tau\alpha)$  en fonction de l'angle d'incidence du rayonnement.**

Tiré de ASHRAE (2007, p. 33.10)

$K_{\tau\alpha}(\theta)$  : Rapport entre  $(\tau\alpha)_b$ , à un angle d'incidence  $\theta$ , et  $(\tau\alpha)_n$  à un angle d'incidence normal au panneau.

La courbe de  $K_{\tau\alpha}$  peut aussi être caractérisée par l'équation suivante :

$$K_{\tau\alpha}(\theta) = 1 - b_0 \left( \frac{1}{\cos\theta} - 1 \right)^n \quad (2.33)$$

Où

$n$  : Nombre de vitres

$b_0$  : Paramètre propre au panneau.

Avec l'ajout du paramètre  $K_{\tau\alpha}$ , l'équation (2.29) devient :

$$q_u = A_c F_R [K_{\tau\alpha} G_T(\tau\alpha) - U_L(T_i - T_a)] \quad (2.34)$$

Le genre de résultats obtenus par les procédures normalisées de la présente section est une caractérisation de la dépendance du rendement du panneau. La dépendance de ce rendement est fonction d'un différentiel de température sur l'intensité du rayonnement. Une des différences importantes entre la norme ISO 9806 et ASHRAE 93 est la caractérisation de ce différentiel de température. En effet, la norme ISO utilise  $(T_m - T_a)/G_T$  et l'ASHRAE utilise  $(T_i - T_a)/G_T$ .  $T_m$  est la température moyenne du liquide dans le panneau, soit la moyenne arithmétique entre la température d'entrée et la température de sortie (Duffie et Beckman, 2006).  $T_i$  est la température du liquide à l'entrée du panneau. Une méthode est proposée par Duffie et Beckman (2006) pour convertir la courbe de rendement de la norme ISO pour qu'elle soit compatible avec la norme de l'ASHRAE. L'inverse est également possible.

Pour pouvoir convertir les courbes de rendement ISO, il faut les considérer linéaires, comme celles de l'équation (2.30). Les équations sont (Duffie et Beckman, 2006):

$$F_R(\tau\alpha)_n = F_{av}(\tau\alpha)_n \left( 1 + \frac{A_c F_{av} U_L}{2m\dot{C}_p} \right)^{-1} \quad (2.35)$$

$$F_{av}(\tau\alpha)_n = F_R(\tau\alpha)_n \left( 1 - \frac{A_c F_R U_L}{2m\dot{C}_p} \right)^{-1} \quad (2.36)$$

$$F_R U_L = F_{av} U_L \left( 1 + \frac{A_c F_{av} U_L}{2 \dot{m} C_p} \right)^{-1} \quad (2.37)$$

$$F_{av} U_L = F_R U_L \left( 1 - \frac{A_c F_R U_L}{2 \dot{m} C_p} \right)^{-1} \quad (2.38)$$

Étant donné que ces courbes sont souvent données sous la forme de l'équation (2.31), il est suggéré de prendre deux valeurs de  $\Delta T/G_T$  où les deux courbes (linéaire et quadratique) se croisent. On doit également choisir une valeur de rayonnement pour que les équations ne dépendent que de  $\Delta T$ . Duffie et Beckman (2006) suggèrent de prendre les valeurs de 0.05 et 0.12 pour  $\Delta T/G_T$  et 800W/m<sup>2</sup> pour  $G_T$ .

Sachant également que les courbes de rendement sont représentatives uniquement pour le débit utilisé dans le test, il peut être souhaitable de les modifier pour qu'elles soient représentatives d'un autre débit. Pour corriger le débit de liquide (Duffie et Beckman, 2006):

$$\begin{aligned} r &= \frac{F_R U_L |_{\text{utilisé}}}{F_R U_L |_{\text{testé}}} = \frac{F_R (\tau \alpha)_n |_{\text{utilisé}}}{F_R (\tau \alpha)_n |_{\text{testé}}} = \frac{\dot{m} C_p \left[ 1 - \exp \left( -\frac{A_c F' U_L}{\dot{m} C_p} \right) \right] |_{\text{utilisé}}}{\dot{m} C_p \left[ 1 - \exp \left( -\frac{A_c F' U_L}{\dot{m} C_p} \right) \right] |_{\text{testé}}} \\ &= \frac{\dot{m} C_p \left[ 1 - \exp \left( -A_c F' U_L / \dot{m} C_p \right) \right] |_{\text{utilisé}}}{F_R U_L |_{\text{testé}}} \end{aligned} \quad (2.39)$$

Avec

$$F' U_L = -\frac{\dot{m} C_p}{A_c} \ln \left( 1 - \frac{F_R U_L A_c}{\dot{m} C_p} \right) \quad (2.40)$$

#### 2.4.1.4 Comparaison basée sur les tests ASHRAE et ISO

Un des questionnements importants lors du design d'un système de chauffage solaire thermique est le choix du type de panneaux. Tel que présenté à la section 2.3.1.1, il existe des panneaux plans et des tubes sous vide. Si l'on se basait uniquement sur le prix, les panneaux plans seraient gagnants. Il est pratique courante de se baser sur les courbes des rendements typiques des panneaux plans et des tubes sous vide pour comparer les efficacités de différents

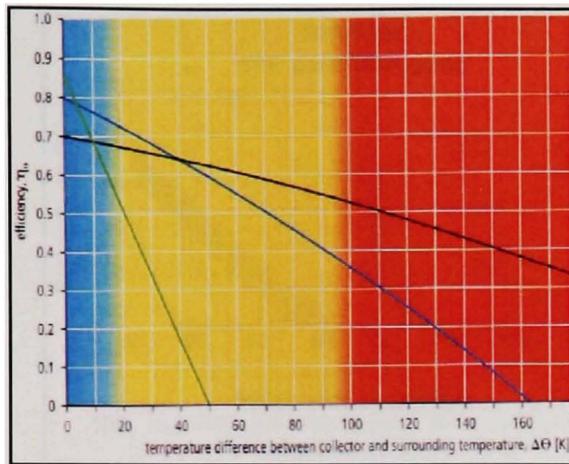
modèles. Ces courbes varient grandement si l'on regarde des spécifications de la norme ISO ou de la norme ASHRAE, en partie à cause de leur différentiel de température ( $T_i - T_a$  vs  $T_m - T_a$ ), mais surtout à cause de la surface de base pour calculer le rendement.

Il faut d'abord définir les différentes surfaces :

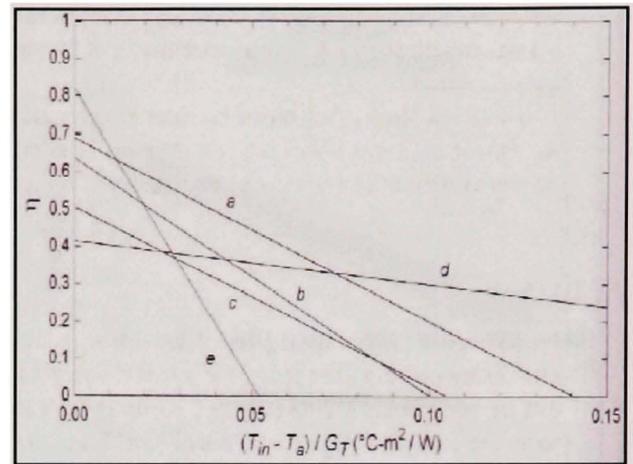
- surface brute : c'est la surface totale du panneau, l'aire nécessaire à l'installation sur un toit;
- surface de l'aperture : surface par laquelle la lumière peut entrer. Elle correspond à l'aire vitrée;
- surface de l'absorbeur : surface du panneau qui peut absorber le rayonnement.

Pour des panneaux plans, la surface de l'aperture est pratiquement égale à la surface de l'absorbeur. La surface brute est légèrement plus grande que l'aperture. Pour des tubes sous vide, la différence entre la surface de l'aperture et la surface de l'absorbeur correspond à l'espace entre l'absorbeur et la paroi du tube. Par contre, l'aire brute peut être égale au double de la surface de l'absorbeur. Ceci est dû aux espaces vides entre les tubes et au collecteur qui occupent une surface, mais ne contribuent pas à l'absorption radiative.

Tandis que la norme ISO calcule ses courbes de rendement sur la surface de l'aperture, la norme ASHRAE les calcule avec la surface brute. Cela fait en sorte que lorsque le différentiel de température est faible, la norme ISO montre des tubes sous vide ayant une performance équivalente aux panneaux plans, tandis que la norme ASHRAE montre des tubes sous vide ayant jusqu'à la moitié de la performance des panneaux plans. La Figure 2.15 montre les courbes types de la norme ISO (Germain Solar Energy Society, 2006) et la Figure 2.16 celles de la norme ASHRAE (Duffie et Beckman, 2006).

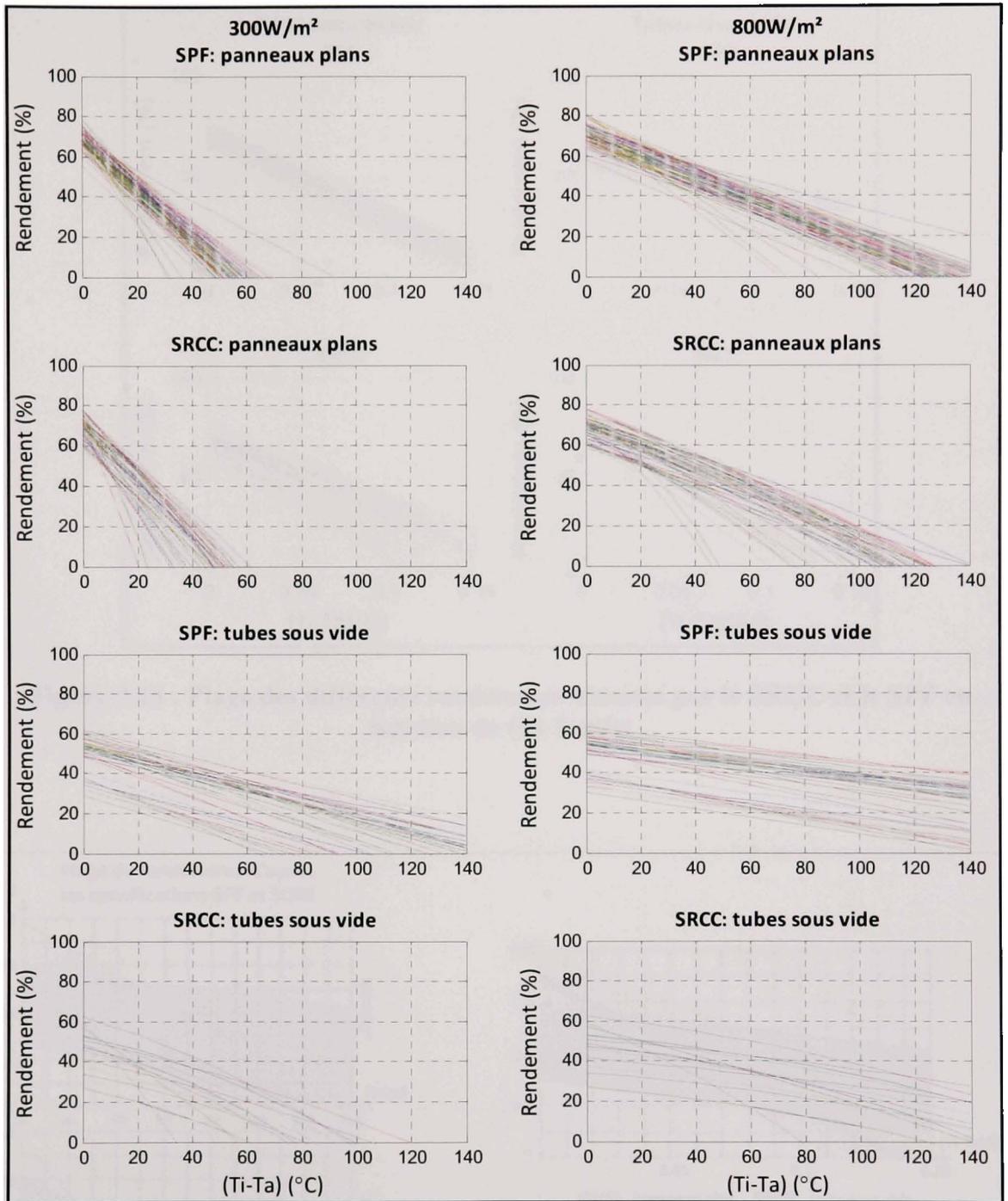


**Figure 2.15** Courbes de rendement typiques selon la norme ISO,  $G_T = 1000 \text{ W/m}^2$ . noir) tubes sous vide; bleu) panneaux plans.  
Tiré Germain Solar Energy Society (2006, p.15)



**Figure 2.16** Courbe de rendement typique selon la norme ASHRAE. a) Panneau plan vitre simple; d) Tubes sous vide.  
Tiré de Duffie et Beckman (2006, p.289)

Il ne suffit pas pour choisir entre les tubes sous vide ou les panneaux plans. En effet, si l'on prend l'ensemble des spécifications publiées par le SRCC et que l'on convertit l'ensemble des spécifications du SPF sous la forme de la norme ASHRAE à l'aide des équations (2.35) à (2.38), il est possible d'obtenir la Figure 2.17 pour des ensoleillements de 300 et 800W/m<sup>2</sup>. Les rendements sont basés sur la surface brute du panneau. C'est ce qui explique les écarts importants entre certains tubes sous vide, étant donné que le rapport de la surface de l'absorbeur sur la surface brute peut varier beaucoup selon le design. La Figure 2.18 montre les mêmes rendements en fonction de  $(T_i - T_a)/G_T$ . La Figure 2.19 illustre les Figure 2.17 et Figure 2.18 de manière simplifiée.



**Figure 2.17** Plage des différents rendements obtenus par le SRCC et le SPF pour 300 et 800W/m<sup>2</sup>.

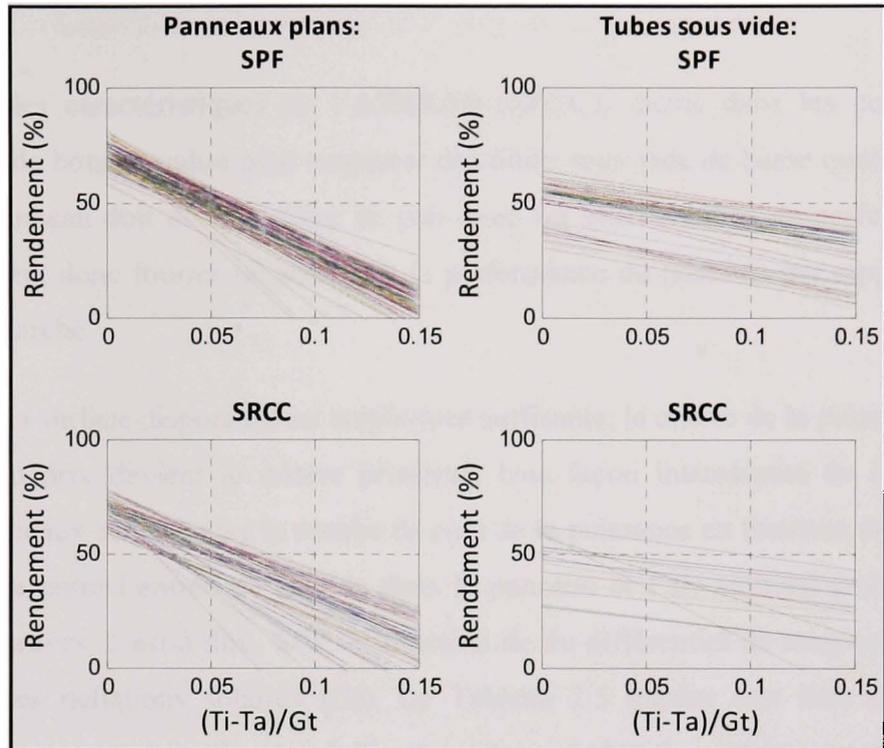


Figure 2.18 : Plage des différents rendements obtenus par le SRCC et le SPF en fonction de  $(Ti-Ta)/Gt$

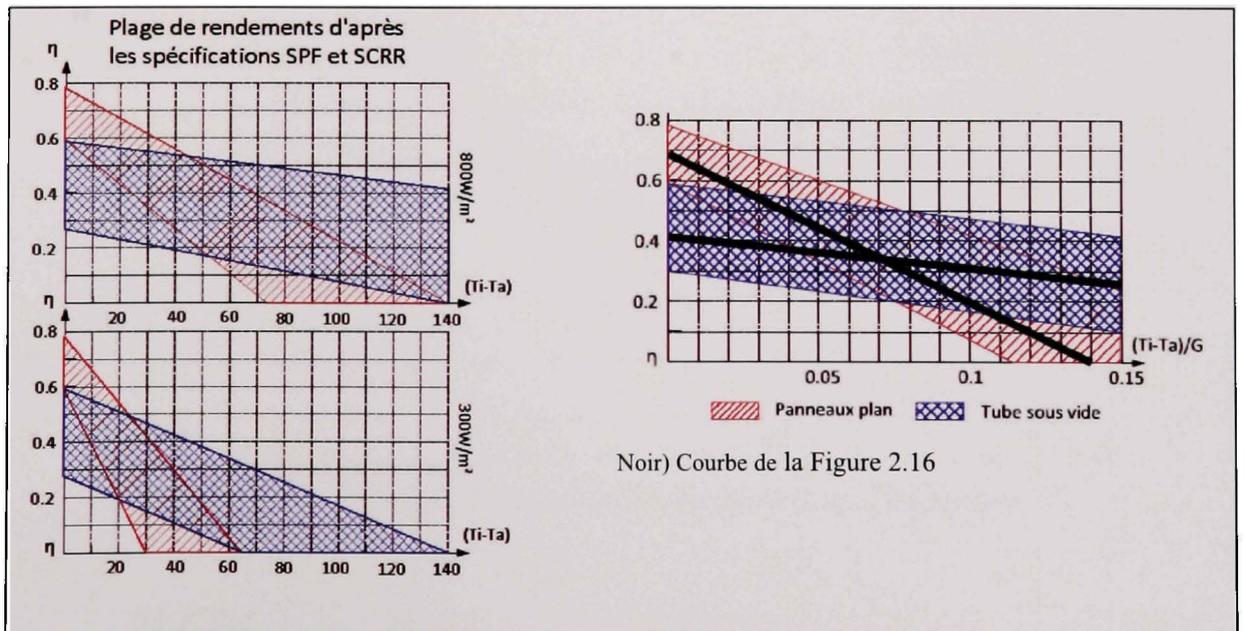


Figure 2.19 Illustrations simplifiées des plages de rendements obtenus par le SRCC et le SPF.

Sur la base des caractéristiques de l'ASHRAE (SRCC), même dans les conditions, un panneau plan de bonne qualité peut surpasser des tubes sous vide de basse qualité. Le choix du type de panneau doit donc se faire de pair avec les spécifications de performances. La Figure 2.19 peut donc fournir un indice de la performance du panneau par rapport à ce qui existe sur le marché.

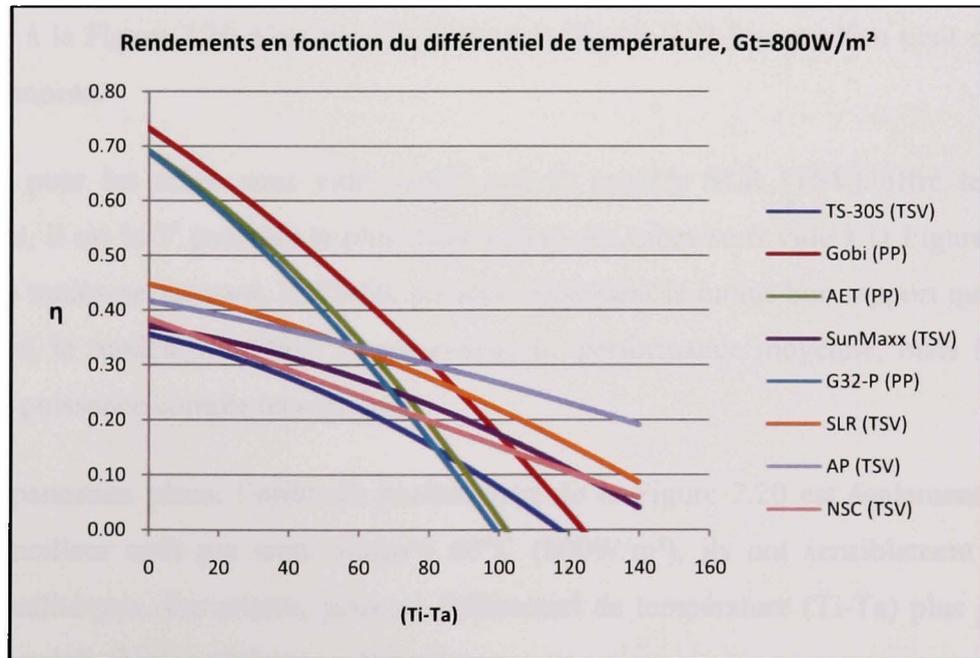
Par contre, si la surface disponible est amplement suffisante, le critère de la puissance fournie par rapport au prix devient le critère principal. Une façon intéressante de comparer les différents panneaux est de tracer la courbe de coût de la puissance en fonction du différentiel de température entre l'entrée du liquide dans le panneau et l'air ambiant pour différentes intensités radiatives, c'est-à-dire, \$/W en fonction de du différentiel de température ( $T_i - T_a$ ) pour différentes radiations solaires ( $G_t$ ). Le Tableau 2.5 montre une liste de prix pour différents panneaux ainsi que leurs spécifications. Les courbes de rendement sont illustrées à la Figure 2.20. La Figure 2.21 montre le calcul du coût par watt en fonction du différentiel de température ( $T_i - T_a$ ). Ce coût a été calculé avec l'équation (2.41).

$$\frac{\$}{W} = \text{Coût du panneau} / (\text{Aire du panneau} \cdot \text{rendement} \cdot \text{radiation}) \quad (2.41)$$

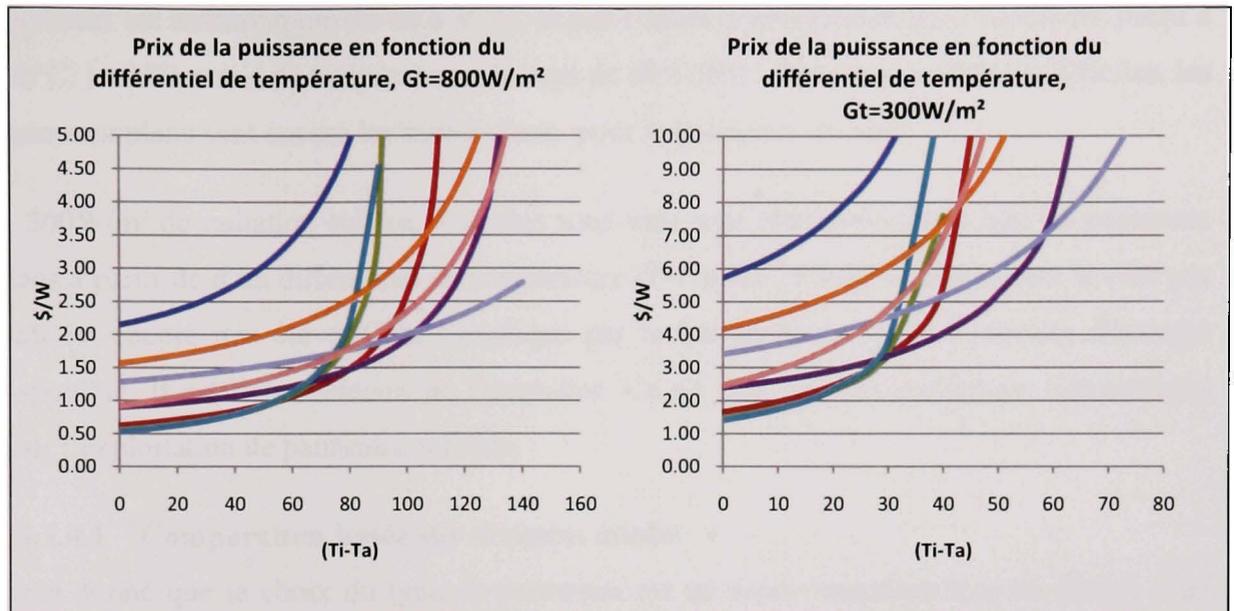
**Tableau 2.5 Échantillons de prix et spécifications de panneaux solaires**

Modèle	Type de panneau	Aire brute (m <sup>2</sup> )	Prix (\$)¹	Coefficients de performance²			Certification
				F'(τα)	a	b	
TrendSetter TS-30S	Tube sous vide (TSV)	4.021	2448	0.36	1.108	0.0112	SRCC
Gobi 410	Panneau plan (PP)	3.73	1348	0.73	3.4081	0.0106	SRCC
AET Msc-Series 4x10	Panneau plan (PP)	3.916	1188	0.69	3.396	0.0019	SRCC
SunMaxx-20	Tube sous vide (TSV)	3.441	919	0.37	0.8252	0.0076	SRCC
G32-P	Panneau plan (PP)	2.982	864	0.69	3.8475	0.0174	SRCC
SLR1500/16	Tube sous vide (TSV)	1.694	944	0.45	1.2246	0.00597	ISE
AP-30-KIT	Tube sous vide (TSV)	4.053	1725	0.42	0.9646	0.0023	SRCC
NSC-58-30	Tube sous vide (TSV)	4.949	1400	0.38	1.86	0	SPF2

1 : Les prix ont été obtenus en octobre 2008; Taux de change de 1\$US=0.95\$CAN appliqué  
 2: Coefficients de performance modifiés avec les équations (2.4.2.9) à (2.4.2.12)



**Figure 2.20 Courbes de rendement des panneaux du Tableau 2.5.**



**Figure 2.21 Le coût de la puissance en fonction de  $(T_i - T_a)$  pour un rayonnement de  $800\text{W/m}^2$  et  $300\text{W/m}^2$**

Il est intéressant de remarquer sur les figures précédentes que l'ordre de performance des panneaux à la Figure 2.20 n'est plus le même à la Figure 2.21 lorsque l'on tient compte du prix du panneau.

En effet, pour les tubes sous vide, tandis que le modèle SLR (TSV) offre le meilleur rendement, il est le 2<sup>e</sup> panneau le plus dispendieux des tubes sous vide à la Figure 2.20. Le modèle le moins performant, le TS-30, possède également le moins bon rapport qualité-prix. Par contre, le modèle SunMaxx a une courbe de performance moyenne, mais il offre la meilleure puissance compte tenu du prix.

Pour les panneaux plans, l'ordre de performance de la Figure 2.20 est également le même pour le meilleur coût par watt. Jusqu'à  $60^\circ\text{C}$  ( $800\text{W/m}^2$ ), ils ont sensiblement le même rapport qualité-prix. Par contre, pour un différentiel de température  $(T_i - T_a)$  plus grand que  $60^\circ\text{C}$ , le modèle Gobi se démarque des autres.

Il est aussi intéressant de noter qu'à  $800\text{W/m}^2$ , le coût des panneaux plans par watt est inférieur à tous les tubes sous vide jusqu'à un différentiel de température de  $60$  à  $80^\circ\text{C}$ . En sachant que pour le préchauffage de l'ECD, la température d'entrée du liquide dans les

panneaux est au maximum de 40 à 50°C, et que l'hiver la température peut descendre jusqu'à -20°C, le différentiel de température est alors de 60 à 70°C. Dans ces conditions difficiles, les panneaux plans sont encore les moins chers pour la puissance fournie.

À 300W/m<sup>2</sup> de radiation solaire, les tubes sous vide sont plus intéressants que les panneaux plans à partir de d'un différentiel de température ( $T_i - T_a$ ) de 30 à 40°C. Par contre, le coût par watt est encore très élevé. Cela s'explique par le fait qu'il n'y a pas beaucoup d'énergie disponible. Il est donc coûteux de l'exploiter. Ce ne sont pas des conditions intéressantes pour l'exploitation de panneaux solaires.

#### **2.4.1.4.1 Comparaison basée sur d'autres études**

Étant donné que le choix du type de panneaux est un enjeu important lors du design d'un système de chauffage solaire, plusieurs études indépendantes ont été réalisées afin de déterminer les performances de différents modèles. Certains ont fait les essais en laboratoire, d'autres ont mesuré le rendement dans des conditions réelles d'opération sur des périodes plus ou moins longues.

Ismail (1998) a comparé des panneaux plans utilisant le principe de «heat-pipe» avec des panneaux plans standards similaires. En été, l'efficacité maximale mesurée des panneaux avec «heat-pipe» est de 55% tandis que les panneaux plans ordinaires est de 35%. Il démontre également que les panneaux plans ordinaires ont une meilleure performance lorsque l'angle d'incidence est élevé.

Trinkl (2005) a comparé un système de panneaux plans et un système de tubes sous vide pour le chauffage de l'ECD. Les systèmes étaient situés sur le même toit. Les panneaux plans ont donné une meilleure performance globale. La neige qui ne parvient pas à fondre sur les tubes sous vide explique ces résultats pour la saison hivernale. L'auteur recommande que les tubes sous vide soient installés avec un angle assez prononcé pour que la neige ne puisse s'accumuler.

Ng (2000) a mesuré le rendement de deux modèles de tubes sous vide. Pour le modèle Thermomax, il trouve  $F_R(\tau\alpha) = 0.7356$  et  $F_R U_L = 1.8604$  pour un débit de 0.00144

kg/tube. Afin de pouvoir comparer ces résultats avec les spécifications SRCC, certaines modifications doivent être faites. Les spécifications du SRCC sont  $F_R(\tau\alpha) = 0.574$  et  $F_R U_L = 3.0491$ . En corrigeant ces résultats en fonction du débit avec les équations (2.39) et (2.40) afin de les obtenir pour un débit de 0.00144 kg/tube, on obtient  $r=0.9858$ , donc  $F_R(\tau\alpha) = 0.566$  et  $F_R U_L = 3.01$ . Le rapport entre l'aire de l'absorbeur et l'aire brute est  $2/2.849 = 0.702$ . En corrigeant ensuite pour que le rendement soit fonction de la surface brute on obtient.  $F_R(\tau\alpha) = 0.806$  et  $F_R U_L = 4.3$ . Il est extrêmement étonnant de constater que le paramètre  $F_R(\tau\alpha)$  est 11% plus grand et que  $F_R U_L$  est 230% plus grand que les résultats de Ng.

Ghroneim (1994) a également fait des tests extérieurs avec quatre différents modèles de tubes sous vide. Il a obtenu les courbes de rendement en mode stationnaire et transitoire. Ses tests ont été faits à l'Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) de l'Université de Stuttgart. Le modèle Thermomax a été étudié. Les performances de ce modèle en mode stationnaire sont  $F_R(\tau\alpha) = 0.727$  et  $F_R U_L = 1.83$ . Ce résultat est pratiquement égal à celui obtenu par Ng (2000). Il est aussi intéressant de constater que le même panneau testé par le ITW ([www.itw.uni-stuttgart.de](http://www.itw.uni-stuttgart.de)) obtient  $F_R(\tau\alpha) = 0.754$  et  $F_R U_L = 1.595$ .

D'après les trois tests (IWT, Ng et Ghroneim), le facteur  $F_R(\tau\alpha)$  varie d'un maximum de 3.6% et le facteur  $F_R U_L$  d'un maximum de 14.2%. Étant donné que les données du SRCC sont très différentes, on peut conclure qu'il y a probablement eu une coquille dans leurs spécifications. En effet, la courbe de performance du SRCC pour les tubes Thermomax n'a vraiment pas le même comportement que les autres tubes sous vide testés. Cela peut être constaté à la Figure 2.17. La courbe du Thermomax est celle dont le rendement descend le plus rapidement.

Ozgener (2005) et Yumrutas (2004) mesurent l'efficacité des panneaux plans combinés à la géothermie pour le chauffage des espaces. Ils obtiennent tous deux une courbe de rendement dans la section inférieure de la plage des rendements possibles de la Figure 2.18.

Martin (2001), a testé huit panneaux solaires pour le chauffage de l'ECD sur un même bâtiment. Il obtient de meilleures efficacités pour les tubes sous vide. Par contre, ils ne

produisent pas plus d'énergie que les panneaux plans. Leur efficacité accrue a compensé exactement par la perte de surface. Il est à noter que les surfaces brutes de ces panneaux étaient différentes.

Brunold (date inconnue) a déterminé les courbes de performance de deux tubes sous vide et d'un panneau plan. Il a ensuite effectué la simulation des trois panneaux avec les fichiers météo de Kloten, Suisse. Pour des températures moyennes du liquide de 50°C, la production annuelle d'énergie basée sur la surface brute est plus élevée qu'un des deux tubes sous vide. Pour des températures moyennes de 100°C, les panneaux plans ont produit 14 à 23% moins d'énergie.

De manière générale, il est clair que l'hiver, dû aux froides températures, le rendement des panneaux diminue significativement. Cela a un impact sur le rendement global du système. Il a été observé que le rendement global passe de 20% en hiver à 49% en été pour une ville nordique comme Copenhague (Perderson, 1993).

Bref, la très large plage de performance obtenue par les différentes études montre bien que la performance d'un système solaire est influencée par beaucoup de facteurs. Il est donc très difficile de prévoir le rendement d'une nouvelle installation à partir des études effectuées sur d'autres installations.

#### **2.4.2 Réservoirs thermiques**

Comme la disponibilité de l'énergie solaire est variable et cyclique au cours d'une journée et que la demande de chaleur ne suit pas nécessairement cette disponibilité, un système de stockage de chaleur est fortement conseillé afin de pouvoir utiliser pleinement l'énergie solaire disponible. En effet, s'il n'y a pas de demande de chaleur, mais que l'énergie solaire est disponible l'énergie solaire est complètement perdue.

Le stockage thermique permet d'accumuler de la chaleur provenant de l'énergie solaire et de l'utiliser plus tard dans la journée lorsque la demande se manifeste. C'est ce qui est appelé un stockage thermique quotidien. Il existe également un type de stockage qui permet

d'accumuler l'énergie solaire abondamment disponible en été pour une utilisation en hiver. C'est du stockage saisonnier. Ce type de stockage ne sera pas l'objet de notre étude.

Le stockage thermique quotidien vise à accumuler l'énergie solaire disponible au cours de la journée pour répondre aux besoins de cette même journée. Ce sont les systèmes de stockage les plus répandus. Il existe énormément de variables et de façons de faire.

Comme nous l'avons vu à la section précédente, le rendement des panneaux solaires est fortement lié à la température d'entrée du liquide dans le panneau et à la température extérieure. Il est impossible de contrôler la température extérieure, mais il est possible d'optimiser la température d'entrée du liquide. Cette optimisation est principalement effectuée en maximisant la stratification dans le réservoir thermique. La stratification est le résultat associé à la poussée d'Archimède et à la dilatation thermique. Le résultats fait en sorte que le liquide chaud tend à monter au-dessus du liquide froid. Ainsi, une différence de température entre le bas et le haut du réservoir peut s'établir. En envoyant le liquide froid du bas du réservoir aux panneaux solaires et en mettant le retour d'eau des panneaux plus haut dans le réservoir, la température d'entrée aux panneaux solaires est toujours minimale. Il y a différentes façons d'exploiter ce principe, certaines sont plus efficaces que d'autres.

Voici de façon très générale les différentes variantes du transfert de chaleur du stockage thermique. Étant donné qu'il n'est pas possible de montrer ici toutes les combinaisons possibles, pour plus de détails et d'exemples, il faut se référer à *The German Solar Energy Society* (GSES, 2006) et l'*International Energy Agency* (IEA, 2003).

Pour transférer la chaleur de la boucle solaire aux réservoirs de stockage :

- échangeur de chaleur interne au réservoir (tuyaux en serpentín ou en bobine);
- échangeur de chaleur externe au réservoir (souvent des échangeurs à plaque);
- colonne de stratification (cet appareil doit être jumelé à un des deux échangeurs de chaleur; le principe de fonctionnement est expliqué plus loin.).

Pour augmenter la température au point de consigne :

- serpentin ou échangeur à plaque transférant la chaleur d'une chaudière dans le haut du réservoir thermique;
- élément électrique dans le haut du réservoir thermique;
- utilisation d'un deuxième réservoir thermique dont la source est le haut du réservoir thermique solaire et est connectée au bas du deuxième réservoir; la chaudière ou l'élément électrique peuvent être utilisés dans le bas du deuxième réservoir.

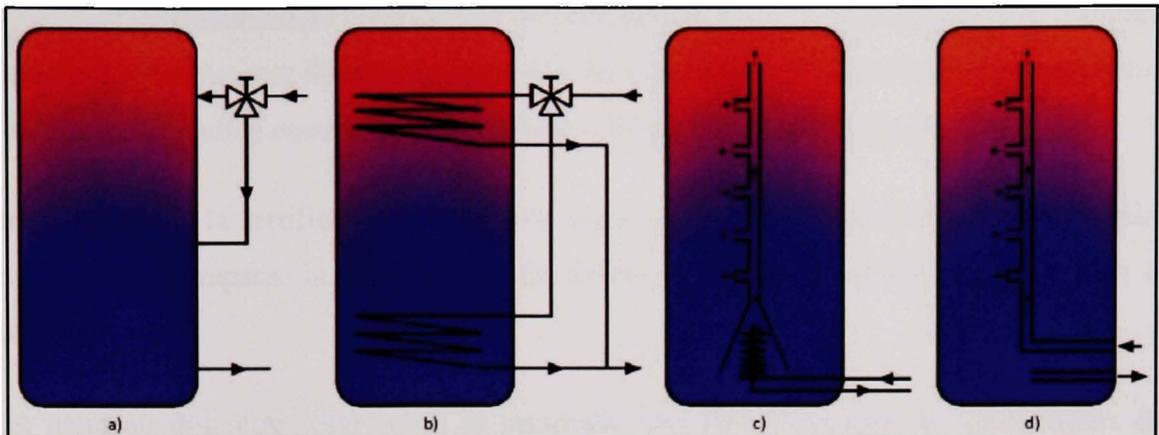
Pour utiliser la chaleur du réservoir :

- le liquide est pris directement dans le haut du réservoir; le retour est fait dans le bas;
- un serpentin est installé dans le haut du réservoir pour chauffer le liquide;
- un échangeur externe (à plaque) prend le liquide chaud (haut du réservoir) et remet le liquide refroidi dans le bas du réservoir.

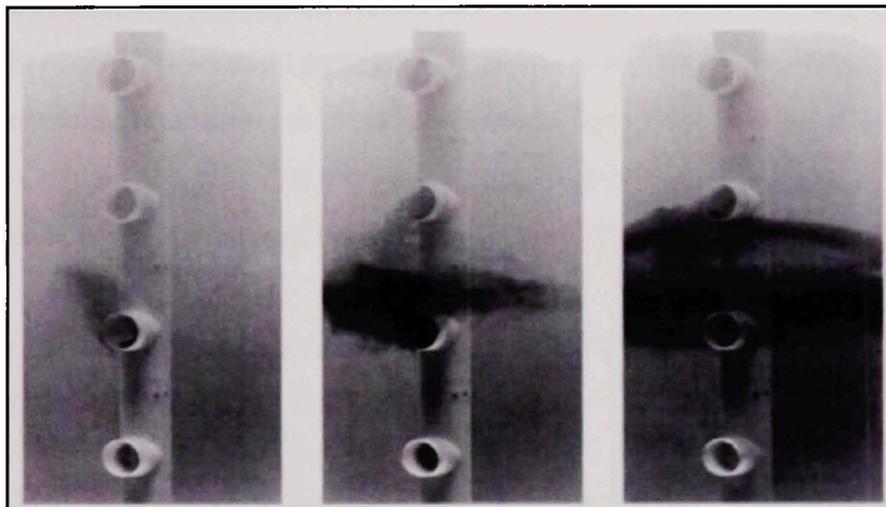
Les échangeurs de chaleur sont nécessaires lorsque le liquide ayant la chaleur n'est pas de même nature que le liquide à chauffer. L'emplacement des échangeurs internes aux réservoirs ainsi que les entrées et sorties de liquide sont faites de manière à maximiser la stratification. Il existe une infinité de variantes qui ont toutes leurs avantages et désavantages.

Certains systèmes favorisent la stratification thermique. La Figure 2.22 montre deux principes appliqués de deux façons. En a), la chaleur de la boucle solaire est transférée par un échangeur de chaleur externe. Le liquide chauffé est alors dirigé vers la température la plus près par la valve trois voies. En b), le liquide provenant des panneaux solaires est dirigé vers la température la plus près. Ici, il n'y a pas d'échangeur de chaleur externe, mais deux échangeurs de chaleur interne. En c), un tuyau montant dans le réservoir avec plusieurs sorties permet à l'eau chauffée, à la base de celui-ci, de monter et sortir à l'endroit où la température est la plus près. L'échangeur de chaleur est interne. En d), c'est le même principe qu'en c), excepté que l'échangeur de chaleur est externe. La Figure 2.23 montre un exemple de l'unité utilisée dans les systèmes c) et d).

L'avantage des systèmes avec échangeur de chaleur interne c'est qu'ils ont une pompe de moins et moins de tuyauterie. Par contre, l'échangeur est un peu plus compliqué.



**Figure 2.22** Systèmes favorisant la stratification thermique



**Figure 2.23** Exemple d'unité favorisant la stratification thermique.  
Tiré de Duffie and Beckman (2007, p. 300)

Le SPF et le SRCC ont également une certification pour les systèmes complets. Le SPF fait l'essai dans des conditions réelles du système. Les critères de ces tests sont :

- le système doit fonctionner parfaitement durant tout le test;
- le système doit montrer une performance de haute qualité. Essentiellement, le système de chauffage de l'ECD ne doit pas consommer plus de 2000kWh annuellement pour l'énergie d'opération et le chauffage auxiliaire;
- le système ne doit pas faire de fautes qualitatives, autrement il est disqualifié.

Les résultats de performance obtenue lors de cette certification ne peuvent pas être comparés directement entre eux, car ils ne sont pas testés dans les mêmes conditions. Cette certification n'est donc qu'un indice comme quoi le système a bien fonctionné pendant le test.

Pour ce qui est de la certification SRCC, elle a une approche très différente. La certification vise à pouvoir comparer la performance de différents systèmes certifiés. Le protocole de certification est :

- le panneau doit être testé selon le protocole OG-100 (protocole de certification des panneaux);
- les systèmes passifs ne pouvant être testés sans panneaux solaires (ex. réservoir), doivent être évalués et certifiés selon un protocole d'essai de systèmes;
- les données recueillies lors des deux premières étapes sont entrées dans le logiciel TRNSYS. Ce logiciel simule la performance du système;
- les résultats de la simulation sont les spécifications qui figurent sur la certification.

Le résultat de performance est donné sous forme de facteur d'énergie solaire (SEF, Solar Energy Factor). La définition de ce facteur est :

$$SEF = \frac{Q_{Prod}}{Q_{Aux} + Q_{Par}} \quad (2.42)$$

Où

$Q_{Prod}$  : Énergie quotidienne utile à la charge d'eau chaude, soit 43,302kJ/jour pour la certification SRCC;

$Q_{Aux}$  : Énergie quotidienne utilisée par le chauffage auxiliaire;

$Q_{Par}$  : Énergie quotidienne parasite consommée par les pompes, le contrôleur, les valves, etc.

Tous les systèmes ayant reçu la certification SRCC sont des systèmes pour des maisons unifamiliales. Aucun des systèmes certifiés n'utilise les principes de la Figure 2.22. Par contre, plusieurs systèmes utilisent deux réservoirs pour séparer le chauffage auxiliaire du

chauffage solaire. Il y a beaucoup de variantes au niveau du contrôle, de la plomberie et des échangeurs de chaleur. Le principe de base reste le même : l'eau la plus froide (bas du réservoir) est dirigée vers les panneaux, l'eau la plus chaude (haut du réservoir) sert à combler la charge.

De manière générale et qualitative, l'augmentation du nombre de panneaux avec un même volume de stockage augmente significativement le SEF. Une même quantité de panneaux avec un plus gros stockage ne donne aucun gain au niveau du SEF. Dans plusieurs cas, il semble y avoir une baisse du facteur SEF lorsque le système est utilisé avec deux réservoirs au lieu d'un seul.

Habituellement, les panneaux solaires sont utilisés avec de forts débits massiques par unité de surface de panneau (0.01 à 0.02kg/m<sup>2</sup>s) (Duffie et Beckman, 2006) pour maximiser leur rendement. Par contre, en considérant l'efficacité globale du système, l'utilisation d'un faible débit (0.0033 à 0.0067kg/m<sup>2</sup>s) (Morrison, 2001) peut être bénéfique en permettant d'augmenter la stratification thermique. Cela permet également de diminuer la consommation d'énergie des pompes. Bref, même si l'efficacité des panneaux est diminuée, le gain par l'augmentation de stratification, la diminution de l'énergie de pompage et la diminution des coûts d'installation due aux plus petits tuyaux peut être plus intéressant. Une étude de simulation effectuée par Wuestling (1985) montre, pour un exemple spécifique, que la fraction solaire des besoins de chauffage passe de 0.48 pour un réservoir complètement mélangé à 0.66 pour un réservoir pleinement stratifié. Il faut noter que la stratification simulée n'est pas réalisable en pratique. Il faut aussi noter que les systèmes n'utilisant pas le principe de faible débit ont aussi de bonnes stratifications. En effet, indépendamment du débit, les échangeurs de chaleur interne favorisent la stratification en ne produisant pas de déplacement forcé de liquide.

Le système d) de la Figure 2.22 doit être utilisé avec le principe de faible débit. Certaines études ont démontré que le système de faible débit peut améliorer le rapport performance/prix de petits systèmes de chauffage solaire de 20 à 39% (Duff, 1996). Le système de faible débit a aussi été installé sur de gros systèmes. En Norvège, la fraction solaire obtenue est de 46% avec le principe de faible débit comparativement à 16-34% pour

les précédentes études dans le même pays avec des systèmes conventionnels (Furbo, 2005). Dans ce cas, le système d) de la Figure 2.22 avait été utilisé.

Il n'y a pas seulement la stratification du réservoir qui a une influence sur le rendement. Les pertes thermiques peuvent être aussi importantes. La Figure 2.12 montre que ces pertes sont d'environ 10% (GSES, 2006). Il a aussi été constaté que lorsque la demande d'ECD est principalement le matin, il y a plus de pertes de chaleur du réservoir, car l'eau doit être conservée chaude toute la nuit (Martin, 2001). Par contre, lorsque la demande est principalement le soir, l'eau du réservoir est plus chaude pendant le jour, diminuant la performance des panneaux. Il a été constaté que les deux s'équivalent au niveau du rendement (Martin, 2001).

### **2.4.3 Pompes et tuyaux**

Les pertes de chaleur par les tuyaux même lorsque ceux-ci sont bien isolés peuvent être très importantes. Lors de son analyse, Furbo (2005) a constaté que les pertes thermiques par les tuyaux du réseau solaire en hiver étaient plus importantes que les besoins d'ECD. Pederson (1993) a constaté que les pertes par les tuyaux ont été 50% plus importantes que les pertes préalablement calculées. Pour une quantité d'énergie solaire de 71.5kWh, les pertes pour 100m de tuyaux sont de 12.2kWh. Cela représente 15% de perte. Cette étude a été réalisée dans un climat nordique (Copenhague).

Finalement, d'après une étude de mesurage effectuée sur huit systèmes, la consommation des pompes a été évaluée. La consommation électrique est de 0 à 9.1% de la puissance solaire fournie à l'ECD (Martin, 2001). La moyenne des huit systèmes étant de 6.2%.

### **2.4.4 Pertes de pression et durabilité**

Lors du design d'un système solaire, il faut choisir le système afin de maximiser la performance des panneaux solaires et du stockage thermique. Il faut également être vigilant pour minimiser les pertes thermiques par la tuyauterie du réseau solaire. Minimiser les pertes de pression et optimiser la séquence de contrôle pour diminuer au maximum la consommation électrique des pompes est également important.

Un point qui n'apparaît pas souvent dans les études est la fiabilité à long terme du système. La performance du système ne doit pas se dégrader trop rapidement, sans quoi les calculs de rentabilités ne seront plus valables.

## **2.5 Les récupérateurs de chaleur des eaux usées**

La section suivante présente une revue de littérature concernant les RCEU. La demande d'ECD, les pertes par recirculation les différentes configurations des RCEU et l'efficacité des RCEU seront présentés.

### **2.5.1 Demande d'eau chaude domestique**

Sans faire aucune étude, on peut supposer que les économies apportées par les RCEU sont directement liées à la demande d'eau chaude domestique (ECD). Plus il y a eu de demandes d'ECD, plus il y a d'économies possibles et plus le RCEU peut être rentable. Par contre, même s'il y a eu plusieurs études sérieuses effectuées sur la demande d'ECD par personne et la répartition quotidienne de cette demande, une incertitude demeure. En effet, pour ce qui est de la quantité d'ECD quotidienne, Proskiw (1998) présente une liste d'études effectuées entre 1983 et 1997. Les besoins d'ECD quotidiens par habitation varient de 155 à 258 L/jour. En plus de démontrer une différence de 40%, ces chiffres représentent différentes densités d'occupation. Certaines densités d'occupation sont parfois même inconnues. Il est donc très difficile avec les études actuelles de déterminer la quantité d'ECD nécessaire dans un contexte donné. DeOreo et al. (date inconnue) a effectué une étude détaillée sur les besoins d'ECD de maisons unifamiliales et obtient une demande moyenne quotidienne de 247L/jour par famille de 2.9 personnes. L'ASHRAE (2007), quant à elle, propose comme référence les études de Perlman et Mills (1985) dont la consommation moyenne d'ECD par famille est de 236L/jour. L'ASHRAE (2007) fait également référence à une compilation d'études provenant de Goldner (Goldner, 1994), Becker et al. (1991), Goldner et Price (date inconnue) ainsi que Thrasher et DeWerth (1994) qui présentent une demande moyenne de 132 à 159L/jour, par appartement, dépendamment du nombre de logements dans le bâtiment. Le Tableau 2.6 présente un résumé des résultats des différentes études trouvées.

Tableau 2.6 Résumé des différentes études de consommation d'ECD du secteur résidentiel.

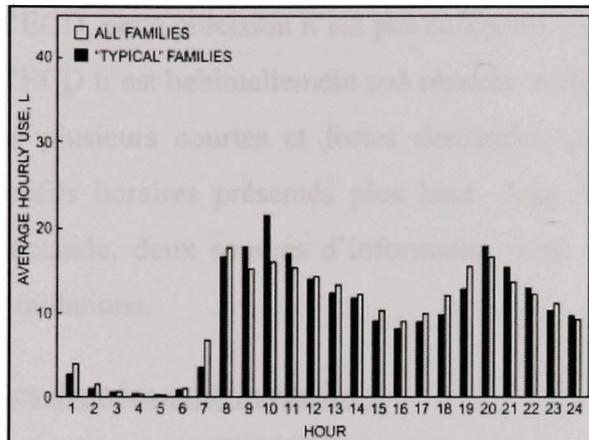
Étude	Consommation d'ECD L/jour	Nombre d'occupants	Consommation d'ECD L/jour/occ
Kessler, 1997*	155	2.7	57.4
CGRI, 1994*	258	inconnu	66.2-95.6
Stevenson (1983)	159	inconnu	40.8-58.9
Marbek (1994)	236	2.9	81.4
Perlman and Mills (1985) et ASHRAE (2007)	236	3.9	60.5
DeOreo et al. (2001)	247	2.9	85.2
Goldner (1994), Becker et al. (1991), Goldner et Price (date inconnue), DeWerth et Thrasher (1994) et ASHRAE (2007)	132-159	inconnu	33.8-58.9

\*Données issues de Proskiw (1998)

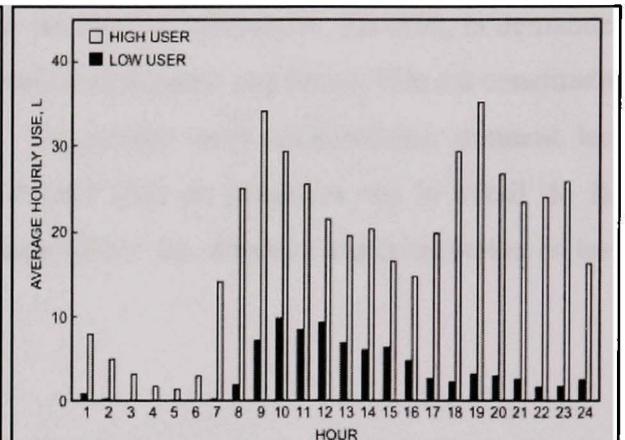
Ce tableau démontre que la consommation d'ECD quotidienne semble dépendante de paramètres très variables étant donné la très grande variation des résultats. En plus de varier de 155 à 258L/jour, certaines références comme ASHRAE (2007) proposent des données en forte contradiction. Mais encore, si l'on regarde la consommation d'ECD par jour par occupant, en supposant que le nombre d'occupants inconnu est entre 2.7 et 3.9 (plage d'occupation des autres études), les variations sont encore plus marquées. La plage de valeur s'étend ici de 33.8 à 95.6 L/jour/occupant. C'est une différence de 283%. Cette grande variation est d'autant plus étonnante, car on se serait attendu à avoir une demande d'ECD domestique proportionnelle au nombre d'occupants. Bref, à la lumière des précédentes études sur la consommation d'ECD par logement, il est très difficile de prédire la consommation d'un immeuble multi-logements étant donné que cette demande ne semble pas nécessairement varier selon les seules informations disponibles, soit le nombre d'habitations et le nombre d'occupants.

Afin de déterminer le rendement d'un RCEU, plusieurs chercheurs ont testé en laboratoire ces appareils. Pour pouvoir effectuer des tests représentatifs d'une utilisation normale des RCEU, seule la donnée sur la demande d'ECD quotidienne n'est pas suffisante. En effet, la

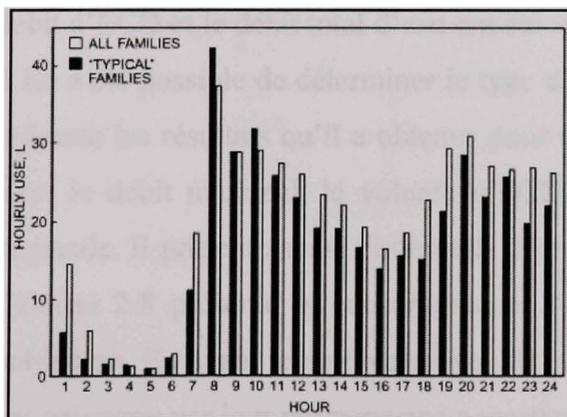
répartition quotidienne de la demande a un impact très important sur le rendement des appareils, car l'opération en régime transitoire est très fréquente. Au niveau de la répartition quotidienne de la charge, des informations horaires peuvent être trouvées dans l'ASHRAE (2007) et sont présentées aux Figure 2.24, Figure 2.25, Figure 2.26 et Figure 2.27.



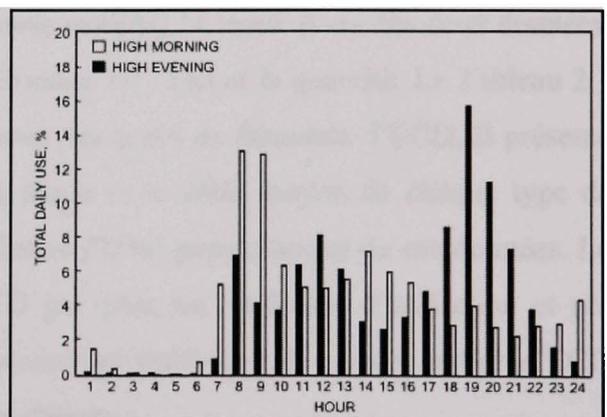
**Figure 2.24 Demande d'ECD horaire moyenne.**  
Tiré de ASHRAE (2005, p.49.12)



**Figure 2.25 Demande d'ECD horaire pour de forts et de faibles utilisateurs.**  
Tiré de ASHRAE (2005, p.49.13)



**Figure 2.26 Demande d'ECD horaire dans un intervalle de confiance de 95%.**  
Tiré de ASHRAE (2005, p.49.12)



**Figure 2.27 Demande d'ECD horaire pour des utilisateurs de soir et matin.**  
Tiré de ASHRAE (2005, p.49.12)

La Figure 2.24 représente la demande d'ECD horaire moyenne. Cette demande est la répartition horaire de la demande quotidienne moyenne de 236L proposée par Perlman and Mills (1985) et ASHRAE (2007). Issue des mêmes références, la Figure 2.25 illustre la différence qu'il peut y avoir entre une famille utilisant beaucoup et peu d'ECD. Cette figure représente donc les extrêmes possibles. La Figure 2.26 propose un profil d'ECD qui est

supérieur à 95% des demandes qu'il est possible de rencontrer. Finalement, la Figure 2.27 présente la différence de répartition quotidienne de la demande d'ECD pour des utilisations principalement du matin et du soir.

Quoique ces figures donnent beaucoup plus d'informations sur la répartition de la demande d'ECD, cette précision n'est pas suffisante pour les tests en laboratoire. En effet, la demande d'ECD n'est habituellement pas répartie uniformément pendant une heure. Elle est constituée de plusieurs courtes et fortes demandes qui, lorsqu'elles sont additionnées, donnent les profils horaires présentés plus haut. Afin d'obtenir plus de précision sur le détail de la demande, deux sources d'information sont disponibles: les données expérimentales et les simulations.

#### Les données expérimentales :

Une bonne source de données expérimentales est présentée par DeOreo et al. (date inconnue). Il présente une étude effectuée sur 10 maisons unifamiliales dans lesquelles le débit d'ECD et le débit total d'eau ont été mesurés pendant 14 jours. Avec ces deux données, il lui a été possible de déterminer le type d'utilisation de l'eau et la quantité. Le Tableau 2.7 présente les résultats qu'il a obtenus pour chacun des types de demande d'ECD. Il présente ainsi le débit maximal, le volume d'ECD, la durée et le débit moyen de chaque type de demande. Il présente aussi l'intervalle de confiance (95%) pour chacune de ces données. Le Tableau 2.8 présente la consommation d'ECD par jour par catégorie d'utilisation et par habitation. En ayant le nombre moyen de personnes par habitation, la consommation d'ECD par catégorie par jour par personne a ensuite été déduite

Tableau 2.7 Résultats de l'utilisation de l'ECD  
Tiré de DeOreo (2001)

Utilisation	n	Débit max. (L/s)		Volume (L)		Durée (min)		Débit moyen (L/s)	
		Moyenne	IC* (95%)	Moy.	IC* (95%)	Moy.	IC* (95%)	Moy	IC* (95%)
<b>Bains</b>	101	0.20	0.34	35.9	1.42	4.60	0.73	0.14	0.28
<b>Lave-vaisselle</b>	164	0.11	0.07	5.6	0.11	1.19	0.08	0.08	0.05
<b>Douche</b>	181	0.14	0.12	44.0	1.15	7.4	0.59	0.10	0.06
<b>Lavabo</b>	4329	0.08	0.02	2.2	0.02	0.72	0.03	0.06	0.02
<b>Machine à laver</b>	168	0.15	0.14	27.6	0.88	3.17	0.33	0.13	0.13

\*IC : Intervalle de confiance

Tableau 2.8 Répartition de la consommation d'ECD par type d'utilisation  
Tiré de DeOreo (2001)

Catégorie	Par pers. (L/personne)	Par habitation (L/habitation)	% de l'utilisation
<b>Bain</b>	15.9	41.3	16.7
<b>Machine à laver</b>	14.8	38.2	15.5
<b>Lavabo</b>	32.6	84.8	34.3
<b>Douche</b>	23.8	62.1	25.1
<b>Lave-vaisselle</b>	3.4	8.7	3.6
<b>Fuites</b>	4.5	11.7	4.8
<b>Total</b>	95.0	247.2	100

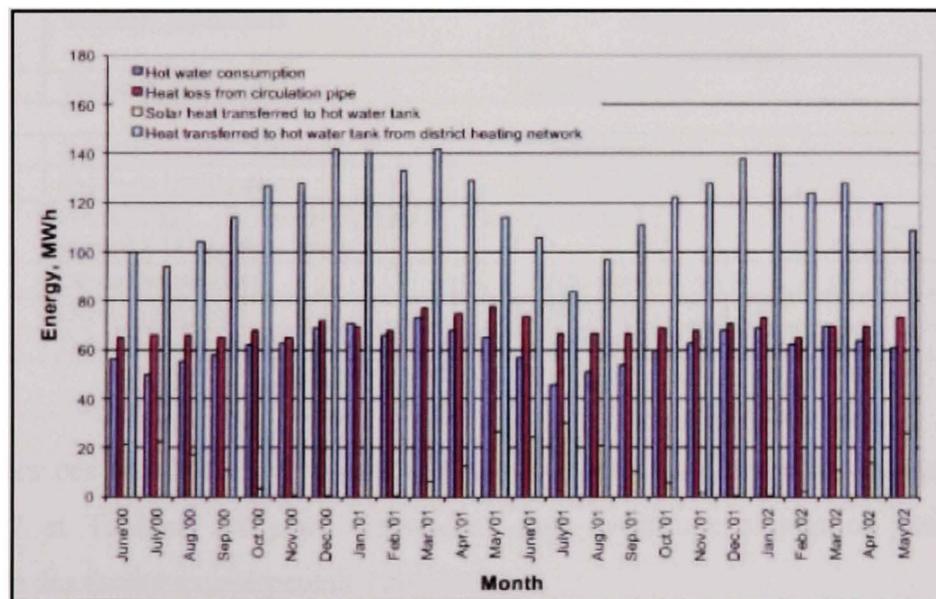
Taille de l'échantillon : 10 maisons

Nombre moyen de personnes par habitation : 2.6

Stevenson (Stevenson) propose également un tableau comme le Tableau 2.8. Par contre, ses résultats diffèrent grandement de ceux de DeOreo et al. (date inconnue). Étant donné que l'étude de Stevenson a été réalisée au début des années 80, il y a de fortes chances que les habitudes de consommation d'ECD aient changées depuis le lavage des vêtements à l'eau froide (Proskiw, 1998). Proskiw (1998) a aussi identifié d'autres sources d'information du même genre et les pourcentages varient grandement d'une à l'autre. D'après les études actuelles, il n'y a pas encore de convergence des résultats. D'autres études détaillées seraient nécessaires.

Pour l'application aux RCEU, ce sont surtout les débits simultanés (par opposition aux débits non simultanés comme les bains et lave-vaisselles). En effet, les RCEU, par leur principe de fonctionnement, ne peuvent récupérer la chaleur que s'il y a une demande d'eau chaude. Pour cette raison, Proskiw (1998) a compilé les résultats de plusieurs recherches pour trouver le pourcentage moyen de débits simultanés et non simultanés. Il trouve finalement 65% de débits non simultanés et 35% de débits simultanés.

Mais encore, la demande d'ECD semble pouvoir également varier selon les saisons. En effet, comme le montre la Figure 2.28 (Furbo, 2005), la demande d'ECD est maximale en hiver (Mar.01, Dec.01, Jan.01) et minimale en été (Juil.00, juil.01). L'auteur (Furbo, 2005) ne sait toutefois pas si la variation de l'énergie nécessaire à l'ECD est due à la variation de température de l'eau de l'aqueduc ou à la baisse de consommation.



**Figure 2.28 Illustration de la variation saisonnière de l'énergie nécessaire à l'ECD.**

Tiré de Furbo (2005, p. 18)

### Les simulations :

Pour obtenir plus de précision sur la demande d'ECD, il existe un logiciel de simulation. Ce logiciel est DHW-Calc. Il génère des profils de consommation d'ECD. Il a été développé

dans cadre du « IEA-SHC task 26 » par le Solar und Anlagentechnik (Solar – und Anlagentechnik, 2008 ). Les paramètres d’entrée du logiciel sont présentés au Tableau 2.9.

Tableau 2.9 Présentations des paramètres d’entrée du logiciel DHW-Calc

	Paramètres	Option ou plage
<b>Données de base</b>		
	Type de résidence	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Maison unifamiliale</li> <li>• Maison multifamiliale</li> </ul>
	Pas de temps	1, 3, 6, 10, 12, 15, 30 et 60 min
	Nombre de catégories maximal	4
	Nombre de jours de simulation	1 à 365 jours
	Demande totale quotidienne d’ECD	(Utilisateur) L/jour
<b>Probabilité de distribution</b>		
	Pendant le jour	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Distribution standard</li> <li>• Défini pour semaine/fin de semaine</li> <li>• Défini pour chaque jour</li> </ul>
	Probabilité semaine/fin de semaine	0-300%
	Variation saisonnière	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Amplitude (%)</li> <li>• Jour maximum</li> </ul>
	Variation jours fériés	(Utilisateur) %
<b>Débits</b>		
	Débit moyen par demande	(Utilisateur) L/h
	Durée de l’utilisation	(Utilisateur) min
	Pourcentage de cette demande par rapport à la demande totale	(Utilisateur) %
	Déviations standard	(Utilisateur) L/h
	Débit minimum	(Utilisateur) L/h
	Débit maximum	(Utilisateur) L/h

À la vue des ces paramètres, il appert que les données expérimentales comme celles du Tableau 2.7 et Tableau 2.8 sont nécessaires pour avoir une simulation réaliste, d’où l’importance des études expérimentales détaillées.

### 2.5.2 Pertes par recirculation

Les études sur demande d’ECD par logement sont nombreuses. Cette demande nous donne une bonne idée de l’énergie nécessaire pour le chauffage de l’ECD. Par contre, lorsque le réservoir d’ECD est central et qu’il alimente plusieurs logements, un système de recirculation est nécessaire pour maintenir l’eau près des logements à une bonne température. Les deux bâtiments à l’étude, CHANCE et CHBF, ont de la recirculation d’ECD.

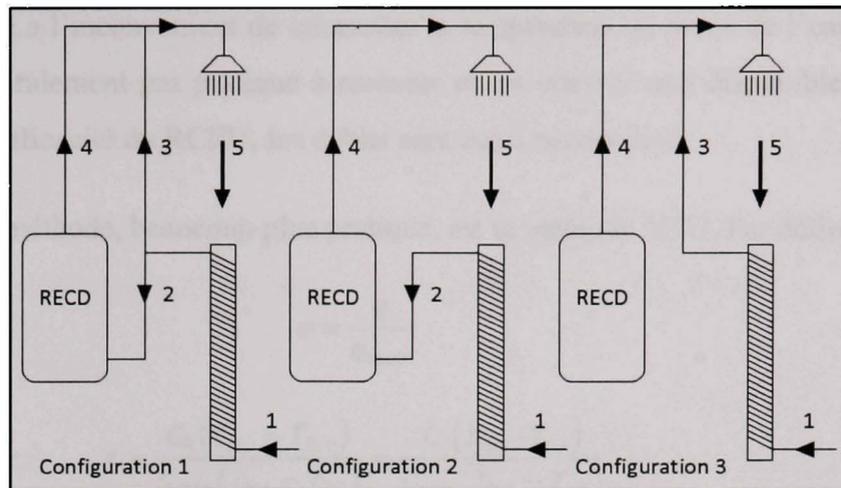
Les pertes thermiques associées à la recirculation de l'ECD ont déjà été étudiées. Goldner (1999), Lutz (2002) et Cirillo (1990) se sont penchés sur la question et ils ont tous obtenu le même résultat : dans des immeubles résidentiels, les pertes thermiques de la recirculation sont de la même grandeur que la charge d'ECD.

### **2.5.3 Configuration des RCEU**

Les RCEU peuvent être raccordés de trois différentes façons telles qu'illustrées à la Figure 2.29. La configuration 1 dirige l'eau froide préchauffée au réservoir d'ECD (RECD) et aux robinets d'eau froide. Lorsque les rejets des eaux usées sont simultanés à la demande d'ECD, le débit d'eau préchauffée est le même que le débit d'eau usée dans cette configuration. La configuration 1 est celle qui offre le meilleur rendement.

Les configurations 2 et 3 sont utilisées pour diminuer les coûts d'installation ou lorsque la configuration 1 est physiquement impossible à réaliser. La configuration 2 dirige toute l'eau préchauffée au réservoir d'ECD. Le débit d'eau préchauffée est donc égal à la demande d'ECD.

Finalement, la configuration 3 dirige toute l'eau préchauffée aux robinets d'eau froide domestique. Le débit d'eau préchauffé est égal au débit d'eau froide simultanément à la demande d'ECD. Si le rejet d'eau usée est de l'ECD uniquement, aucune récupération de chaleur n'est possible. Par contre, lorsqu'un usager prend une douche, l'eau froide du robinet est plus chaude qu'à la normale et il utilise donc moins d'ECD.



- 1-Alimentation d'eau froide domestique      4-Alimentation d'ECD  
 2-L'eau préchauffée est dirigée vers le RECD      5-Rejet d'eau usée  
 3-L'eau préchauffée est dirigée vers les robinets d'eau froide

**Figure 2.29 Les trois différentes configurations des RCEU.**

#### 2.5.4 Efficacité des RCEU

Un des paramètres importants du rendement d'un RCEU est l'efficacité de l'échange de chaleur de l'eau usée vers l'eau froide. Étant donné qu'un RCEU est un échangeur de chaleur contre-courant, deux méthodes de calcul peuvent s'appliquer selon Incropera (Incropera et al, 2007). La première méthode est le logarithme de la différence des températures moyennes. La puissance de l'échange de chaleur se calcule comme suit:

$$q = UA\Delta T_{lm} \quad (2.43)$$

avec

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left[ \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})} \right]} \quad (2.44)$$

où

- $T_{c,o}$ : Température de l'eau froide sortant  
 $T_{c,i}$ : Température de l'eau froide entrant  
 $T_{h,o}$ : Température de l'eau chaude sortant  
 $T_{h,i}$ : Température de l'eau chaude entrant  
 $UA$ : Coefficient global de transfert de chaleur

Cette méthode a l'inconvénient de nécessiter la température de sortie de l'eau chaude (usée) qui n'est généralement pas pratique à mesurer et est souvent non disponible. De plus, pour déterminer l'efficacité du RCEU, les débits sont aussi nécessaires.

La deuxième méthode, beaucoup plus pratique, est la méthode NTU. Par définition,

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (2.45)$$

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.46)$$

Où

$$C_{min} = \min [(\dot{m}C_p)_c, (\dot{m}C_p)_h]$$

$\dot{m}$ : Débit d'eau kg/s

$C_p$ : Chaleur spécifique de l'eau kJ/kg°C

q : Taux de transfert réel de l'échangeur

$q_{max}$  : Taux de transfert maximal théorique de l'échangeur

En utilisant le NTU « Number of Transfer Unit », les équations sont :

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.47)$$

L'efficacité peut être calculée comme suit :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1) \quad (2.48)$$

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (C_r = 1) \quad (2.49)$$

$$C_r \equiv C_{min}/C_{max} \quad (2.50)$$

$$\text{Avec } C_{max} = \max [(\dot{m}C_p)_c, (\dot{m}C_p)_h]$$

Dans certaines études où l'efficacité des RCEU a été déterminée, telle que Zaloum et al. (2007a) (2007b) et Picard et al. (2004), la méthode NTU a été utilisée. La première méthode est rarement utilisée puisque le nombre de données nécessaire est beaucoup plus important.

Voici un résumé des différentes études sur le rendement des RCEU qui peuvent être trouvées dans la littérature. Cette liste n'est évidemment pas exhaustive.

**Zaloum et al. (2007a):**

L'étude a été faite sur une maison laboratoire. Les rejets d'ECD et d'eau froide proviennent de la simulation de toilettes, douches, bains, lave-vaisselle, lavabos et machine à laver. Les charges d'ECD sont basées sur les recherches de Marbek (1994). Les rendements présentés portent sur les douches et sur le rendement global. Des résultats sont présentés pour plusieurs modèles de RCEU. Le Tableau 2.10 présente la moyenne obtenue pour l'efficacité de la récupération de chaleur des douches des modèles Power-Pipes (R3-60), GFX (G3-60) et Retherm (S3-60). Ces modèles ont sensiblement la même longueur. Les données du Tableau 2.11 présentent la moyenne des trois modèles testés pour le rendement global de la demande d'ECD. Cette moyenne tient compte de différentes densités d'occupation. Il est important de noter que les débits d'ECD des tests effectués sur les douches ne sont pas représentatifs d'une charge normale.

**Zaloum et al. (2007b):**

Cette étude met à l'essai 8 modèles de RCEU. Contrairement à son étude précédente (Zaloum et al, 2007a), les essais ne sont pas des simulations des conditions d'opération réelles incluant les rejets des toilettes, des lavabos, du lave-vaisselle, etc. Elle vise plutôt à caractériser les différents modèles de RCEU lorsqu'ils sont utilisés plus précisément pour récupérer le rejet de chaleur des douches. Donc, les essais sont effectués avec différentes températures de douche (37, 41 et 45°C) dans deux configurations : préchauffage pour l'ECD et préchauffage pour l'eau froide de la douche. Les résultats des pertes de pression, du rendement et du facteur NTU sont présentés en fonction des débits d'eau. La Figure 2.30 présente les facteurs NTU obtenus pour les différents modèles de RCEU en fonction du débit

d'eau. Les lignes pleines représentent les résultats des tests de 5 à 11 minutes, soit le régime permanent. Les lignes pointillées représentent les résultats des tests de 1 à 11min, soit le régime transitoire. Il est intéressant de noter que le régime transitoire influence légèrement le NTU à la baisse.

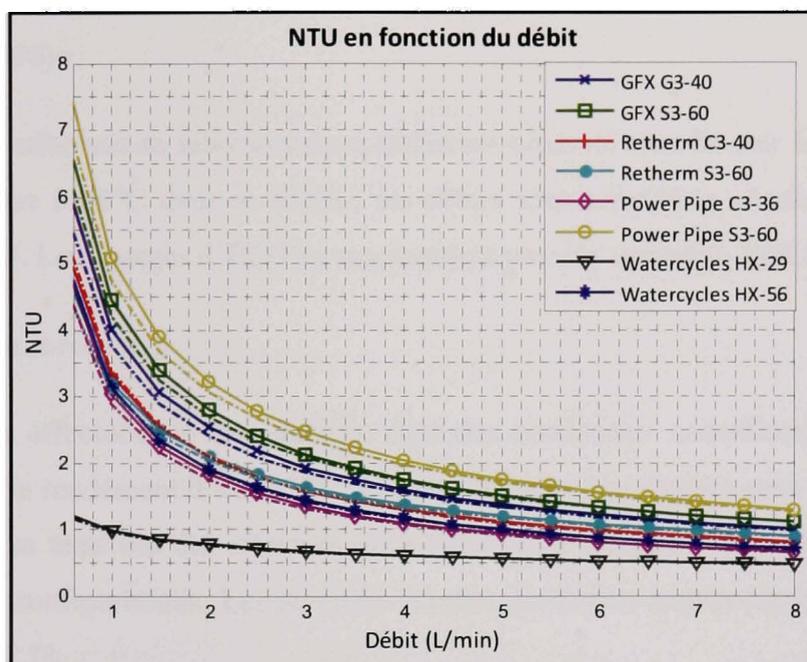


Figure 2.30 NTU de différents modèles de RCEU en fonction du débit.  
Adapté de Zaloum (2006)

#### Picard (Picard et al, 2004) :

L'étude a été effectuée avec le logiciel TRNSYS. Ce logiciel est un environnement complet et flexible pour la simulation de systèmes mécaniques transitoires. La demande quotidienne d'ECD est basée sur Perlman and Mills (1985), et le détail des types de demande Jordan et Vajen (2000) et Lowenstein et Hiller (1996). Il faut noter que Picard considère que la demande d'ECD des douches constitue 40% des besoins d'ECD. Le profil de demande d'ECD a été généré avec le logiciel DHW-Calc. La modélisation du RCEU a été faite avec la méthode NTU. La performance des RCEU pour les douches est présentée au Tableau 2.10 et le rendement global annuel au Tableau 2.11.

**Hewitt et al. (2001):**

L'étude a été effectuée en laboratoire sous des débits et des températures très contrôlées. Les différentes conditions testées ne sont pas toutes représentatives des conditions d'utilisation réelles d'un RCEU. Les résultats les plus pertinents sont présentés au Tableau 2.10.

**Taylor et al. (1996) :**

Les tests ont été effectués en laboratoire sur différents types de chauffe-eau. Étant donné que l'eau chaude entre à 60°C dans le RCEU, les débits sont considérés identiques de part et d'autre du RCEU. Les charges d'ECD ne représentent pas une demande d'ECD.

**Tomlinson (date inconnue):**

Les tests ont été effectués sur une maison, dans des conditions contrôlées et uniquement pour déterminer le rendement d'un RCEU pour une douche. Les charges sont des estimations raisonnables. Les tests ont été effectués pour différentes températures d'eau chaude usée dans différentes configurations. Les résultats les plus pertinents sont présentés aux Tableau 2.10 et Tableau 2.11.

Tableau 2.10 Résumé de l'efficacité des RCEU pour la récupération de chaleur des douches

Étude	Temp. de l'eau froide (°C)	Temp. de l'eau chaude (°C)	Efficacité		
			PCECD	PCEFD	Débits identiques
Zaloum (2007a)	11	46	64	-	54
Picard (2004)	3-23	40	36	37	49
Hewitt (2001)	10	45	-	-	52
Taylor (1996)	15-20	60	-	-	53
Tomlinson (date inconnue)	14.4	43.3	41	36	50

Tableau 2.11 Résumé de l'efficacité globale des RCEU

Étude	Temp. de l'eau froide (°C)	Efficacité		
		PCECD	PCEFD	Débits identiques
Zaloum (2007a)	10.3-19.3	15.2	-	17
Picard (2004)	3-23	12	13	17

NOTE :

PCECD : Préchauffage de l'eau chaude domestique

PCEFD : Préchauffage de l'eau froide domestique

À la lumière de ces tableaux, quelques conclusions peuvent être tirées :

- L'efficacité d'un RCEU pour récupérer la chaleur des eaux usées de la douche devrait être de 52% lorsqu'il est dans la configuration 1 (voir Figure 2.29). Toutes les études obtiennent un résultat semblable, même lorsque les conditions d'opération diffèrent.
- L'efficacité d'un RCEU pour récupérer la chaleur des eaux usées de la douche devrait être de 37% lorsqu'il est dans la configuration 3 (voir Figure 2.29). Même si seulement deux études sont disponibles, leur cohérence est très forte.
- L'efficacité d'un RCEU pour récupérer la chaleur des eaux usées de la douche devrait être de 39% lorsqu'il est dans la configuration 2 (voir Figure 2.29). Le résultat présenté par Zaloum à ce niveau n'est pas considéré, car il n'est pas cohérent avec le rendement lorsque les débits sont identiques. En effet, le rendement devrait être plus élevé lorsque les débits sont identiques. Cet écart pourrait être expliqué par la façon non réaliste dont les tests ont été effectués.
- Lorsque l'on considère l'efficacité d'un RCEU sur les besoins totaux d'ECD d'une maison unifamiliale, elle devrait être de 17% dans la configuration 1 et 14% lorsque l'eau froide préchauffée est dirigée vers le réservoir d'ECD. Les études disponibles montrent sensiblement les mêmes résultats.

Nous avons vu que, dans le contexte d'un seul RCEU, l'efficacité est plutôt bien connue lorsque les conditions d'opération sont bien déterminées. En effet, Picard et al. (2004), Taylor et al. (1996), Zaloum et al. (2007b) et Hewitt et al. (2001) proposent des études du

rendement d'un RCEU de différents modèles, dans différentes conditions et sous l'influence de différentes charges d'ECD. Les essais sont effectués dans des laboratoires et ils arrivent tous à des résultats similaires lorsque la demande d'ECD est simultanée au rejet des eaux usées. Toutes ces études concluent que pour un logement simple, les économies apportées par un RCEU ne sont possibles que lorsque la demande est simultanée au rejet des eaux usées. En suivant un modèle bien précis de rejet d'eau, les débits d'eau non simultanée, comme celui d'un bain, a été étudié par Zaloum et al. (2007a). Il en concluait qu'aucune économie n'était possible dans ces conditions.

L'influence du branchement en parallèle des RCEU comme dans notre projet à l'étude est complètement inconnue. Étant donné que l'eau préchauffée est dirigée vers le réservoir d'ECD, on pourrait s'attendre à un rendement global d'environ 14%. Il pourrait être plus élevé si la récupération des rejets d'eau groupés se produit fréquemment. Il pourrait aussi diminuer si le changement important des proportions des débits dans l'appareil nuit au rendement.

## CHAPITRE 3

### ANALYSE DES SYSTÈMES

#### 3.1 Le chauffage solaire

L'étude du rendement d'un système de chauffage solaire de l'eau implique l'analyse de plusieurs composantes. Entre l'énergie reçue du soleil et l'énergie utile produite par le système de chauffage solaire, le processus n'est pas parfait et comporte inévitablement des pertes d'énergie. Pour déterminer le rendement global, sans avoir à analyser chacune des composantes, il suffit de calculer le rapport entre l'énergie entrante et sortante du système de chauffage solaire.

L'énergie entrante est :

- l'électricité pour le fonctionnement des différents équipements (ex. pompes);
- le soleil reçu par les panneaux.

L'énergie sortante est :

- la chaleur utile au chauffage de l'ECD.

La chaleur utile au chauffage et l'électricité pour le fonctionnement des différents équipements peut facilement être mesurée par le système de contrôle du bâtiment. Par contre, la mesure du rayonnement solaire nécessite un pyranomètre et cet appareil, si l'on désire une haute précision, est très coûteux.

Une nouvelle méthode de calibration d'un pyranomètre photovoltaïque bon marché sera d'abord présentée. Ensuite, l'analyse du système de chauffage solaire suivra.

##### 3.1.1 Calibration des pyranomètres – Rappel de la problématique

Nous avons vu à la section 2.1.5 deux méthodes de calibration de pyranomètres.

Michalsky (1991) propose de déterminer le facteur de correction en fonction de l'indice de clarté ( $K_t$ ), de la clarté de l'horizon et de l'angle zénithal du soleil. Pour ce qui est de l'indice de clarté et de l'angle zénithal, ceux-ci peuvent être facilement calculés avec précision à partir des équations (2.3) à (2.9). Par contre, la précision de la clarté de l'horizon n'est pas

aussi certaine. En effet, cette clarté peut être calculée avec les équations (2.21) à (2.25). On peut constater que ces équations dépendent de plusieurs données telles que la radiation diffuse, le rayonnement incident normal, l'angle zénithal et les coefficients de clarté du Tableau 2.2. Pour pouvoir déterminer ce facteur avec une bonne précision, il faudrait pouvoir mesurer la radiation diffuse et le rayonnement incident normal. Pour ce faire, il faudrait avoir de l'équipement très dispendieux pour suivre le soleil. De plus, nous ne connaissons pas la précision des coefficients Tableau 2.2. Pour ces raisons, cette méthode ne peut être appliquée dans cette étude.

King (1997b) propose une équation de correction qui tient compte de l'erreur du «Air Mass» ainsi que de l'erreur de l'angle d'incidence du soleil sur le capteur. Encore une fois, pour y arriver, les pyranomètres doivent suivre le soleil avec un mécanisme coûteux. De plus, la calibration est faite pour des ciels dégagés seulement.

Étant donné que l'intérêt d'utiliser un pyranomètre photovoltaïque est son faible coût, la nécessité d'avoir besoin d'équipement très dispendieux pour le calibrer est contradictoire. De plus, ce genre d'équipement n'était pas disponible lors de l'étude.

C'est pourquoi une nouvelle méthode de calibration est expérimentée. Celle-ci utilisera les données mesurées sur l'horizontal d'un pyranomètre de type thermopile et deux pyranomètres photovoltaïques. Avec ces données, il sera possible d'avoir l'erreur de lecture des pyranomètres de type photovoltaïque en fonction de l'angle d'incidence et de l'indice de clarté par rapport au pyranomètre thermopile. Les résultats de cette calibration sont présentés dans les sections suivantes.

### 3.1.1.1 Méthodologie

#### 3.1.1.1.1 L'équipement

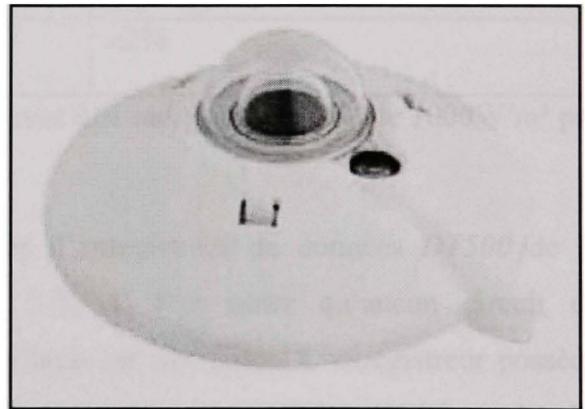
L'instrument qui a été choisi pour la mesure du rayonnement solaire est le capteur de rayonnement solaire Davis 6450 (Figure 3.1). L'avantage de ce type de pyranomètre, comme tous les pyranomètres de type photovoltaïque, est définitivement son très faible coût. Avec un peu de recherche, il est possible de se procurer le Davis 6450 pour 120\$ CAN.

Le pyranomètre de type thermopile qui sert de référence est le CMP11 de Kipp&Zoen (Figure 3.2). Celui-ci est beaucoup plus coûteux. En effet, le prix d'achat de cet équipement chez un vendeur spécialisé peut s'élever à 4000\$.

Le Tableau 3.1 résume les principales spécifications de ces pyranomètres (Davis, 2008) (Campbell Scientific, 2006).



**Figure 3.1 Pyranomètre Davis 6450**  
Tiré de Davis (2008)



**Figure 3.2 Pyranomètre Kipp & Zonen  
CMP 11.**  
Tiré de Campbell Scientific (2006)

Tableau 3.1 Spécification des pyranomètres Davis 6450 et Kipp &amp; Zonen CMP 11

	<b>Davis 6450</b>	<b>Kipp &amp; Zonen CMP 11</b>
<b>Température d'opération:</b>	-40 à +65°C	-40 à +80°C
<b>Réponse spectrale :</b>	400 à 1100nm	310 à 2800 nm
<b>Temps de réponse (95%) :</b>	négligeable	5 sec
<b>Erreur directionnelle :</b>	±3% (0 à 70°), ±10% (70 à 85°)	±10W/m <sup>2</sup> (80° et 1000W/m <sup>2</sup> direct)
<b>Sensibilité de température :</b>	0.12%/°C (ref. 25°C)	±1% (-10 à +40°C)
<b>Plage de lecture :</b>	0 à 1800W/m <sup>2</sup>	0 à 4000W/m <sup>2</sup>
<b>Sensibilité :</b>	1.67mV/W/m <sup>2</sup>	9.17µV/W/m <sup>2</sup>
<b>Erreur d'inclinaison :</b>	Inconnue	±0.2% (1000W/m <sup>2</sup> )
<b>Non-stabilité (changement/année) :</b>	Inconnue	±0.5%
<b>Non-linéarité (0- 1000W/m<sup>2</sup>) :</b>	Inconnue	±0.5%
<b>Erreur de zéro :</b>	Inconnue	±7 W/m <sup>2</sup> (radiation 200W/m <sup>2</sup> ) ±7 W/m <sup>2</sup> (Changement de température 5K/h)
<b>Précision du niveau :</b>	Inconnue	0.1°
<b>Précision journalière attendue :</b>	Inconnue	±2%

\*Le pyranomètre Davis 6450 est calibré à ±5% avec une radiation normale de 1000W/m<sup>2</sup> par rapport au pyranomètre Eppley PSP

Pour enregistrer les données des pyranomètres, l'enregistreur de données *DT500* de la compagnie *dataTaker* a été utilisé (Figure 3.3). Il faut noter qu'aucun circuit de conditionnement du signal n'a été utilisé, car le bruit est très faible. L'enregistreur possède également son propre amplificateur d'instrumentation avec une résolution supérieure à celle du pyranomètre pour l'acquisition du signal produit. Les caractéristiques du l'enregistreur de données *DT500* sont présentées au Tableau 3.2.



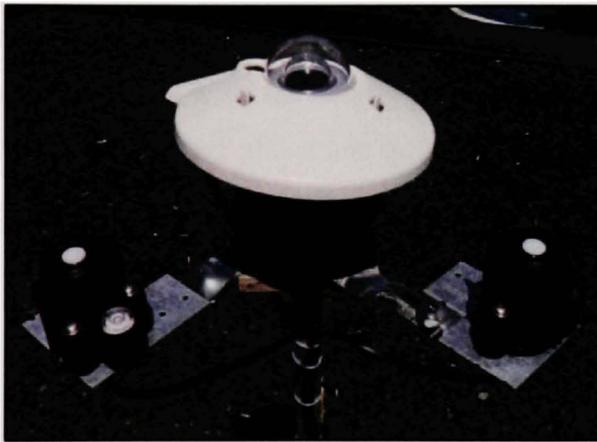
**Figure 3.3 Enregistreur de données DT500.  
Tiré de dataTaker (2008)**

Tableau 3.2 Spécifications de l'enregistreur de données dataTaker DT500

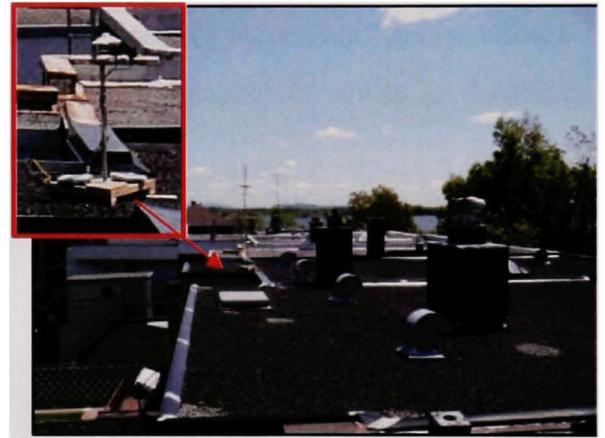
<b>Caractéristiques</b>	
<b>Nombre d'entrées analogiques :</b>	10 (mode différentiel) 30 (mode commun)
<b>Nombre de ports digitaux :</b>	4 DIO, 3 conteurs
<b>Résolution du convertisseur A/D :</b>	15 bits
<b>Type d'entrées :</b>	Volt ( $\pm 25\text{mV}$ , $\pm 250\text{mV}$ , $\pm 2.5\text{V}$ , $\pm 100\text{V}$ ), A ( $\pm 0.25\text{mA}$ , $\pm 2.5\text{mA}$ , $\pm 25\text{mA}$ ), thermocouple (B, C, D, E, G, J, K, R, S, T), RTD, thermistors, ponts
<b>Mémoire:</b>	1MB
<b>Fréquence d'acquisition :</b>	Incréments de 1 sec, 1 min, 1h, et 1 jour
<b>Temp. ambiante de fonctionnement</b>	-45 à 70°C
<b>Précision</b>	
<b>Voltage DC</b>	0.15% (25°C), 0.25% (-45 à +60°C)
<b>Courant DC</b>	0.25% (25°C), 0.35% (-45 à +60°C)
<b>Résistance DC</b>	0.20% (25°C), 0.30% (-45 à +60°C)
<b>Jonction froide de référence:</b>	$\pm 1.0^\circ\text{C}$ (à 2.5°C), $\pm 1.5^\circ\text{C}$ (-20 à +60°C)

### 3.1.1.1.2 L'installation

Les pyranomètres ont été installés sur un trépied d'environ 76cm (30'') de hauteur. La Figure 3.4 montre le haut du trépied avec les pyranomètres. L'orientation du support est telle que l'axe pointant vers le sud se trouve au centre de l'angle formant les pyranomètres 6450. Le support a été ensuite installé sur le toit d'un duplex dans l'Est de Montréal (Figure 3.5). Le toit est généralement dégagé et sans obstacle majeur faisant de l'ombre sur le montage. Les câbles reliant les capteurs à l'enregistreur sont d'environ 15.2m (50'). L'enregistreur de données est situé à l'intérieur du bâtiment à l'abri des intempéries.



**Figure 3.4 Le pyranomètre CMP11 et les deux pyranomètres Davis 6450.**



**Figure 3.5 Lieu de l'installation.**

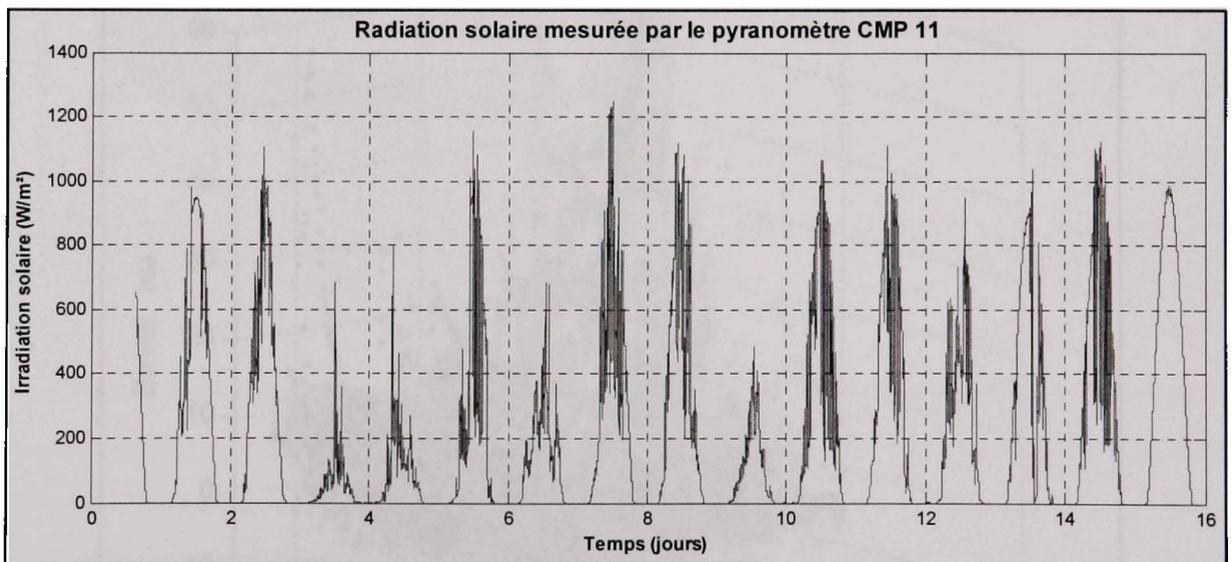
La prise de mesures a été faite à toutes les secondes pour les trois capteurs. Seule la moyenne des mesures pour une minute est enregistrée. L'acquisition de données a été faite pendant 15 jours.

### 3.1.1.2 Présentation des résultats

La section suivante présente la méthode d'analyse des données récoltées ainsi que les résultats de cette méthode.

### 3.1.1.2.1 Méthode d'analyse

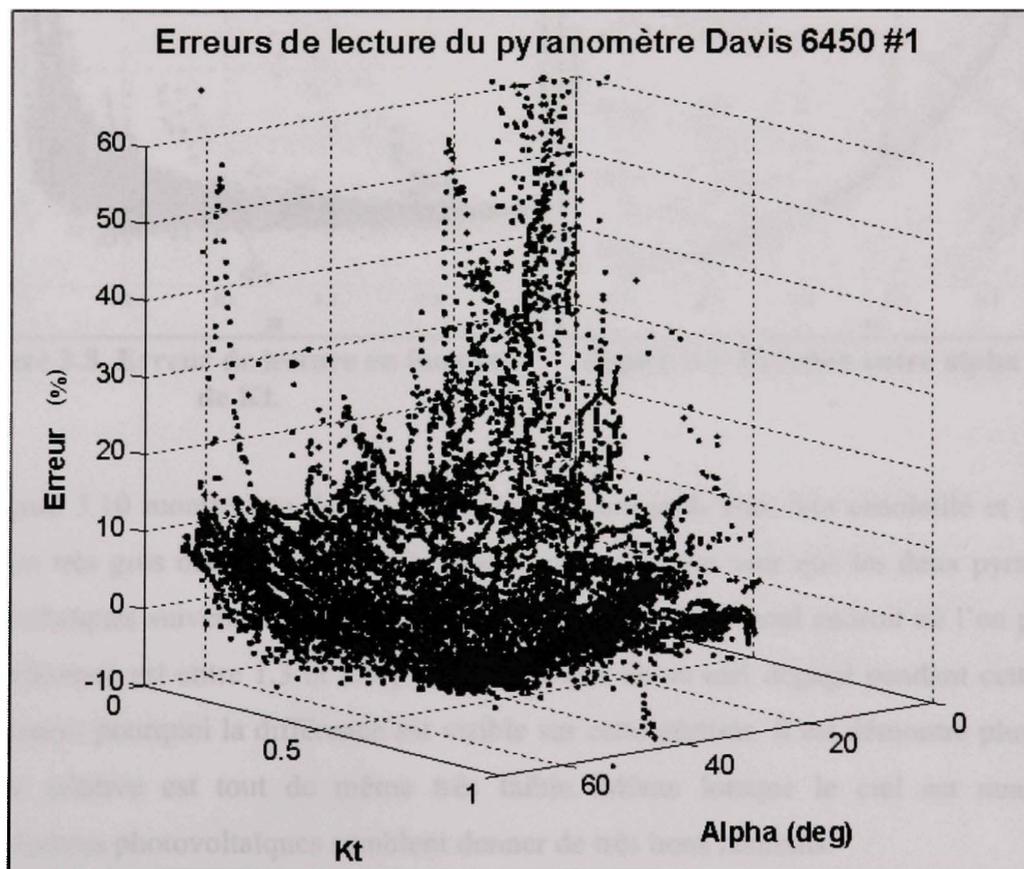
La moyenne des acquisitions a été faite à toutes les minutes pendant 15 jours, soit du 29 mai au 12 juin 2008. Pratiquement tous les types de conditions d'ensoleillement ont été enregistrés, de très nuageux à complètement ensoleillé comme en fait foi la Figure 3.6. Dans l'analyse, certaines données ont dû être éliminées, car une cheminée faisait de l'ombre sur un pyranomètre tard en fin de journée. Lorsque le ciel était dégagé, ces données étaient facilement reconnaissables visuellement et ont été manuellement éliminées. D'autres données ont dû aussi être éliminées sur de courtes périodes à cause de l'accumulation d'eau à la surface des pyranomètres photovoltaïques. L'accumulation d'eau s'est produite seulement sur une courte période d'une journée de mesure. Les données ont été manuellement enlevés puisqu'elles ont été aussi facilement reconnaissable visuellement. Finalement, seules les données où l'angle alpha est plus grand que  $5^\circ$  ont été gardées.



**Figure 3.6 Radiation solaire mesurée par le pyranomètre de référence CMP 11 pendant 15 jours.**

Comme il a été expliqué à la section 2.1.4, les pyranomètres photovoltaïques ont une erreur due à leur réponse spectrale limitée et aussi lorsque l'angle d'incidence du soleil est élevé. Il a été également expliqué que les variations du spectre solaire sont dues soit à l'enuagement, soit à la masse d'air. On peut conclure que l'enuagement est caractérisé par l'indice de clarté, la masse d'air par l'angle d'incidence et l'indice de clarté également. L'erreur due à

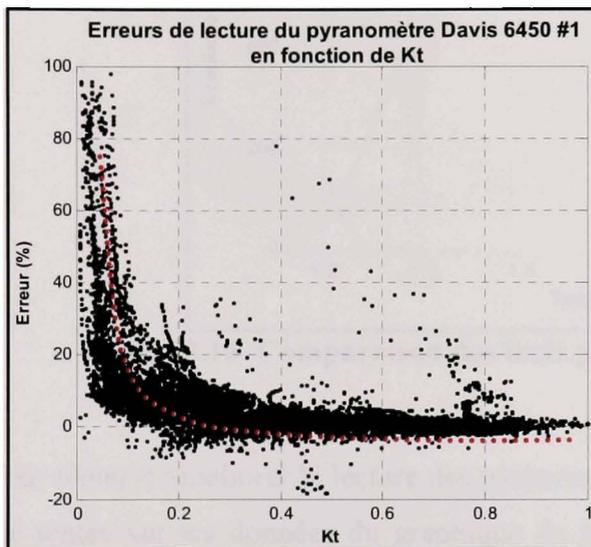
l'angle d'incidence peut être caractérisée par l'angle d'incidence lui-même. Il est donc possible de bien illustrer l'erreur de lecture en fonction de l'indice de clarté et l'angle d'incidence en utilisant les équations de la section 2.2. L'erreur est simplement la différence entre la lecture du pyranomètre de référence et du pyranomètre photovoltaïque divisée par la lecture du pyranomètre de référence. En effet, lorsque l'on traite les données pour les mettre en relation avec ces deux paramètres, la Figure 3.7 est obtenue pour les données d'un pyranomètre. La figure montre bien que lorsque l'angle d'incidence est élevé et que  $K_t$  est élevé également, l'erreur est très près de 0%. Lorsque l'angle d'incidence est élevé et que  $K_t$  est faible, l'erreur augmente jusqu'à 10%. Finalement, lorsque l'angle diminue et que  $K_t$  diminue, l'erreur augmente beaucoup et dépasse les 50%.



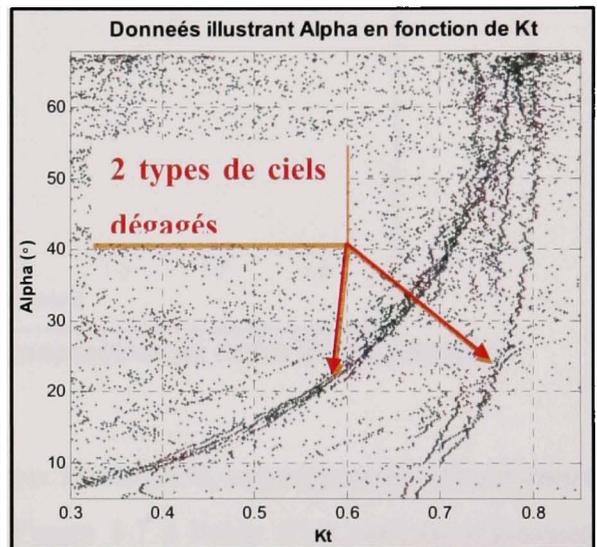
**Figure 3.7 Erreurs de lecture du pyranomètre Davis 6450 no1 en fonction de l'angle d'incidence (alpha) et de l'indice de clarté.**

En prenant le graphique de la Figure 3.7 dans une perspective différente, les Figure 3.8 et Figure 3.9 peuvent être obtenues. La Figure 3.8 montre l'erreur en fonction de  $K_t$  pour tous

les angles alpha. À l'exception de quelques points, on remarque que l'erreur est très liée à l'indice de clarté  $K_t$ . La Figure 3.9 montre l'étendue des points qui ont été recueillis sur les 15 jours. On peut observer une diminution du  $K_t$  maximal lorsque l'angle  $\alpha$  diminue. Les 2 flèches rouges pointent deux types de condition d'ensoleillement représentant des ciels ensoleillés. À la lumière de cette observation, la méthode de calibration de King (King, 1997b) ne pourrait tenir compte de ces deux conditions distinctes.



**Figure 3.8 Erreur de lecture en fonction de  $K_t$ .**



**Figure 3.9 Relation entre alpha et  $K_t$ .**

La Figure 3.10 montre une des 15 journées. L'avant-midi était très ensoleillé et peu après midi, un très gros orage a eu lieu. Qualitativement, on peut voir que les deux pyranomètres photovoltaïques suivent très bien le pyranomètre CMP 11. Le seul endroit où l'on peut noter une différence est entre 1.3 et 1.5 jour. La stabilité du au ciel dégagé pendant cette période expliquerait pourquoi la différence est visible sur cette période. Il est démontré plus loin que l'erreur relative est tout de même très faible. Même lorsque le ciel est nuageux, les pyranomètres photovoltaïques semblent donner de très bons résultats.

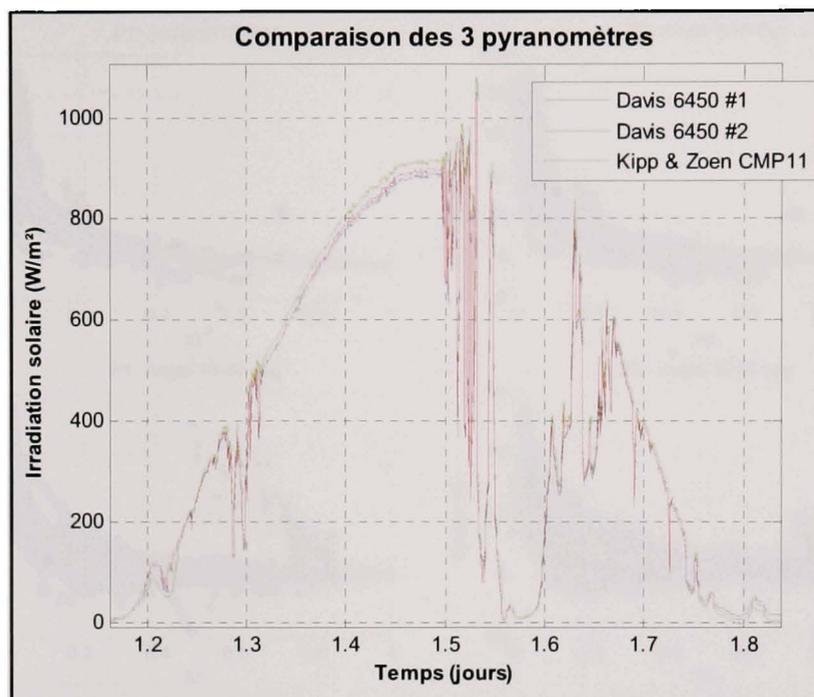


Figure 3.10 Comparaison des trois pyranomètres au cours d'une journée.

Pour tenter d'améliorer la lecture des pyranomètres Davis 6450, une régression 3D a d'abord été tentée sur les données du graphique de la Figure 3.7 à l'aide d'un outil de régression (Phillips, 2008). Malheureusement, aucune relation mathématique ne correspondait bien pour décrire l'ensemble des points. Par contre, en séparant les points en trois intervalles d'angles, trois régressions linéaires semblent être possibles. Il est donc possible de tracer l'erreur en fonction de  $Kt$  en séparant les points en trois intervalles d'angles, soit  $0-15^\circ$ ,  $15-40^\circ$  et  $40$  et plus. Avec une simple observation visuelle, on constate que l'erreur semble suivre une relation exponentielle. À l'aide d'un outil régression (Phillips, 2008), les régressions de l'erreur ont pu être déterminées sous la forme de l'équation (3.1).

$$Err(Kt) = a \cdot \exp(b/Kt) + c \quad (3.1)$$

La Figure 3.11 montre l'allure des régressions et les données sur les trois intervalles d'angles pour les deux pyranomètres photovoltaïques et le Tableau 3.3 donne les coefficients de ces courbes.

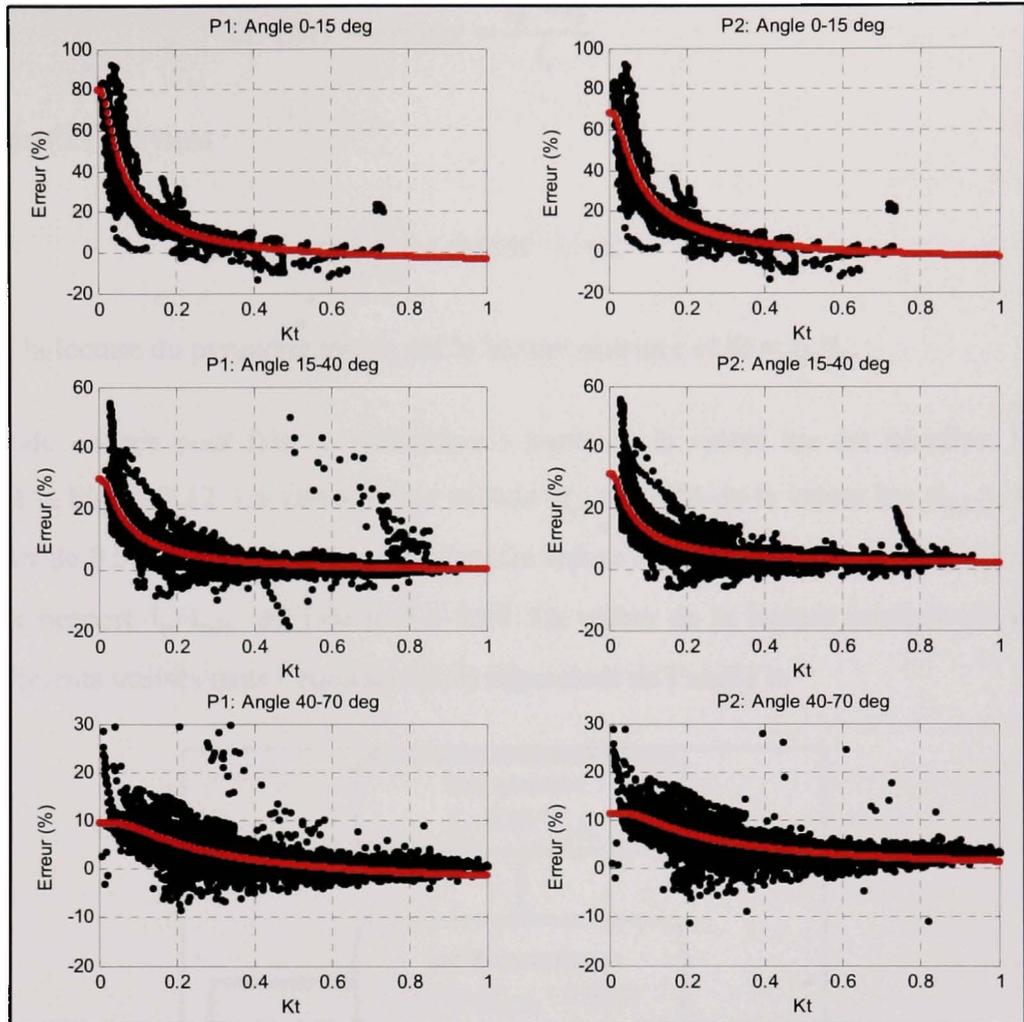


Figure 3.11 Régressions de la relation exponentielle inverse avec décalage.

Tableau 3.3 Coefficients de la relation NIST Lanczos pour les deux pyranomètres sur les trois intervalles d'angles

Coeff.	Pyranomètre #1			Pyranomètre #2		
	0-15°	15-40°	40-70°	0-15°	15-40°	40-70°
<b>a</b>	-8.777E+01	-3.131E+01	-1.378E+01	-7.516E+01	-3.070E+01	-1.237E+01
<b>b</b>	-5.165E-02	-5.600E-02	-2.345E-01	-6.306E-02	-4.787E-02	-2.201E-01
<b>c</b>	8.045E+01	2.999E+01	9.686E+00	6.864E+01	3.169E+01	1.158E+01

L'équation (3.1) doit d'abord être transformée en une forme utile pour la correction des mesures. Sachant que l'erreur en fonction de  $K_t$  est

$$Err(Kt) = Erreur = \frac{I_p - I_c}{I_c} \quad (3.2)$$

L'équation (3.1) devient :

$$I_p = (a \cdot \exp\left(\frac{b}{Kt}\right) + c)/100 \cdot I_c + I_c \quad (3.3)$$

Où  $I_p$  est la lecture du pyranomètre,  $I_c$  est la lecture corrigée et  $Kt = I_c/I_o$ .

La méthode utilisée pour faire la correction à partir de la valeur lue est itérative. Elle est illustrée à la Figure 3.12. La valeur itérée initiale ( $I_c$ ) est 85% de la valeur lue ( $I_{p,lu}$ ). Par des incréments de 0.5% de la valeur  $I_{p,lu}$  la nouvelle valeur de  $I_c$  est calculée. La boucle s'arrête lorsque le rapport  $I_p/I_{p,lu}$  est inférieur à 0.99. La valeur de la lecture corrigée est donc  $I_c$ . Les coefficients utilisés dans l'équation (3.3) dépendent de l'angle  $\alpha$ .

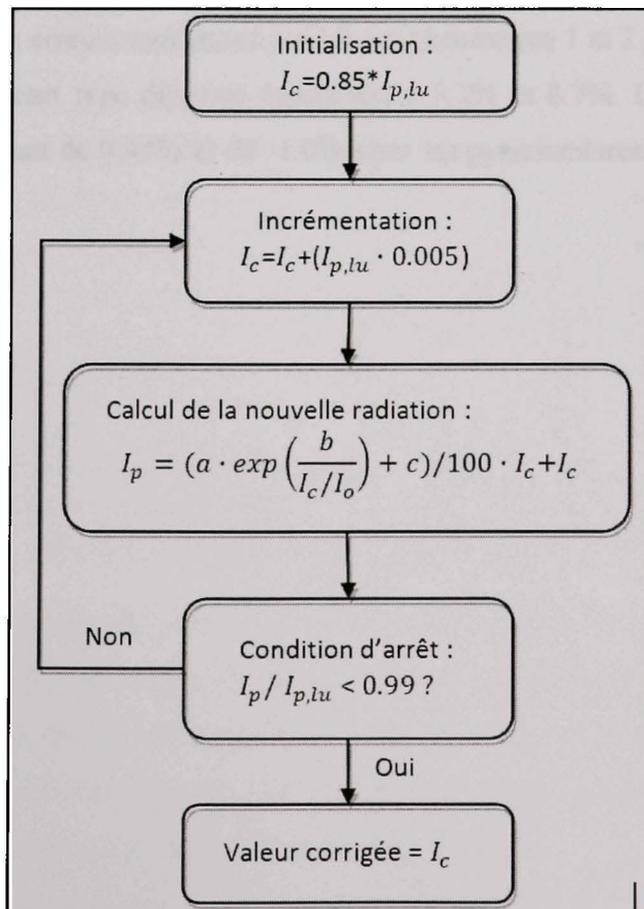
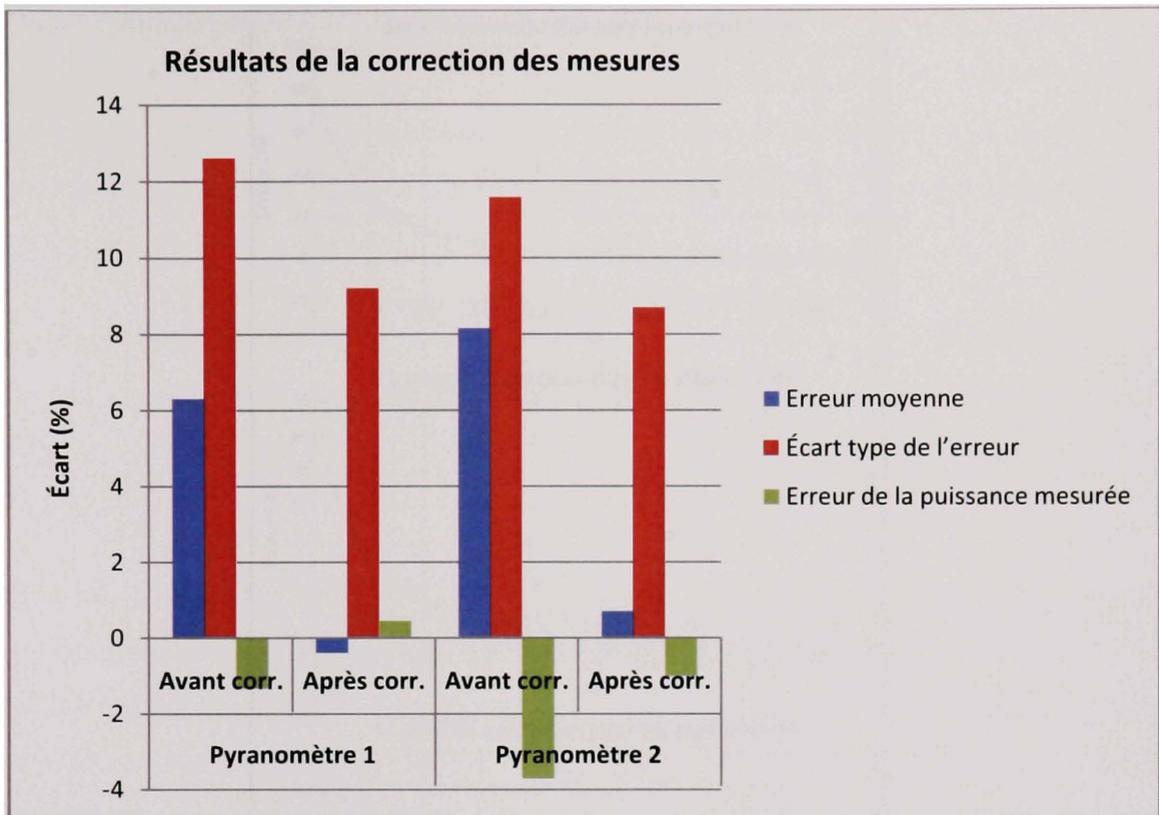


Figure 3.12 Schéma de la boucle de calcul de la valeur radiative corrigée.

### 3.1.1.2.2 Résultats de l'analyse

Sans appliquer de correction aux pyranomètres photovoltaïques, la Figure 3.11 montre que l'erreur semble généralement inférieure à 5% lorsque l'angle  $\alpha$  est plus grand que 15°. L'erreur tend également vers zéro lorsque  $K_t$  est très grand. D'après les spécifications des pyranomètres présentés au Tableau 3.1, l'erreur est de  $\pm 3\%$  lorsqu' $\alpha$  est plus grand que 30° et  $\pm 10\%$  lorsqu' $\alpha$  est plus grand que 15°. Cela est cohérent avec les résultats obtenus. Par contre, l'erreur est pratiquement toujours du même signe, dans notre cas, positif. Grâce à cette certaine constance dans l'erreur, il est possible de tracer une régression sur celle-ci.

En prenant tous les points où l'angle  $\alpha$  est plus grand que 5°, l'erreur moyenne pour les pyranomètres 1 et 2 est de 6.3% et 8.14% respectivement. L'écart type de cette erreur est de 12.6% et 8.7%. L'erreur sur la quantité d'énergie radiative mesurée est de -1.3% pour le pyranomètre 1 et de -3.7% pour le pyranomètre 2. En appliquant la correction proposée à la section précédente, les erreurs moyennes pour les pyranomètres 1 et 2 passent respectivement à -0.4% et 0.7%. L'écart type diminue également à 9.2% et 8.7%. L'erreur sur la quantité d'énergie est maintenant de 0.45% et de -1.0% pour les pyranomètres 1 et 2. Le Tableau 3.4 résume ces résultats.

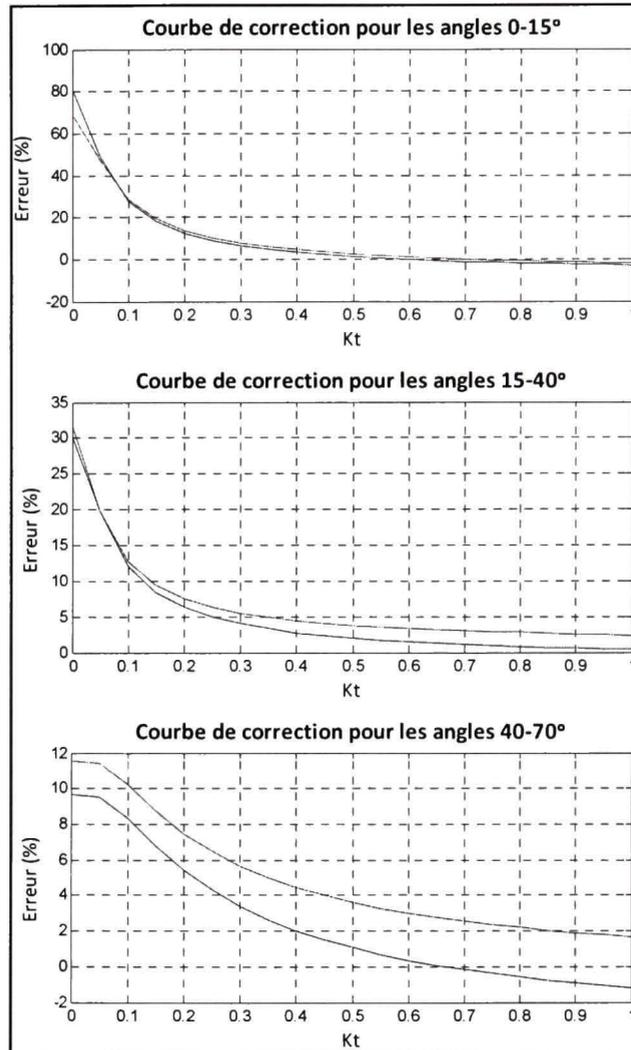


**Figure 3.13 : Résultats de la correction des mesures**

Tableau 3.4 Résultats de la correction des mesures

	Pyranomètre 1		Pyranomètre 2	
	Avant corr.	Après corr.	Avant corr.	Après corr.
<b>Erreur moyenne (%)</b>	6.31	-0.39	8.15	0.70
<b>Écart type de l'erreur</b>	12.61	9.20	11.58	8.69
<b>Puissance radiative mesurée (KWh/m<sup>2</sup>)*</b>	78.096	79.132	80.993	78.883
<b>Erreur de la puissance mesurée (%)</b>	-1.33	0.45	-3.71	-1.00
*Pour les 15 jours, la puissance mesurée par CMP 11 est de 78.096 KWh/m <sup>2</sup>				

Si l'on compare les courbes de correction des deux pyranomètres, on obtient la Figure 3.14. Tandis que la courbe de correction pour les angles de 0° à 15° est pratiquement identique, la courbe pour les angles de 15° à 40° présente une différence d'environ 2%, pour un Kt de 0.8 qui diminue avec la réduction du Kt. Finalement, les courbes pour les angles de 40° à 70° sont essentiellement identiques avec un décalage de 2% à 3%.



**Figure 3.14** Comparaison des courbes de correction des deux pyranomètres.

### 3.1.1.3 Interprétation des résultats

De prime abord, l'erreur mesurée aurait pu être différente avec un support de pyranomètre plus précis (voir Figure 3.4 et Figure 3.5). Celui utilisé a été fait avec du bois et de la quincaillerie de base. La stabilité du support sur le toit de gravier aurait pu être meilleure. De plus, il a fallu vérifier les bulles de mise à niveau tous les jours puisque le niveau avait tendance à se déplacer. Finalement, le vent pouvait créer de légères vibrations. Pour toutes ces raisons, une installation de pyranomètre de meilleure qualité aurait pu donner des résultats différents.

Tel que mentionné, le support n'était pas optimal pour maintenir le niveau des pyranomètres. De plus, la bulle de mise à niveau des pyranomètres photovoltaïque n'était pas très précise. Contrairement au pyranomètre thermopile, il n'y a aucune spécification du manufacturier sur la précision du niveau. La mise à niveau des pyranomètres photovoltaïques implique donc nécessairement une imprécision qui n'est pas quantifier.

La méthode de calibration n'est pas non plus validée à long terme. Il est très difficile de s'y prononcer d'autant plus que le manufacturier ne donne aucune spécification sur la non-stabilité de la mesure par année et que l'expérimentation présentée précédemment n'a duré que 15 jours.

Néanmoins, considérant toutes ces incertitudes, il est très intéressant de constater que les pyranomètres photovoltaïques donnent d'excellents résultats sans faire de corrections. En effet, l'erreur sur la puissance mesurée est de -1.3 et -3.7% pour chacun des pyranomètres. Ce résultat est très bon compte tenu que ces appareils coûtent 20 fois moins cher que le type thermopile.

Concernant la méthode de calibration, la qualification de l'erreur sous une forme exponentielle en fonction de  $Kt$  et d' $\alpha$  est subjective. Il y aurait peut-être d'autres moyens de caractériser l'erreur qui auraient donné de meilleurs résultats. Il n'en demeure pas moins que la méthode proposée dans cette étude est concluante d'après l'amélioration de l'erreur moyenne, de l'écart type et de la puissance radiative totale présentés au Tableau 3.4.

Il a aussi été constaté que le comportement de l'erreur des deux pyranomètres est semblable. En effet, la Figure 3.14 montre que les régressions pour les deux pyranomètres est très similaire. Il se peut également que cette ressemblance soit encore plus importante s'il n'y avait pas eu l'imprécision du niveau des pyranomètres causées par le support et les bulles de mise à niveau.

À la lumière de ces constatations, il est possible que l'erreur soit systématique pour les pyranomètres Davis 6450. Il est également possible, en effectuant l'analyse ci-dessus avec un échantillon de pyranomètres plus important, de trouver une courbe de correction universelle

aux pyranomètres Davis 6450. Cette courbe permettrait alors d'améliorer significativement la mesure sans avoir recours à une calibration nécessitant un dispendieux pyranomètre de précision. Puisqu'il y aura toujours des erreurs de lectures avec les pyranomètres photovoltaïques, les manufacturiers pourraient améliorer les mesures de leurs produits en tentant de mieux qualifier l'erreur.

#### **3.1.1.4 Discussion des résultats**

Il est étonnant de constater que très peu de chercheurs se sont penchés sur la problématique de la calibration des pyranomètres photovoltaïques. Tel que présenté dans la section 2.1.5, Michalsky et al. (1991) et King et al. (1997b) ont chacun présentés une méthode de calibration. Dans les deux cas, leurs méthodes donnent de bons résultats. Par contre, leur méthode nécessite un appareil pouvant suivre le mouvement du soleil pour que la surface du pyranomètre soit toujours normale au rayonnement solaire. Or, cette appareil est très dispendieux, et puisque l'intérêt de calibrer des pyranomètres photovoltaïques est de diminuer le coût de l'équipement de mesurage, l'équipement nécessaire à cette calibration est contradictoire avec les objectifs de la calibration. De plus, pour le mesurage de systèmes de chauffage solaire de l'ECD au Québec, une méthode de calibration pour ciels dégagés seulement n'est pas du tout utile compte tenue de la fréquence d'ennuagement.

Puisque la méthode de calibration proposée dans cette étude n'utilise qu'un pyranomètre de référence et qu'elle est valable pour les ciels clairs comme ennuagés, elle permet une bonne calibration plus polyvalente que celle proposée par King et al. (1997b) et beaucoup moins cher et compliquée que celle de King et al. (1997b) et Michalsky et al. (1991).

#### **3.1.2 L'analyse du système de chauffage solaire**

Malheureusement, les systèmes de chauffage solaire des bâtiments ZOO et Chez-soi n'ont pas fonctionné pendant la durée de cette étude. Il n'a donc pas été possible d'étudier le système.

### 3.1.3 En résumé

Des chercheurs tel que Michalsky (1991) et King (1997b) se sont penchés sur la calibration de pyranomètres photovoltaïques. Leurs propositions tiennent compte de plusieurs facteurs difficiles à déterminer et nécessitent un matériel dispendieux pour, notamment, suivre la trajectoire du soleil. De plus, leurs méthodes dispendieuses de calibration s'éloignent du but de l'utilisation d'un pyranomètre photovoltaïque : améliorer la précision à faible coût.

Une nouvelle méthode a été proposée dans les sections précédentes. Elle ne requiert qu'un seul pyranomètre de référence de bonne précision. La calibration est faite pour les temps clairs et nuageux. Les deux pyranomètres calibrés sont de la compagnie Davis, achetés au coût de 125\$.

Il a été constaté qu'une régression exponentielle décrivait bien l'erreur en fonction de  $Kt$ . De plus, il a été constaté que la corrélation de l'erreur était plus forte lorsqu'on divise les données en trois intervalles d'altitude solaire, soit 0-15°, 15-40° et 40-70°. À l'aide de ces trois corrélations, il est possible de corriger les données enregistrées par une méthode itérative.

La correction itérative basée sur des corrélations a significativement améliorer les lectures. L'erreur moyenne de la mesure a passé de 6.3% à -0.4% pour le pyranomètre 1 et de 8.2% à 0.7% pour le pyranomètre 2. L'écart type de l'erreur a également diminué significativement en passant de 12.6% à 9.2% pour le pyranomètre 1 et de 11.6% à 8.7% pour le pyranomètre 2. Présentée autrement, l'application de la méthode de calibration a diminué l'erreur moyenne de 91% et 94%, l'écart type de 25% et 17% et l'erreur sur la puissance mesurée de 66% et 73%.

### 3.2 Récupérateurs de chaleur des eaux usées

Comme nous l'avons décrit à la section 1.2.2, l'étude des RCEU de cette recherche tente de déterminer leur rendement lorsqu'ils sont utilisés en parallèle. L'acquisition de données étant faite sur deux bâtiments et ayant des profils de résidants différents, cela permet d'avoir une meilleure idée de l'influence de l'utilisation de l'ECD sur le rendement.

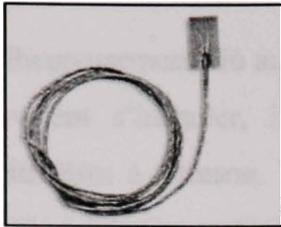
### 3.2.1 Équipement de mesurage

Pour chacun des deux bâtiments, les données enregistrées pour les expérimentations des sections suivantes portent sur deux températures et un débit, soit :

- la température de l'eau froide entrant dans le RCEU (point P2 de la Figure 3.18);
- la température de l'eau préchauffée arrivant au réservoir d'ECD (point P1 de la Figure 3.18);
- le débit de l'eau préchauffée arrivant au réservoir d'ECD (point P1 de la Figure 3.18).

Les températures ont été prises par des thermocouples de type K pouvant être collés (Figure 3.15). Ils proviennent de la compagnie OMEGA. Les lectures des températures ont été prises avec des petits enregistreurs de données de marque Novus , modèle LogBox-AA (Figure 3.16). Ce petit enregistreur a deux entrées analogiques de 15 bits, une mémoire de 32,000 données, et une très grande polyvalence pour ce qui est des types de mesures possibles. Les spécifications de ces appareils stipulent que la mesure de température avec thermocouples est d'une précision de  $\pm 1^{\circ}\text{C}$ .

Le débit mesuré est équivalent à la demande d'ECD. Étant donné qu'il n'était pas possible d'utiliser des débitmètres demandant les services d'un plombier, des débitmètres de types ultrason à «temps de transit» ont été installés. Ceux-ci ont des capteurs qui s'installent à l'extérieur de tous les types de tuyaux. En mesurant la variation de la vitesse du son à travers le liquide, la vitesse moyenne de ce dernier est déduite. L'appareil utilisé est le OMNI-TUF-200F (Figure 3.17). La précision de la lecture est de 1% lorsque la vitesse du liquide est supérieure à 0.2m/s. Les débits peuvent être lus pour des vitesses de 0.01 à 30 m/s. L'appareil a une sortie analogique de 4-20mA proportionnelle au débit mesuré. Le débit a aussi été enregistré avec un enregistreur de données LogBox-AA de Novus.



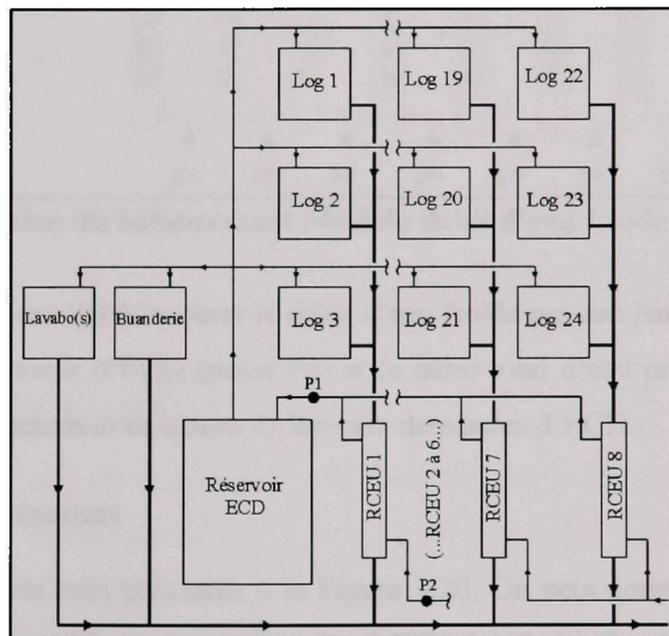
**Figure 3.15**  
**Thermocouple collé**  
**Omega.**  
Tiré de Omega (2008)



**Figure 3.16** Enregistreur de  
données LogBox-AA de  
Novus.  
Tiré de Novus (2008)



**Figure 3.17** Débitmètre  
ultrason OMNI-TUF-  
200F.  
Tiré de Omnilstruments  
(2008)



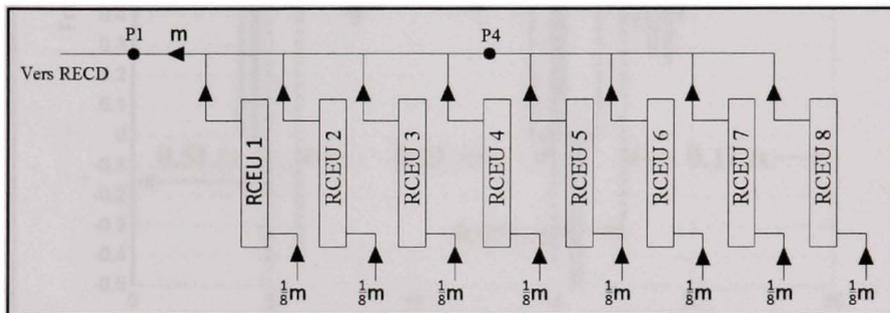
**Figure 3.18** Schémas de l'emplacement des capteurs de température et de débit.

### 3.2.2 Balancement du débit d'eau froide à travers les RCEU

Pour que les résultats soient valables, il faut que le débit d'eau froide soit bien réparti à travers les huit RCEU. Le balancement idéal est illustré à la Figure 3.19. Si, par exemple, la majorité du débit passe par les RCEU 1 à 4, les quatre autres RCEU sont presque inutilisés. Le débit doit être bien réparti pour que les résultats du rendement puissent être utiles pour prédire le rendement d'une nouvelle installation. Idéalement, pour vérifier cette étape, il faudrait mesurer le débit passant à travers chaque RCEU et le diviser par le débit total. Le débit passant par un RCEU devrait être le  $1/8^e$  du débit total.

### 3.2.2.1 Méthodologie

Malheureusement, dû aux petits diamètres de tuyaux (3/4'') dont les sondes ultrasoniques ne pouvaient s'installer, il n'a pas été possible d'obtenir de lectures valables avec les débitmètres à ultrason. Toutefois, il a été possible d'accéder à une conduite provenant des RCEU 5 à 8. Cet emplacement est illustré par le point P4 de la Figure 3.19. Le diamètre et le débit de cette conduite permettent l'utilisation du débitmètre à ultrason.

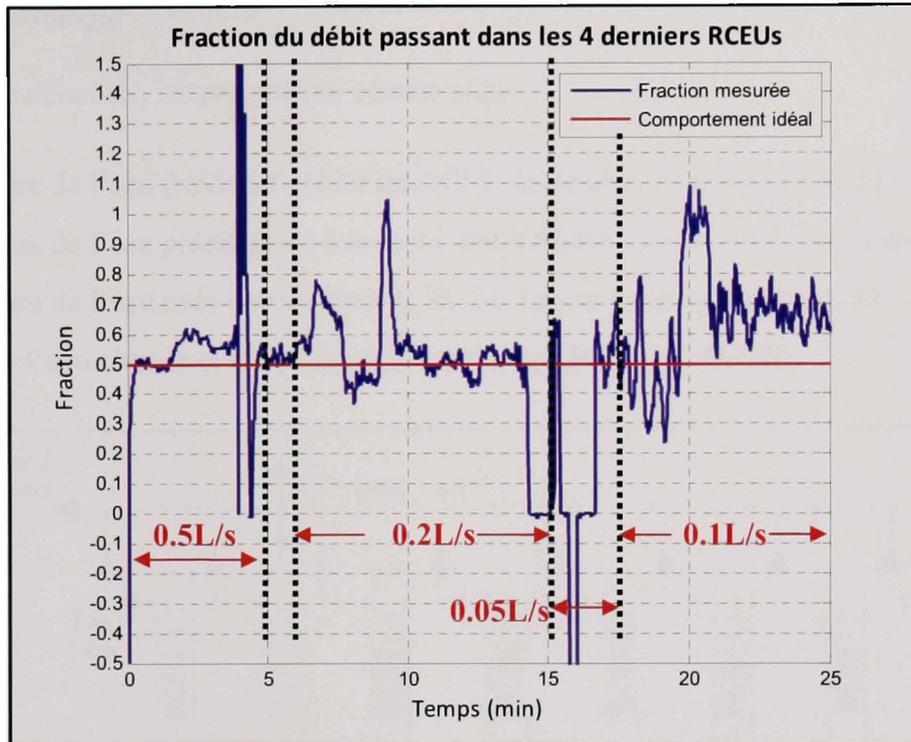


**Figure 3.19** Illustration du balancement idéal du débit d'eau froide à travers les RCEU.

L'expérimentation consistait à mesurer le débit d'eau froide passant par les quatre RCEU les plus éloignés du réservoir d'ECD (point P4) et le débit total d'eau préchauffée (point P1). Les essais ont été effectués avec quatre différentes demandes d'ECD.

### 3.2.2.2 Analyse des résultats

Les résultats des débits sont présentés à la Figure 3.20. On peut constater que, de manière générale, la moitié du débit total provient des RCEU 5 à 8. La fraction est plus ou moins stable. L'instabilité s'accroît avec des débits plus faibles.



**Figure 3.20 Fraction du débit d'eau froide préchauffée passant par les quatre RCEU les plus éloignés de la salle de mécanique.**

### 3.2.2.3 Interprétation des résultats

Sachant que l'eau froide alimentant les RCEU provient du réseau d'eau froide du bâtiment qui comporte quatre entrées différentes (voir Figure 1.12), la demande d'eau froide dans le bâtiment a un impact sur la distribution de l'eau froide à travers les RCEU en provoquant une variation de pression. Étant donné que la demande d'ECD était relativement constante pendant cet essai, c'est ce qui expliquerait les pointes abruptes observées sur la Figure 3.20. Lorsqu'il y a de faibles débits, les variations de pression ont un impact plus important. Même si le balancement de l'eau n'est pas parfait, il est supposé que les rendements mesurés seront tout de même valables et représentatifs d'un même système parfaitement balancé.

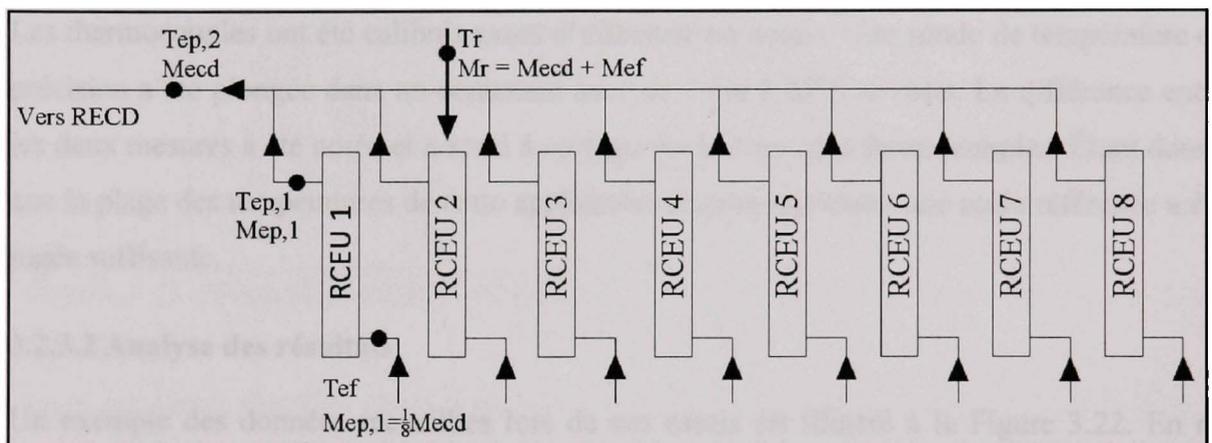
### 3.2.3 Rendement en régime permanent

Le mesurage à long terme donne une idée précise de la quantité d'énergie que l'installation de RCEU apporte au bâtiment. Par contre, il est aussi intéressant de connaître la capacité de récupération de chaleur d'un seul RCEU dans la configuration en question.

### 3.2.3.1 Méthodologie

Dans les tests effectués, les paramètres connus sont :

- température de l'eau froide à l'entrée du RCEU (point  $T_{EF}$  de la Figure 3.21);
- température de l'eau préchauffée à la sortie des 8 RCEU (point  $T_{EP,2}$  de la Figure 3.21);
- température de l'eau usée entrant dans le RCEU (point  $T_R$  de la Figure 3.21);
- les débits d'eau chaude et d'eau froide (au même endroit que MECD).



**Figure 3.21 Schéma de l'expérimentation du rendement en régime permanent.**

Les variables de la Figure 3.21 seront utilisées dans les équations de cette section.

Le protocole effectué est assez simple.

Une forte demande d'ECD est d'abord créée au sous-sol.

Il est important de rappeler qu'il n'y a pas de récupération de chaleur des rejets d'eau usée du sous-sol. Ainsi, les RCEU ne reçoivent aucun rejet d'eau chaude. La température de l'eau froide baisse, car elle était initialement réchauffée par l'air ambiant. La température de l'eau préchauffée baisse également, car il n'y a pas de rejet d'eau chaude pour la préchauffer. Cette demande d'ECD au sous-sol est arrêtée lorsque le régime permanent est atteint, soit lorsque les températures se stabilisent. Grâce à ce test, il est possible d'estimer le gain d'énergie dû au réchauffement de l'eau froide par l'air ambiant lorsqu'il y a une demande d'ECD

continue. Par contre, il n'est pas possible d'estimer le gain lorsque la demande est intermittente et lorsque l'eau froide est stagnante dans le RCEU.

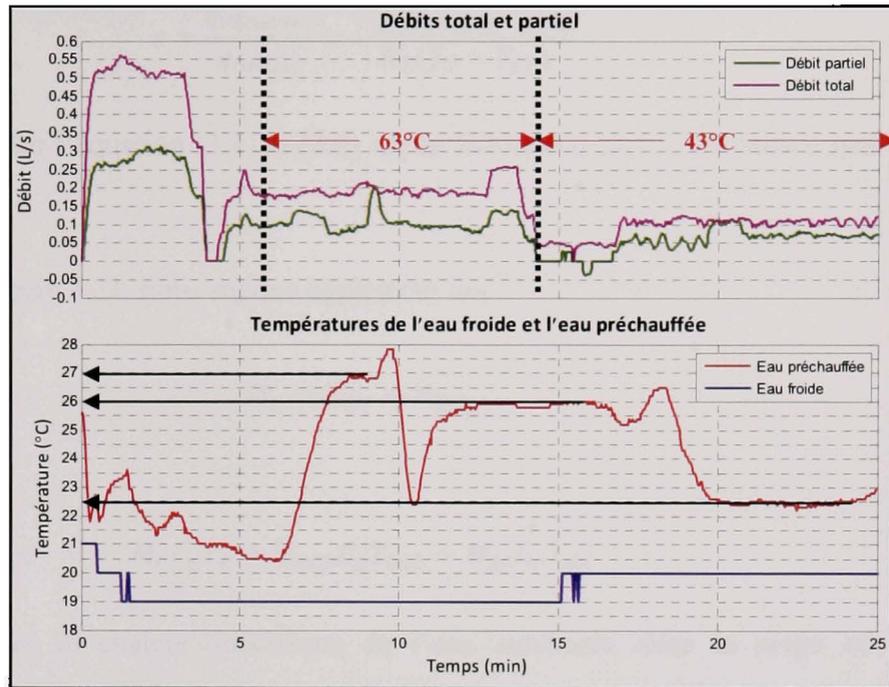
Une demande d'ECD est créée à l'étage à une température connue.

Les températures mises à l'essai sont 43 et 63°C. Une température de 43°C est représentative de la température d'une douche et 63°C est la température d'alimentation de l'ECD. La demande d'ECD est maintenue constante jusqu'à ce que le régime permanent soit atteint.

Les thermocouples ont été calibrés avant d'effectuer les essais. Une sonde de température de précision a été plongée dans un contenant avec de l'eau à 25°C environ. La différence entre les deux mesures a été notée et a servi à corriger les lectures des thermocouples. Étant donné que la plage des températures de cette application est très restreinte, une seule référence a été jugée suffisante.

### **3.2.3.2 Analyse des résultats**

Un exemple des données recueillies lors de ces essais est illustré à la Figure 3.22. En ne faisant passer que de l'eau froide dans les RCEU, l'eau préchauffée ne descend jamais jusqu'à la température de l'eau froide. Lors des deux tentatives, la différence finale a été de 1.2 et 0.8°C. Lors des essais, l'eau froide était à environ 19 à 20°C, et le gain par l'air ambiant de 1°C.



**Figure 3.22** Illustration du type d'essai effectué pour obtenir les résultats des essais 1 et 3 du Tableau 3.5.

Avec les autres résultats obtenus en régime permanent, il est possible d'utiliser l'équation (2.46) pour déterminer l'efficacité.

$$\varepsilon = \frac{C_f(T_{f,s} - T_{f,e})}{C_{min}(T_{c,e} - T_{f,e})} = \frac{C_f(T_{EP,2} - T_{EF})}{C_{min}(T_R - T_{EF})} \quad (3.4)$$

Il faut comprendre que l'efficacité trouvée avec cette équation est le rendement des huit RCEU en tant qu'ensemble. L'équation précédente est l'équivalent de :

$$\varepsilon = \frac{q_{récupéré}}{q_{max}} \quad (3.5)$$

En comparant l'équation (3.4) et (3.5), on peut constater que cette efficacité est le taux de transfert de chaleur mesuré sur le taux de transfert de chaleur maximal possible. Ce n'est donc pas l'efficacité à récupérer l'énergie utilisée. Ce qui est intéressant de connaître sur les RCEU, c'est leur capacité à récupérer l'énergie utilisée. Le dénominateur de l'équation (3.4) doit donc être modifié. L'efficacité du RCEU à récupérer la chaleur utilisée peut donc s'écrire comme suit :

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{récupéré}}}{q_{\text{utilisé}}} = \frac{M_{ECD}(T_{EP,2} - T_{EF})}{M_R(T_R - T_{EF})} \quad (3.6)$$

Le rapport entre l'équation (3.4) et (3.6) est en fait égal à  $C_R$ . Ce paramètre sera détaillé plus loin.

D'après la Figure 3.21, nous savons également que :

$$M_R = M_{EF} + M_{ECD} \quad (3.7)$$

De plus,

$$M_R C_p T_R = M_{ECD} C_p T_{ECD} + M_{EF} C_p T_{EF} \quad (3.8)$$

En considérant la chaleur spécifique de l'eau constante dans la plage de température concernée (Zaloum, 2007b) et sachant que  $M_{ECD}$  est égal à  $M_{EF}$ , l'équation (3.8) devient :

$$M_R = \frac{T_{EF} - T_{ECD}}{T_{EF} - T_R} M_{ECD} \quad (3.9)$$

En combinant (3.6) et (3.9), on obtient :

$$\varepsilon = \frac{T_{EP,2} - T_{EF}}{T_{ECD} - T_{EF}} \quad (3.10)$$

En utilisant l'équation (3.10), les efficacités du Tableau 3.5 ont été obtenues. L'efficacité,  $\varepsilon$ , a été calculé en utilisant directement les mesures enregistrées.

Tableau 3.5 Résultats expérimentaux des différents essais en régime permanent

#

	Essai 1	Essai 2	Essai 3	Essai 4	Essai 5
$T_{EF} (^{\circ}C)$	19.5	19.6	19.2	20.0	19.2
$T_{EP,2} (^{\circ}C)$	22.5	23	26.4	26.8	26.5
$T_R (^{\circ}C)$	<b>43</b>	<b>43</b>	<b>63</b>	<b>63</b>	<b>63</b>
$T_{ECD} (^{\circ}C)$	<b>63</b>	<b>63</b>	<b>63</b>	<b>63</b>	<b>63</b>
$\varepsilon$ (%)	6.9	7.8	16.4	15.8	16.7
$\varepsilon_{moy}$ (%)	<b>7.4</b>		<b>16.3</b>		

On remarque que l'efficacité moyenne est de 7.4% lorsque le rejet des eaux usées est à 43°C. Lorsque le rejet des eaux usées est à 63°C, l'efficacité grimpe à 16.3%.

D'après la Figure 2.30, il est possible de déterminer les NTU pour le RCEU Power Pipe S3-60. L'équation pour ce modèle est (Zaloum, 2007b):

$$NTU = 5.0866x^{-0.6601} \quad (3.11)$$

Où x est le débit MEP,1 en L/min. ( $MEP,1 = \frac{1}{8}M_{ECD}$ )

L'efficacité du RCEU à récupérer l'énergie utilisée peut ensuite être calculée en multipliant l'équation (2.48) par  $C_r$ .

$$\varepsilon = C_r \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (3.12)$$

Sachant aussi que  $MEP,1 = \frac{1}{8}M_{ECD}$ , l'équation de  $C_r$  est :

$$C_r \equiv \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\frac{1}{8}M_{ECD}C_p}{M_R C_p} = \frac{\frac{1}{8}M_{ECD}}{M_{ECD} + M_{EF}} \quad (3.13)$$

En combinant les équations (3.9) à (3.13), on obtient :

$$C_r \equiv \frac{\frac{1}{8}}{\frac{T_{EF} - T_{ECD}}{T_{EF} - T_R}} \quad (3.14)$$

Le Tableau 3.6 présente le résultat des calculs du NTU ainsi que les efficacités

Tableau 3.6 Résultats théoriques des différents essais

	<b>Essai 1</b>	<b>Essai 2</b>	<b>Essai 3</b>	<b>Essai 4</b>	<b>Essai 5</b>
<b>Débit total (L/s)</b>	0.1	0.125	0.22	0.26	0.25
<b>Débit d'EF (L/min)</b>	0.75	0.94	1.65	1.95	1.88
$T_{EF}$ (°C)	19.5	19.6	19.2	20.0	19.2
$T_{ECD}$ (°C)	<b>63</b>	<b>63</b>	<b>63</b>	<b>63</b>	<b>63</b>
$T_R$ (°C)	<b>43</b>	<b>43</b>	<b>63</b>	<b>63</b>	<b>63</b>
<b>NTU</b>	<b>6.15</b>	<b>5.30</b>	<b>3.65</b>	<b>3.27</b>	<b>3.35</b>
$\varepsilon$ (%)	6.7	6.7	12.1	11.9	11.9
$\varepsilon_{moy}$ (%)	6.7		11.9		

En comparant les résultats expérimentaux du Tableau 3.5 et les résultats théoriques du Tableau 3.6, on peut noter quelques différences. En effet, tandis que les calculs théoriques démontrent une efficacité pour les essais à 43°C et 63°C de 6.7% et 11.9% respectivement, les essais expérimentaux montrent une efficacité supérieur dans les deux cas, soit 7.4% et 16.4%. L'efficacité expérimentale est donc 0.7% et 4.5% supérieur à l'efficacité théorique.

### 3.2.3.3 Interprétation des résultats

Concernant le réchauffement des RCEU par l'air ambiant, il y a de bonnes raisons de croire que, lorsque la demande d'ECD n'est pas élevée, le réchauffement de l'eau froide peut atteindre plusieurs degrés. En été, cela constitue un bénéfice. Par contre, en hiver, étant donné que l'air ambiant est chauffé par les chaudières, ce réchauffement n'apporte aucun bénéfice. Puisque l'air ambiant était à environ 21-23°C, il est possible de s'attendre à des gains beaucoup plus importants en hiver lorsque la température de l'eau sera près de 4°C.

Concernant les écarts entre les rendements mesurés et théoriques, plusieurs raisons peuvent les expliquer :

- La précision des sondes de températures : étant donné les faibles écarts de température entre l'eau froide et l'eau préchauffée, il est possible qu'une erreur de précision de l'instrumentation ait eu un impact.

- Le positionnement des sondes de températures : les thermocouples utilisés étaient collés sur les tuyaux de cuivre. Il est possible que l'interférence du tuyau ne reflète pas justement la température du liquide.
- Le facteur NTU : les données fournies par Zaloum (2007b) étaient pour des débits de 3 à 10 L/min. Une extrapolation de ces courbes jusqu'à des débits aussi petits que 0.75L/min n'est peut-être pas valide.
- Le débalancement du débit : tel que démontré à la Figure 3.20, le débit n'est pas parfaitement balancé entre les huit RCEU, même s'il semble convenable. Rien n'indique que le RCEU à l'essai recevait exactement 1/8e du débit total.
- Les gains de chaleur avec l'air ambiant : d'après la variation de température de l'eau froide au début et à la fin du test, il y a sans aucun doute un réchauffement de l'eau froide avant d'arriver au RCEU. En effet, d'après la Figure 3.22, la température TEF mesurée est de  $19.5^{\circ} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ . Il n'est donc pas certain que tous les RCEU aient eu la même température d'eau froide. Il y a également de fortes raisons de croire qu'il y aurait eu un échange de chaleur important entre l'air ambiant et le RCEU.

### 3.2.3.4 Discussion des résultats

De manière générale, le rendement mesuré ressemble beaucoup au rendement théorique, surtout lorsque le rejet est à  $43^{\circ}\text{C}$ . Puisque les conditions d'opérations réelles ressemblent d'avantage à  $43^{\circ}\text{C}$  qu'à  $63^{\circ}\text{C}$ , le rendement des RCEU colle bien aux calculs théoriques.

Les calculs théoriques présentés plus haut ont été créés à partir des équations de transferts de chaleurs. Les travaux de Zaloum (2007b) sur le facteur NTU ont aussi été utilisés. Par contre, les autres études qui traitent des RCEU ont porté sur un seul RCEU installé dans une maison unifamiliale. Les tests en laboratoire des autres études ont seulement été faits pour des débits représentatifs de l'utilisation d'une maison unifamiliale. Donc, du à la configuration des RCEU spécifique à CHANCE et CHBF, le rendement obtenu en régime permanent ne peut être confirmé par aucune autre étude.

Par contre, il est possible de constater qu'en régime permanent, avec des rejets représentatifs d'une douche, le rendement de l'installation est beaucoup plus faible que le rendement

obtenu par les autres études. En effet, le Tableau 2.10 montre que les performances obtenues par Zaloum (2007a), Picard et al. (2004), Hewitt et al. (2001), Taylor et al. (1996) et Tomlinson (date inconnue) sont de 36 à 64% pour la récupération de chaleur des douches. Un rendement d'environ 7% est donc très loin des précédentes études, mais normal compte tenu de la grande différence de configuration des RCEU.

### **3.2.4 Suivi et mesurage à long terme**

#### **3.2.4.1 Méthodologie**

L'équipement utilisé pour le mesurage à long terme a été présenté à la section 3.2.1. Pour l'enregistrement du débit, une mesure est prise toutes les 4.5 secondes. Seule la moyenne de ces mesures sur 45 secondes est enregistrée. Les mesures des températures sont prises toutes les 9 secondes et les moyennes sur 90 secondes sont enregistrées.

#### **3.2.4.2 Analyse des résultats**

##### **3.2.4.2.1 Aperçu général des données enregistrées**

Les mesures ont été enregistrées sur une longue période, soit de la fin avril à la fin novembre pour CHANCE et de la fin mai à la fin novembre pour CHBF. Les Figure 3.23 et Figure 3.24 montrent ces données. Le premier graphique de chaque figure montre les deux températures enregistrées. On peut voir que la température de l'eau froide varie beaucoup. La température de l'eau froide déduite a aussi été tracée. Elle est la température minimale enregistrée sur une période de 12 heures précédant la mesure et 12 heures suivant cette mesure.

Le deuxième graphique montre le débit d'ECD enregistré. Pour CHANCE, le débit semble varier entre 3250 et 4250 L/jour, sauf pour la période entre les jours 250 et 280 (mi-septembre à mi-octobre) où la demande descend jusqu'à moins de 2000L/jour. Ensuite, le débit semble remonter jusqu'à son niveau initial. Pour CHBF, le comportement est très différent. La consommation d'ECD initiale est d'environ 4000 à 5000L/jour. Celle-ci diminue à 3000L/jour en juillet (jour 180). Par contre, elle augmente lentement pour atteindre un maximum de 5500L/jour à la fin août et au début septembre.

Le troisième graphique de la Figure 3.23 et Figure 3.24 montre l'énergie récupérée, soit  $M_{ECD}(T_{EP,2} - T_{EF})$ . Pour CHANCE, la courbe de l'énergie récupérée semble suivre la courbe de la demande d'ECD, ce qui est tout à fait normal. Par contre, pour CHBF, l'énergie récupérée semble avoir d'énormes irrégularités en juillet dues à l'anomalie de la demande d'ECD. Cette anomalie contribue donc à augmenter la quantité d'énergie récupérée par les RCEU.

### 3.2.4.2.2 Température de l'eau froide

La Figure 3.25 compare les températures de l'eau froide déduite avec les températures enregistrées par Marcoux et Dumas (2004) sur six années à un endroit à Montréal. On peut constater que les températures de l'eau froide déduites concordent parfaitement avec celles de Marcoux et Dumas la majorité du temps. La régression de la température de l'eau froide en fonction du jour de l'année a aussi été tracée, et elle est présentée à l'équation (3.15).

$$T_{EF} = a1 \cdot \sin(b1 \cdot x + c1) + a2 \cdot \sin(b2 \cdot x + c2) \quad (3.15)$$

Avec

$$a1 = 16$$

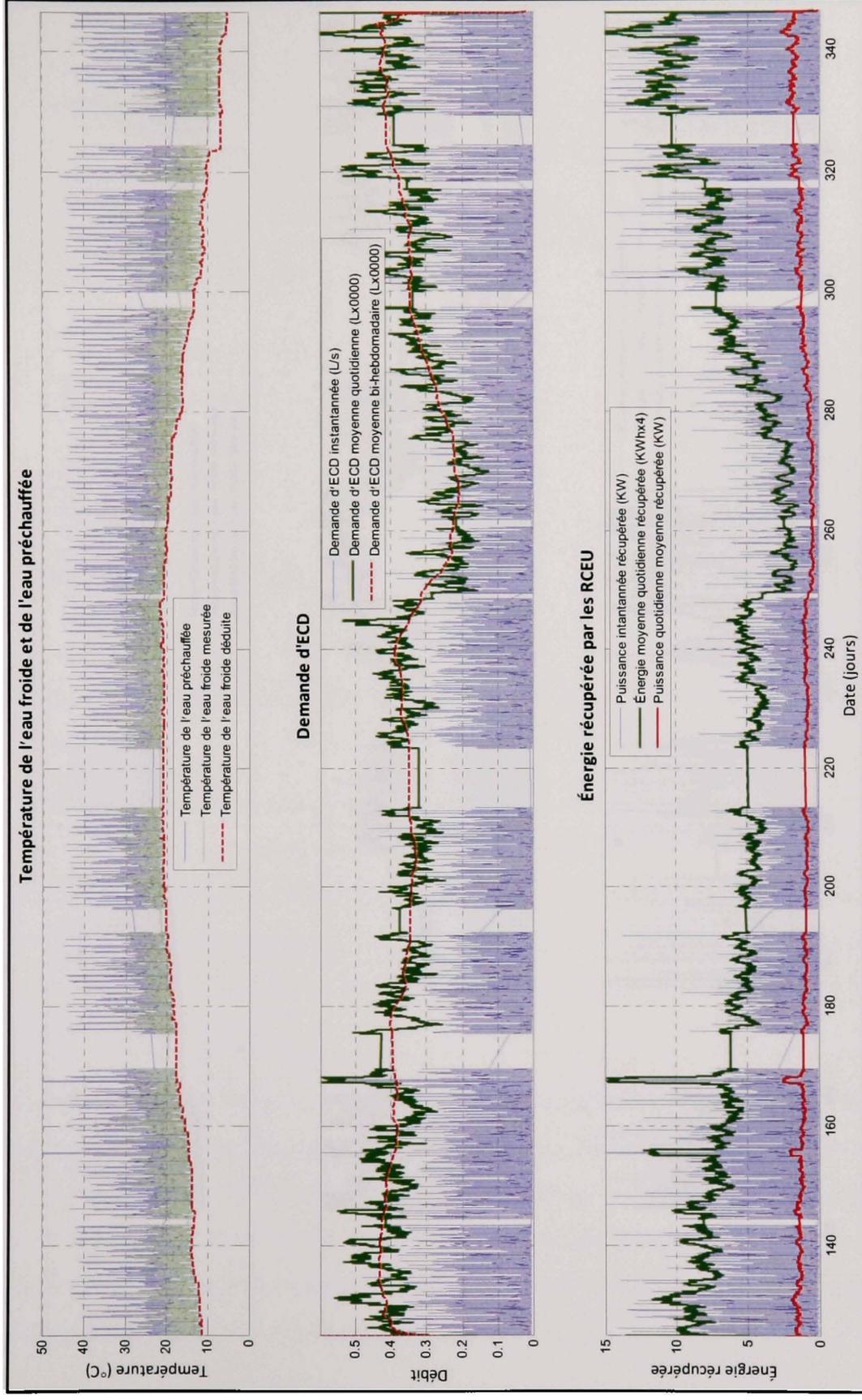
$$a2 = 6.318$$

$$b1 = 0.006335$$

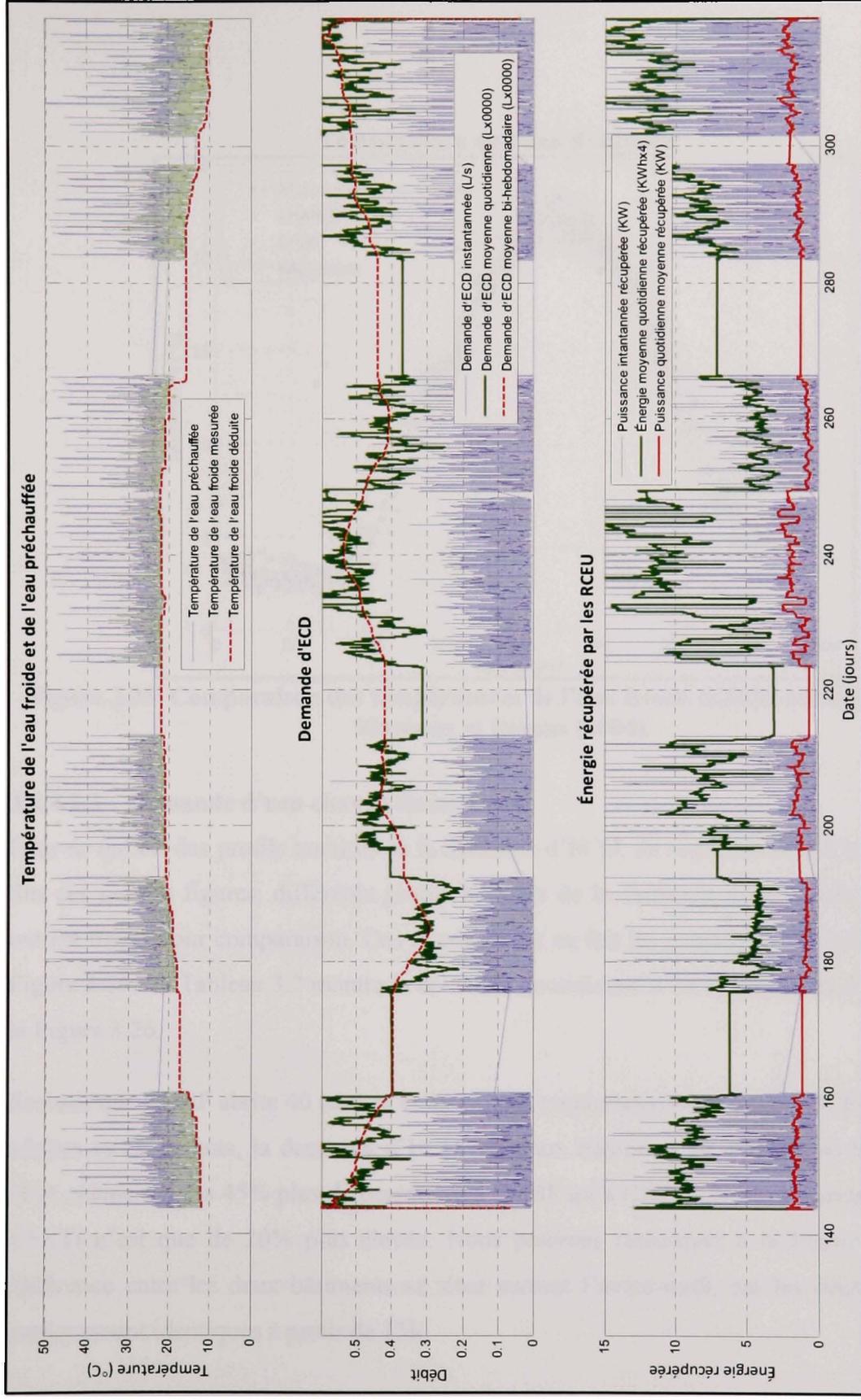
$$b2 = 0.02252$$

$$c1 = 0.1188$$

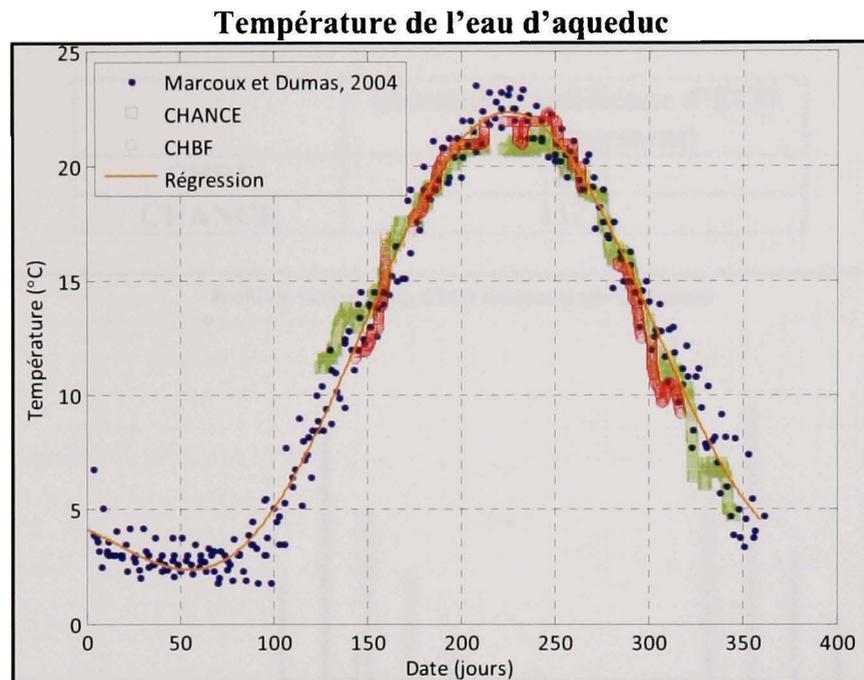
$$c2 = 2.778$$



**Figure 3.23 CHANCE - Graphiques des données de température et de débit enregistrées ainsi que le calcul de l'énergie récupérée.**



**Figure 3.24 CHBF - Graphiques des données de température et de débit enregistrées ainsi que le calcul de l'énergie récupérée.**



**Figure 3.25 Comparaison des températures de l'eau froide déduite enregistrées avec Marcoux et Dumas (2004).**

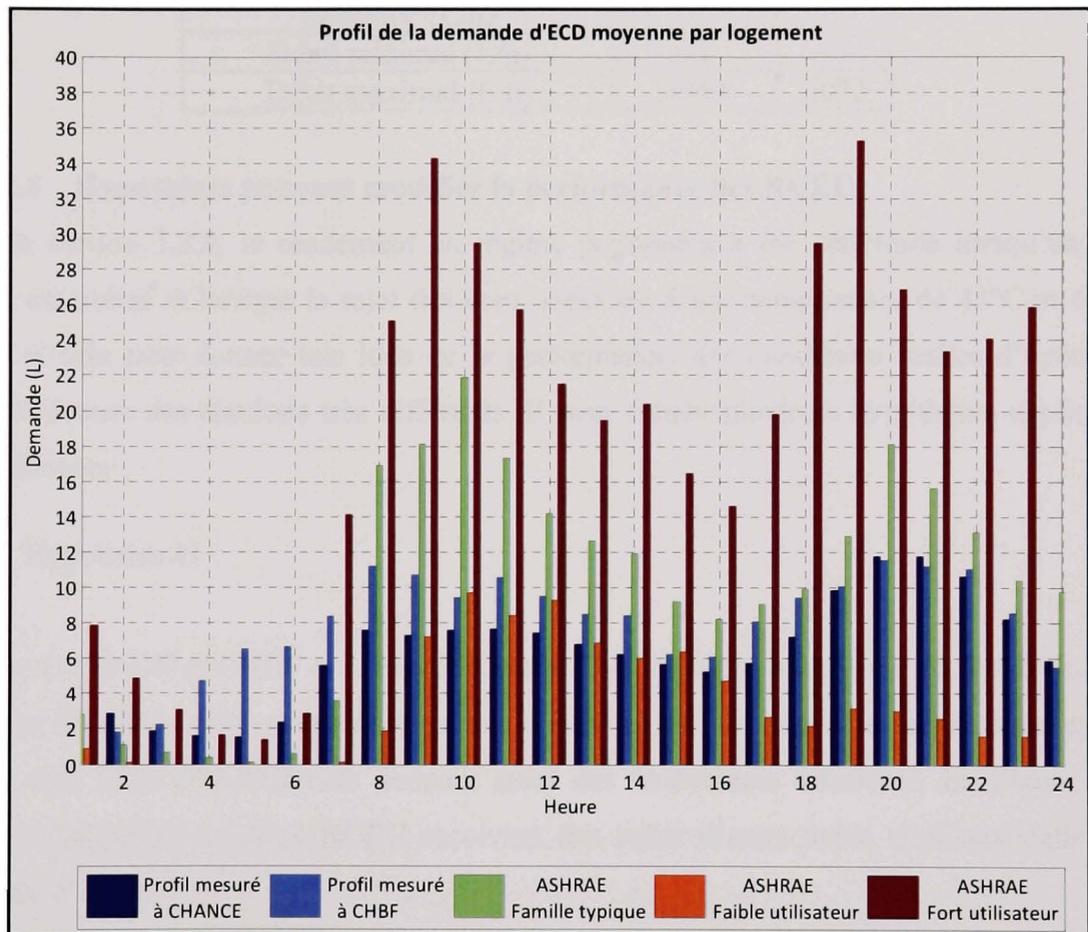
#### 3.2.4.2.3 Demande d'eau chaude domestique

Pour ce qui est des profils horaires de la demande d'ECD, ils sont présentés à la Figure 3.26. Sur ces mêmes figures, différents profils horaires de la demande d'ECD selon l'ASHARE ont été tracés pour comparaison. Ces courbes sont en fait les graphiques de la Figure 2.24 et Figure 2.25. Le Tableau 3.7 montre la demande quotidienne d'ECD résultante des courbes de la Figure 3.26.

Sachant que CHBF abrite 40 adultes et 43 enfants comparativement à CHANCE qui abrite 22 adultes et 26 enfants, la demande d'ECD des deux bâtiments ne diffère pas beaucoup. En effet, même s'il y a 45% plus de personnes à CHBF qu'à CHANCE, la demande quotidienne d'ECD n'est que de 20% plus élevée. Nous pouvons remarquer à la Figure 3.26 que la différence entre les deux bâtiments se situe surtout l'avant-midi, car les deux profils sont pratiquement identiques à partir de 15h.

Tableau 3.7 Demande d'ECD quotidienne mesurée à CHBF et CHANCE

	Demande quotidienne d'ECD (L/jour/logement)
<b>CHBF</b>	189.4
<b>CHANCE</b>	152.2

**Figure 3.26 Profil horaire de la demande d'ECD**

Le logiciel DHWcalc de simulation des besoins d'ECD a été décrit à la section 2.4.1. En combinant les informations du Tableau 3.7 et de la Figure 3.26, le Tableau 3.8 a pu être obtenu. Ce dernier contient toutes les informations nécessaires pour simuler le plus précisément possible la demande d'ECD des bâtiments. Ces informations pourraient donc être utiles pour prédire la demande d'ECD de nouveaux bâtiments, pour simuler une autre configuration de RCEU, ou pour simplement valider des modèles de simulation avec les résultats de rendement présentés plus loin.

Tableau 3.8 Données statistiques sur la demande d'ECD nécessaires pour le logiciel DHWcalc

	CHANCE	CHBF
Débit moyen par demande (L/h)	146	189
Déviatoin standard de la demande (L/h)	210	230
Débit minimal (L/h)	<1	<1
Débit maximal (L/h)	1944	2072

#### 3.2.4.2.4 Hypothèses pouvant modifier la performance des RCEU

Dans la section 3.2.3, le rendement en régime permanent a été déterminé lorsqu'un seul RCEU est utilisé et lorsque le rejet des eaux usées est à une température de 43°C et 63°C. Même si cela peut donner une idée de la performance, des conditions réelles d'opération peuvent donner des résultats très différents. Il peut exister plusieurs hypothèses expliquant une différence :

- Hypothèse #1 :

Puisque CHANCE et CHBF ont respectivement 23 et 24 logements, il y a de fortes chances que deux RCEU ou plus reçoivent des rejets d'ECD en même temps. Les débits à travers les RCEU sont alors très différents donnant aussi des rendements différents. La Figure 3.27 illustre la situation où deux RCEU reçoivent des rejets d'eaux usées simultanément à la demande d'ECD.

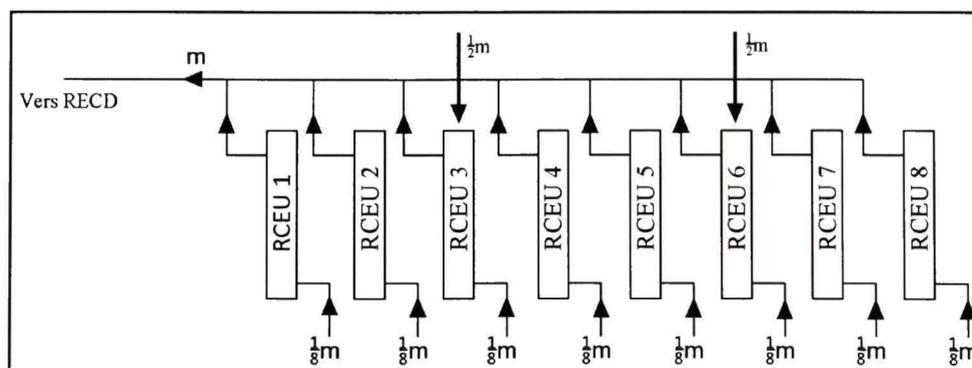


Figure 3.27 Schéma où deux RCEU sont utilisés simultanément

- Hypothèse #2 :

Les rejets d'eaux usées doivent être simultanés à la demande d'ECD pour qu'il y ait une récupération de chaleur. Nous avons vu à la section 2.4.1 que Proskiw (1998) a déterminé que les débits simultanés représentent environ 35% des rejets d'eaux usées. Or, dans l'installation à l'étude, si un logement produit un rejet d'eau groupé (ex. un bain ou lave-vaisselle) et qu'un autre logement a, au même moment, une demande d'ECD, le rejet d'eau groupé peut être récupéré en partie.

- Hypothèse #3 :

Les RCEU installés à Benny-Farm ont une masse thermique significative, surtout en tenant compte de l'eau froide contenue dans les tuyaux. Il est donc fort probable qu'un petit rejet d'eau groupé peut être récupéré uniquement par cette masse sans nécessiter de demande d'ECD simultanée.

- Hypothèse #4 :

Les RCEU ne sont pas isolés. Les gains ou pertes de chaleur avec l'air ambiant sont donc très faciles. De plus, le parcours de l'eau froide jusqu'au réservoir d'ECD est très long. Même si les tuyaux sont isolés, des gains de chaleur avec l'air ambiant sont très probables.

Quoique l'impact des quatre hypothèses précédentes soit impossible à quantifier, il est tout de même possible de déterminer s'il est probable qu'elles se produisent fréquemment.

### Hypothèse #1 :

Pour ce qui est de l'hypothèse #1, l'utilisation du rejet de l'eau chaude usée simultanée à une demande d'ECD dans plus d'un RCEU pourrait être observée par l'ampleur de la demande d'ECD.

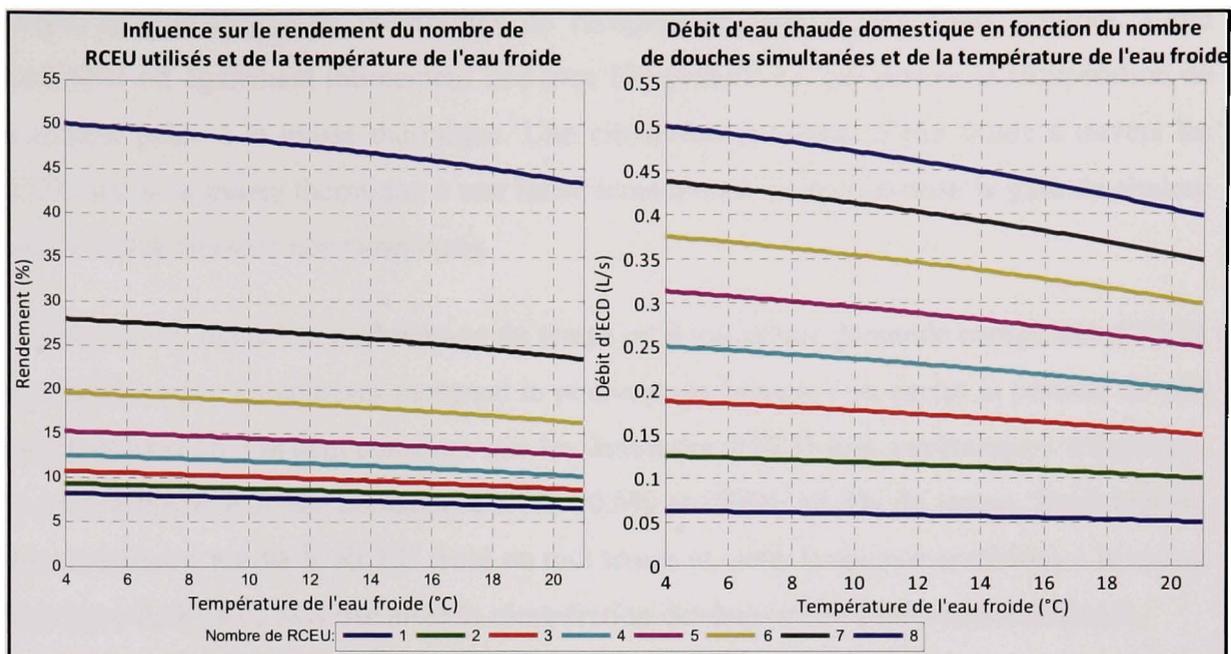
En effet, sachant que les pommes de douche installées ont un débit maximal de 1.5gpm (0.95L/s) , que la température d'une douche est d'environ 43°C et que la température de l'ECD est de 65°C, il est possible de déterminer la demande d'ECD pour une ou plusieurs

douches. Le graphique 2) de la Figure 3.28 montre le débit d'ECD d'une à huit douches en fonction de la température de l'eau froide. On peut constater qu'une douche demande environ 0.06L/s d'ECD.

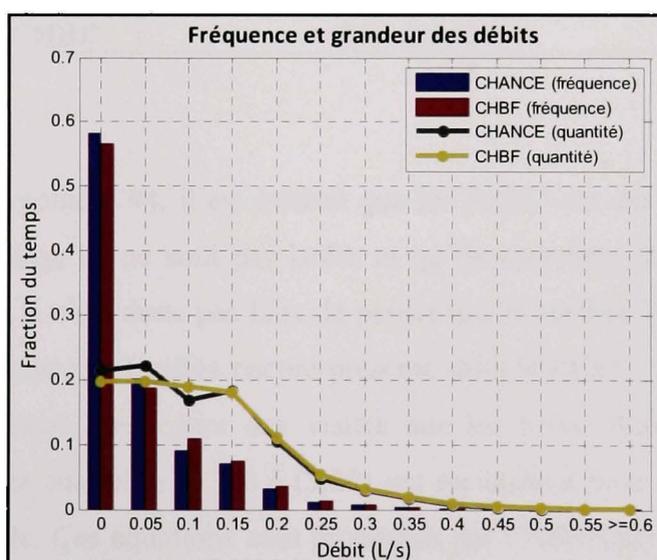
De plus, à l'aide des équations (3.11) à (3.14), les rendements des RCEU ont été tracés en fonction du nombre de RCEU recevant les rejets d'eaux usées d'une douche. On peut effectivement constater que l'utilisation simultanée de plusieurs RCEU augmente grandement l'efficacité.

Si l'on regarde la fréquence à laquelle les débits se produisent ainsi que le pourcentage de la demande correspondant à ce débit, on obtient la Figure 3.29. Il est important de noter que les moments où les débits sont nuls ont été enlevés de ces statistiques. En plus de constater que les deux bâtiments ont sensiblement le même profil pour ces deux paramètres, on observe que les moments où le débit correspondrait à une douche (0.06L/s) sont inférieurs à 20% du temps et représentent 20% de la demande d'ECD. On peut aussi constater que les débits de 0.15L/s et moins représentent 80% de la demande d'ECD et que ceux supérieurs à 0.2L/s représentent 90%.

Avec ces informations, on peut conclure que les probabilités sont faibles que le rendement soit augmenté par l'utilisation simultanée de plusieurs RCEU.



**Figure 3.28** 1) rendement des RCEU en fonction du nombre de RCEU recevant des rejets d'eaux usées semblables à ceux d'une douche; 2) demande d'ECD correspondant aux rendements du graphique 1).



**Figure 3.29** Fréquence des débits d'ECD pour CHANCE et CHBF.

Hypothèse #2 et #3 :

Pour ce qui est de l'hypothèse #2 concernant la récupération de la chaleur des rejets groupés, cette possibilité augmente lorsque la fréquence de la demande d'ECD est élevée. En effet, plus la demande d'ECD est fréquente, plus il y a de circulation d'eau froide à travers les

RCEU et plus il y a de possibilités de récupérer la chaleur des rejets groupés. Cette possibilité est également intimement liée avec l'hypothèse #3, qui permet la récupération de la chaleur grâce à la masse thermique. Une circulation fréquente d'eau froide à travers les RCEU garde la masse thermique à une basse température, ce qui favorise le gain de chaleur lorsque les débits sont non simultanés.

Le Tableau 3.9 montre le pourcentage du temps où il y a eu une demande enregistrée d'ECD. Les chiffres entre parenthèses montrent le pourcentage lorsque l'on exclut la période de nuit entre minuit et 5h. On peut constater que les demandes d'ECD sont extrêmement fréquentes. Le jour, CHANCE a une demande d'ECD 70.5% et CHBF 85.9% du temps. Évidemment, cela contribue à garder le RCEU froid en tout temps et, cette fréquence combinée à la masse thermique du RCEU, favorise alors la récupération de chaleur des débits non simultanés.

Tableau 3.9 Pourcentage du temps où il y a une demande d'ECD

	<b>% du temps avec demande d'ECD</b>
<b>CHANCE</b>	66.5 (70.5)
<b>CHBF</b>	81.1 (85.9)

#### Hypothèse #4 :

Pour ce qui est de l'hypothèse #4, il est évident que les RCEU ont des transferts de chaleur avec l'air ambiant, puisqu'ils ne sont pas isolés et qu'ils sont faits de cuivre, un très bon conducteur de chaleur. Il n'est donc pas faux de penser que la surface du RCEU est très près de la température de l'eau préchauffée encore présente dans le RCEU. D'ailleurs, les RCEU étaient tous généralement froids lors des visites sur les lieux. Afin d'estimer l'impact potentiel de ce gain, les équations (3.16) à (3.20) ont été utilisés pour déterminer les pertes par convection naturelle. Ces équations sont proposées par l'ASHRAE (2005) pour calculer le coefficient de convection naturelle sur un fil vertical. Il est à noter que les équations proposées par Incropera et al. (2007) pour une surface verticale donnent exactement le même résultat. Les propriétés de l'air doivent être évaluées à la température du film d'air. De plus, les pertes par rayonnement ont été déterminées avec l'équation (3.24). Finalement, les pertes totales sont additionnées en utilisant l'équation (3.25).

Température du film d'air  $T_m$ :

$$T_m = \frac{T_\infty + T_s}{2} \quad (3.16)$$

Coefficient de transfert de chaleur  $h$  (W/m<sup>2</sup>K):

$$h = Nu \cdot k/L \quad (3.17)$$

Nombre de Rayleigh  $Ra$ :

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (3.18)$$

Nombre de Nusselt  $Nu$ :

$$Nu = c(Ra \cdot D/L)^{1/4} + 0.763c^{1/6}(Ra \cdot D/L)^{1/24} \quad (3.19)$$

$$c = \frac{0.671}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}}$$

$$n = 0.25 + \frac{1}{10 + 5Ra^{0.175}}$$

Les pertes par convection :

$$\dot{q}_c = hA(T_\infty - T_s) \quad (3.20)$$

Variables :

$T_\infty$  : Température de l'air ambiant (K)

$T_s$  : Température due la surface du RCEU (K)

$k$  : Conductivité thermique de l'air (W/m·K)

$L$  : Longueur du RCEU (m)

$g$  : Constante gravitationnelle (9.81m/s<sup>2</sup>)

$\beta$  : Coefficient d'expansion thermique volumique (1/T<sub>m</sub>)(K<sup>-1</sup>)

$\nu$  : Viscosité dynamique de l'air (m<sup>2</sup>/s)

$\alpha$  : Diffusivité thermique de l'air (m<sup>2</sup>/s)

$D$  : Diamètre extérieur du RCEU (m)

$Pr$  : Nombre de Prandtl ( $c_p\mu/k$ )

$A$  :  $\pi DL$

Pour évaluer de manière informatisée les propriétés de l'air  $\alpha, \nu$  et  $k$ , les régressions proposées par (PiRhoMania, 2000) ont été utilisées. Elles sont présentées aux équations (3.21) à (3.23).

$$\alpha = 9.1018 \cdot 10^{-11}T^2 + 8.8197 \cdot 10^{-8}T - 1.0654 \cdot 10^{-5} \quad (3.21)$$

$$\nu = -1.555 \cdot 10^{-14}T^3 + 9.5728 \cdot 10^{-11}T^2 + 3.7604 \cdot 10^{-8}T - 3.4484 \cdot 10^{-6} \quad (3.22)$$

$$k = 1.5207 \cdot 10^{-11}T^3 - 4.8574 \cdot 10^{-8}T^2 + 1.0184 \cdot 10^{-4}T - 3.9333 \cdot 10^{-4} \quad (3.23)$$

Pertes par rayonnement:

$$\dot{q}_r = \epsilon\sigma AT_S^4 - \alpha\sigma AT_\infty^4 \quad (3.24)$$

$\epsilon$  : Émissivité du cuivre

$\alpha$  : Absorptivité du cuivre

$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann,  $5.670 \times 10^{-8}$  W/(m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>)

D'après Annino (2004) l'émissivité et l'absorptivité du cuivre dépend énormément de son fini de surface. De plus, l'émissivité semble, règle générale, trois fois plus petite que l'absorptivité. Donc, une absorptivité de 0.2 et une émissivité de 0.06 semblent des valeurs réalistes pour la surface des RCEU.

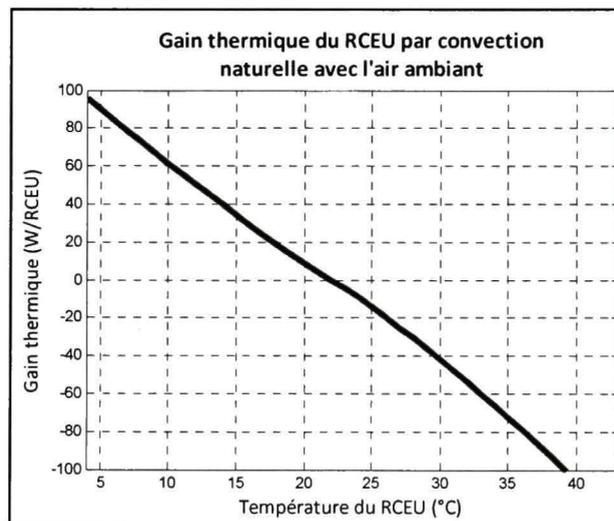
Finalement, les gains (ou les pertes) du RCEU sont :

$$\dot{q}_{tot} = \dot{q}_c + \dot{q}_r \quad (3.25)$$

En estimant la longueur (L) à 1.4m, le diamètre extérieur (D) à 0.12m, la température ambiante ( $T_\infty$ ) à 21°C, les pertes totales sont calculées avec les équations (3.16) à (3.25) et la Figure 3.30 a été obtenue.

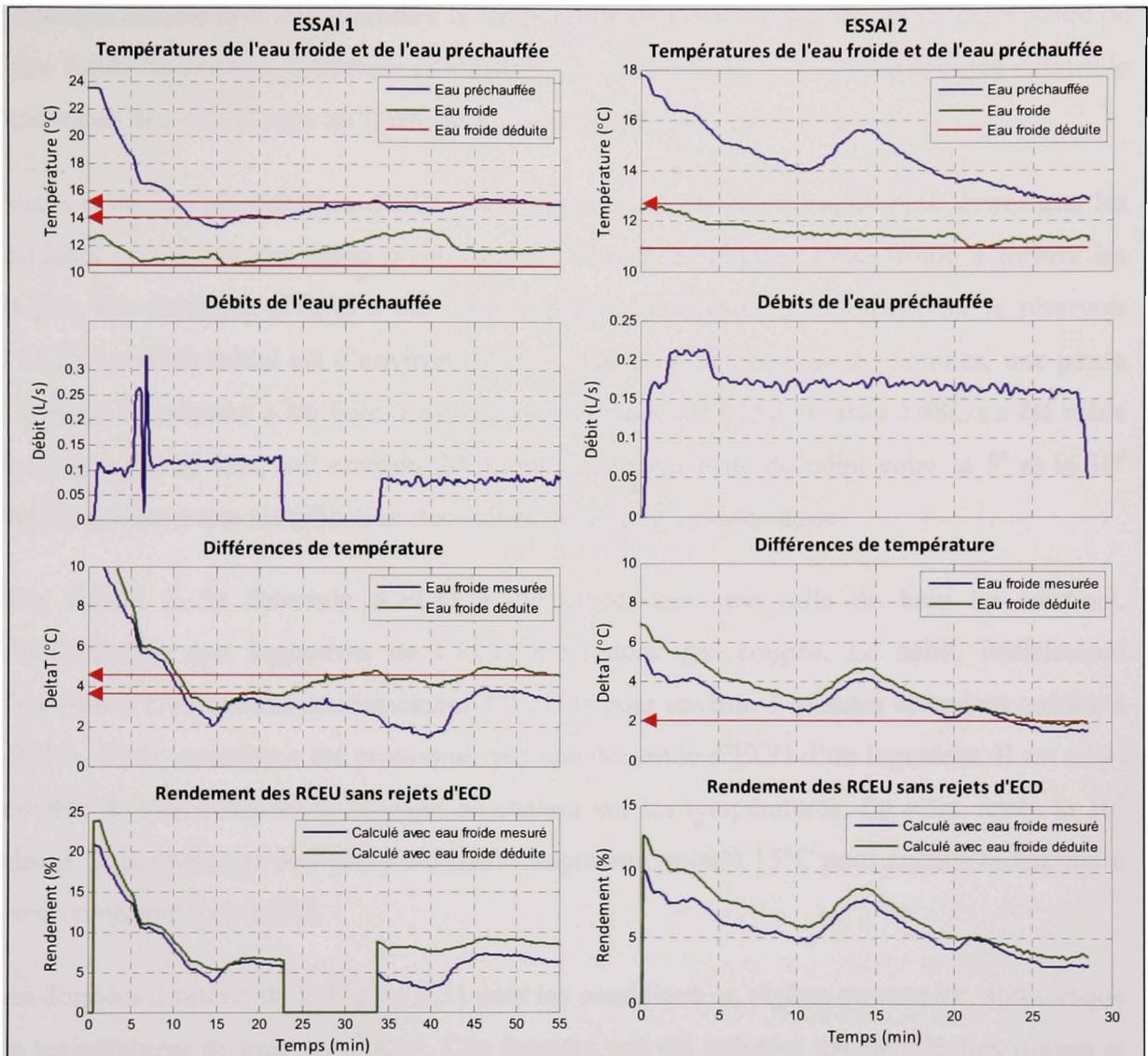
Il est facile de s'apercevoir que les gains sont nuls lorsque la température du RCEU et de l'air ambiant est la même. Par contre, dans la plage des températures qu'il est possible de rencontrer, le gain peut varier de 100W à -100W par RCEU. Comme nous l'avons vu aux points 1 à 3, les rejets d'eau usée sont plus susceptibles de se produire dans un seul RCEU à

la fois. Il est fort probable que la majorité du temps une demande d'ECD simultanée à un rejet d'eaux chaudes usées contribue à refroidir sept RCEU par de l'eau froide fraîche et à réchauffée par le RCEU recevant les rejets. Dans cette situation, sept des huit RCEU sont près de la température de l'eau froide de l'aqueduc. Par exemple, pour une température d'eau froide de 15°C, les gains thermiques totaux par l'air ambiant peuvent approcher 245W (35Wx7RCEU). Sachant que la puissance moyenne enregistrée à cette température est d'environ 1200W (Figure 3.23 et Figure 3.24), cela représente 20% des gains des RCEU provenant de l'air ambiant. En refaisant le même calcul pour une température de 10°C, on obtient 35%. De plus, lorsque le rejet d'eaux usées n'est pas simultané à la demande d'ECD (ex. un bain), les huit RCEU peuvent atteindre la température de l'eau froide.



**Figure 3.30 Estimation du transfert thermique avec l'air ambiant en fonction de la température du RCEU.**

Étant donné l'ampleur de l'impact des gains thermiques sur le rendement mesuré des RCEU, nous avons tenté de mesurer ce gain expérimentalement. Deux essais ont été effectués lors de deux journées différentes. Les résultats obtenus sont présentés à la Figure 3.31.



**Figure 3.31 Résultats des essais pour déterminer le gain thermique de l'air ambiant.**

L'objectif des deux essais était de mesurer le réchauffement de l'eau froide à travers les RCEU sans qu'il n'y ait de rejets d'ECD. Les températures d'eau froide et d'eau préchauffée ont été mesurées à toutes les secondes pour la durée du test. Le débit d'eau préchauffée a aussi été mesuré sur les mêmes intervalles. Une demande d'ECD constante a été créée au sous-sol où il n'y a pas de récupération de chaleur de l'eau usée pour faire circuler l'eau froide à travers les RCEU. Le premier graphique de la Figure 3.31 montre les températures de l'eau froide, de l'eau préchauffée enregistrée, ainsi que la température minimale enregistrée pendant le test. Le deuxième montre le débit total d'eau préchauffée. Le troisième

graphique montre la différence entre la température de l'eau préchauffée et la température de l'eau froide (mesurée et minimale enregistrée). Finalement, le quatrième graphique montre le rendement des RCEU sans qu'il n'y ait aucune récupération de chaleur.

Pour l'essai 1, l'alimentation d'ECD aux logements a été interrompue pour éviter que les résidants produisent des rejets d'eau chaude. Pour faire circuler l'eau froide à travers les RCEU, une demande d'ECD a été créée à partir d'une valve directement sur le réservoir d'ECD. Le débit initial est d'environ 0.11L/s. Après un peu plus de 20 minutes, une pause d'environ 20 minutes a été faite. Ensuite, une demande d'ECD d'environ 0.08L/s a été créée jusqu'à la fin du test, soit environ 20 minutes. L'irrégularité du débit entre la 5<sup>e</sup> et la 10<sup>e</sup> minute est due à une modification des valves de la salle de mécanique.

Pour l'essai 2, la demande d'ECD a été créée dans une salle de bain du sous-sol. L'alimentation aux logements de l'ECD n'est donc pas coupée. Le débit, initialement d'environ 0.17L/s monte soudainement à 0.21L/s pour environ 3 minutes et revient ensuite à 0.17L/s. Cette variation a été provoquée par une demande d'ECD d'un logement. Il est aussi possible de voir l'impact de ce rejet de chaleur sur les températures. En effet, après la 10<sup>e</sup> minute, la température de l'eau préchauffée augmente jusqu'à 15°C pour ensuite redescendre à son comportement initial.

Les données d'intérêt de la Figure 3.31 sont les conditions en régime permanent, soit lorsque les températures se sont stabilisées. Ces données ont été pointées par des flèches rouges et ont été inscrites au Tableau 3.10. Puisqu'il n'y a pas de récupération de chaleur possible sur les rejets d'ECD, l'augmentation de température est due uniquement au gain thermique avec l'air ambiant. La puissance de ce gain peut être calculée avec l'équation (3.26). Les résultats sont inscrits au Tableau 3.10.

$$P = \text{débit}(L/s) \cdot C_p(J/kgK) \cdot \Delta T \quad (3.26)$$

Lorsque la température de l'eau froide est d'environ 10-11°C, la puissance de chauffage de l'air ambiant est de 1.5kW, soit 190W par RCEU et non pas 60W comme il avait été calculé à la Figure 3.30. Cette différence peut être expliquée par le gain thermique de l'eau

préchauffée dans le reste de la tuyauterie. Un gain thermique peut aussi être présent dans l'eau froide avant d'arriver au RCEU. Il est d'autant plus surprenant que le rendement des RCEU serait près de 12% avec un débit constant égal au débit moyen inscrit au Tableau 3.8 (0.056L/s), avec une température d'eau froide de 11°C et sans récupération de chaleur des eaux usées.

Tableau 3.10 Puissance de chauffage de l'air ambiant sur les RCEU

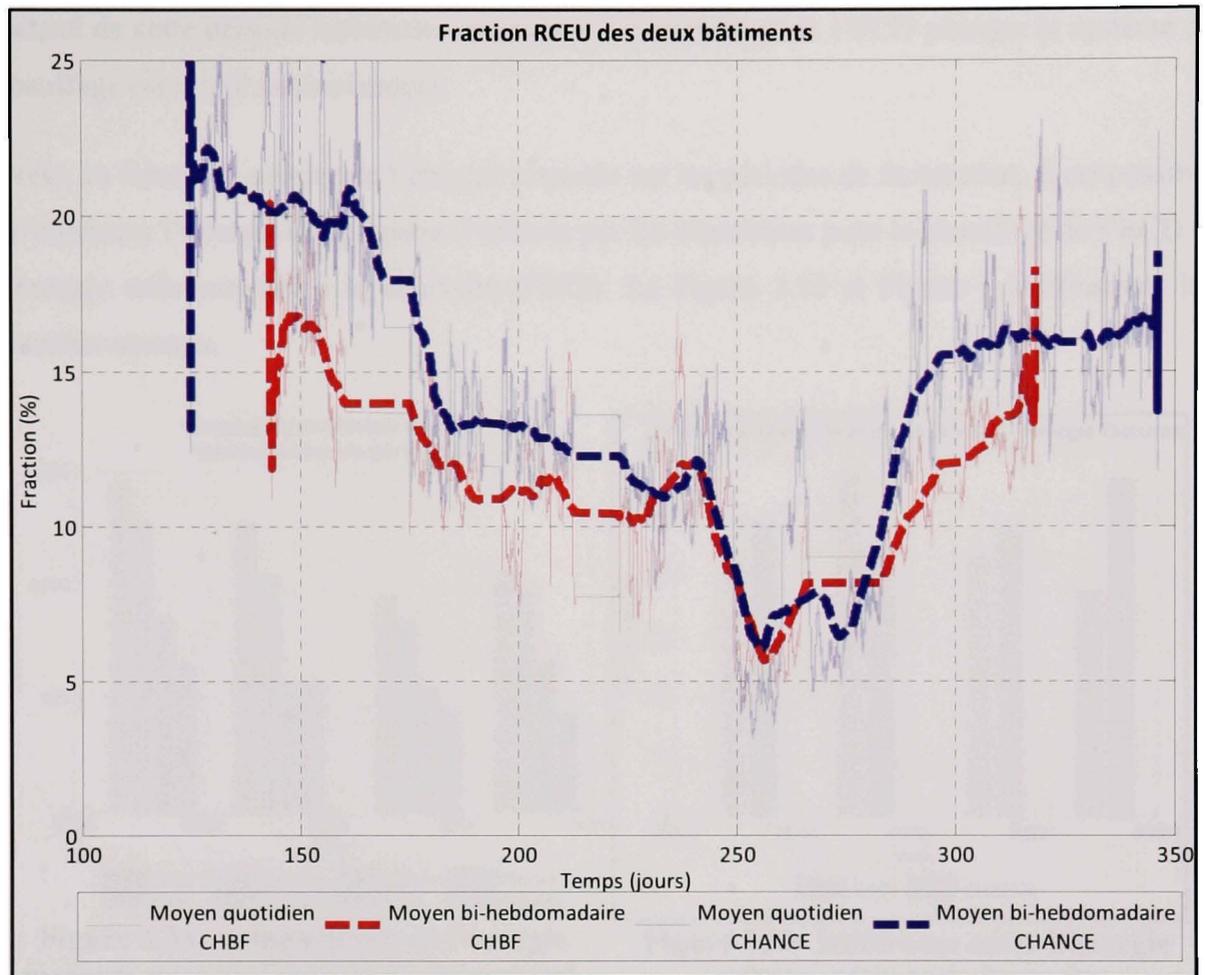
	Essai 1		Essai 2
<b>Débit (L/s)</b>	0.08	0.11	0.17
<b>DeltaT</b>	4.5	3.5	2
<b>Rendement (%)</b>	8.3	6.4	3.6
<b>Puissance (W)</b>	1505	1609	1421
<b>Puissance moy. (W)</b>	<b>1511</b>		
<b>Puissance/RCEU (W)</b>	<b>189</b>		

### 3.2.4.2.5 Le rendement mesuré

Dans l'installation à l'étude, il aurait été impossible de déterminer le rendement à long terme dans des conditions réelles avec l'équation (3.4), étant donné qu'il est très difficile de mesurer les températures de rejet d'eau chaude et qu'il est impossible de déterminer la répartition des débits d'eau rejetés. Par contre, il est possible de déterminer la quantité d'énergie récupérée par les RCEU par rapport à la quantité d'énergie nécessaire sans RCEU. L'équation utilisée est présentée à l'équation (3.27). Le terme  $T_{ECD}$  est posé à 65°C, soit la température d'alimentation de l'ECD moyenne mesurée. Tel que précisé à la section 3.2.4.1, la température minimale enregistrée sur 24 heures est la température  $T_{EF}$  utilisée dans les calculs.

$$\eta = \frac{q_{réc}}{q_{néc}} = \frac{M_{ECD}(T_{EP,2} - T_{EF})}{M_{ECD}(T_{ECD} - T_{EF})} = \frac{(T_{EP,2} - T_{EF})}{(65 - T_{EF})} \quad (3.27)$$

Avec les résultats présentés à la Figure 3.23 et Figure 3.24, il est donc possible de calculer le rendement pour les deux bâtiments. La Figure 3.32 présente ces résultats.



**Figure 3.32 Fraction mesurée de l'énergie récupérée par les RCEU.**

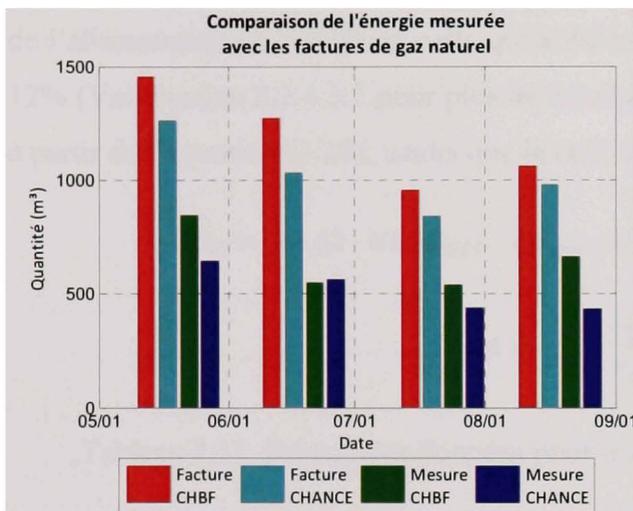
Le rendement mesuré est de 10% à 14% entre le début de juillet et le début de septembre (jour 180 à 250). Le rendement chute alors à 6-7% pendant le mois de septembre pour ensuite remonter rapidement jusqu'à 17% à partir d'octobre. Outre l'écart plus important entre les deux bâtiments à partir de la mi-mai et pendant le mois de juin (jours 140 à 180), le rendement semble grandement diminué en approchant le mois de juillet (jour 180).

#### 3.2.4.2.6 Les pertes par recirculation de l'eau chaude domestique

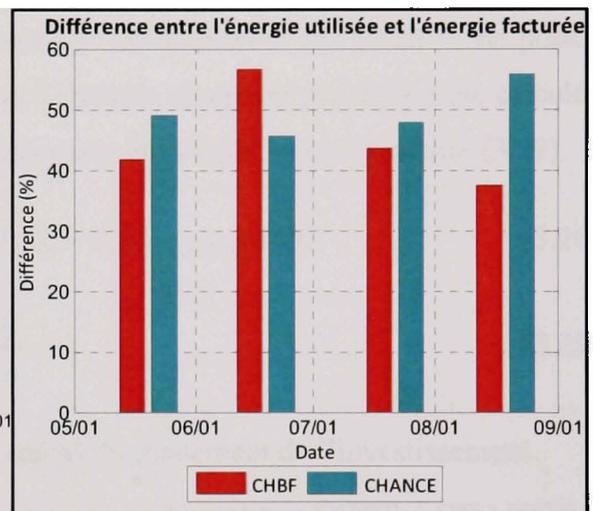
La température de l'eau entrant dans le chauffe-eau, le débit de la demande d'ECD et la température d'alimentation d'eau chaude domestique étant connus, il est possible de calculer l'énergie associée à l'ECD consommée par les locataires avec l'équation (3.26). De plus, en ne considérant que la période entre le 20 mai et le 18 septembre 2008, la facture de gaz

naturel de cette période représente uniquement le chauffage de l'ECD puisque le système de chauffage est arrêté manuellement.

Donc, en faisant la somme de l'énergie mesurée sur les périodes de facturation, il est possible de comparer l'énergie de gaz naturel utilisée par les chaudières pour le chauffage de l'ECD et l'énergie utile associée à la demande d'ECD. La Figure 3.33 et Figure 3.34 illustrent les résultats obtenus.



**Figure 3.33 Comparaison de l'énergie mesurée avec les factures de gaz naturel.**



**Figure 3.34 Différence entre l'énergie utilisée et l'énergie facturée.**

On peut constater que la différence entre l'énergie utilisée par les locataires par l'ECD et l'énergie consommée par les chaudières est importante. Cette différence varie de 37 à 57%, c'est-à-dire que la consommation d'énergie des chaudières pour l'ECD représente près du double de l'énergie utilisée par les locataires.

Pour la période du 5 mai au 18 septembre 2008, la recirculation de l'ECD représente environ 1850\$ pour CHBF et 1570\$ pour CHANCE.

#### 3.2.4.2.7 Analyse économique - retour sur l'investissement

En pratique, même si le rendement d'un équipement est très élevé, si l'investissement initial est tel que le retour sur l'investissement n'est pas atteint dans la vie utile de l'appareil, il n'est pas intéressant de faire l'achat de cet équipement. Il en est de même pour les RCEU. Étant

donné que les RCEU constituent une dépense additionnelle lors de la construction, les économies apportées doivent être suffisantes pour rembourser les RCEU dans un délai raisonnable.

Avec des valeurs moyennes d'efficacité et de consommation d'ECD, il est possible de calculer le retour sur l'investissement. Le Tableau 3.11 montre les principales données utiles. La demande d'ECD provient du Tableau 3.13. La température annuelle moyenne de l'eau froide a été calculée à partir de la régression de l'équation (3.15). La température moyenne de l'alimentation de l'ECD est celle qui a été mesurée. Le rendement des RCEU a été posé à 12% (Voir section 3.2.4.3.2 pour plus de détails). L'énergie récupérée par mois a été calculée à partir de l'équation (3.28), tandis que le coût épargné a été calculé avec l'équation (3.29).

$$E_M = 30.42 \cdot NL \cdot D_{ECD} \cdot C_{p_{eau}} \cdot (T_{ECD} - T_{EF}) \cdot \varepsilon_{RCEU} / 3600 \quad (3.28)$$

$$A = \frac{E_M \cdot C_G}{PC_G \cdot \varepsilon_{ch}} \quad (3.29)$$

Tableau 3.11 Principales données pour le calcul du rendement de l'investissement

	Variable	CHBF	CHANCE
Demande quotidienne d'ECD par logement (L/Jour/log)	$D_{ECD}$	189.4	152.2
Nombre de logements	$NL$	24	23
Température annuelle moyenne de l'eau froide (°C)	$T_{EF}$		11.5
Température d'alimentation de l'ECD (°C)	$T_{ECD}$		65
Efficacité des RCEU (%)	$\varepsilon_{RCEU}$		12
Chaleur spécifique de l'eau (kJ/kg·K)	$C_{p_{eau}}$		4.180
<b>Énergie récupérée (kWh/mois)</b>	<b><math>E_M</math></b>	<b>1031</b>	<b>794</b>
Prix du gaz naturel (\$/m <sup>3</sup> )	$C_G$		0.61
Rendement A.F.U.E. des chaudières (%)	$\varepsilon_{ch}$		94%
Pouvoir calorifique du gaz naturel (kWh/m <sup>3</sup> )	$PC_G$		10.4
Quantité de gaz naturel économisée par année (m <sup>3</sup> /an)		<b>1266</b>	<b>974</b>
<b>Coût moyen évité (\$/mois)</b>	<b><math>A</math></b>	<b>64</b>	<b>50</b>
Taux d'intérêt annuel de l'emprunt (%)	$I$		5
Inflation de l'énergie (%)	$T$		3
Surcoût associé aux RCEU (\$)	$C$		8000
Montant de la subvention (\$)		7992	7992

Pour les données financières, un taux d'intérêt annuel sur l'emprunt de 5% a été posé. On suppose donc que l'investissement est fait à même l'hypothèque. Le coût d'un RCEU incluant l'installation a été d'environ 1000\$ par appareil lors de la construction.

L'estimation de l'inflation du coût de l'énergie est un peu plus délicat. Ressources naturelles Canada (RNC, 2008) spécifie que : « Au cours des années 1990, les prix du gaz naturel au Canada étaient généralement bas, autour de 1.68\$/GJ entre 1991 et 1999. Entre 2000 et 2007, le prix moyen du marché intérieur de l'Alberta a alors grimpé à 6.07\$/GJ, une augmentation de 260% par rapport à la moyenne de 1991-1999. » Ces prix plus élevés sont maintenant la norme sur le marché canadien et américain du gaz naturel.

Depuis 2001, les prix présentent également des fluctuations très importantes. En effet, les prix ont été aussi bas que 21.3¢/m<sup>3</sup> en janvier 2002 et aussi haut que 43.7¢/m<sup>3</sup> en octobre 2005, soit une différence de 205%. Selon l'association canadienne du gaz (ACG, 2003), cette nouvelle grande oscillation des prix après 2001 est en grande partie due aux fluctuations des cours mondiaux du pétrole qui résultent du marché ou d'évènements géopolitiques. En effet, l'agence canadienne du gaz (ACG, 2003) dit que : « Au cours de la dernière décennie, le cours du gaz naturel a entretenu une corrélation de plus de 71% avec celui du brut et de plus de 83% avec celui de l'essence ». Ces évènements étant hautement imprévisibles, il est très délicat d'estimer l'inflation du prix à venir.

Afin d'estimer un pourcentage moyen de l'augmentation du prix du gaz naturel à Montréal, les prix à Montréal des huit dernières années seront analysés. Ces prix sont illustrés à la Figure 3.35. Ils proviennent d'une conseillère à la tarification de chez Gaz Métro. Ils excluent l'équilibrage et la distribution, puisque ces composantes varient en fonction du type de tarif et du profil de la demande. À première vue, il est très difficile d'estimer l'inflation du prix. Par contre, en traçant une régression linéaire, on obtient une image plus explicite de l'évolution du prix. Avec un prix de 27¢/m<sup>3</sup> en janvier 2001 et un prix de 34¢/m<sup>3</sup> en décembre 2008, la variation est donc de 7¢/m<sup>3</sup> sur huit ans. En calculant l'inflation avec l'équation (3.30), on obtient alors une inflation du prix du gaz naturel sur les huit dernières années d'environ 3%.

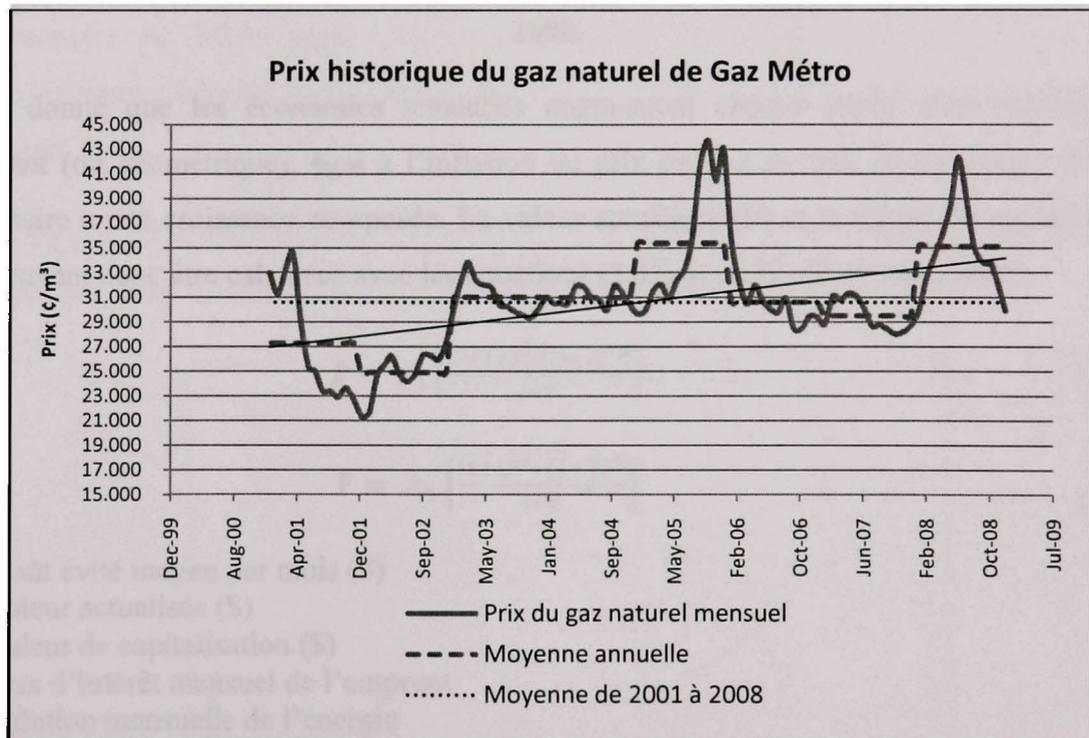
$$i = 1 - \left(\frac{F}{P}\right)^{1/N} \quad (3.30)$$

N : Durée de la période

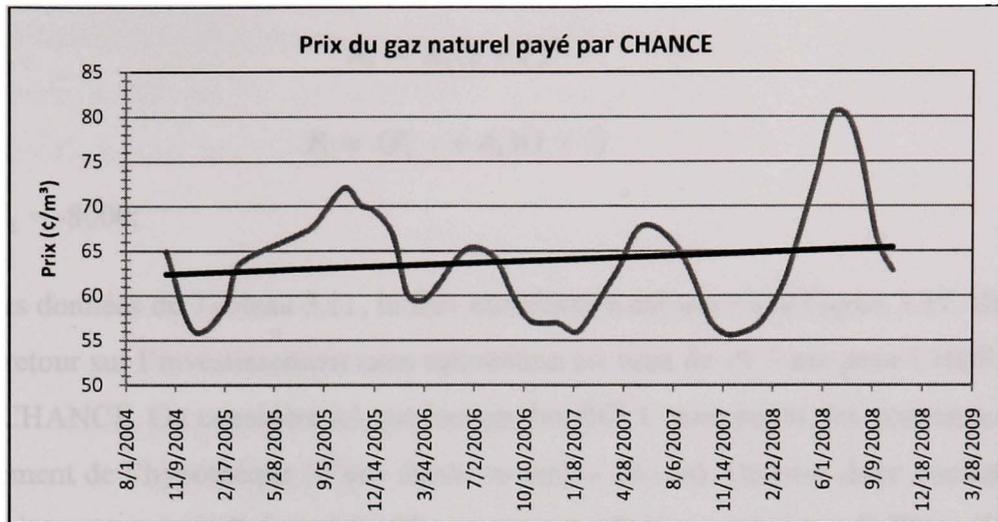
F : Prix à la fin de la période

P : Prix au début de la période

La Figure 3.35 montre le prix final payé par CHANCE pour le gaz naturel de décembre 2004 à décembre 2008. Sur cette période de quatre ans, et en considérant une régression linéaire, le prix a passé de 62.5 à 65.5 ¢/m<sup>3</sup>. Avec l'équation (3.30), l'inflation résultante est de 1.2%. L'inflation utilisée dans les calculs de rentabilités sera donc de 3%.



**Figure 3.35 Évolution de la facturation de Gaz Métro sur la période 2001-2008 excluant le coût de l'équilibrage et de la distribution.**



**Figure 3.36 Prix du gaz naturel payé par CHANCE de décembre 2004 à décembre 2008.**

Étant donné que les économies annuelles augmentent chaque année d'un pourcentage constant (ou géométrique), égal à l'inflation du prix du gaz naturel, la croissance du flux monétaire a une croissance composée. La valeur actualisée (P) et la valeur de capitalisation (F) peuvent donc être calculées avec les équations (3.31) et (3.32) (Park et al, 2002).

$$P = A_1 \left[ \frac{1 - (1+T)^N (1+I)^{-N}}{I - T} \right] \quad (3.31)$$

$$F = A_1 \left[ \frac{(1+I)^N - (1+T)^N}{I - T} \right] \quad (3.32)$$

A : Coût évité moyen par mois (\$)

P : Valeur actualisée (\$)

F : Valeur de capitalisation (\$)

I : Taux d'intérêt mensuel de l'emprunt

T : Inflation mensuelle de l'énergie

En résolvant l'équation (3.31) pour une valeur de P égale à 8000\$, soit le coût d'achat et d'installation des RCEU sans subventions, la durée du retour sur l'investissement peut être déterminée. On obtient alors 11.7 ans pour CHBF et 15.6 ans pour CHANCE. Le retour sur l'investissement des RCEU avec subvention est, quant à lui, de moins d'une semaine.

Afin de tracer le flux monétaire en valeur capitalisée, les équations suivantes ont été utilisées

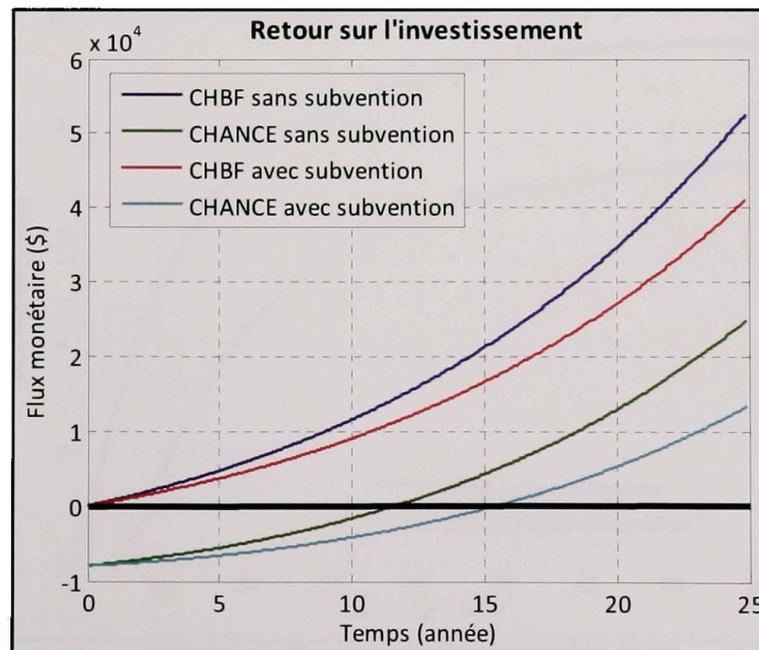
$$A_i = A_1(1 + T)^N \quad (3.33)$$

$$F_i = (F_{i-1} + A_i)(1 + I) \quad (3.34)$$

Avec  $F_1 = -8000$ ;

Avec les données du Tableau 3.11, le flux monétaire a été tracé à la Figure 3.37. On peut voir que le retour sur l'investissement sans subvention est bien de 11.7 ans pour CHBF et de 15.6 ans et CHANCE. On considère ici que lorsque les RCEU sont payés, les économies serviront au paiement de l'hypothèque (d'une durée au moins 25 ans). On peut donc constater que les économies nettes capitalisées après 25 ans ont contribué au paiement de l'hypothèque pour un montant de 2490\$ pour CHBF et de 1340\$ pour CHANCE, en plus de payer complètement l'investissement initial des RCEU acheté avec de l'argent emprunté à 5% d'intérêt.

Pour ce qui est du paiement de l'hypothèque des RCEU avec subvention, après 25 ans les remboursements atteindraient 5260\$ pour CHBF et 4100\$ pour CHANCE.



**Figure 3.37 Retour sur l'investissement avec et sans subvention.**

Si l'on s'intéresse au taux de rendement interne (TRI) que génère l'investissement initial sur une période de 25 ans, il est possible de le calculer à l'aide de l'équation de la valeur actualisée d'une annuité (3.35) (Park et al, 2002).

$$P = A \left[ \frac{(1 + I')^N - 1}{I'(1 + I')^N} \right] \quad (3.35)$$

En itérant  $I'$  jusqu'à convergence, considérant des versements et la composition des intérêts annuels, les résultats du TRI peuvent être obtenus. Selon Park (Park et al, 2002), « Le taux de rendement interne correspond au taux d'intérêt porté sur le solde non récupéré d'un investissement pour que ce dernier soit égal à 0 au moment où le projet prend fin. »

Le TRI dépend de la période considérée. Étant donné que la vie utile des RCEU est très longue, les résultats du TRI ont été tracés à la Figure 3.38 sur une période de 50 ans. On peut constater que le TRI met 10 à 14 ans avant d'être positif. Il augmente par la suite très rapidement pour plafonner à 9.5% pour CHBF et à 7.5% pour CHANCE après 50ans.

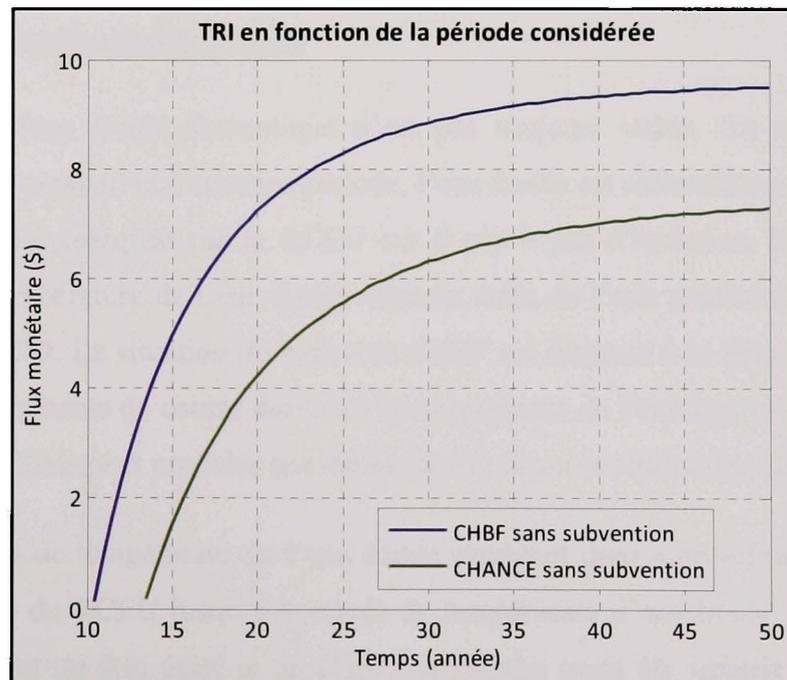


Figure 3.38 Taux de rendement interne (TRI) en fonction de la période considérée.

Tableau 3.12 Résumé des résultats du rendement sur l'investissement

Retour de l'investissement sans subvention (années)	N	<b>11.7</b>	<b>15.6</b>
Taux de rendement interne, période de N ans (TRI) (%)	TRI	8.3	5.6
Retour de l'investissement avec subvention (années)	N	<b>&lt;0.02</b>	<b>&lt;0.02</b>
Taux de rendement interne, période de 25 ans (TRI) (%)	TRI	$\overset{\text{vers}}{\longrightarrow} \infty$	$\overset{\text{vers}}{\longrightarrow} \infty$

### 3.2.4.3 Interprétation des résultats

La section suivante présente l'interprétation des résultats en ce qui concerne les problèmes de mesurage rencontrés, le rendement mesuré, la recirculation d'ECD, et le retour sur l'investissement.

#### 3.2.4.3.1 Problèmes de mesurage

Deux problèmes de mesurage sont survenus lors de l'analyse des données présentée à la Figure 3.23 et à la Figure 3.24 : l'instabilité de la température de l'eau froide domestique et le refoulement de l'eau chaude domestique dans la conduite de l'eau préchauffée.

#### Instabilité de la température d'eau froide

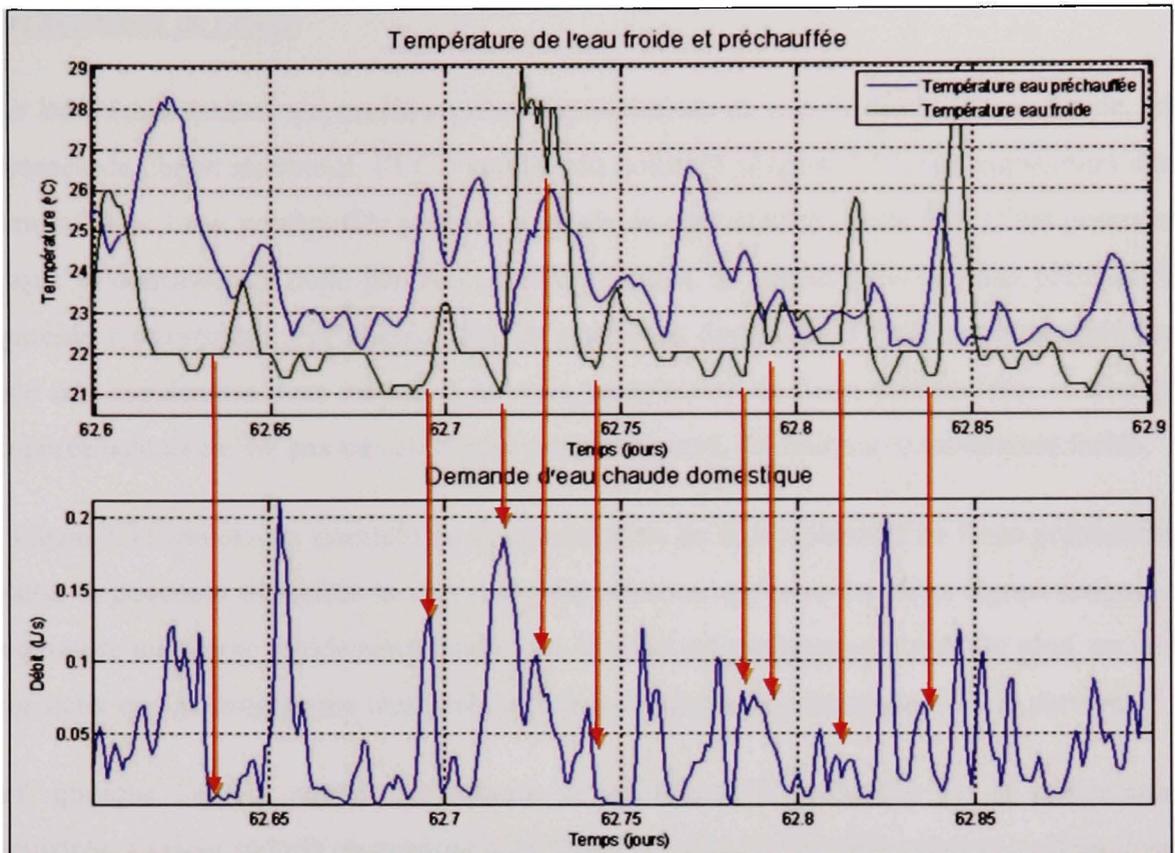
La température d'eau froide domestique n'est pas toujours stable. En effet, lorsque la demande est nulle pendant une certaine période, l'eau froide est réchauffée par l'air ambiant, et ce, de façon plus marquée sur le RCEU car il n'y a pas d'isolation. Par contre, il est anormal que la température de l'eau froide dépasse celle de l'eau préchauffée lorsqu'il y a une demande d'ECD. La situation du bâtiment *CHBF* est illustrée à la Figure 3.39. On peut apercevoir cinq moments de courte durée où la température de l'eau froide dépasse celle de l'eau préchauffée. Cela peut produire une erreur de calcul sur le rendement des RCEU.

Les augmentations de température de l'eau froide semblent dues à un refoulement de l'eau froide préchauffée du RCEU jusqu'à la sonde de température d'eau froide. Ce refoulement aurait probablement pu être évité si un clapet anti retour avait été installé sur la conduite d'eau froide préchauffée arrivant au réservoir d'ECD. L'absence de clapet rend possible le refoulement de l'eau préchauffée. Ce refoulement serait causé par les variations de pressions subites produites par une variation rapide de la demande d'ECD. En effet, lorsque la

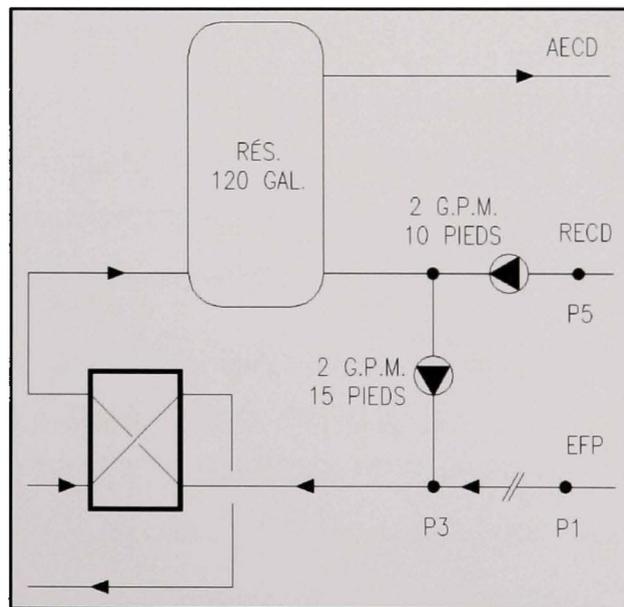
demande d'ECD arrête subitement, la pression au point P3 (Figure 3.40) augmenterait à une pression supérieure à celle de P1, provoquant ainsi le refoulement de l'eau préchauffée. Cette augmentation de pression semble être de très courte durée, le temps que le système se stabilise. Comme la température est en réaction à la variation de débit et que la mesure de température prend un certain temps à se stabiliser, cela expliquerait le délai qu'il peut y avoir entre la température et le débit. Ce phénomène peut être observé à la Figure 3.39. Les flèches montrent que lorsque la demande d'ECD diminue rapidement, elle provoque très souvent une augmentation de la température de l'eau froide.

En considérant que la température de l'eau froide est constante, il est possible de réduire grandement cette erreur. Les calculs présentés à la section 3.2.4.2 ont donc été faits avec la température minimale enregistrée sur une période de 12h précédant la mesure et 12h suivant celle-ci. Cette procédure a permis d'estimer la température d'entrée de l'eau froide dans le bâtiment.

Il est possible que cette méthode ait induit certaines erreurs dans le calcul du rendement. Par contre, dans un contexte où le design de la plomberie ne peut être modifié, une méthode de calcul de la température d'eau froide était absolument nécessaire sans quoi, les résultats auraient été complètement faux.



**Figure 3.39** Instabilité de la température d'eau froide.



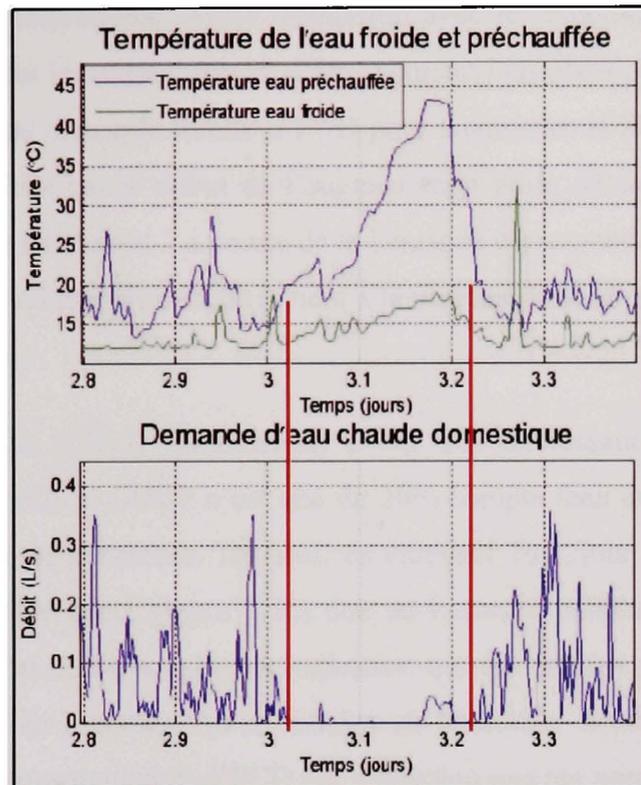
**Figure 3.40** Schéma du circuit d'ECD dans la salle de mécanique

### Le refoulement de l'ECD

Pour les mêmes raisons qui expliquent les augmentations de température de l'eau froide, soit l'absence de clapet antiretour, l'ECD refoule du point P3 (Figure 3.40) par convection dans la conduite de l'eau préchauffée jusqu'à la sonde de température (point P1). C'est pourquoi, lorsque la demande est nulle pendant plusieurs heures, la température de l'eau préchauffée augmente énormément. Par contre, dès les premières demandes d'ECD, cette température chute très rapidement pour revenir à la vraie température de l'eau préchauffée. L'énergie récupérée calculée n'est pas très élevée, et par conséquent, l'erreur sur le rendement faible.

La Figure 3.41 montre un exemple de l'augmentation de la température de l'eau préchauffée lorsque la demande est faible la nuit. On peut observer qu'entre les deux lignes rouges, la température augmente rapidement, tandis que le débit est pratiquement nul. De plus, on peut y constater que la température chute très rapidement lorsqu'une demande d'ECD survient.

Bref, quoique l'erreur semble importante en observant le graphique de la température enregistrée, l'erreur induite en quantité d'énergie est jugée négligeable puisque le débit d'eau est très faible pendant ces fortes hausses de température.



**Figure 3.41 Exemple de l'augmentation de la température de l'eau préchauffée la nuit.**

#### Demande d'eau chaude domestique

Il est très difficile de se prononcer sur la baisse de la demande d'eau chaude domestique entre la mi-septembre et mi-octobre pour les deux bâtiments. Étant donné que la clientèle est composée de mères monoparentales à CHANCE et de familles à CHBF, peut-être que la rentrée scolaire serait en partie responsable.

Par contre, pour CHBF, l'énergie récupérée semble avoir d'énormes irrégularités en juillet dues à l'anomalie de la demande d'ECD. Cette anomalie contribue à augmenter la quantité d'énergie récupérée par les RCEU. Dans ce cas, il y a des signes clairs qui expliquent cette augmentation de la demande. En effet, en observant plus attentivement la demande d'ECD, la période de forte hausse de la demande concorde avec une certaine anomalie. Durant cette période, une très grande demande d'ECD a lieu le matin très tôt entre 3h30 et 4h30. Le débit correspond à environ un ou deux robinets d'eau chaude ouverts à pleine capacité. Étant donné que le profil de la demande semble très normal le reste de la journée, une défectuosité

du débitmètre semble improbable. Après discussion avec le responsable de l'immeuble, il serait possible qu'un des locataires, frustré d'être poursuivi en cours par l'administration, se vengerait en créant cette demande inutile d'ECD pour augmenter la facture d'énergie. Cette hypothèse semble réaliste car le début de l'augmentation de la demande concorde avec la période des procédures juridiques. La pointe de la demande correspond au moment du verdict d'expulsion. De plus, la demande d'ECD revient à la normale lorsque ce locataire a quitté les lieux, soit en septembre.

Concernant la demande d'ECD quotidienne, il est très intéressant de constater que la différence entre CHANCE et CHBF n'est que de 20% compte tenu du fait que CHBF loge près de deux fois plus de personnes. De plus, en enlevant 10 L/jour pour corriger l'erreur introduite à 4h00 et 5h00 (voir Figure 3.26) due au locataire problématique, la différence chute à 15%. Ce résultat donne une bonne indication que les besoins d'ECD sont beaucoup plus reliés au nombre de logement qu'au nombre de personne. Il est donc beaucoup plus justifié de donner une consommation d'ECD par habitation que par personne.

#### **3.2.4.3.2 Rendement mesuré**

Tel qu'énoncé plus haut, il y a une multitude de facteurs pouvant influencer le rendement qui ne peuvent être mesurés ou calculés avec précision.

Par contre, l'étude des quatre hypothèses de la section 3.2.4.2.4 a fourni des résultats pouvant permettre de tirer des conclusions sur l'impact de différents facteurs.

- Il est rare que plusieurs RCEU soient utilisés en même temps. D'après les statistiques présentées à la Figure 3.29, il est clair que la possibilité d'avoir plus de trois douches simultanément est très faible. Il est aussi possible que les douches simultanées soient sur le même RCEU, ne contribuant pas à l'augmentation du rendement. Théoriquement, le rendement devrait donc ressembler au test de rendement en régime permanent. Par contre, la fréquence des demandes d'ECD nous indique que les RCEU devraient fonctionner très souvent en mode transitoire. Le rendement dans ce mode est inconnu.
- Il est possible de récupérer une partie de l'énergie des rejets d'eaux usées simultanés à cause de la demande fréquente d'ECD qui garde la masse thermique froide, ainsi propice

à la récupération de chaleur. Cette conclusion est possible grâce aux statistiques du Tableau 3.9. Bref, la récupération des rejets groupés par les RCEU dans la configuration de CHANCE et CHBF est beaucoup plus importante qu'un RCEU installé dans une maison unifamiliale. Par contre, l'impact sur le rendement est impossible à quantifier dans cette étude.

- Les gains thermiques par l'air ambiant peuvent être très élevés et ils peuvent représenter une très grande partie de l'énergie récupérée. Cette conclusion est très éloquente avec les résultats présentés à l'hypothèse #4. Lorsque ce gain est réalisé en période de chauffage, cela n'apporte aucune économie. Par contre, en période estivale, cela peut représenter un avantage certain.

De plus, nous savons d'après la Figure 3.23 que la température de l'eau froide entre les jours 180 et 260 est supérieure à 20°C. En tenant compte d'un réchauffement additionnel par les rejets d'eaux usées, la température des RCEU devrait être très près de la température de l'air ambiant. Les gains thermiques par l'air ambiant devraient donc être minimaux.

Donc, durant la période des jours 180 à 260, le rendement devrait être représentatif du gain réel apporté par les RCEU. Entre les jours 180 et 240, ce rendement semble être de 10 à 14%. Par contre, entre les jours 240 et 260, on observe une baisse radicale de ce rendement. Cependant, comme le profil de la demande d'ECD a une grande importance sur la récupération de l'énergie et que la période des jours 240 à 260 est une période plutôt marginale et non régulière (voir les Figure 3.23 et Figure 3.24), cette période n'est pas nécessairement représentative.

Bref, tout porte à croire que le rendement réel des RCEU devrait être d'environ 12%. Comme le démontre la Figure 3.28, le rendement pourrait augmenter légèrement en hiver avec des températures d'eau froide plus basses, mais pas de façon significative. L'augmentation substantielle du rendement mesuré avec la diminution de la température de l'eau froide ne peut être expliquée que par l'augmentation significative des gains thermiques avec l'air ambiant. Ces gains ne font donc pas partie du rendement du RCEU et ne sont pas non plus

une économie d'énergie étant donné que l'air ambiant est chauffé avec la même source d'énergie que l'ECD.

### **3.2.4.3.3 Recirculation de l'eau chaude domestique**

Tel que démontré à la section 3.2.4.2.6, la quantité d'énergie consommée en gaz naturel est beaucoup plus importante que la quantité d'énergie consommée en ECD. Cette différence proviendrait de différentes pertes du système :

#### Le rendement de la chaudière :

Compte tenu du rendement de la chaudière, les pertes à ce niveau peuvent être plus ou moins importantes. Un fonctionnement à charge partielle peut faire baisser le rendement nominal (ou A.F.U.E). Toutefois, les chaudières installées sur les deux projets sont à condensation avec un rendement nominal de 94%. Le fait que chaque bâtiment en ait trois diminue grandement l'influence d'une charge partielle.

#### Les pertes du réservoir d'ECD :

Le réservoir d'ECD a beau être isolé, mais il y a toujours des pertes thermiques avec l'air ambiant de la salle mécanique. Les pertes thermiques des chaudières et du réservoir d'ECD peuvent être facilement constatées par l'élévation de la température de la salle mécanique. Cette chaleur ainsi perdue n'est pas utile au chauffage de l'ECD.

#### Les pertes dues à la recirculation :

La principale perte est sans aucun doute celle associée à la recirculation de l'ECD. En effet, on pourrait estimer rapidement à près de 400 mètres la longueur du réseau de recirculation de l'ECD. Cette eau circule en permanence à une température de 60 à 65°C. Il y donc des pertes élevées avec l'air ambiant.

En considérant une température constante des espaces au cours de l'année, la quantité d'énergie perdue devrait être sensiblement constante. Par contre, les pourcentages de la Figure 3.34 devraient diminuer puisque l'énergie de chauffage de l'ECD augmente avec la diminution de la température de l'eau froide domestique.

Finalement, en considérant le bilan énergétique total du bâtiment, les pertes de la recirculation s'effectuant à l'intérieur du bâtiment, elles contribuent au chauffage des espaces. Donc, en période de chauffage, il est très difficile de parler de pertes, puisqu'elles contribuent directement à réduire la charge de chauffage du bâtiment.

Nous avons vu que pour la période du 5 mai au 18 septembre 2008, la recirculation de l'ECD représente environ 1850\$ pour CHBF et 1570\$ pour CHANCE. Ces montants pourraient peut-être justifier des investissements supplémentaires pour réduire la perte associée à la recirculation, pour l'installation d'un chauffe-eau par logement pour éliminer la recirculation.

#### **3.2.4.3.4 Retour sur l'investissement**

Nous avons vu que l'inflation sur le prix du gaz naturel est d'environ 3% au Québec depuis les huit dernières années. Par contre, l'inflation aux États-Unis a été de 9% sur la même période. Étant donné la différence entre la variation des prix aux États-Unis et au Canada, ainsi que le fort lien économique entre ces deux pays, ce pourcentage représente vraisemblablement un minimum. Le calcul du temps de retour sur l'investissement est donc un temps maximum puisqu'il diminuerait avec l'augmentation de l'inflation.

Le temps de retour sur l'investissement sans subvention est 11.7 ans pour CHBF et 14.6 ans pour CHANCE. Avec un TRI de 5.6 et 8.3% pour CHANCE et CHBF respectivement, ces taux peuvent être intéressants dans le secteur immobilier. Même dans des immeubles à condo où les résidents ont une hypothèque sur plus de 25 ans, l'investissement initial est intéressant.

#### **3.2.4.4 Discussion des résultats**

##### **3.2.4.4.1 Demande d'eau chaude domestique**

En considérant la quantité d'ECD utilisée par jour, les valeurs obtenues sont dans la plage des autres études présentées au Tableau 2.6. Avec 152.2 L/jour/logement pour CHANCE et 189.4 L/jour/logement pour CHBF, ces valeurs sont bien à l'intérieur de la plage de 132 à 258L/jour/logement du Tableau 2.6. Mais encore, l'ASHRAE propose indirectement d'autres valeurs avec ses profils de demande d'ECD horaire agrandissant la plage de valeur pour la demande d'ECD quotidienne par logement. En additionnant les profils horaires pour faible et fort utilisateurs de la Figure 2.25, la plage de demande d'ECD est de 81.2 L/s/logement et de

444.1 L/jour/logement. Avec une différence de 550% entre les deux valeurs, il n'est pas étonnant que les valeurs mesurés sur les deux bâtiments est dans cet intervalle. On peut donc conclure que la prédiction de la demande d'ECD d'un logement est très incertaine vu les valeurs extrêmes de la littérature. Considérant ces informations, le calcul des économies associées à la récupération de chaleur des eaux usées ou la prévision de la consommation d'ECD d'un logement devrait être basée sur une valeur moyenne (ex. 235 à 250 L/jour/logement). Par contre, le design d'un système de chauffage d'ECD devrait être basé sur la pire des conditions (ex. 444 L/jour/logement). Le Tableau 3.13 résume les valeurs qui ont été discutées.

Tableau 3.13 Demande d'ECD quotidienne mesurée à CHBFet CHANCE comparée avec les valeurs de l'ASHARE

	<b>Demande quotidienne d'ECD (L/jour/logement)</b>
<b>CHBF</b>	189.4
<b>CHANCE</b>	152.2
<b>ASHRAE – Famille typique</b>	238.5
<b>ASHRAE – Faible utilisateur</b>	81.2
<b>ASHRAE – Fort utilisateur</b>	444.1
<b>Plage du Tableau 2.6</b>	132 à 258

Dans l'interprétation des résultats de la section 3.2.4.3, il a été mentionné que la demande d'ECD est beaucoup plus reliée au nombre de logement qu'au nombre de personnes dans les logements. En effet, après correction des données de CHBF pour corriger la demande crée par le locataire problématique, la différence entre les deux bâtiments n'est que de 15% même si CHBF abrite 42% plus de personnes que CHANCE (48 vs 83 personnes). À la lumière de ce fait, la présentation de la demande d'ECD par personne par jour ne fourni pas d'informations utile pour d'autres bâtiments. Cela expliquerait peut être pourquoi la plage de résultats obtenus par les autres études présentés au Tableau 2.6 est très large.

#### **3.2.4.4.2 Rendement mesuré**

Puisqu'aucune donnée n'existe sur la performance des RCEU dans la configuration étudiée, il n'est pas possible de la comparer avec d'autres études. Les RCEU ont été très bien étudiés dans une maison unifamiliale et dans des conditions contrôlées de laboratoire.

Un rendement de 12% est cohérent avec les études de Zaloum et al. (2007a) et Picard et al. (2004) qui obtenaient 15.2% et 12% respectivement lorsque les RCEU servent à préchauffer l'ECD et que tous les rejets d'eaux usées passent par le RCEU. Ces études ont été présentées au Tableau 2.11. Il est donc intéressant de constater que la baisse du rendement théorique d'une telle configuration est compensée par la récupération de chaleur des débits non simultanés. En effet, le rendement mesuré en régime permanent est de 7% (avec des rejets d'eau à 43°C) et passe à 12% grâce au fonctionnement fréquent des RCEU en régime transitoire.

#### **3.2.4.4.3 Recirculation de l'eau chaude domestique**

Considérant que les chaudières ont un rendement de 100% et qu'il n'y a pas de pertes thermiques dans la salle de mécanique, les pertes associées à la recirculation de l'ECD mesurées à CHANCE et CHBF sont de 37 à 57% pour la période du 5 mai au 18 septembre 2008. Ces résultats concordent parfaitement avec les études de Goldner (1999), Lutz (2002) et Cirillo (1990) présentées à la section 2.4.2 qui ont obtenu des pertes dues à la recirculation dans des immeubles à logements multiples équivalentes à l'énergie utilisée en ECD.

#### **3.2.5 En résumé**

La performance des RCEU du bâtiment Chance et CHBF a été mesurée en régime permanent dans des conditions contrôlées et sur une période d'environ 200 jours dans des conditions réelles d'utilisation.

L'absence de clapets antiretour sur l'eau préchauffée a créé des problèmes de mesures causés par un refoulement de l'eau chaude dans la conduite d'eau préchauffée et d'eau préchauffée dans la conduite d'eau froide. Le refoulement de l'eau chaude n'a finalement pas d'impact sur les calculs du rendement. Par contre, une méthode d'analyse a dû être appliquée pour contrer la problématique due au refoulement de l'eau préchauffée.

Quoiqu'il n'ait pas été possible de vérifier si le débit d'eau froide passant dans chaque RCEU était le même, la mesure du débit passant par les huit RCEU a pu être comparée à la mesure d'un groupe de quatre RCEU. Les résultats montrent que la répartition semble bonne lorsque le débit total est relativement élevé. Par contre, lorsque le débit est faible, la répartition est très incertaine.

Le rendement en régime permanent a été mesuré en créant un rejet continu d'eau chaude à des températures contrôlées. Avec l'enregistrement du débit et de la température de l'eau préchauffée, les rendements ont été calculés et ont été comparés avec les rendements théoriques. Tandis que les calculs théoriques démontrent un rendement pour les essais à 43°C et 63°C de 6.7% et 11.9% respectivement, les essais expérimentaux montrent un rendement supérieur dans les deux cas, soit 7.4% et 16.4%. La précision des sondes de températures, leur positionnement, le facteur NTU utilisé, le débalancement du débit et les gains de chaleur du RCEU avec l'air sont les raisons pouvant expliquer cet écart.

En ce qui concerne le mesurage à long terme, la demande d'ECD mesurée dans les deux bâtiments colle très bien aux valeurs obtenues par les autres études, tant pour ce qui est du profil horaire de la demande que pour la demande quotidienne d'ECD par logement.

Avant de calculer le rendement des RCEU sur une longue période à partir des données enregistrées, il est attendu, d'après certaines hypothèses, que ce rendement diffère grandement du rendement mesuré en régime permanent :

Hypothèse #1 : Le rendement théorique des RCEU n'est pas le même lorsqu'il y a plus d'un RCEU utilisé simultanément.

Les statistiques des données recueillies montrent que les probabilités d'avoir plus de deux ou trois douches simultanées sont très faibles. En effet, les débits correspondant à moins de trois douches simultanées représentent 90% de la demande d'ECD et 90% du temps où il y a une demande d'ECD.

Hypothèse #2 : Grâce au nombre élevé de logements, les probabilités statistiques qu'il y ait de la récupération de chaleur des débits non simultanés sont plus élevées que dans une maison unifamiliale.

Les statistiques des données recueillies montrent que la demande d'ECD est très fréquente. Cette fréquence élevée favorise la récupération de chaleur des débits non simultanée. La masse thermique élevée des RCEU favorise également cette récupération.

Hypothèse #3 : Puisque le RCEU n'est pas isolé, les transferts de chaleur avec l'air ambiant sont très faciles et probables.

Le calcul théorique des gains thermiques par convection naturelle et par rayonnement donne des puissances de chauffage de 460W dans certaines conditions hypothétiques. Cette puissance pourrait représenter 35% des gains apportés par les RCEU.

En mesurant le différentiel de température entre l'eau froide et l'eau préchauffée dans des conditions de régime permanent où l'eau passe par les RCEU sans qu'il n'y ait de rejet d'eaux chaudes usées, la puissance de chauffage de l'air ambiant ainsi mesuré est de 1.5kW, soit 189W/RCEU. Le gain thermique de l'eau préchauffée dans le reste de la tuyauterie est aussi un paramètre majeur dû à son importante longueur.

Le calcul et la mesure du transfert thermique des RCEU avec l'air ambiant ne se veulent pas assez précis pour être directement applicables dans d'autres installations. Par contre, la démonstration est assez éloquente quant à l'inutilité des données mesurées à long terme lorsque le différentiel de température entre l'eau froide et l'air ambiant est élevé.

Le rendement mesuré sur la période à l'étude semble à première vue varier substantiellement en fonction de la saison. En effet, le rendement descend aussi bas que 6% et aussi haut que 22% pour la période de la mi-mai à la mi-décembre. Puisque la variation saisonnière est nettement influencée par les gains avec l'air ambiant et qu'il n'est pas possible de quantifier cet impact, seules les valeurs mesurées pendant la période où la température de l'eau froide est supérieure à 20°C, soit près de la température ambiante, sont retenues. Le rendement moyen mesuré au cours de cette période est de 12% pour les deux bâtiments. Un rendement

de 12% est cohérent avec les études de Zaloum et al. (2007a) et Picard et al. (2004) qui obtenaient 15.2% et 12% respectivement lorsque les RCEU servent à préchauffer l'ECD. La baisse du rendement théorique d'une telle configuration semble compensée par la récupération de chaleur des débits non simultanés.

Avec les factures de gaz naturel et les données enregistrées, les pertes de la recirculation d'ECD calculées sont de 50%. Ce résultat concorde parfaitement avec les études de Goldner (1999), Lutz (2002) et Cirillo (1990) qui ont obtenu des pertes dues à la recirculation équivalentes aux besoins d'ECD.

Considérant un taux hypothécaire de 5% et une inflation de 3% sur le coût du gaz naturel, le retour sur l'investissement sans subvention est de 11.7 ans pour CHBF et 15.6 ans pour CHANCE. Puisque ces deux bâtiments ont bénéficié de subvention de 7992\$ chacun pour l'achat de ces équipements, le retour sur leur investissement est inférieur à une semaine.

## CONCLUSION

Cette recherche vise à mieux connaître l'efficacité énergétique du système de chauffage solaire de l'ECD et des récupérateurs de chaleur des eaux usées du site de Benny-Farm.

Pour déterminer le rendement des panneaux solaire, le rayonnement solaire reçu par les panneaux doit être mesuré avec un pyranomètre. Afin d'obtenir cet appareil à faible coût, le type photovoltaïque est utilisé. Puisque la précision d'un pyranomètre photovoltaïque n'est pas aussi élevée qu'un pyranomètre thermopile, et que les méthodes de calibration proposées par Michalsky (1991) et King (1997b) ne sont pas appropriés à notre situation, une nouvelle méthode de calibration est proposée. La proposition ne requiert qu'un seul pyranomètre de référence de bonne précision et la calibration est valide pour les temps clairs et nuageux. Il a été constaté qu'une régression exponentielle décrivait très bien l'erreur en fonction de  $Kt$ . De plus, il a été constaté que la corrélation de l'erreur était plus forte lorsqu'on divise les données en trois intervalles d'altitude solaire, soit  $0-15^\circ$ ,  $15-40^\circ$  et  $40-70^\circ$ . À l'aide de ces trois corrélations, de très bons résultats ont été obtenus en corrigeant les données enregistrées par une méthode itérative. La méthode de calibration a diminué l'erreur moyenne de 91% et 94%, en passant de 6.3% à -0.4% pour le pyranomètre 1 et de 8.2% à 0.7% pour le pyranomètre 2. L'écart type de l'erreur a également diminué significativement en passant de 12.6 à 9.2, soit une diminution de 25% et 17%. L'erreur sur la puissance mesurée a passée de -1.33% à 0.45% pour le pyranomètre 1 et de -3.71% à -1% pour le pyranomètre 2, soit des diminutions de 66% et 73%.

Malheureusement, pour des raisons techniques, les systèmes solaires du site de Benny-Farm n'ont pas été en état de marche pendant la durée de l'étude. Le rendement du système solaire n'a donc pas pu être étudié.

Le rendement des récupérateurs de chaleur des eaux usées des bâtiments CHANCE et CHBF ont été étudiés. Chaque bâtiment possède huit RCEU. Pour être préchauffée, l'eau froide passe en parallèle à travers les huit RCEU de chaque bâtiment. La performance de cette configuration n'a jamais été étudiée. Cette étude présente le résultat d'un mesurage des

RCEU en régime permanent dans des conditions contrôlées et dans des conditions réelles d'utilisation sur une longue période de temps. Dans des conditions contrôlées avec un rejet d'eau à 43°C, le rendement mesuré est de 6.7% par rapport au rendement de 7.4% calculé à partir des facteurs NTU proposés par Zaloum (2007b). L'écart est plus grand lorsque le rejet d'eau est à 60°C puisque le rendement mesuré est de 11.9% par rapport au rendement calculé de 16.4%. La précision des sondes de températures, leur positionnement, le facteur NTU utilisé, le débalancement du débit et les gains et/ou pertes de chaleur du RCEU avec l'air sont les raisons pouvant expliquer cet écart.

En ce qui concerne le mesurage à long terme, la demande d'ECD mesurée dans les deux bâtiments colle très bien aux valeurs obtenues par les autres études retrouvées dans la littérature, tant pour ce qui est du profil horaire de la demande que pour la demande quotidienne d'ECD par logement.

Quoique le rendement des RCEU utilisés pour le préchauffage de l'ECD et/ou de l'eau froide de la douche ait été bien étudié par plusieurs chercheurs, des divergences sont attendues. D'abord, les possibilités que plusieurs RCEU soient utilisés en même temps changent le rendement, les possibilités de récupérer la chaleur des débits non simultanés (ex. bain) sont statistiquement plus élevées et les gains avec l'air ambiant peuvent influencer les données mesurées. Les données enregistrées ont montré que les débits correspondant à plus de 3 douches simultanées représentent moins de 10% de la demande d'ECD, ce qui n'est pas favorable au rendement. Par contre, il a pu être constaté que la fréquence de la demande d'ECD est très élevée, soit 67 et 81% du temps pour CHANCE et CHBF respectivement. Cette fréquence augmente les probabilités de pouvoir récupérer la chaleur des débits non groupés. Finalement, il a été démontré que les gains de chaleur des RCEU et de la tuyauterie d'eau froide et préchauffée par l'air ambiant sont considérables. Ce gain de chaleur est tel que les données enregistrées lorsque la température de l'eau froide s'éloigne de la température ambiante sont inutilisables. Par contre, le rendement mesuré pendant la période estivale où la température de l'eau froide était supérieure à 20°C est de 12%. Ce rendement est cohérent avec les études de Zaloum et al. (2007a) et Picard et al. (2004) qui obtenaient 15.2% et 12% respectivement lorsque les RCEU servent à préchauffer l'ECD d'une maison

unifamiliale. La baisse du rendement théorique d'une telle configuration semble être compensée par la récupération de chaleur des débits non simultanés.

Avec les factures de gaz naturel et les données enregistrées, les pertes calculées de la recirculation d'ECD sont de 50%. Ce résultat concorde parfaitement avec les études de Goldner (1999), Lutz (2002) et Cirillo (1990) qui ont obtenu des pertes dues à la recirculation équivalentes aux besoins d'ECD dans des immeubles résidentiels à logements multiples.

Considérant un taux hypothécaire de 5% et une inflation de 3% sur le coût du gaz naturel, le retour sur l'investissement sans subvention est de 11.7 ans pour CHBF et 15.6 ans pour CHANCE. Puisque ces deux bâtiments ont bénéficié de subvention de 7992\$ chacun pour l'achat de ces équipements, le retour sur leur investissement est inférieur à une semaine.

## RECOMMANDATIONS

Beaucoup reste à faire, tant pour l'étude du chauffage solaire que des RCEU. En ce qui concerne la mesure du rayonnement solaire avec des pyranomètres photovoltaïque, il serait intéressant d'appliquer la nouvelle méthode de calibration sur un plus large échantillon de pyranomètres et sur différents modèles pour en confirmer la validité. Il serait aussi intéressant de vérifier si l'erreur d'un modèle de pyranomètre semble similaire d'un échantillon à l'autre. Si oui, cela permettrait de déterminer une courbe de correction suivant la méthode proposée dans cette étude, qui améliorerait la précision de ce modèle sans avoir recours à une calibration individuelle de chaque pyranomètre. Ce correctif pourrait être alors fourni par le manufacturier de l'instrument.

L'étude du système de chauffage solaire du site de Benny-Farm reste toujours intéressante à étudier lorsque celui-ci sera en fonction. Il constitue la plus grande installation de panneaux solaires avec tubes sous vide au Québec. Les résultats permettraient d'améliorer les connaissances sur la performance de ce genre de système au Québec et contribueraient à en faire la promotion.

Les RCEU gagneraient beaucoup à être plus étudiés. Davantage d'information contribuerait à en faire sa promotion. Avec un coût de moins en moins cher du à l'augmentation de sa popularité, une simplicité d'utilisation et d'installation, une fiabilité sans reproche et une très longue durée de vie, le marché pour cet appareil est disponible. Suffisamment d'études théoriques ont porté sur le rendement en régime permanent. Plusieurs études se sont aussi penchées sur le rendement simulé d'un RCEU dans une maison unifamiliale. Des études sur le rendement en régime transitoire n'existent toujours pas et contribueraient à améliorer les simulations. Aussi, des études de mesurage dans des conditions d'opération réelles seraient nécessaires. Les RCEU ont un potentiel extrêmement élevé sur des immeubles résidentiels à logement multiple et des condominiums. Puisqu'un RCEU peut récupérer la chaleur de plus d'un logement, l'investissement est divisé par le nombre de logements. Étant donné que l'interaction des rejets d'eau usée des différents logements et le caractère aléatoire et non prévisible de la demande d'ECD, le rendement ne peut être calculé ou simulé. La seule manière de connaître le rendement des RCEU dans ce type d'habitation est de le mesurer. La

présente étude apporte des résultats pour les bâtiments CHANCE et CHBF. Puisqu'il a été démontré que les statistiques de la demande d'ECD ont un impact majeur sur le rendement, il serait intéressant de savoir l'influence du nombre de logements sur le rendement dans la configuration étudiée. Mais encore, une autre configuration pourrait donner des rendements très différents qui pourraient s'avérer très prometteuse. Finalement, il serait intéressant de connaître l'impact de l'isolation des RCEU sur le rendement réel de l'appareil.

## LISTE DE RÉFÉRENCES

- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2007, *ASHRAE Handbook Fundamentals*, Atlanta, ASHRAE, 1000p.
- Annino, A., F. Grasso, F. Musumeci et A. Triglia, 1984. « Spectral Absorptivity of Rough Copper and Brass Surfaces », *Applied Physics*, n°35, p.115-118
- Association Canadienne du Gaz. 2003. *Comprendre le Marché Nord-Américain du Gaz Naturel*, Document de Travail, Ottawa (Ont.) : Association canadienne du gaz naturel, 29 p.
- Becker, B.R., W.H. Thrasher et D.W. DeWerth. 1991. « Comparison of collected and compiled existing data on service hot water use patterns in residential and commercial establishments ». *ASHRAE Transactions*, vol.2, n°97, p.231-239
- Bird, R. et Roland L. Hulstrom. 1981. *A Simplified Clear Sky Model for Direct and Diffuse Insolation on Horizontal Surface*. Coll. « U.S. Department of Energy », SERI/TR-642-761. Golden (Colorado): Solar Energy Research Institute, 38 p.
- Bird, R.E., et C. Riordan. 1984. *Simple Solar Spectral Model for Direct and Diffuse Irradiance on Horizontal and Tilted Planes at the Earth's Surface for Cloudless Atmospheres*, Coll. « U.S. Department of Energy », SERI/TR-215-2436. Golden (Colorado): Solar Energy Research Institute, En ligne. <[http://rredc.nrel.gov/solar/pubs/spectral/model/spectral\\_model\\_index.html](http://rredc.nrel.gov/solar/pubs/spectral/model/spectral_model_index.html)>. Consulté le 8 décembre 2008.
- Brunold, S., R. Frey et U. Frei,. Date inconnue. *A comparison of three different collectors for process heat applications*, Oberseestr: Solartechnik Prüfung Forschung, 15p.

- Campbell Scientific Canada Corp. 2006. «Product Information – CMP11». Campbell Scientific Canada Corp. En ligne. < <http://www.campbellsci.ca/Catalogue/CMP11.html>>. Consulté le 20 septembre 2008.
- Carearth. 2008. «NJ Series Collector Specifications». In *Carearth*. En ligne. 7 p. <<http://www.carearth.com/images/stories/NJ%20Series/NJ-datasheet.pdf>>. Consulté le 10 octobre 2008.
- Cirillo, E., R. Lazzarin, F. Piccininni et R. Caliari. 1990. « Energy analysis of a central domestic hot water heating system equipped with condensing boilers », *International Journal of Energy Research*, vol.14, n°1, p.73-81.
- Chenlo, F., N. Vela et J. Olivares. 1990. « Comparison between pyranometers and encapsulated solar cells as reference PV sensors. Outdoor measurements in real conditions». In *Conference Record of the 21st IEEE, PV Specialits Conference*, (Kissimmee, May 21 1990), p. 1099-1104. Madrid : Instituto de Energias Renovables.
- Cucumo, M., A. De Rosa, V. Ferraro, D. Kaliakatsos et V. Marinelli. 2007. « Experimental Testing of Models for the Estimation of Hourly Solar Radiation on Vertical Surfaces at Arcavacara di Rende », *Solar Energy*, vol.81, p.692-695.
- dataTaker. 2008. «General Purpose Low Power Data Loggers». In *dataTaker: Powerful Data Logger and Flexible Data Acquisition and Data Logging Systems*. En ligne. < <http://www.datataker.com/products/dt500.html>> Consulté le 22 septembre 2008.
- Davis. 2008. «Solar Radiation Sensor». In *Davis Instruments*. En ligne. <[http://www.davisnet.com/weather/products/weather\\_product.asp?pnun=06450](http://www.davisnet.com/weather/products/weather_product.asp?pnun=06450)> Consulté le 20 septembre 2008.
- Desjardins, J-P. 2007. « L'énergie solaire au Québec », In *Colloque: Choix énergétiques, environnement et santé globale*, (Montréal, Samedi 17 novembre 2007), 35p., Montréal : Université du Québec à Montréal.

- DeOreo, W. B. et P. W. Mayer. 2001. « The End Uses of Hot Water in Single Family Homes from Flow Trace Analysis », *Aquacraft, Water Engineering and Management*. En ligne. <[http://www.aquacraft.com/Download\\_Reports/DISAGGREGATED-HOT\\_WATER\\_USE.pdf](http://www.aquacraft.com/Download_Reports/DISAGGREGATED-HOT_WATER_USE.pdf)> Consulté le 18 novembre 2008.
- DOE. 2009. «Natural Gas Prices». In Energy Information Administration: Official Energy Statistics from the U.S. Government. En ligne. <[http://tonto.eia.doe.gov/dnav/ng/ng\\_pri\\_sum\\_dc\\_u\\_nus\\_m.htm](http://tonto.eia.doe.gov/dnav/ng/ng_pri_sum_dc_u_nus_m.htm). >. Consulté le 10 mars 2009.
- Duff, W. 1996. «Advanced Solar Domestic Hot Water Systems: A Report of the Task 14 Advanced Solar Domestic Hot Water Systems Working Group». En ligne. 209p. [http://www.iea-shc.org/outputs/task14/task\\_14\\_Advanced\\_solar\\_domestic\\_hot\\_water\\_systems\\_full.pdf](http://www.iea-shc.org/outputs/task14/task_14_Advanced_solar_domestic_hot_water_systems_full.pdf). Consulté le 13 février 2009.
- Duffie, J.A. and W.A. Beckman. 2006. *Solar Energy Thermal Processes*, 3rd ed. New York: Wiley, 928 p.
- Electricité de France, 2009, «Tarif bleu». In EDF bleu ciel : Les tarifs électricité. En ligne. <https://www.edf-bleuciel.fr/accueil/j-ai-besoin-d-energies/electricite/les-tarifs-electricite-141626.html>. Consulté le 15 juin 2009.
- Environnement Canada. 2009. «L'état de l'environnement au Canada – 1996». In *Environnement Canada*. En ligne. <<http://www.ec.gc.ca/soer-ree/Francais/SOER/1996report/Doc/1-7-5-5-4-1.cfm>>. Consulté le 15 mars 2009.
- Furbo, S., N. K. Vejen et L.J. Shah. 2005. «Thermal Performance of a Large Low Flow Solar Heating System With a Highly Thermally Stratified Tank», *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 127, p15-20.
- German Solar Energy Society. 2006. *Planning and Installing Solar Thermal Systems*, Berlin: Earthscan, 2006, 298p.

- Goldner, F.S. 1994. *Energy use and domestic hot water consumption: Final report phase 1*. «Energy Authority report 94-19», 1647-EEED-BSE-91. Albany (NY): The New York State Energy Research and Development Authority, 78p. <http://www.nysl.nysed.gov/scandoclinks/ocm31791540.htm>. Consulté le 3 janvier 2009.
- Goldner, F.S. et D.C. Price. 1999. *DHW modeling: System sizing and selection criteria: Phase 2: Final report*. PB—99-147076/XAB. Albany (NY): New York State Energy Research and Development Authority, 120p.
- Goldner, F.S. 1999. «Control strategies for domestic hot water recirculation systems», *ASHRAE Transactions*, vol. 105 (Par1), p1030-1046.
- Morrison, Graham. 2001, «Solar collectors». In *Solar Energy: The State of the Art, ISES Position Papers*, sous la dir. de Gordon Jeffrey, p. 145-219. Freiburg (Germany): International Solar Energy Society.
- Hay, J.E. and J.A. Davis. 1980. «Calculation of the Solar Radiation Incident on an Inclined Surface». In *The First Canadian Solar Radiation Data Workshop*. p. 59-65. Toronto (Can): Ministry of Supply and Services Canada.
- Hewitt, N.J. et P. Henderson. 2001. *Drainwater Heat Recovery System: An Energy Conservation Projet*. Coleraine (Northern Ireland): Northern Ireland Center for Energy Research and Technology, University of Ulster, 11p. <<http://gfxtechnology.com/Gfx-uk.pdf>> Consulté le 6 janvier 2009
- Hulstrom, R. 1989. *Solar resources*, Cambridge: MIT Press, 384p.
- Hunn, B.D. et D.O. Calafell. 1977. «Determination of average ground reflectivity for solar collectors», *Solar Energy*, vol.19, p.87–89.
- Hydro-Québec. 2009. «Tarif D». In Clients résidentiels: Les tarifs et frais de service. En ligne. [http://www.hydroquebec.com/residentiel/facture/tarif\\_d.html](http://www.hydroquebec.com/residentiel/facture/tarif_d.html). Consulté le 15 juin 2009

- Igneus. 2007. «Evacuated tube solar heating systems». In *Igneus : Applying Engineering Sustainable Energy Solution*. En ligne. [http://www.igneus.ie/evacuated\\_tube\\_solar\\_heating.htm](http://www.igneus.ie/evacuated_tube_solar_heating.htm). Consulté le 18 décembre 2008.
- Incropera, Frank P. et D. P. DeWitt. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th edition. Hoboken: Wiley, 970p.
- International Energy Agency (IEA). 2003. *Solar Heating Systems for Houses, A design Handbook for Solar Combisystems*, London: International Energy Agency, 344p.
- Ismail, K .A. R et M. M. Abogderah. 1998. «Performance of a Heat Pipe Solar Collector». *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 120, (february), p.51-59.
- Jordan, U. et K. Vajen. 2001. «Realistic Domestic Hot-Water Profiles in Different Time Scales.». En ligne. <http://www.sel.me.wisc.edu/trnsys/trnlib/iea-shc-task26/iea-shc-task26-load-profiles-description-jordan.pdf>. Consulté en avril 2006.
- King, D. L., J A. Kratochvil et W. E. Boyson. 1997a. «Measuring Solar Spectral and Angle-of-Incidence Effects on Photovoltaic Modules and Solar Irradiance Sensors», In *26<sup>th</sup> IEEE Photovoltaic Specialists Conference*, (Anaheim, September 29-October 3), 6 p. Albuquerque (NM): Sandia National Laboratories.
- King, L.D., R. Daryl et R. Myers. 1997b. «Silicon-Photodiode Pyranometer: Operational Characteristics, Historical Experiences and New Calibration Procedures», In *26<sup>th</sup> IEEE Photovoltaic Specialists Conference*, (Anaheim, September 29-October 3), 6 p. Albuquerque (NM): Sandia National Laboratories.
- Kummert, M. et M. Bernier. 2005. *Benny Farm system simulation*, 2005-08-001. Montréal : École de Polytechnique de Montréal, 41 p.
- Loutzenhiser, P.G., H. Manz, C. Felmann, P.A. Strachan, T. Frank et G.M. Maxwell. 2006. «Empirical validation of models to compute solar irradiance on inclined surfaces for building energy simulation», *Solar Energy* vol. 81, n°2, p.254-267.

- Lowenstein, A. et A. Hiller. 1996. «Dissaggregating Residential Hot Water Use». *ASHRAE Transactions*, vol. 102, part1, p.1019-1028.
- Lutz, J.D., G. Klein, D. Springer et B.D. Howard. 2002. *Residential hot water distribution systems: Roundtable session*, Coll. «eScholarship Repository», LBNL 50409. San Francisco: Lawrence Berkely National Laboratory, 15p.
- Marbek. 1994. *Technology Profile: Report Electrical Storage Tank Water Heaters*, Ottawa: Marbek Resources Consultants, 15 p.
- Marcoux, C. et C. Dumas. 2004. « Température de l'eau dans l'aqueduc de Montréal ». En ligne. [http://www.ashrae-mtl.org/text\\_pdf/aqueduc\\_94-04.zip](http://www.ashrae-mtl.org/text_pdf/aqueduc_94-04.zip). Consulté le 2 février 2009.
- Martin, C and M. Watson. 2001. *Side By Side Testing of Eight Solar Water Heating Systems*, Coll. «DTI Sustainable Energy Programmes», DTI/Pub URN 01/1292. Crown, 63p.
- Michalsky J., R. Perez, L. Harrison and B. LeBaron. 1991. « Spectral and temperature correction of silicon photovoltaic solar radiation detectors». *Solar Energy*, vol. 47, n°4, p.299–305.
- Moreaul, E. 2008, «Les panneaux solaires interdits», *Le Soleil*, 26 janvier 2008.
- Myers, D. 2003a. *Solar Radiation Modeling and Measurements for Renewable Energy Applications: Data and Model Quality*. NREL/CP-560-33620. Golden (Colorado): National Renewable Energy Laboratory, 18p.
- Myers D. 2003b. «Bird Simple Spectral Model: SPECTRAL2». In Renewable Resource Data Center. En ligne. < <http://rredc.nrel.gov/solar/models/spectral/SPCTRAL2/>>. Consulté le 8 septembre 2008.
- Novus. 2008. « LogBox-AA IP67 32K ». In Novus Online Store. En ligne. <[http://www.novusautomation.co.uk/acatalog/LogBox-AA\\_IP67\\_32K.html](http://www.novusautomation.co.uk/acatalog/LogBox-AA_IP67_32K.html)>. Consulté le 5 janvier 2009.

- Omega. 2008. «Product Finder : Thermocouples». In Omega. En ligne. <<http://www.omega.com/guides/thermocouples/cement.html>>. Consulté le 5 janvier 2009.
- OmniInstruments. 2008. «OMNI-TUF-200F Wall Mount Ultrasonic Flowmeter». In OmniInstrument. En ligne. <<http://www.omniinstruments.net/products/product/moredetails/omni-tuf-200f.id101.html>>. Consulté le 5 janvier 2009.
- Ozgener, O. and A. Hepbasli. 2005. «Performance analysis of a solar-assisted ground-source heat pump system for greenhouse heating: an experimental study», *Building and Environment*, vol. 40, n°8, p.1040-1050.
- Park. C. S., R. Pelot, K.C. Porteous et M.J. Zuo. 2002. *Analyse économique en ingénierie – Une approche contemporaine*, Montréal (Qc.): Éditions du Renouveau Pédagogique Inc, 1024p.
- Peawkhaw,K., P. Namprakai, S. Thepa, T. Suwannakhum and D. Chenvidhya. Date inconnue. *The Most Popular Silicon Photovoltaic Pyranometer in Thailand*, Coll. «National Research Council of Thailand (NRCT)», Bangkok (Tailand): King Mongkut's University of Technology Thonburi, 3 p.
- Pedersen, P. V. 1993. «Experience with a large solar DHW system in Denmark : The nordic solar heating demonstration projet». *Solar Energy*, vol. 50, n°3,p. 259-266.
- Perez, R., P. Ineichen, R. Seals, J.Michalsky et R. Stewart. 1990. «Modeling Daylight Availability and Irradiance Components from Direct and Global Irradiance». *Solar Energy*, vol. 44, n°5, p.271-289.
- Perlman, M. et B.E. Mills. 1985. «Development of Residential Hot Water Use Pattern», *ASHRAE Transactions*, vol. 91, part 2a, p.657-679.
- Phillips, J. R. 2008. «ZunZun.com Online Curve Fitting and Surfave Fitting Web Site». In ZunZun.com. En ligne. < <http://zunzun.com>>. Consulté le 30 octobre 2008.

- Picard, D., V. Delisle, M. Bernier and M. Kummert. 2004. «On the Combine Effect of Wastewater Heat Recovery and Solar Domestic Hot Water Heating», In *Canadian Solar Buildings Conference*. (Montreal, Aug. 20-24 2004), 10p. Montréal : École polytechnique de Montréal.
- PiRhoMania. 2000. «Air Property Calculator». In *FireTools*. En ligne. <[http://users.wpi.edu/~ierardi/FireTools/air\\_prop.html](http://users.wpi.edu/~ierardi/FireTools/air_prop.html)>. Consulté le 8 février 2009
- Proskiw, G. 1998. *Technology Profile: Residential Greywater Heat Recovery Systems*. EA-0730-M1. Ottawa: Natural Resources Canada, 67p.
- Reindl, D. T., W.A. Beckman and J.A. Duffie. 1990a. «Diffuse Fraction Correlations», *Solar Energy*, vol. 45, n<sup>o</sup>1, p. 1-7.
- Reindl, D. T. W.A. Beckman et J.A. Duffie. 1990b. «Evaluation of hourly tilted surface radiation models». vol. 45, n<sup>o</sup>1, p. 9-17.
- RenewALBILITY Energy Inc. 2006. «The Power-Pipe™». In *RenewALBILITY Energy Inc. : Helping you reduce energy costs through renewable energy technologies*. En ligne. <<http://www.renewability.com/powerpipe.htm>> . Consulté le 8 février 2009.
- Ressources naturelles Canada. 2008. *Perspectives du marché du gaz naturel au Canada : hiver 2008 – 2009*. Ressources naturelles Canada, Division du gaz naturel, Direction des ressources pétrolières, Secteur énergétique, 10 p.
- Solar – und Anlagentechnik. 2007. «Downloads». In *Unikassel Versitat*. En ligne. <<http://www.solar.uni-kassel.de>>. Consulté le 13 décembre 2008.
- Stevenson, D.H. 1983. *Residential Hot Water Use Patterns*, Montreal Engineering, Coll. «CEA», 111 U 268. Montreal: Canadian Electrical Association, 56 p.
- Stine, W.B. et R. W. Harrigan. 1985. *Solar Energy Systems Design*. San Francisco: Wiley, 552 p.

- Thevenard, D. et K. Haddad. 2006. «Ground reflectivity in the context of building energy simulation». *Energy and Buildings*, vol. 38, n°8, p.972-980.
- Taylor, D. et G. Crossman. 1996. *Water Heater Testing and Optimization Project*, Virginia: Virginia Power, 45p.
- Thrasher, W.H. et D.W. DeWerth. 1994. «New hot-water use data for five commercial buildings (RP-600)». *ASHRAE Transactions*, vol.100, n°1, p.935-947.
- Tomlinson, J.J. Unknown date. *Heat Recovery from Wastewater using a Gravity-Film Heat Exchanger*. Coll. «Federal Energy Management Program». Oak Ridge (TN): Oak Ridge National Laboratory, 4p.
- Trinkl, C., W. Zörner, C. Alt et C. Stadler. 2005. «Performance of Vacuum Tube and Flat Plate Collectors Concerning Domestic Hot Water Preparation and Room Heating». In *2nd European Solar Thermal Energy Conference*. (Freiburg, 21-22 june 2005), pages inconnues, Esplanade (Ingolstadt): Ingolstadt University of Applied Sciences.
- Weiss, W., I. Bergmann, et G. Faninger. 2007. *Solar Heat Worldwide: Markets and Contribution to the Energy Supply 2005*. Coll. «Solar heating & cooling Programme». Gleisdorf (Autria): International Energy Agency, 50p.
- Wikipedia. 2008. «Sunlight». In *Wikipedia*. En ligne. <[http://en.wikipedia.org/wiki/Solar\\_radiation](http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_radiation)>. Consulté le 15 décembre 2008.
- Wuestling, M. D., S. A. Klein, et J.A. Duffie. 1985. «Promising Control Alternatives for Solar Water Heating Systems». *J. Solar Energy Eng.*, vol. 107, n°215, p. 215-221.
- Yumrutas, R. et Ö. Kaska. 2004. «Experimental investigation of thermal performance of a solar assisted heat pump system with an energy storage». *International Journal of Energy Research*, n°28, p.163-175.

Zaloum, C., J. Gusdorf et A. Parekh. 2007a. *Performance Evaluation of Drain Water Heat Recovery Technology at the Canadian Center for Housing Technology*. Ottawa: Natural Resources Canada, 32 p.

Zaloum, C., J. Gusdorf et A. Parekh. 2007b. *Drain Water Recovery Characterization and Modeling*. Ottawa: Natural Resources Canada, 41 p.