TABLE DES MATIÈRES

Page

INTRODUCTION 1

CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTERATURE 5
1.1 Introduction 5
1.2 Stockage de l'énergie 7
1.3 Stockage thermique 7
1.4 Stockage thermique solaire 10
1.4.1 Chauffage de l'eau domestique 11
1.4.2 Chauffage solaire urbain 13
1.5 Classification des systèmes de stockage thermique 15
1.5.1 Matériaux de stockage thermique par chaleur sensible 16
1.5.2 Technologie de stockage thermique saisonnier 18
1.6 Initiatives et projets internationaux 20
1.6.1 AIE 20
1.6.1.1 Task 7 21
1.6.1.2 Task 26 21
1.6.1.3 Task 32 22
1.6.2 Canada et États-Unis 23
1.6.2.1 Maisons EQuilibrium 24
1.6.2.2 Communauté Drake Landing 25
1.6.3 Europe 26
1.7 Conclusion 29

CHAPITRE 2 DESCRIPTION DU BÂTIMENT 31
2.1 Description générale de la maison 31
2.2 Modélisation numérique du bâtiment 32
2.2.1 TRNSYS Simulation Studio 33
2.2.2 TYPE 56 34
2.2.3 TRNBUILD 35
2.2.4 Enveloppe du bâtiment 36
2.2.5 Infiltration 38
2.2.6 Ventilation 38
2.2.7 Chauffage 39
2.2.8 Climatisation 40
2.2.9 Occupation 40
2.2.10 Gains thermiques 41
2.2.10.1 Gains solaires 41
2.2.10.2 Gains issus des occupants 43
2.2.10.3 Gains issus de l'éclairage 44
2.2.10.4 Gains issus des équipements 45
2.2.11 Pertes thermiques 47

2.3 Résultats de la simulation du bâtiment 48
2.3.1 Bilan thermique du bâtiment 48
2.3.2 Consommation thermique annuelle 50
2.3.3 Consommation énergétique électrique 51
2.3.3.1 Chauffage 51
2.3.3.2 Climatisation 52

CHAPITRE 3 DESCRIPTION DU SYSTÈME 53
3.1 Description générale du système 53
3.2 Modélisation numérique du système 56
3.2.1 Lecture des besoins thermiques 56
3.2.2 Boucle solaire 57
3.2.2.1 Fonctionnement des panneaux solaires 58
3.2.2.2 Collecteurs solaires plats vitrés : TYPE 539 60
3.2.2.3 Fichier météo : TYPE 15 61
3.2.2.4 Tuyau : TYPE 31 62
3.2.2.5 Pompe circulatrice : TYPE 3 63
3.2.2.6 Réservoir d'eau chaude :TYPE 534 63
3.2.2.7 Contrôleur : TYPE 2 65
3.3 Chauffage des locaux 65
3.3.1 Pompe P1 : TYPE 3 66
3.3.2 Vanne 5 voies : TYPE 647 67
3.3.3 Plancher chauffant : TYPE 653 68
3.3.4 Batterie chaude : TYPE 670 69
3.3.5 Pompe à chaleur : TYPE 953 71
3.3.6 Réservoir enfoui : TYPE 534 72
3.4 Climatisation des locaux 74
3.4.1 Réservoir Froid : TYPE 534 75
3.4.2 Pompe P2 : TYPE 3 75
3.4.3 Vanne 3 voies : TYPE 647 75
3.4.4 Batterie froide : TYPE 508 76
3.4.5 Pompe à chaleur : TYPE 953 77
3.5 Chauffage de l'eau sanitaire 78
3.6 Schéma final 79
3.7 Résultats de la simulation du système 80
3.7.1 Bilan thermique du système 80
3.7.2 Bilan thermique sur le réservoir de stockage thermique 82

CHAPITRE 4 OPTIMISATION DU SYSTÈME 87
4.1 Introduction 87
4.2 Optimisation sur les paramètres des composants 87
4.2.1 Superficie des panneaux solaires 87
4.2.2 Volume du réservoir chaud 90
4.2.3 Volume du réservoir de stockage thermique 93
4.3 Systèmes optimisés 96

4.4 Influence de l'isolation du réservoir de stockage thermique 97
4.5 Influence de la stratégie de contrôle 100
4.6 Étude économique.....104

CONCLUSION.....107

RECOMMANDATIONS 109

ANNEXE I FICHE TECHNIQUE DU COLLECTEUR SOLAIRE.....111

ANNEXE II RATIO SURFACE/VOLUME POUR DIFFÉRENTS TYPES DE RÉSERVOIRS DE STOCKAGE THERMIQUE.....113

ANNEXE III INTERFACE DE DIMENSIONNEMENT DES ÉQUIPEMENTS 115

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....121

LISTE DES TABLEAUX

Page

Tableau 2.1 Dimensions du bâtiment.....37

Tableau 2.2 Caractéristiques thermiques des parois du bâtiment.....37

Tableau 2.3 Températures de consigne pour le chauffage.....40

Tableau 2.4 Gains thermiques par les occupants en Watt 46

Tableau 2.5 Gains thermiques par les équipements en Watt 46

Tableau 2.6 Bilan thermique du bâtiment.....49

Tableau 2.7 Charges thermiques du bâtiment en kWh 50

Tableau 2.8 Consommation totale d'électricité en kWh.....52

Tableau 3.1 Paramètres du collecteur solaire 61

Tableau 3.2 Paramètres de la tuyauterie 62

Tableau 3.3 Températures de consigne pour 68

Tableau 3.4 Températures de consigne pour 76

Tableau 3.5 Bilan thermique du système.....82

Tableau 3.6 Bilan thermique du réservoir de stockage en kWh 83

Tableau 3.7 Comment réduire les pertes thermiques dans le réservoir de stockage.....84

Tableau 4.1 Paramètres modifiés pour l'optimisation 96

Tableau 4.2 Énergie électrique consommée annuellement en kWh 97

Tableau 4.3 Résultats obtenus sans l'isolation du réservoir de stockage en kWh.....99

Tableau 4.4 Consommation électrique avec la nouvelle stratégie de contrôle en kWh 102

Tableau 4.5 Comparaison de l'économie d'énergie réalisée en kWh.....103

Tableau 4.6 Rentabilité du système 105

LISTE DES FIGURES

Page

Figure 1.1 Consommation mondiale d'énergie de 1971 à 2010 en MTEP 5

Figure 1.2 Consommation d'énergie secondaire par utilisation 8

Figure 1.3 Consommation d'énergie secondaire par source d'énergie 8

Figure 1.4 Système direct 11

Figure 1.5 Système indirect 12

Figure 1.6 Chauffage par combi-système 13

Figure 1.7 Chauffage solaire urbain 13

Figure 1.8 Chauffage urbain à Marstal au Danemark 14

Figure 1.9 Communauté Drake Landing 15

Figure 1.10 Propriétés de quelques matériaux 17

Figure 1.11 Technologies de stockage thermique par chaleur sensible 19

Figure 1.12 Maison EQuilibrium Riverdale 24

Figure 1.13 Système de chauffage de la communauté Drake Landing 25

Figure 1.14 Construction de réservoirs d'eau chaude à Friedrichshafen et Hannover 27

Figure 1.15 Marché européen et suisse du solaire thermique 28

Figure 2.1 Modélisation Sketchup du bâtiment étudié 31

Figure 2.2 Vue de la façade Nord du bâtiment 32

Figure 2.3 Exemple de simulation d'un chauffe-eau solaire sur TRNSYS 33

Figure 2.4 TYPE 56 et génération du profil de charges du bâtiment 34

Figure 2.5 Création du fichier *Maison.bui* sur l'interface TRNBUILD 36

Figure 2.6 Phénomène d'infiltration dans une maison 38

Rapport-Gratuit.com

Figure 2.7 Unité de traitement d'air avec apport d'air frais 39

Figure 2.8 Horaires de chauffage des locaux en semaine.....39

Figure 2.9 Profil d'occupation du bâtiment en semaine 40

Figure 2.10 Gains thermiques dans un bâtiment.....41

Figure 2.11 Gains solaires sur une paroi opaque 42

Figure 2.12 Gains solaires par une paroi transparente.....43

Figure 2.13 Gains thermiques en fonction de la température ambiante 44

Figure 2.14 Pertes thermiques dans un bâtiment 47

Figure 2.15 Profil de charges du bâtiment.....49

Figure 2.16 Consommation d'énergie pour le chauffage.....51

Figure 3.1 Schéma du système de chauffage et climatisation 54

Figure 3.2 Stratégie de contrôle du système initial.....55

Figure 3.3 Stratégie de contrôle du système initial.....55

Figure 3.4 Lecture des besoins thermiques par le TYPE 88.....57

Figure 3.5 Composantes du rayonnement solaire 58

Figure 3.6 Capteur solaire thermique plat.....59

Figure 3.7 Boucle solaire dans TRNSYS 61

Figure 3.8 Schéma du TYPE 534 64

Figure 3.9 Stratégie de contrôle de la pompe solaire PSOL 65

Figure 3.10 Boucle pour le chauffage des locaux.....66

Figure 3.11 Vanne 5 voies TYPE 647 67

Figure 3.12 Boucle pour le plancher radiant.....69

Figure 3.13 Schéma de la batterie d'air chaud.....70

Figure 3.14 Boucle d'air chaud.....70

Figure 3.15 Fonctionnement d'une PAC 71

Figure 3.16 Boucle simplifiée de la PAC 72

Figure 3.17 Variation de la température du sol.....73

Figure 3.18 Boucle de climatisation des locaux sur TRNSYS 74

Figure 3.19 Vanne 3 voies pour la boucle de climatisation des locaux.....75

Figure 3.20 Schéma de la batterie froide 77

Figure 3.21 Boucle de climatisation simplifiée 77

Figure 3.22 Variation de la température de l'eau pour Montréal 78

Figure 3.23 Boucle de l'eau chaude sanitaire (ECS) 79

Figure 3.24 Schéma global du système sur TRNSYS 80

Figure 3.25 Schéma simplifié du système 81

Figure 3.26 Échanges de chaleur dans le réservoir de stockage 83

Figure 4.1 Influence de la superficie de captage sur
l'énergie auxiliaire de chauffage.....88

Figure 4.2 Influence du nombre de panneaux sur le réservoir de stockage.....89

Figure 4.3 Énergie fournie par le réservoir de stockage à la PAC.....90

Figure 4.4 Influence du volume du réservoir chaud sur
l'énergie auxiliaire de chauffage.....91

Figure 4.5 Influence du volume du réservoir chaud sur le réservoir de stockage 91

Figure 4.6 Énergie fournie par le réservoir de stockage à la PAC.....92

Figure 4.7 Influence du volume du réservoir enfoui sur
l'énergie auxiliaire de chauffage.....93

Figure 4.8 Influence du volume du réservoir de stockage 94

Figure 4.9 Variation de la température moyenne du réservoir enfoui au sol.....95

Figure 4.10 Énergie fournie par le réservoir de stockage à la PAC.....95

Figure 4.11 Température moyenne du réservoir de stockage (avec isolation) 98

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Figure 4.12 Température moyenne du réservoir enfoui en été (sans isolation).....99

Figure 4.13 Stratégie de contrôle initiale.....101

Figure 4.14 Nouvelle stratégie de contrôle.....101

Figure 4.15 Influence de la nouvelle stratégie de contrôle.....104

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

AIE	Agence Internationale de l'Énergie
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Conditioning Engineers
ATES	Aquifer Thermal Energy Storage
BTES	Borehole Thermal Energy Storage
COP	Coefficient of Performance
CSHPSS	Central Solar Heating Plants with Seasonal Storage
CTE	Cavern Thermal Energy Storage
CWEC	Canadian Weather year of Energy Calculation
DLSC	Drake Landing Solar Community
ECS	Eau Chaude Sanitaire
HDC	High Density Concrete
IAM	Incident Angle Modifier
ISQ	Institut de la Statistique du Québec
PAC	Pompe A Chaleur
PCM	Phase Change Material
PRI	Période de Retour sur Investissement
SCHL	Société Canadienne d'Hypothèque et de Logement
SDH	Solar District Heating
SHC	Solar Heating and Cooling
SRCC	Solar Rating and Certification Corporation
TES	Thermal Energy Storage
TESS	Thermal Energy System Specialists
TRNSYS	Transient System Simulation program
UTES	Underground Thermal Energy Storage

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

A_{paroi}	Surface de la paroi [m^2]
A_{RES}	Surface du réservoir en contact avec le sol [m^2]
a_0	Facteur optique d'un capteur solaire [-]
a_1	1er Facteur de pertes thermiques d'un capteur solaire [W/m^2.K]
a_2	2ème Facteur de pertes thermiques d'un capteur solaire [W/m^2.K]
b_1	1er Coefficient du facteur d'angle d'incidence [-]
b_2	2ème Coefficient du facteur d'angle d'incidence [-]
C_P	Chaleur spécifique [J/kg.K]
D	Diamètre du tuyau [m]
dT	Différence de températures entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment [K]
G	Radiation solaire totale horizontale [W/m^2]
G_b	Radiation solaire directe [W/m^2]
G_d	Radiation solaire diffuse [W/m^2]
G_T	Radiation solaire totale incidente sur une surface inclinée [W/m^2]
k	Conductivité thermique [W/m.K]
K_θ	Facteur d'angle d'incidence [-]
L	Longueur du tuyau [m]
m	Masse du matériau de stockage [kg]
Q	Quantité d'énergie emmagasinée [J]
T_{amb}	Température ambiante [K]
T_H	Température de sortie du collecteur solaire [K]
T_i	Température moyenne du capteur solaire [K]
T_L	Température de retour de l'échangeur thermique [K]
T_O	Température ambiante à l'extérieur [K]
T_{RES}	Température du réservoir de stockage [K]
U	Coefficient de pertes thermiques [W/m^2.K]
U_{trans}	Coefficient de transfert thermique [W/m^2.K]
v	Débit de ventilation ou d'infiltration [m^3/h]

Lettres grecques

α	Diffusivité thermique du matériau de stockage [m^2/s]
α_s	Absorptivité [-]
β	Inclinaison d'un capteur solaire [°]
ΔT	Différence de température entre entrée et sortie du milieu de stockage [K]
θ	Angle d'incidence du rayonnement solaire sur une surface quelconque [°]
θ_z	Angle de zénith [°]
ρ	Densité du matériau de stockage sensible [kg/m^3]
ρ_{air}	Densité de l'air [kg/m^3]
ρ_g	Albédo [-]
ρ_s	Réflectivité [-]
τ_s	Transmissivité [-]
η	Rendement du capteur solaire [-]

INTRODUCTION

Mise en contexte

Le Québec, région nordique et maritime du Canada, est une province où le climat est froid et humide. Les écarts de température entre l'hiver et l'été sont très marqués et dans un tel contexte climatique, la question du confort thermique devient presque un défi au quotidien. Dans la facture énergétique d'un bâtiment résidentiel québécois, la part destinée au chauffage représente environ 60%. D'après l'OEE (2014c), 56 % du chauffage est assuré par l'électricité, suivi du bois à 23 % et du mazout à 17%, pour l'année 2011 dans le secteur résidentiel au Québec . Avec une production d'électricité à 99% d'origine hydraulique, la province est aujourd'hui classée au 4e rang mondial parmi les producteurs d'hydroélectricité (Hydro-Québec, 2010). Cependant, malgré l'abondance des réserves d'eau qui représentent 12% de la superficie totale du Québec et le faible coût de l'électricité qui s'en suit, la facture annuelle dédiée au chauffage reste élevée. Pour exemple, elle atteint 1424 $ pour une maison unifamiliale récente de 200 m^2 située à Montréal (AEE, 2014).

On peut donc se demander si des économies d'énergie sont envisageables sur la facture de chauffage au Québec, par l'utilisation d'autres sources d'énergie ou de technologies. C'est dans ce contexte-ci que s'inscrit le présent projet de recherche.

Pour réaliser des économies d'énergie, on peut citer l'utilisation des pompes à chaleur (PAC). Le principe de fonctionnement consiste à récupérer des calories d'un milieu dit «froid» vers un milieu dit «chaud». L'efficacité d'une PAC est décrite par son coefficient de performance (COP), soit le rapport entre l'énergie thermique fournie par la machine et l'énergie électrique consommée. Ainsi, une pompe à chaleur avec un COP de 3, fournira 3kWh de de chaleur pour chaque kWh électrique consommé. Il existe plusieurs types de PAC : air/air, eau/eau et géothermiques entre autres modèles. Lorsque l'écart de température entre l'entrée et la sortie de la pompe à chaleur augmente, le COP diminue, car il devient difficile de récupérer la chaleur de l'air frais pour réchauffer l'intérieur des bâtiments. De

plus, à partir de -12°C, les pompes air-air commencent à montrer leur limites. Quand on sait qu'au Québec cette température est souvent dépassée, il est alors certain que l'utilisation de ces appareils n'est pas la plus adaptée pour un hiver québécois. Pour cette raison, l'utilisation des PAC géothermiques offre un grand avantage car les écarts de températures dans le sol sont beaucoup plus faibles que dans l'air (Rafferty, 1997). Cependant, le coût du forage pour les puits géothermiques verticaux, ou le manque d'espace pour les puits horizontaux rend ces technologies peu répandues dans le secteur résidentiel, malgré les avantages économiques et environnementaux qu'elles offrent.

En prenant pour base de réflexion un brevet (Laperle, 2011), l'entreprise Hydro LMR a proposé l'étude d'un système similaire de stockage thermique par masse d'eau, pour une maison unifamiliale située à Granby. Un réservoir d'eau enfoui sous la résidence est couplé à une pompe à chaleur eau/eau. L'installation fonctionne comme un système géothermique tout en évitant les forages de puits dispendieux. L'énergie est déplacée de l'eau vers la résidence et le réservoir est rechargé par un ensemble de collecteurs solaires et par le sol au bas du réservoir (Dincer et Rosen, 2002). Ce système fait appel au principe de stockage thermique saisonnier. En été, l'énergie solaire est abondante et les besoins en chauffage sont nuls. En hiver, l'énergie solaire disponible est plus faible, alors que les besoins en chauffage sont élevés. Pour remédier au déphasage entre la production d'énergie et la demande en chauffage, le stockage thermique de l'énergie solaire dans un réservoir d'eau est une bonne solution. Ainsi, l'énergie thermique collectée par les panneaux solaires est emmagasinée en été pour être utilisée en hiver, au plus haut de la demande.

Cette technologie a déjà fait ses preuves en Europe avec des projets à grande échelle pour des applications commerciales et résidentielles. Après plus de vingt années d'expérience, de nombreuses centrales de démonstration fonctionnent aujourd'hui en Suède, au Danemark, en Allemagne et Autriche. Au Canada, on peut citer le projet de la ville d'Okotoks pour le chauffage de 52 maisons unifamiliales avec un système de stockage thermique saisonnier. Cependant, il existe peu de projets à petite échelle pour le secteur résidentiel. Malgré les récentes études effectuées par Clarke et al. (2014) et Hugo, Zmeureanu et Rivard (2010), il y

a un manque de connaissance sur le comportement et le rendement des systèmes de stockage saisonnier à l'échelle de maisons individuelles (Beausoleil-Morrison et Voloszyn, 2013). De plus, ces deux études ne prennent pas en compte la climatisation du bâtiment et ne font pas intervenir de pompe à chaleur dans le système analysé. Le développement de système de stockage thermique capable de répondre aux besoins thermiques de chauffage et de refroidissement d'un bâtiment résidentiel reste donc un enjeu important.

Objectif de la recherche

Le présent travail de recherche s'inscrit dans une volonté d'apporter des connaissances supplémentaires et nécessaires pour le développement de la technologie de stockage thermique saisonnier. Comprendre le comportement d'un système de stockage thermique saisonnier, le simuler et l'optimiser en seront les grandes lignes. Il s'agit dans un premier temps de modéliser le système initial par le logiciel de simulation TRNSYS, de mesurer ses performances énergétiques et de les optimiser par une étude de sensibilité. Ce travail aura également pour objectif la création d'une interface qui servira d'outil de dimensionnement pour différents composants du système (Annexe III). L'entreprise partenaire Hydro LMR sera donc en mesure de commercialiser cette technologie en utilisant cet outil pour mieux dimensionner et sélectionner les équipements.

Organisation du mémoire

Le présent mémoire est divisé en 4 chapitres. Le chapitre 2 présente une revue de la littérature sur la technologie de stockage thermique. Le chapitre 3 propose la description détaillée du bâtiment à l'étude avec les résultats de sa modélisation sur le module TRNBUILD. La modélisation du système initial de chauffage et de climatisation sur le logiciel TRNSYS est présentée dans le chapitre 4. Une analyse de sensibilité et une étude économique seront effectuées au chapitre 5. Une conclusion ainsi que des recommandations liées à l'étude du système viendront clore ce mémoire

Rapport-Gratuit.com

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTERATURE

1.1 Introduction

La consommation énergétique mondiale ne cesse de progresser. L'évolution de la population, la croissance économique des pays émergents, le progrès technique et occasionnellement les conditions météorologiques sont autant de facteurs qui expliquent cette croissance depuis plus d'un siècle. Dans le dernier rapport annuel de l'Agence Internationale de l'Énergie (AIE, 2012), on voit nettement que la tendance générale de la demande énergétique mondiale est à la hausse, le pétrole étant la source d'énergie la plus utilisée. Au Canada, environ 2/3 du pétrole consommé sert aux transports (Ressources Naturelles Canada, 2012).

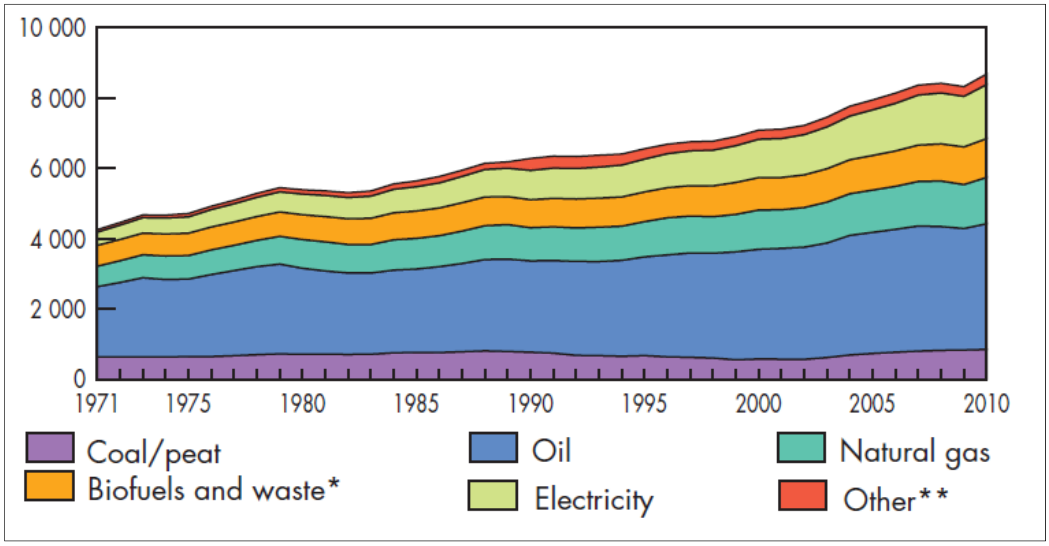


Figure 1.1 Consommation mondiale d'énergie de 1971 à 2010 en MTEP
Tiré de (AIE, 2012)

On apprend aussi que durant la période allant de 1971 à 2010, la consommation mondiale en énergie est passée de 4672 MTEP à 8677 MTEP, soit une croissance de 46 %. Cette demande devrait augmenter de plus d'un tiers sur la période s'étendant jusqu'en 2035, la Chine, l'Inde et le Moyen-Orient étant à l'origine de 60 % de cette hausse (AIE, 2012).

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Malgré la place dominante qu'occupe le pétrole dans le mix énergétique, le marché qu'il représente est très instable. Les facteurs d'incertitudes quant à l'évolution des cours du pétrole sont nombreux : les tensions géopolitiques internationales, la fluctuation de la demande saisonnière mondiale, la capacité de production des raffineries, le cours du Dollar et de l'Euro, etc. Pour exemple, le prix du pétrole brut est passé de 9 dollars le baril en décembre 1998 à 145 dollars en juillet 2008. De plus, cette tendance à la hausse et la forte volatilité des marchés internationaux ont toutes les chances de se poursuivre dans les prochaines années (Artus et al., 2010). Cette instabilité et la fragilité dans l'équilibre entre l'offre et la demande énergétique poussent donc les gouvernements à se tourner vers d'autres sources d'énergie. Le recours aux énergies renouvelables comme le solaire et l'éolien pour la production d'électricité ou de chaleur est une des solutions pour remédier à ce déséquilibre. Cependant, le solaire et l'éolien peuvent aussi représenter une source de fragilité supplémentaire, car leur production d'énergie est dictée notamment par les aléas météorologiques. Ces sources d'énergies renouvelables sont alors dites «intermittentes».

Pour mieux synchroniser la production et la consommation d'électricité issue notamment des énergies renouvelables intermittentes, les Smart Grids, réseaux de distribution d'électricité intelligents, utilisent des moyens informatiques pour optimiser les interactions entre l'offre et la demande (Fournisseur-électricité, 2014). Cependant, cette technologie en plus d'être très couteuse, implique de nombreuses industries issues de plusieurs pays : le secteur de l'informatique, des télécommunications, de la production d'électricité…. Se pose alors la question des standards à définir et à faire adopter par tous (Portejoie et Flin, 2011).

Une autre alternative à cette problématique reste le stockage de l'énergie. En effet lorsque la demande en énergie et son approvisionnement ne sont plus équitablement balancés, le stockage devient nécessaire.

1.2 Stockage de l'énergie

Le stockage de l'énergie concerne principalement le stockage de l'électricité et celui de la chaleur. À grande échelle, le stockage de l'électricité se fait indirectement. Pour être utilisable, l'électricité doit être transformée en une autre forme d'énergie stockable. Cette forme d'énergie intermédiaire peut être mécanique ou chimique. En revanche, la chaleur peut être stockée directement via un matériau spécifique ou transformée en énergie chimique par exemple (Ponsot-Jacquin et Bertrand, 2012).

Dans la littérature, les solutions de stockage de l'énergie se déclinent en quatre catégories :

- Mécanique : énergie potentielle (barrages hydrauliques, stockage d'énergie par air comprimé), énergie cinétique (volants d'inertie);
- Chimique : hydrocarbures, hydrogène;
- Électrochimique : batteries, piles, condensateurs;
- Thermique : chaleur sensible, chaleur latente (ex : énergie solaire, géothermique).

L'analyse d'un système de stockage thermique étant le sujet de recherche du présent mémoire, la revue de la littérature se concentrera sur le stockage thermique de l'énergie solaire.

1.3 Stockage thermique

Au Canada, dans le secteur résidentiel, 80 % de la consommation totale de l'énergie est utilisée pour le chauffage des locaux et de l'eau. La Figure 1.2 et la Figure 1.3 sont réalisées selon les données de OEE (2014b) et OEE (2014a) respectivement pour l'année 2010.

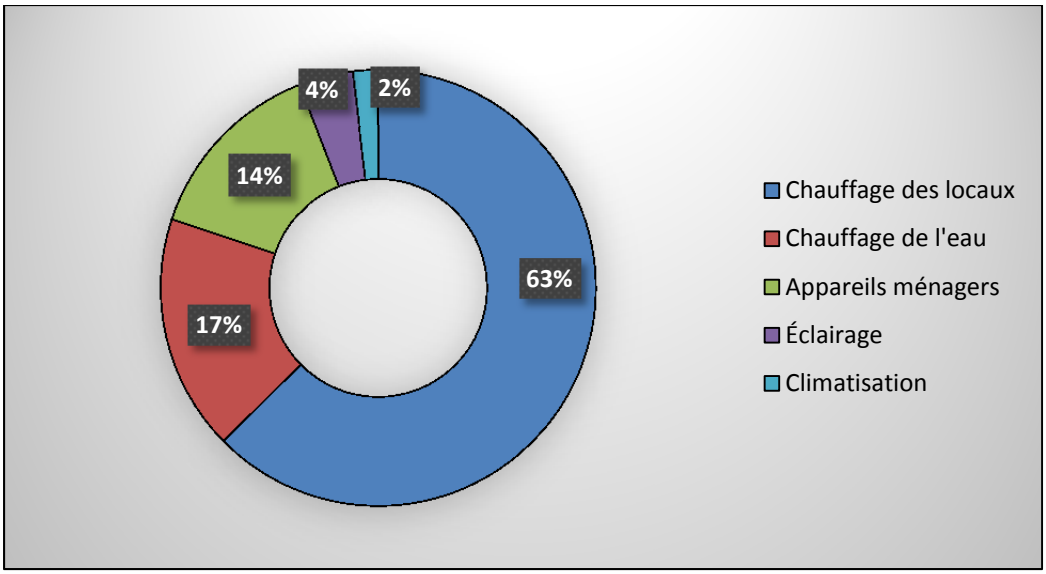


Figure 1.2 Consommation d'énergie secondaire par utilisation

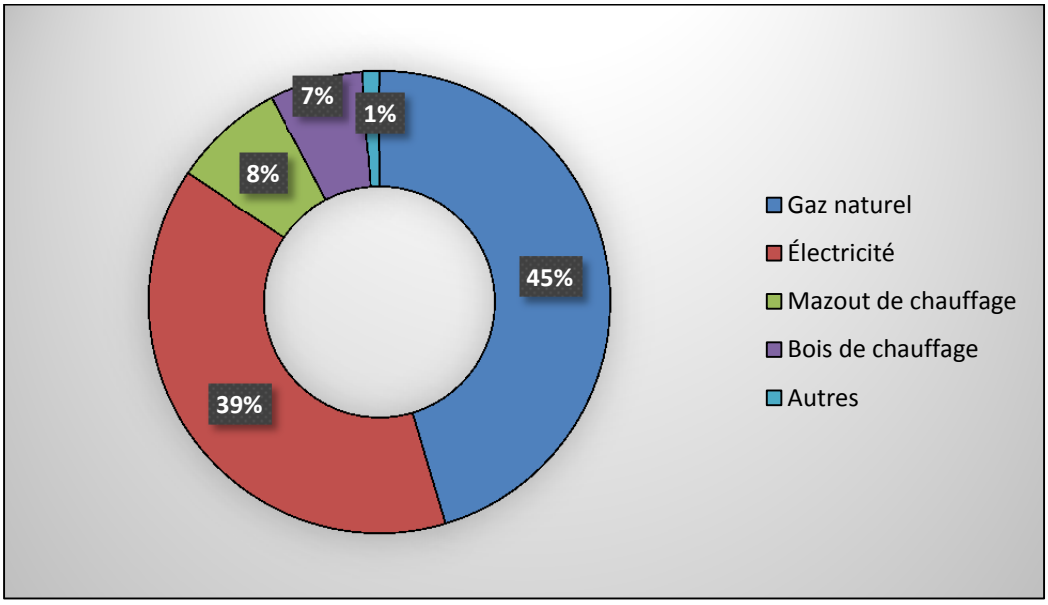


Figure 1.3 Consommation d'énergie secondaire par source d'énergie

Dans ce contexte énergétique et dans le but de réduire les émissions causées par l'utilisation des énergies fossiles, le recours à l'énergie solaire thermique offre un bon potentiel pour le chauffage des locaux et de l'eau (Pinel et al., 2011). Cependant, l'énergie solaire est abondante en été alors que la demande en chauffage a lieu en hiver. Stocker cette énergie en

été pour l'utiliser en hiver reste la meilleure option pour gérer le déphasage entre la production d'énergie solaire et les besoins des utilisateurs.
Le stockage thermique (Thermal Energy Storage ou TES en anglais) est une technologie qui permet de stocker de l'énergie thermique par le chauffage ou le refroidissement d'un milieu de stockage, et de rendre cette énergie disponible ultérieurement. Que ce soit pour des applications industrielles, commerciales ou résidentielles, un système de stockage thermique convenablement dimensionné et installé a pour avantages de baisser les coûts d'opération, de réduire la taille des équipements de chauffage ou de climatisation et d'améliorer la flexibilité d'opération (ASHRAE, 2007b).

Parmi les ouvrages traitant du stockage thermique, Dincer et Rosen (2002) apparaît comme la référence. Les auteurs passent en revue les différents types de systèmes de stockage d'énergie thermique ainsi que leurs applications : stockage par chaleur sensible, par chaleur latente, stockage thermique pour le refroidissement, pour le chauffage, stockage diurne, saisonnier, stockage dans différents matériaux…. Le stockage thermique y est décrit comme une technologie attractive pour répondre aux besoins de la société avec une utilisation de l'énergie plus efficace et respectueuse de l'environnement. Les impacts sur l'environnement se résument en deux points : une conservation des énergies fossiles et la réduction des émissions de gaz polluants CO_2, SO_2, NOx et CFCs.

L'aspect économique est également traité à travers des études de cas pour le chauffage et le refroidissement des locaux. Avec le stockage thermique, la demande en électricité durant les périodes de pointes peut être réduite par le stockage de l'énergie produite pendant la période hors-pointe. Cette stratégie est nommée «*peak shifting* » et a été adoptée pour tous les cas présentés. Elle s'adapte pour un stockage de court terme et se décline en trois possibilités: le stockage complet, le stockage partiel et le stockage partiel + écrêtage.
La majorité des projets présentés démontrent une période de retour sur investissements inférieure à trois années. Les systèmes étudiés ont été appliqués au secteur commercial et industriel autant pour le refroidissement que le chauffage des locaux, utilisant un système de stockage par chaleur sensible ou par chaleur latente. Il apparaît que chaque installation

présente, selon les cas, des avantages et des inconvénients. Parmi les avantages, on peut citer: la réduction des investissements initiaux, la réduction des émissions de gaz nocifs, les économies dans la facture énergétique et la réduction de la taille des moteurs.

Plus spécifiquement, le stockage thermique saisonnier est traité dans un autre ouvrage référence de Hadorn et al. (1988). Les résultats présentés se basent sur les conditions géographiques et climatiques de la Suisse. À travers l'historique du stockage thermique qui y est décrit, on apprend que le concept est né en Suède en 1958, avec les travaux de Margen (1959). L'auteur présente également les différents types de stockage thermique selon le milieu de stockage : dans l'eau (lacs, réservoirs, bassins), dans la terre (échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux) et dans un mélange eau et terre (aquifères). Dans cette classification, l'auteur distingue trois familles de stockages thermiques : le stockage par convection (eau), le stockage par diffusion (terre) et le stockage mixé (eau + terre). Chacune des familles est décrite en détail. Les points importants, tels les problèmes liés à la construction ou aux pertes de charges, sont exposés pour chacun des types de stockage. Une étude de cas, pour chaque type de stockage est également effectuée pour mieux comprendre le principe de fonctionnement.

1.4 Stockage thermique solaire

Les problèmes liés à l'intermittence de l'énergie solaire peuvent être résolus par un système de stockage thermique. La plupart des systèmes de stockage thermiques solaire impliquent des cycles de stockage diurnes ou à court terme. Des cycles hebdomadaires et saisonniers sont également utilisés. Les systèmes de stockage diurnes offrent de nombreux avantages : faibles investissements pour le stockage et les pertes d'énergie en plus des dispositifs de stockage de petite taille. Cependant, le stockage saisonnier offre aussi des avantages car il y a moins de pertes thermiques en raison du ratio surface/volume (Dincer et Rosen, 2002).

Il existe deux types de technologies de chauffage solaire thermique actif : le chauffage de l'eau domestique et le chauffage solaire urbain.

1.4.1 Chauffage de l'eau domestique

Le premier système de chauffage solaire de l'eau a été commercialisé par Clarence Kemp en 1980 (Lane, 2004). Il existe deux types de chauffe-eau solaires : les systèmes directs et les systèmes indirects. Dans les systèmes directs, l'eau domestique entre dans le collecteur solaire ou elle est chauffée. Dans les systèmes indirects, un échangeur thermique permet de séparer le circuit primaire (boucle solaire) et le circuit secondaire (eau chaude domestique). C'est le cas le plus fréquent.

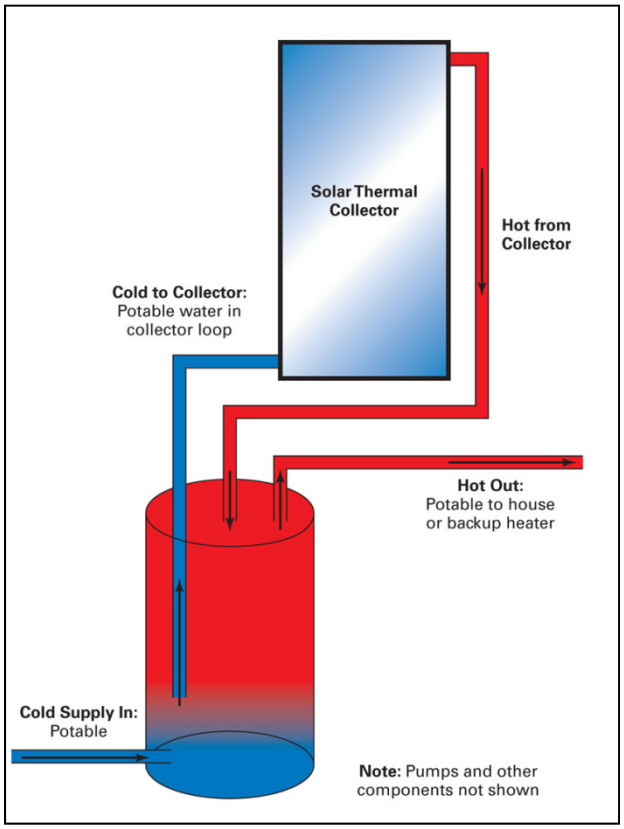


Figure 1.4 Système direct

Tiré de (Homepower, 2014)

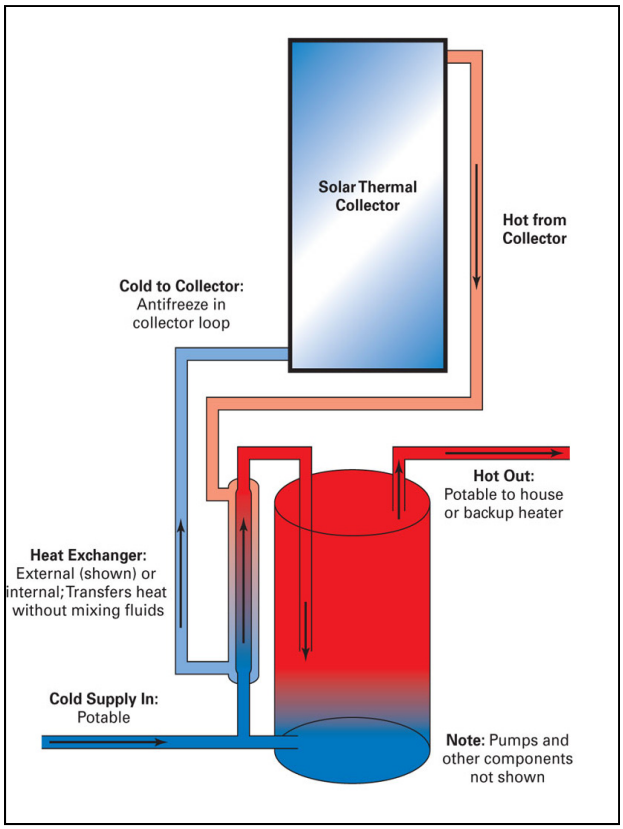


Figure 1.5 Système indirect
Tiré de (Homepower, 2014)

Le marché mondial du stockage thermique solaire est dominé par les applications domestiques (Brechlin, Pilgaard et Piria, 2003). Il existe 3 types de systèmes de chauffage d'eau à petite échelle : les ballons d'eau chaude qui utilisent l'énergie solaire pour chauffer seulement l'eau sanitaire domestique, les combi-systèmes pour chauffer l'eau sanitaire et les locaux et les systèmes de chauffage pour les piscines. De ces trois systèmes, le combi-système est le plus complexe, car il s'agit de fournir de la chaleur à deux charges différentes en utilisant deux sources d'énergies : les collecteurs solaires et le chauffage auxiliaire. La Figure 1.6 montre le principe de fonctionnement du combi-système.

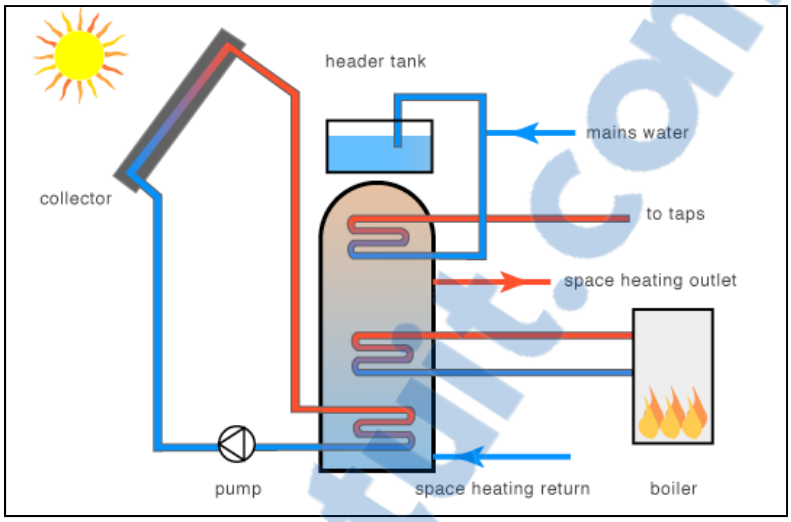


Figure 1.6 Chauffage par combi-système

Tiré de (Greenspec, 2014)

1.4.2 Chauffage solaire urbain

Les systèmes de chauffage de l'eau domestique collectent de l'énergie solaire pour une utilisation destinée à une maison individuelle. À la différence, le chauffage solaire urbain (Solar District Heating ou SDH en anglais) utilise une plus grande surface de collecteurs et emmagasine l'énergie solaire captée dans un grand volume de stockage centralisé (Figure 1.7).

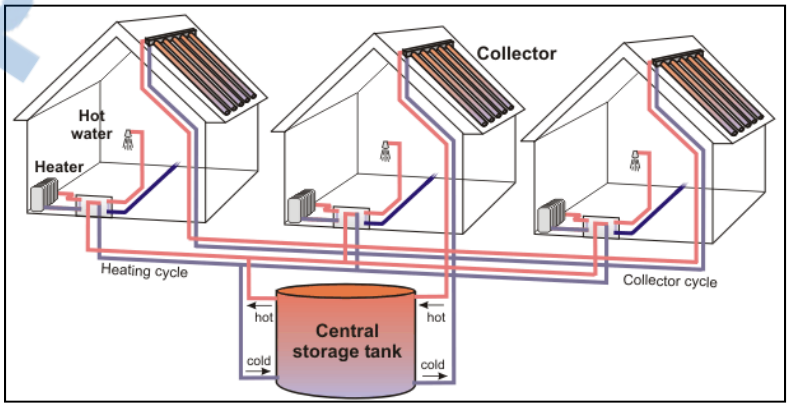


Figure 1.7 Chauffage solaire urbain

Tiré de (Quaschning, 2014)

Rapport-Gratuit.com

Aujourd'hui de nombreuses installations de démonstration sont en fonctionnement en Suède, en Allemagne, au Danemark et en Autriche. Ces projets sont soutenus par le programme «*Intelligent Energy Europe*» pour aider à atteindre les objectifs fixés par l'Union Européenne en matière d'enjeux énergétiques et dans le cadre du changement climatique (SDH, 2014). Le marché annuel européen de chauffage solaire représente 2 à 3 GW_{th} avec 3 à 4 millions de m^2 de capteurs solaires installés. La plus grande partie du marché concerne les systèmes de chauffage de l'eau domestique pour des maisons individuelles. L'Allemagne possède de loin le plus grand nombres d'installations solaires thermiques avec une superficie proche de 14 millions de m^2 de collecteurs solaires. Le Danemark bénéficie du plus grand nombre d'installations à grande échelle (Figure 1.8). En 2010, 150 systèmes de stockage thermique solaire à grande échelle et supérieurs à 500 m^2 ont été réalisés en Europe. La moitié d'entre eux ont été installés au Danemark (SDH, 2014).

Figure 1.8 Chauffage urbain à Marstal au Danemark
Tiré de (Denmark, 2014)

Le Canada a récemment réalisé un projet de stockage thermique à grande échelle dans la ville d'Okotoks en Alberta. La communauté solaire Drake Landing (Drake Landing Solar Community ou DLSC en anglais) consiste en un réseau urbain de 52 maisons et possède un stockage à court terme et un stockage saisonnier par puits géothermiques alimentés par des panneaux solaires (Figure 1.9) (Verstraete, 2013).

Figure 1.9 Communauté Drake Landing
Tiré de (The Edmonton Journal, 2008)

1.5 Classification des systèmes de stockage thermique

Selon les ouvrages et les auteurs, il existe différentes sortes de classification pour les systèmes de stockage thermique. Ils peuvent être classés selon leur matériau de stockage (eau, briques, céramique) ou la manière dont le milieu est utilisé (pour le chauffage ou le refroidissement) (ASHRAE, 2007b). Une autre classification basée sur le principe physique (chaleur sensible, latente et thermochimique) est proposée par Hadorn et al. (1988). Dans un système de stockage thermique par chaleur sensible, la température du matériau de stockage varie selon la quantité d'énergie qui y est stockée. Dans le stockage par chaleur latente, il y a un changement de phase du matériau. Les matériaux utilisés sont appelés matériaux à changement de phase (PCM dans la littérature). Le stockage thermochimique se fait par des réactions chimiques réversibles (Hasnain, 1998).

Nordell (2000) a spécifié des paramètres additionnels pour classifier les systèmes de stockages thermiques selon :

- l'utilisation finale : chauffage ou refroidissement;

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

- la température de stockage : basse température (si inférieur à 40-50°C) ou haute température (si supérieur à 50°C);
- la durée du stockage : court terme (diurne) ou long terme (saisonnier);
- la technologie de stockage : dans un réservoir, par échangeur géothermique, dans un aquifère;
- l'application du stockage : résidentiel, industriel ou commercial.

1.5.1 Matériaux de stockage thermique par chaleur sensible

Le matériau de stockage représente un paramètre clé dans les systèmes de stockage thermique. Il doit avoir une grande chaleur spécifique et de bonnes caractéristiques de transfert thermique. Les matériaux de stockage pour la chaleur sensible les plus courants sont : l'eau, la roche, la céramique, le sol, la brique et le béton (ASHRAE, 2007b). Dans les systèmes de stockage thermique par chaleur sensible, l'eau et la roche sont les deux matériaux les plus utilisés. Ils sont abondants, peu chers, et la technologie sur leur utilisation est bien assimilée (Kakac, Paykoç et Yener, 1989).

La quantité d'énergie qui peut être stockée dans un matériau est proportionnelle à la différence de température à l'entrée et la sortie du milieu de stockage (ΔT), à la masse du matériau de stockage (m) et sa chaleur spécifique (C_p) (Dincer et Rosen, 2002). La quantité de chaleur sensible (Q) est donnée par l'équation suivante :

$$Q = m.C_p.\Delta T \tag{1.1}$$

La chaleur spécifique du matériau est un critère important, car c'est la quantité d'énergie nécessaire pour élever 1 kg du matériau de 1°C. Plus la chaleur spécifique est grande, plus le matériau peut emmagasiner de l'énergie. Dans les systèmes de stockage thermique par chaleur sensible, il n'y a pas de changement de phase au-delà de la plage de températures du processus de stockage (Dincer et Rosen, 2002). Ainsi, la quantité maximale d'énergie emmagasinée (Q) est limitée par la température de changement de phase. Cependant, à la

pression atmosphérique, la température limite de l'eau dans un système de stockage thermique par chaleur sensible est limitée à 100°C. Ainsi, pour des besoins de stockage à des températures plus élevées, l'utilisation d'un autre matériau, avec une chaleur spécifique plus faible, est nécessaire. La faible chaleur spécifique des matériaux comme la roche ou la brique est quelque peu compensée par les grands changements de températures que permettent ces matériaux. Ainsi, la roche est souvent utilisée pour des applications à haute température car sa chaleur spécifique vaut la moitié de celle de l'eau (Figure 1.10).

Material	Density (kg/m^3)	Specific heat (J/kgK)	Volumetric thermal capacity (10^6 J/m^{3}K)
Clay	1458	879	1.28
Brick	1800	837	1.51
Sandstone	2200	712	1.57
Wood	700	2390	1.67
Concrete	2000	880	1.76
Glass	2710	837	2.27
Aluminum	2710	896	2.43
Iron	7900	452	3.57
Steel	7840	465	3.68
Gravelly earth	2050	1840	3.77
Magnetite	5177	752	3.89
Water	988	4182	4.17

Source: Norton (1992).

Figure 1.10 Propriétés de quelques matériaux
Tiré de (Dincer et Rosen, 2002)

Un autre facteur important dans le choix du matériau de stockage reste la vitesse à laquelle la chaleur peut être extraite et libérée. Cette caractéristique dépend de la diffusivité thermique du matériau (α) soit le rapport entre la conductivité thermique du matériau (k) et la chaleur spécifique volumétrique ($\rho . C_p$) :

$$\alpha = \frac{k}{\rho . C_p} \tag{1.2}$$

Un bon matériau de stockage thermique sensible est donc celui qui présente à la fois une conductivité et une chaleur spécifique volumétrique élevées.

1.5.2 Technologie de stockage thermique saisonnier

Le stockage thermique est nécessaire quand la demande en chaleur ou en froid n'est pas synchronisée avec la production d'énergie. Le stockage saisonnier est dit à long terme, car il a pour but de stocker l'énergie emmagasinée en été pour l'utiliser en hiver. Cette énergie peut être captée par des échangeurs de chaleur géothermiques, par des collecteurs solaires thermiques, par la récupération de chaleur perdue, etc. Le stockage saisonnier de l'énergie solaire thermique avec appoint de chaudières à gaz apparaît comme la plus intéressante alternative pour remplacer les énergies fossiles et la réduction des émissions de CO_2 (Fisch, Guigas et Dalenbäck, 1998).

Comme le stockage thermique saisonnier requiert de grands volumes et peu coûteux, les technologies les plus prometteuses ont été trouvées dans le sol (Nordell, 2000). Dans la littérature, ces technologies sont représentées par l'acronyme UTES (Underground Thermal Energy Storage). L'avantage de ces technologies dans le sol est que les grands volumes peuvent être utilisés avec une faible utilisation à la surface (Pahud, 2002).

Nordell (2000) fait un historique sur le stockage de l'énergie et décrit les différentes technologies de stockage thermique dans le sol : le stockage thermique dans les aquifères (ATES), le stockage thermique par échangeurs de chaleurs géothermiques (BTES) et le stockage thermique dans des cavernes de roches (CTES).

Pahud (2002) donne des informations généralistes sur l'énergie géothermique et se concentre sur la technologie des échangeurs de chaleur géothermiques (BTES). Dans la classification des différentes technologies de stockage thermique dans le sol, l'auteur ajoute le réservoir d'eau ou le puits. Le réservoir d'eau peut être enterré ou sur le sol.

Novo et al. (2010) et Paksoy, Snijders et Stiles (2009) s'intéressent aux systèmes à grande échelle. Paksoy, Snijders et Stiles (2009) font un état de l'art sur les systèmes de stockages thermiques par aquifères et Novo et al. (2010) se concentrent sur la technologie des bassins artificiels à grande échelle : les réservoirs d'eau et les puits d'eau + gravier. Ces types de stockages dans le sol sont considérées comme des aquifères artificiels. Dans son article, l'auteur évoque aussi les autres technologies (ATES, BTES, CTES). La faisabilité technique et économique de chaque technologie est présentée. Il aborde les problèmes de construction et d'opération liés à ce genre d'installations et finit par en dresser les avantages et les inconvénients. La plupart des cas étudiés ont été construits en Europe. Contrairement au réservoir d'eau, le puits eau + gravier peut réduire les coûts de construction et la partie supérieure peut être habitable. Cependant, le puits (eau et gravier) demande un plus grand volume pour stocker la même quantité d'énergie que l'utilisation d'un réservoir rempli d'eau du fait de la chaleur spécifique du gravier qui est plus faible que celle de l'eau. La Figure 1.11 montre les quatre grandes familles de technologies de stockage thermique dans le sol : dans un réservoir d'eau (A), par échangeur géothermiques (B), par aquifères (C) et dans un réservoir eau + gravier (D).

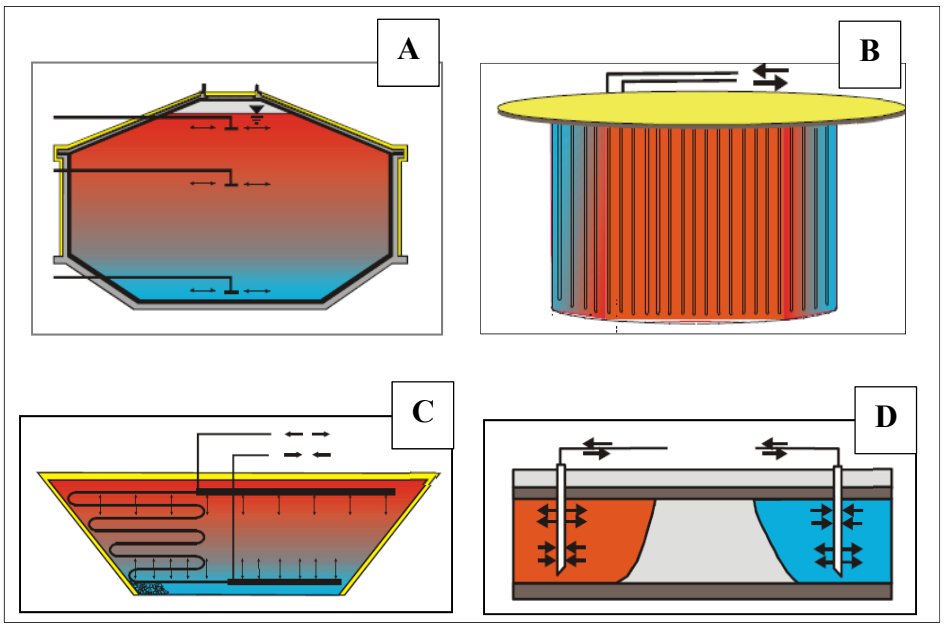


Figure 1.11 Technologies de stockage thermique par chaleur sensible
Tiré de (Schmidt, Mangold et Müller-Steinhagen, 2003)

Pour les systèmes à petite échelle, on peut citer (Hadorn, 2005) qui fait un état de l'art sur le stockage thermique de chaleur et de froid pour des maisons solaires unifamiliales ou à basse consommation d'énergie. L'ouvrage, passe en revue des solutions de stockage thermique solaire dans la structure des bâtiments, dans l'eau, dans les matériaux à changements de phase (PCM) et dans les substances chimiques.

Hugo, Zmeureanu et Rivard (2010) font une simulation numérique et une analyse du cycle de vie d'un système de stockage thermique solaire saisonnier dans un bâtiment résidentiel. Le bâtiment étudié prend en compte les conditions climatiques de la ville de Montréal. Le système de stockage est conçu pour répondre à la demande d'eau chaude sanitaire et pour le chauffage des locaux par plancher radiant. Les résultats de la simulation montrent que le système est capable de couvrir les besoins énergétiques annuels avec une utilisation minimale du chauffage auxiliaire. Les impacts environnementaux et les coûts de l'installation sont également présentés.

D'autres études ont été réalisées sur le stockage thermique solaire à petite échelle. On peut citer Ucar et Inalli (2005) qui font une optimisation thermo-économique d'un système de chauffage domestique solaire avec stockage saisonnier pour cinq régions en Turquie.

1.6 Initiatives et projets internationaux

1.6.1 AIE

L'Agence Internationale de l'Énergie (AIE) est une organisation autonome qui a été fondée en réponse à la crise du pétrole de 1974. Son but est de réaliser un programme complet de coopération énergétique entre ses 28 États membres et la Commission Européenne. Depuis sa création en Novembre 1974, l'AIE met sur pied des programmes internationaux de recherche et développement pour trouver une réponse collective aux perturbations importantes dans l'approvisionnement en pétrole. Le « Solar Heating and Cooling Program » (SHC) a été l'un des premiers accords d'exécution. Depuis 1977, ses 28 états membres ont coopéré pour faire

évoluer les technologies dans le solaire actif, passif et photovoltaïque avec leur application dans les bâtiments (Hadorn, 2005). À ce jour, 52 projets de recherche (Task) ont été amorcés et 39 d'entre eux ont été complétés. Trois programmes achevés seront développés dans cette revue : le Task7, le Task 26 et le Task 32.

1.6.1.1 Task 7

Le «task 7» a été établie en 1979 pour étudier la faisabilité, le coût et l'efficacité de systèmes de chauffage solaires urbains avec stockage saisonnier (Central Solar Heating Plants with Seasonal Storage ou CSHPSS en anglais). D'après les résultats observés, on constate que le chauffage urbain solaire avec stockage saisonnier est techniquement faisable et économiquement compétitif avec le pétrole pour de grandes charges thermiques (environs 2000 maisons individuelles). Dans les années 1980, le gouvernement suédois a amorcé la construction de plusieurs centrales solaires avec stockage saisonnier afin de réduire sa dépendance au pétrole et pour arrêter le recours au nucléaire. Plusieurs centrales ont été installées dans le cadre du «Task 7» (Pinel et al., 2011) . Aujourd'hui, cette technologie y est très développée même si la Suède ne possède pas de meilleures conditions climatiques que les autres pays participants comme le Canada, la Finlande ou la Suisse.
Des systèmes à petite échelle sont ou ont été étudiés dans le cadre du Task 26 ou le Task 32.

1.6.1.2 Task 26

Le «task 26» a été lancé en 1998 sous le nom de «Solar Combisystems». L'objectif était d'analyser et de passer en revue plusieurs types de combi-systèmes sous une approche scientifique. Une vingtaine de combi-systèmes ont été évalués sur le marché européen. De 1998 à 2002, le programme a mobilisé une trentaine d'experts et une dizaine pays dont l'Autriche, la France, l'Allemagne et les États-Unis. Des industries du solaires faisaient également partie du programme dans le but de développer et d'optimiser des combi-systèmes solaires pour des maisons unifamiliales, des groupes de maisons individuelles ou des maisons multifamiliales. Il a été démontré que la plupart des systèmes pour une maison unifamiliale

avaient une superficie de collecteurs allant de 3 m^2 à 30 m^2 avec un volume de réservoir de 0.3 m^3 à 3 m^3. Les meilleurs systèmes, d'un point de vue rapport performance/coût, sont les systèmes avec des collecteurs de stratification thermique, un chauffage auxiliaire efficace avec un seul système de contrôle pour le chauffage auxiliaire et la boucle solaire. Une standardisation internationale des procédures de test a également été l'une des majeures issues du programme de recherche et développement (Weiss, 2003).

1.6.1.3 Task 32

L'objectif principal du «task 32» est de chercher de nouvelles solutions pour stocker la chaleur dans des systèmes pour le chauffage et le refroidissement de bâtiments à baisse énergie. L'objectif premier était de contribuer au développement de systèmes de stockage thermiques qui assurent une fraction solaire proche de 100% dans des régions de 45 degrés Nord de latitude. Le deuxième objectif était de trouver d'autres sources d'énergies que le solaire comme des pompes à chaleur par compression et absorption (Hadorn, 2006). Le task 32 est organisé en 4 sous programmes appelés sub-task. Le subtask D concerne le stockage thermique dans l'eau. En 2007, un rapport technique présentait les améliorations à apporter au niveau des réservoirs de stockage d'eau chaude pour des petits systèmes allant de 4 à 20 m^2 de collecteurs. Des questions techniques portant sur entre autres sur l'emplacement du chauffage auxiliaire, sur le volume de stockage optimal, sur les pertes de charges sont également posées pour des investigations futures. Hadorn (2005) est l'ouvrage de référence qui fait le point sur le savoir des experts de l'AIE au commencement du task 32.

Dans le cadre du task 32, l'institut suisse pour la technique solaire (SPF) a proposé en 2006 un nouveau type de combi-système avec des avantages tant économiques qu'énergétiques. Le système «Maxlean» est doté d'un réservoir d'eau sans pression, d'un débit variable dans la boucle de distribution et d'un échangeur interne au réservoir pour la préparation d'eau chaude sanitaire.

Des simulations numériques ont été menées pour acquérir des connaissances sur le comportement thermique de ce système, ainsi que sur les différentes stratégies de contrôle en particulier sur le réservoir thermique. Un algorithme original d'optimisation a été utilisé et combiné au simulateur. Il permet de trouver rapidement les zones optimales en termes de taille de composants sous des contraintes de coût global donné.
Ainsi, les coûts ont été calculés en fonction de la taille du capteur et du volume du réservoir d'eau. Comparé à un système solaire de référence, les résultats de simulation montrent que le Maxlean réduit l'énergie consommée par le chauffage auxiliaire au gaz naturel de 8544 kWh à 8162 kWh/année. Cela représente 4.5 % de réduction d'énergie. L'avantage peut aller jusqu'à 25% de gain en performance énergétique ; ce qui n'est pas négligeable si la construction est en outre moins onéreuse. Cela reste encore à prouver dans un projet pilote à venir. Cependant, le projet a permis de définir une nouvelle fonction du ratio coût/bénéfice qui peut être minimisée par l'intermédiaire du logiciel GenOpt (Hadorn et Renaud, 2008).

1.6.2 Canada et États-Unis

Parmi les premiers projets de stockage saisonnier au Canada, on peut citer Provident House, qui a été conçue par Frank Hooper (Pinel et al., 2011). Construite en 1976 à Toronto, la maison était dotée d'un réservoir d'eau enfoui de 277 m^3. Le système installé n'a pu fournir que 60 % des besoins thermiques du bâtiment. Les raisons sont : des charges de chaleur supérieures aux prévisions faites, la performance des collecteurs solaires inférieure aux évaluations du manufacturier, et des pertes de charges plus grandes que prévu au niveau du réservoir. Selon Hooper (1955), les pertes élevées au niveau du réservoir sont dues aux transferts de chaleur par convection dans le sol autour du réservoir qui n'ont pas été pris en compte lors des calculs de dimensionnement. Dans la même province canadienne de l'Ontario, un autre projet, le Aylmer Senior Citizen's Apartment, a été conçu en 1978 pour le chauffage de l'eau domestique.

Récemment, une étude réalisée par Hugo (2008) a montré la faisabilité d'un système de stockage thermique pour une maison unifamiliale à Montréal. Avec une fraction solaire qui

Rapport-Gratuit.com

atteint 100 % à partir de la deuxième année d'installation, le projet reste néanmoins non viable d'un point de vue économique en raison du faible coût de l'électricité au Québec.

1.6.2.1 Maisons EQuilibrium

D'autres projets ont été réalisés dans le cadre de l'initiative de démonstration de maisons durables EQuilibrium de la Société Canadienne d'Hypothèques et de Logement (Figure 1.12).

Figure 1.12 Maison EQuilibrium Riverdale
Tiré de (SCHL, 2009b)

La maison duplex NetZéro Riverdale est située à Edmonton en Alberta. Son système de chauffage est assuré par un réservoir d'eau chaude domestique de 300 litres et un réservoir de 17 m^3 pour le chauffage des locaux. Pour la production et le stockage thermique, l'énergie captée par les collecteurs solaires passe dans un échangeur thermique contenu dans le réservoir d'eau chaude domestique, puis dans un second échangeur contenu dans le réservoir de 17 m^3. Le système de chauffage solaire actif fournit 83 % du chauffage de l'eau domestique et 21 % du chauffage des locaux (SCHL, 2009a).

1.6.2.2 Communauté Drake Landing

La communauté Drake Landing est la plus grande communauté avec un chauffage solaire urbain doté d'un système de stockage saisonnier en Amérique du Nord. Le projet a été entrepris par Ressources Naturelles Canada. La communauté est située dans la ville d'Okotoks en Alberta. Le réseau urbain permet de chauffer 52 maisons. Le système de stockage saisonnier de l'énergie solaire est assuré par des puits géothermiques verticaux et le stockage journalier est assuré par un système réservoir d'eau. C'est la première communauté à atteindre une fraction solaire supérieure à 90 %. En effet, l'objectif principal était d'atteindre une fraction solaire de 90 % après 5 ans d'opérations. À la cinquième année d'opération, le système montrait une fraction solaire de 97 %. En 2011 le projet a été récompensé par le Golden Energy Globe Award (Verstraete, 2013). Sibbitt et al. (2007) décrivent le système de la communauté Drake Landing ainsi que ses modes d'opérations. Ils présentent les performances sur les 5 années de fonctionnement et comparent les résultats obtenus avec ceux prédits par la simulation du système su le logiciel TRNSYS. La Figure 1.13 montre un schéma de principe de l'installation.

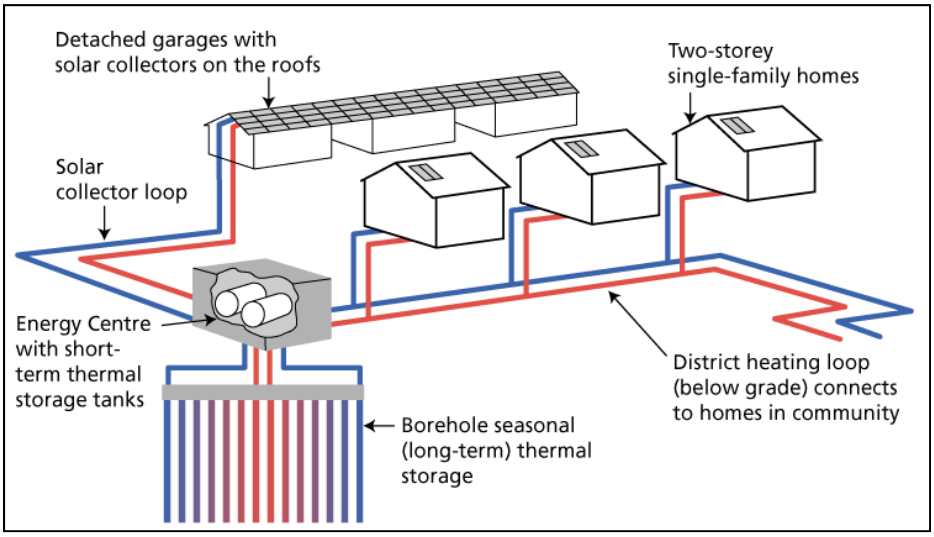


Figure 1.13 Système de chauffage de la communauté Drake Landing
Tiré de (DLSC, 2014)

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

1.6.3 Europe

En Europe, avec les différents programmes de l'AIE, plusieurs projets de chauffage solaire avec stockage thermique à grande échelle ont vu le jour depuis 1970. La littérature à propos des projets européens est riche et abondante. On peut citer quelques auteurs: Fisch, Guigas et Dalenbäck (1998) passent en revue les systèmes de chauffages solaire à grande échelle à travers l'Europe. (Dalenbaeck, 1998) fait une description détaillée de plusieurs systèmes et en présente les résultats.

En Allemagne, de 1995 à 2002, le programme de recherche et développement Solathermie 2000 a permis l'installation de 8 réseaux pilotes de chauffage urbain solaire avec stockage thermique saisonnier. Le monitoring complet des données et des expériences a montré que tous les systèmes analysés ne présentaient aucun problème majeur (Mangold, Schmidt et Müller-Steinhagen, 2004). Depuis 2006, de nouvelles installations ont été réalisées dans le cadre du programme Solathermie-2000plus. Dans les premières années d'opération, l'efficacité du stockage et la fraction solaire des systèmes de première génération étaient inférieures aux prévisions en raison des températures de retour élevées du réseau de chaleur. Une température de retour élevée signifie une capacité thermique du stockage plus petite. Pour remédier aux conséquences liées à ce problème, les systèmes de la deuxième génération ont été conçus pour des basses températures de chauffage (Schmidt, Mangold et Müller-Steinhagen, 2004)

Les premiers systèmes stockages de chaleur, situés à Rottweil, Friedrichshafen et Hambourg, ont été construits avec revêtement en acier inoxydable intérieur supplémentaire pour garantir une meilleure étanchéité à l'eau, pour protéger l'isolation à l'extérieur et pour réduire les pertes de charges dues à la diffusion de vapeur à travers les parois en béton du réservoir d'eau. Un nouveau matériau, le béton à haute densité (High Density Concrete ou HDC en anglais) a été utilisé pour le réservoir de Hannover. Ce type de béton permet d'éliminer le revêtement d'acier supplémentaire des réservoirs de première génération (Figure 1.14).

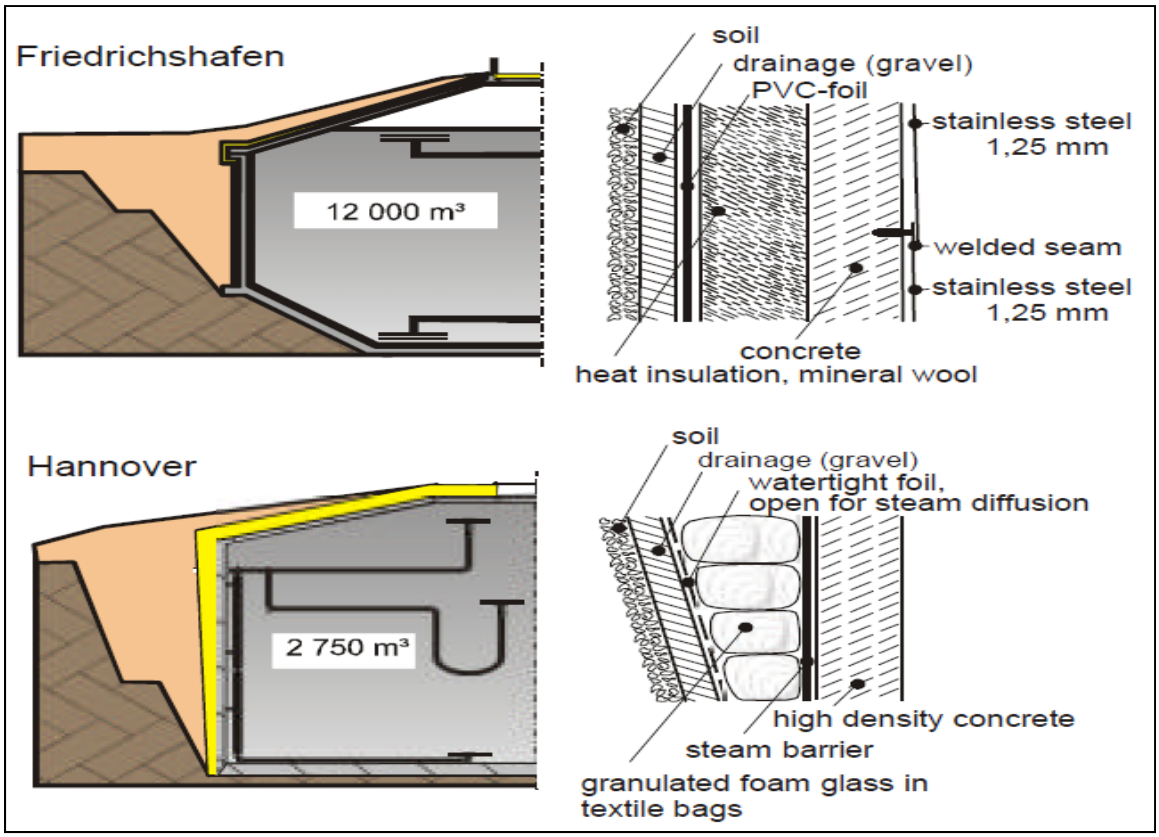


Figure 1.14 Construction de réservoirs d'eau chaude à Friedrichshafen et Hannover
Tiré de (Schmidt, Mangold et Müller-Steinhagen, 2003)

Une autre innovation réside dans les niveaux de charge et décharge du réservoir d'eau. Les réservoirs de première génération étaient construits avec deux niveaux de charge et décharge. Le réservoir de Hannover a un troisième dispositif situé au-dessous de la partie supérieure du réservoir. Ceci permet une stratification optimale dans le réservoir, car la chaleur entre à basse température dans le réservoir sans perturber les températures des couches. De plus, la charge et la décharge simultanées du réservoir à des températures différentes peuvent être possibles.

Schmidt, Mangold et Müller-Steinhagen (2004), Schmidt et Mangold (2006), Lottner, Schulz et Hahne (2000) et Bauer et al. (2010) font une revue du programme Solathermie et Solathermie 2000plus avec et sans stockage thermique en Allemagne. La description

technique, les résultats sur l'efficacité des installations ainsi que les coûts d'opération sont détaillés pour plusieurs systèmes.

D'autres projets ont été menés en Suède au début des années 1980. Les premiers réseaux urbains ont été construits en 1979 à Ingelstad et Lambohovet avec des réservoirs allant de 5000 m^3 et 10000 m^3 de volume de stockage. Les performances ont montré de grandes pertes de charges causées par l'humidité de l'isolation. Aujourd'hui, dans le cadre du programme Solar District Heating (SDH), 30 installations de chauffage solaire de plus de 500 m^2 de collecteurs solaires sont répertoriées à travers le pays. Le réseau urbain de Kungälv avec 10000 m^2 de collecteurs, installé en mars 2011, est le plus grand dans toute l'Europe.

En juin 2013, la Fédération Européenne des Industries Solaire Thermique publiait son rapport sur le marché du solaire thermique en Europe pour 2012. Les résultats montrent que le marché européen a connu une réduction de la capacité globale nouvellement installée qui s'élève à 2.4 GWth : la réduction est de 6.4 % par rapport à l'année 2011. Cependant, la puissance totale a enregistré une augmentation nette de 2 GWth, atteignant maintenant 28.3 GWth avec 40,5 millions de m^2 de collecteurs. Cela représente une augmentation de 7.7% par rapport à la capacité totale installée en 2011 (ESTIF, 2014). Le marché européen subit la crise économique et financière. Le secteur de la construction connait une stagnation et les programmes publics de soutien au solaire thermique sont en baisse depuis 2008 (Figure 1.15).

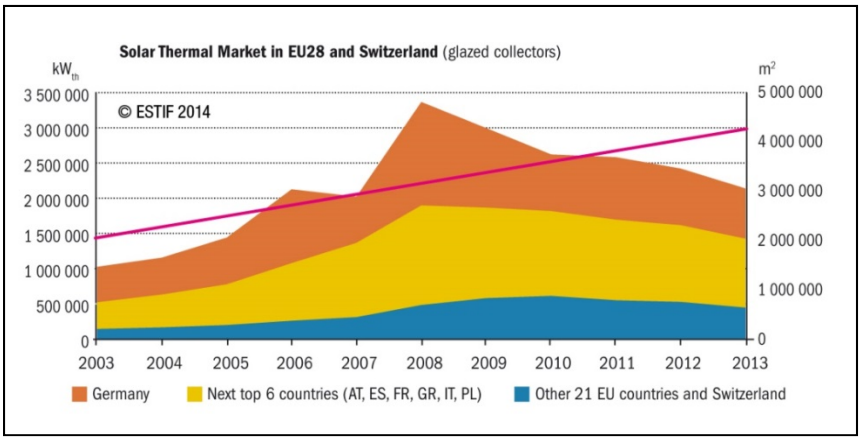


Figure 1.15 Marché européen et suisse du solaire thermique
Tiré de (ESTIF, 2014)

Pour ce qui est des projets à petite échelle, une étude menée par Clarke et al. (2014) fait une analyse paramétrique sur la surface des capteurs solaires avec des données réelles sur une maison unifamiliale à Galway en Irlande. Il s'agit d'un bâtiment de 216 m^2 construit sous les standard PassivHaus qui intègre 10.6 m^2 de capteurs solaires et un réservoir de stockage thermique de 23 m^3. Les résultats obtenus ont indiqué que l'augmentation de l'aire des panneaux passant de 10.6 m^2 à 20 m^2 permet d'avoir une fraction solaire de 63 % au lieu de 47 %, diminuant ainsi la quantité d'énergie consommée par le fuel de 30%.

1.7 Conclusion

À la lumière de la revue de la littérature présentée dans ce mémoire, il apparait que d'importants travaux de recherches ont été faits sur le stockage thermique solaire et saisonnier pour des installations de grande échelle. Cependant, peu de recherches ont été réalisées sur les demandes d'une seule maison unifamiliale. Les études de Clarke et al. (2014) et Hugo, Zmeureanu et Rivard (2010) permettent de montrer la faisabilité technique d'un projet de stockage thermique pour le chauffage des locaux et de l'eau sanitaire. C'est dans cette perspective que s'inscrit le présent travail en ajoutant la demande de climatisation à l'étude. Les résultats obtenus apporteront une avancée supplémentaire dans la recherche sur la technologie de stockage thermique.

CHAPITRE 2

DESCRIPTION DU BÂTIMENT

Dans ce chapitre, on présente les différentes caractéristiques du bâtiment étudié. Sa modélisation a été réalisée avec le logiciel TRNSYS 17 et son module TRNBUILD. Le modèle final permet d'évaluer le profil des charges du bâtiment selon la composition des parois, l'orientation des façades, le volume des zones thermiques, l'occupation et les températures de consigne.

2.1 Description générale de la maison

La maison étudiée dans ce projet est située à Granby (Québec). Sa superficie totale est de 584 m^2 et elle s'élève sur 3 niveaux : un sous-sol, un rez-de-chaussée avec garage et un étage avec toit habitable. La façade principale est orientée vers l'Ouest. La Figure 2.1 montre une modélisation globale de la maison réalisée avec le logiciel Google Sketchup. Les portes et les fenêtres n'y figurent pas.

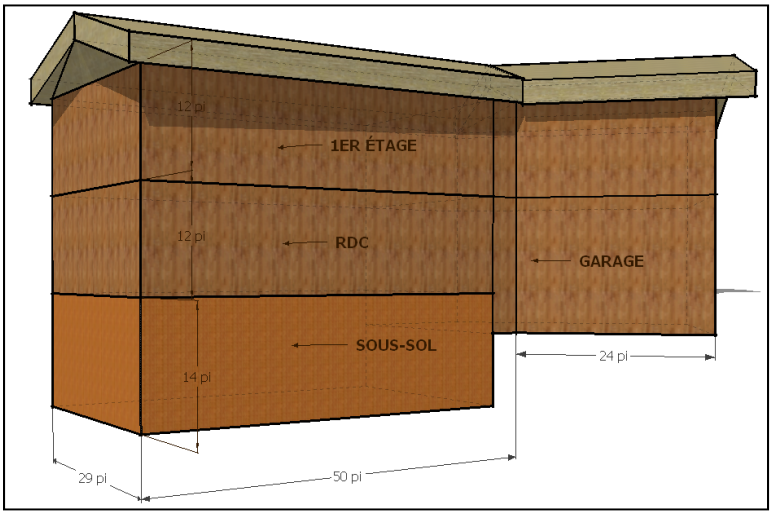


Figure 2.1 Modélisation Sketchup du bâtiment étudié

Il s'agit d'une maison fabriquée entièrement en bois, pin blanc du Québec, avec deux types de parois : bois rond massif et bois en planches montées selon la méthode pièce sur pièce. Seules les façades extérieures du rez-de-chaussée sont en bois rond. Les autres façades du bâtiment sont montées en planches, tout comme les parois intérieures (Figure 2.2).

Figure 2.2 Vue de la façade Nord du bâtiment

2.2 Modélisation numérique du bâtiment

Pour modéliser le système, il faut dans un premier temps évaluer les besoins thermiques en chauffage et climatisation pour le bâtiment entier. Pour ce faire, nous avons utilisé le module TRNBUILD et le logiciel TRNSYS. TRNBUILD permet de créer un modèle de bâtiment multizone nécessaire à l'étape de simulation énergétique faite sur le logiciel TRNSYS. Deux simulations ont été réalisées sur TRNSYS :

- création du fichier *Charges_Totales.txt* qui décrit le profil de charges du bâtiment;
- lecture du fichier *Charges_Totales.txt* pour combler les besoins thermiques du bâtiment par le système de chauffage/climatisation.

2.2.1 TRNSYS Simulation Studio

TRNSYS (TRaNsient System Simulation program) est un logiciel complet, modulaire et flexible pour la simulation dynamique des systèmes, y compris les bâtiments multizones. La simulation dynamique des bâtiments et des systèmes permet de prédire leur comportement énergétique en fonction des changements apportés sur la stratégie de contrôle des équipements, le type de matériaux utilisés pour les parois, l'architecture et la source d'énergie entre autres éléments.

TRNSYS comporte une bibliothèque de 50 familles de composants qui permettent, en régime transitoire, de simuler des concepts énergétiques allant du simple système de chauffage d'eau domestique, aux concepts plus complexes, comme le couplage de sources d'énergies renouvelables, les installations HVAC et le stockage énergétique.

Les composants de TRNSYS, aussi appelés TYPES, représentent chacun un élément du système étudié : capteur solaire, tuyau, pompe, réservoir, vanne etc. Ils comportent chacun des entrées, des sorties et des paramètres de simulation que l'utilisateur saisit sur l'interface visuelle Simulation Studio comme le montre la Figure 2.3.

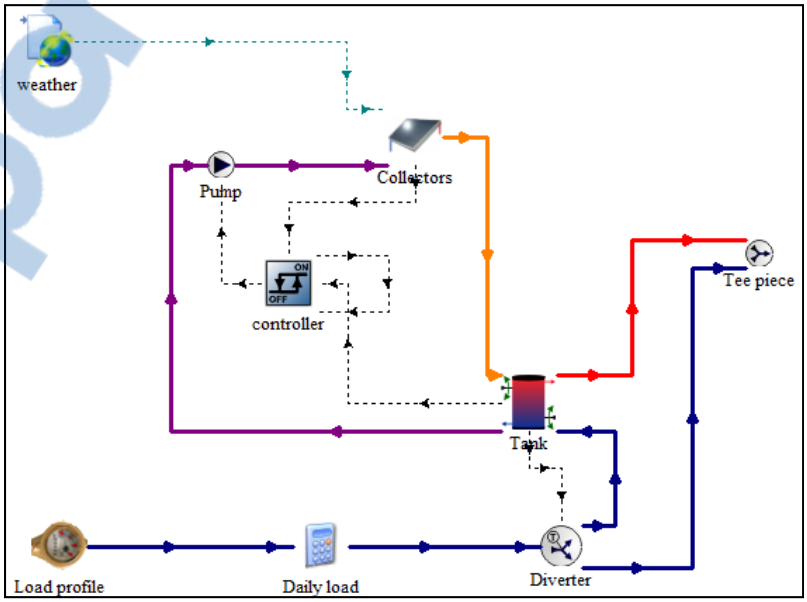


Figure 2.3 Exemple de simulation d'un chauffe-eau solaire sur TRNSYS

Rapport-Gratuit.com

2.2.2 TYPE 56

Le TYPE 56 modélise le comportement thermique d'un bâtiment comportant plusieurs zones thermiques. La description du bâtiment est lue par ce composant à partir d'un fichier externe *Maison.bui*. Ce fichier est généré selon les informations liées à l'enveloppe externe du bâtiment, aux températures de consignes et à la fenestration, entre autres informations, qui sont saisies sur le module TRNBUILD (Figure 2.4).

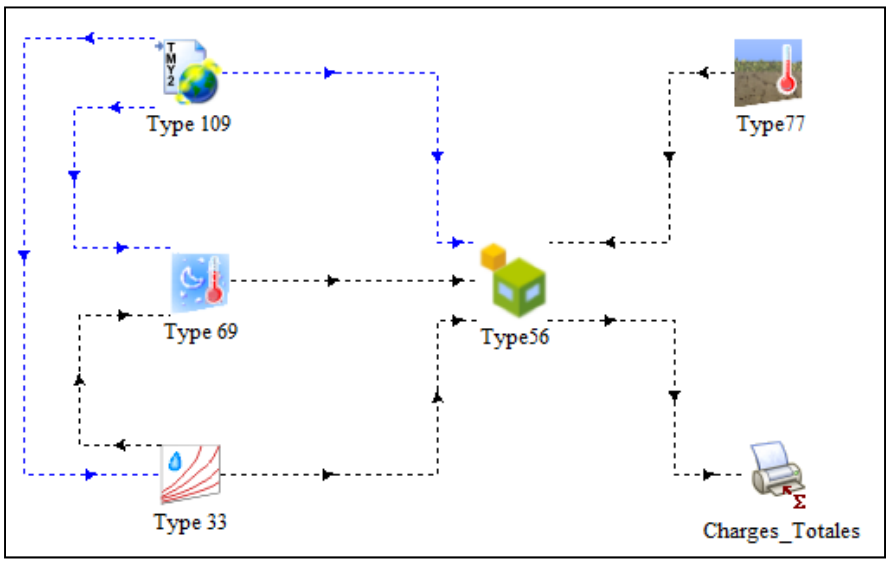


Figure 2.4 TYPE 56 et génération du profil de charges du bâtiment

Le TYPE 56 est relié à 4 composants pour tenir compte des conditions climatiques dans lesquelles la maison a été modélisée :

- **TYPE 109** : un fichier météo issu de la base de données Meteonorm incluse dans les bibliothèques de TRNSYS. Il fournit des informations sur les températures ambiantes, la radiation solaire, le taux d'humidité, la pression sur une année type pour plusieurs villes à travers le monde. Dans notre cas, nous avons utilisé le fichier météo de Montréal, car il n'en existe pas pour la ville de Granby;

- **TYPE 33e** : une table psychométrique qui permet de déterminer la température de rosée extérieure;
- **TYPE 69b** : permet de déterminer la température effective du ciel nécessaire pour évaluer les pertes de l'enveloppe du bâtiment vers le ciel, sous forme de radiation;
- **TYPE 77** : un composant qui modélise la distribution verticale de la température du sol.

Ces quatre composants associés au TYPE 56 permettent au final de modéliser avec précision les conditions extérieures auxquelles le système de chauffage et de climatisation doit remédier pour répondre aux besoins de confort des habitants. Ainsi, une fois la simulation effectuée pour une période annuelle, le TYPE 56 fournit un fichier *Charges_Totales.txt* qui correspond au profil de charges du bâtiment, selon les informations contenues dans le fichier *Maison.bui.*

2.2.3 TRNBUILD

TRNBUILD est un module du logiciel TRNSYS pour la simulation de bâtiments multizones. Il faut dans un premier temps définir des zones thermiques avec plusieurs paramètres : l'orientation de la maison par rapport au soleil, la composition des matériaux pour chaque paroi de la zone, le type de fenêtres et leurs superficies, les températures de consigne et les gains internes. Nous pouvons ainsi créer et modéliser le comportement thermique d'un bâtiment en juxtaposant plusieurs zones (Figure 2.5).

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

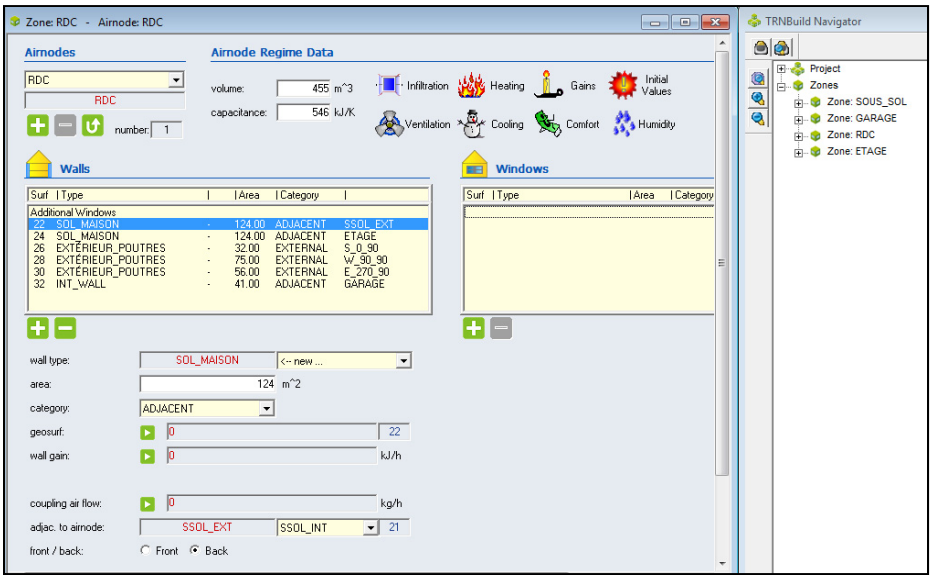


Figure 2.5 Création du fichier *Maison.bui* sur l'interface TRNBUILD

Une fois le bâtiment modélisé sur TRNBUILD, le fichier *Maison.bui* est créé et sera lu par le TYPE 56 lors de la première simulation sur TRNSYS.

2.2.4 Enveloppe du bâtiment

Les dimensions du bâtiment modélisé et les caractéristiques thermiques des différentes parois sont dressées sur les tableaux suivants :

Tableau 2.1 Dimensions du bâtiment

	Unités	Valeur
Sous-sol	[m^2]	124
Garage	[m^2]	106
Rez-de-chaussée	[m^2]	124
Étage	[m^2]	230
Aire totale chauffée	**[m^2]**	**584**
Volume total chauffé	[m^3]	2242
Surface vitrée	[m^2]	30
Fraction vitrée	[%]	5

Tableau 2.2 Caractéristiques thermiques des parois du bâtiment

Paroi	Coefficient U ($W/m^2.K$)	Composition
Paroi extérieure (bois rond)	0.401	Pin blanc 13"
Paroi extérieure (bois en planches)	0.251	Pin blanc 4" ¼ + Isolation
Paroi intérieure	0.981	Pin blanc 4" 1/4
Toit	0.175	STYROFOAM
Mur adjacent Garage/Étage	4.8	3" Béton
Mur adjacent RDC/Étage	4.8	3" Béton
Dalle de sol	1.7	6" Béton
U vitrage	1.4	Double vitrage (Argon) à faible émissivité

Les valeurs du facteur U pour les matériaux qui composent les murs du bâtiment et le vitrage ont été fournies par la bibliothèque américaine dans TRNBUILD, basée sur les données de l'ASHRAE.

La maison à l'étude dans ce projet a été divisée en 4 zones thermiques dans TRNBUILD : le sous-sol, le garage, le rez-de-chaussée et l'étage. Le sous-sol et le garage sont chauffés par

un plancher radiant. Le rez-de-chaussée et l'étage sont chauffés et climatisés par une unité de traitement d'air. Pour chacune des zones, les paramètres suivants ont été définis : infiltration d'air, ventilation, chauffage, climatisation, occupation et gains thermiques.

2.2.5 Infiltration

L'infiltration est un phénomène causé par l'action du vent sur les murs extérieurs, l'effet cheminée et les mécanismes de ventilation mécanique (Figure 2.6). Il se produit quand y a une différence de pression, ou de températures entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment, au niveau des fentes et des fissures de l'enveloppe extérieure du bâtiment, mais aussi aux ouvertures des portes. Dans le modèle TRNBUILD, nous avons fixé à 0.2 ACH le taux d'infiltration pour l'ensemble du bâtiment (ASHRAE, 2007a).

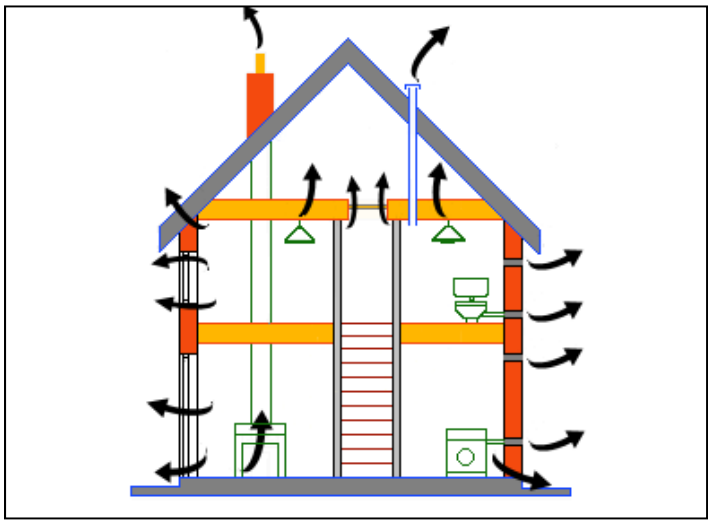


Figure 2.6 Phénomène d'infiltration dans une maison
Tiré de (Completehousedesign, 2013)

2.2.6 Ventilation

La ventilation dans le bâtiment permet de renouveler l'air intérieur et de participer au confort des occupants dans les pièces ventilées par apport d'air frais ou brassage d'air. Il existe deux types de ventilation : mécanique ou naturelle. Dans le bâtiment modélisé, la ventilation se fait

par brassage d'air à travers une unité de traitement d'air (Figure 2.7). L'apport d'air frais se fait par ventilation naturelle avec l'ouverture des portes et fenêtres, et aussi par l'infiltration.

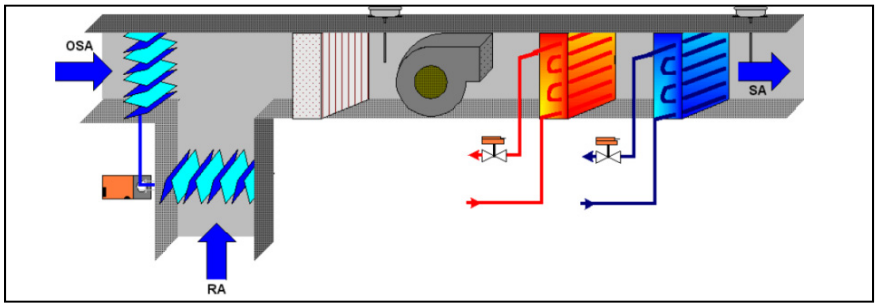


Figure 2.7 Unité de traitement d'air avec apport d'air frais
Tiré de (Solidyne Corp, 2000)

2.2.7 Chauffage

Le profil des horaires de chauffage est présenté à la Figure 2.8. Selon l'heure de la journée, la valeur du contrôle vaut 1 ou 0. Le Tableau 2.3 donne la température de consigne selon la valeur du contrôle. Durant le week-end, le bâtiment est inoccupé. La valeur de contrôle est donc nulle à cette période.

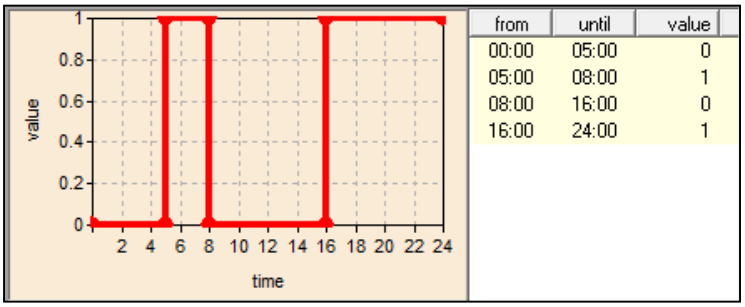


Figure 2.8 Horaires de chauffage des locaux en semaine

Tableau 2.3 Températures de consigne pour le chauffage

	Sous-sol	Garage	RDC	Étage
Value = 0	18° C	18° C	18° C	18° C
Value = 1	20° C	18° C	22° C	22° C

2.2.8 Climatisation

Le refroidissement des zones thermiques est assuré par l'unité de traitement d'air (Figure 2.7). La température de consigne est de 25° C en tout temps. Le garage n'est pas climatisé et l'on considère une température constante de 25° C pour toute la saison estivale. Bien que les températures supposées du garage aient une influence sur les zones adjacentes, cet aspect ne sera pas pris en compte dans la simulation, pour des raisons de simplification.

2.2.9 Occupation

La maison est occupée par une famille de 4 personnes. Le profil d'occupation est tel que le montre la Figure 2.9.

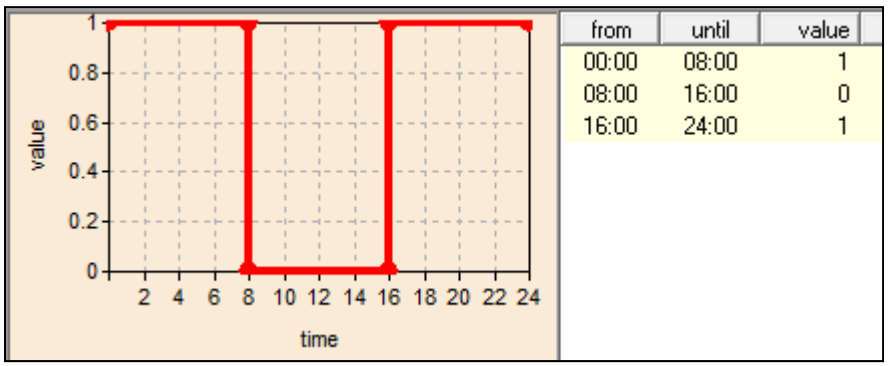


Figure 2.9 Profil d'occupation du bâtiment en semaine
(TESS, 2010)

2.2.10 Gains thermiques

Il existe deux types de gains thermiques pour un bâtiment : les gains externes et les gains internes. Les gains externes sont ceux fournis par le soleil et les gains internes ceux issus des occupants, équipements et éclairage. Ils ont une influence majeure sur les charges de refroidissement et de chauffage du bâtiment (Figure 2.10).

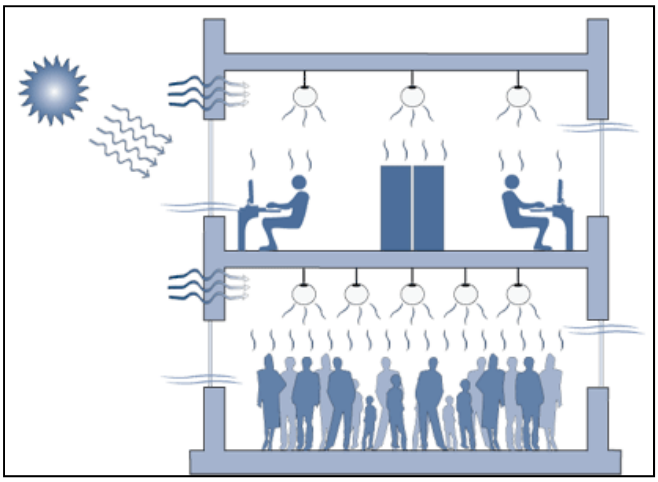


Figure 2.10 Gains thermiques dans un bâtiment
Tiré de (WBDG, 2014)

2.2.10.1 Gains solaires

Le rayonnement solaire joue un rôle important dans le calcul des charges de chauffage et de refroidissement. Il peut faire augmenter les charges de climatisation et baisser celle du chauffage. Les gains thermiques solaires peuvent se créer au niveau de deux types de parois : les surfaces opaques et les surfaces vitrées. Quand les rayons solaires arrivent sur une paroi opaque, une partie de l'énergie rayonnée est absorbée et une autre partie est réfléchie. L'énergie absorbée est ensuite diffusée de l'autre côté de la paroi avec un certain déphasage seulement si la température intérieure est inférieure à la température ambiante à l'extérieur. La quantité d'énergie absorbée et réfléchie par la paroi opaque dépend du type de matériau et

de son absorptivité. Aussi, un matériau plus sombre va absorber plus de rayons incidents tandis que les matériaux plus clairs vont en réfléchir davantage (Figure 2.11).

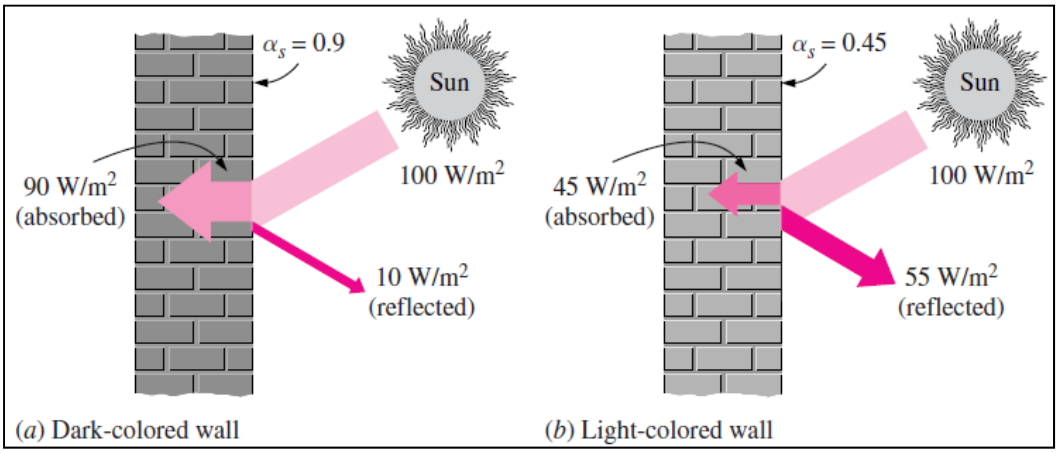


Figure 2.11 Gains solaires sur une paroi opaque
Tiré de (Incropera, 2011)

Dans le cas des parois vitrées, les rayons du soleil sont partiellement réfléchis, transmis et absorbés. Le principe de conservation de l'énergie indique que la somme de la radiation solaire transmise, réfléchie et absorbée soit égale à l'énergie incidente tel que :

$$\tau_S + \rho_S + \alpha_S = 1 \tag{2.1}$$

où τ_S est la transmissivité, ρ_S la réflectivité et α_S absorptivité de la paroi vitrée pour l'énergie solaire, qui représentent la fraction de la radiation solaire incidente qui est transmise, réfléchie et absorbée respectivement (Figure 2.12).

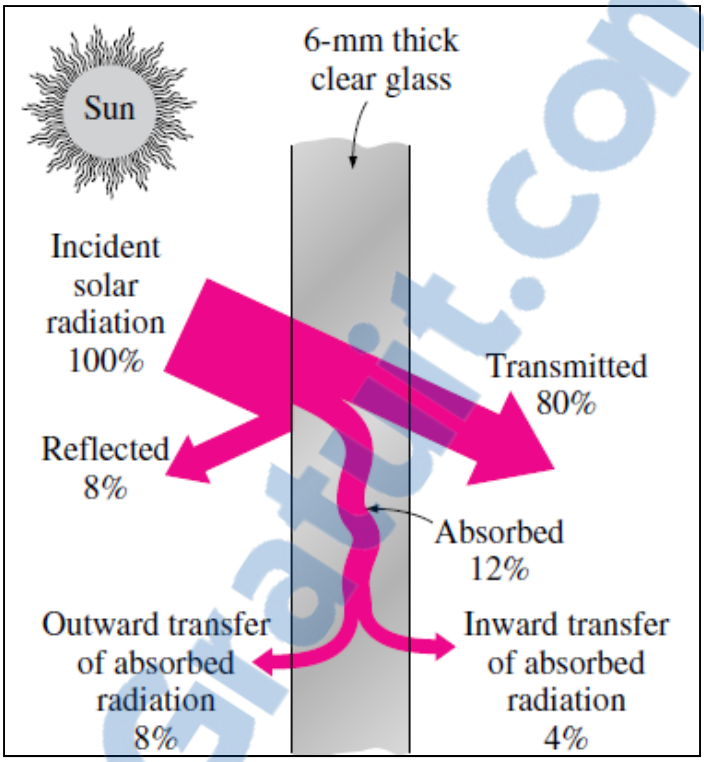


Figure 2.12 Gains solaires par une paroi transparente

Tiré de (Incropera, 2011)

2.2.10.2 Gains issus des occupants

Les occupants du bâtiment dégagent de la chaleur sensible par le corps à 37° C, et de la chaleur latente par la production de vapeur d'eau quand ils respirent et transpirent. La chaleur latente représente un apport énergétique instantané, alors que les gains par chaleur sensible se font avec un décalage dans le temps. En effet, un pourcentage de la chaleur sensible se transmet par radiation vers les parois du local, dont l'inertie thermique des matériaux retarde les effets des apports thermiques. Les quantités de chaleur sensible et latente varient en fonction du degré d'activité, de la température ambiante, de la corpulence et du sexe de l'occupant (Garnier, 2012). On voit par exemple sur la Figure 2.13 que l'activité d'un occupant dans un bureau chauffé à 20 °C, apporte 92 W de chaleur supplémentaire et disperse 38 grammes d'eau par heure dans la pièce. Cet apport de chaleur n'aura pas d'effet important sur les charges de chauffage, et n'augmentera pas considérablement la température

Rapport-Gratuit.com

du local en hiver. Par contre, si le bureau est à 26 °C, l'occupant dispersera 70 grammes d'eau par heure. L'humidité de la pièce sera plus élevée et les charges de climatisation totales seront augmentées de 118 W en été.

T° intérieure	Chaleur sensible	Chaleur latente	Chaleur totale	Apports en eau
20 °C	92 W	27 W	121 W	38 g/h
22 °C	85 W	33 W	118 W	47 g/h
24 °C	77 W	41 W	118 W	58 g/h
26 °C	69 W	49 W	118 W	70 g/h

Source : Le Recknagel

Figure 2.13 Gains thermiques en fonction de la température ambiante
Tiré de (Garnier, 2012)

2.2.10.3 Gains issus de l'éclairage

Les apports liés à l'éclairage artificiel se font par convection, conduction et rayonnement. Le type de transfert d'énergie est fonction du type de lampes. La chaleur émise par rayonnement est accumulée dans les murs de la zone, puis restituée à l'air ambiant, en fonction de l'inertie thermique du matériau. Les apports thermiques issus de l'éclairage augmentent la température de la pièce et ont par conséquent, une influence inverse sur les charges du bâtiment : ils causent l'augmentation des charges de refroidissement et la baisse des charges de chauffage. Dans TRNBUILD on peut sélectionner le type d'éclairage en fonction de la part convective de la lampe : 10% pour les lampes à incandescence et 40% pour les tubes fluorescents. On doit également choisir la densité d'éclairage en W/m^2. La fraction vitrée du bâtiment étant relativement faible, on choisit une densité d'éclairage de 10 W/m^2, soit la même densité que pour une chambre d'hôtel (ASHRAE, 2009).

2.2.10.4 Gains issus des équipements

Les apports thermiques issus des équipements du bâtiment ont une influence sur les charges totales de chauffage et de refroidissement. L'information liée au dégagement de chaleur de ces équipements se trouve dans les bases de données de l'ASHRAE par exemple, de ENERGY STAR, ou bien souvent elle est fournie par le manufacturier. Nous avons essayé de répertorier les principaux éléments électroménagers du bâtiment afin d'évaluer le dégagement de chaleur qui en résulte (Tableau 2.5).

Dans le bâtiment étudié, seules 3 zones thermiques présentent des gains thermiques estimables: le sous-sol, le RDC et l'étage; on évalue donc ces apports pour chaque zone:

- **Sous-sol** : on y trouve des équipements de sports et de loisirs (tapis de course, baby-foot et console de jeux vidéo entre autres). Pour cela, on considère que le degré d'effort et les gains thermiques causés par les équipements sont élevés. Dans le sous-sol, on estime à une personne le nombre d'occupant;
- **Rez-de-chaussée** : il comporte deux chambres, un salon et une cuisine. On prendra donc en compte les gains thermiques issus des équipements électroménagers des quatre pièces tels que: une télévision, un ordinateur, un four et un réfrigérateur, entre autres. On considère que le RDC est occupé par deux habitants avec un degré d'activité moyen;
- **Étage :** il dispose de deux chambres à coucher. Le degré d'activité y est léger et les équipements électroménagers se résument à 2 ordinateurs de bureau.

Les tableaux ci-dessous donnent une estimation des gains thermiques que peuvent apporter les occupants et les équipements. Les résultats réels issus de la simulation seront présentés plus loin dans ce document :

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Tableau 2.4 Gains thermiques par les occupants en Watt

	Nombre d'occupants	Degré d'activité*	Chaleur sensible	Chaleur latente	Total
Sous-sol	1	Travail soutenu, sport	185	340	525
RDC	2	Assis, travail léger	60*2	40*2	200
Étage	1	Assis, au repos	75	75	150
Total	4	-	380	495	875

Tableau 2.5 Gains thermiques par les équipements en Watt

	Nombre d'équipements	Type d'équipements	Gains	Total
Sous-sol	3	Laveuse/sécheuse	5300	6500
		Tapis de course	1000	
		Télévision	200	
RDC	5	Four	3000	5040
		Réfrigérateur	500	
		Télévision	200	
		Ordinateur	140	
		Lave-vaisselle	1200	
Étage	2	Ordinateur	140	280
Total	10	-		11820

Remarques :

- Il est difficile d'évaluer avec précision les gains internes apportés par les occupants, les équipements et l'éclairage artificiel. Cependant, on considère que les données fournies par l'ASHRAE nous permettent une bonne estimation.

- On considère que les équipements électroménagers et l'éclairage sont allumés chaque jour, sauf le week-end, durant la moitié du temps d'occupation. Le four et le lave-vaisselle suivent un horaire lié aux heures de repas; le lave-vaisselle et le tapis de course sont supposés en marche durant la moitié des heures consacrées au repas.

2.2.11 Pertes thermiques

Les pertes thermiques dans un bâtiment se font par infiltration, ventilation et transmission dans l'enveloppe (Figure 2.14).

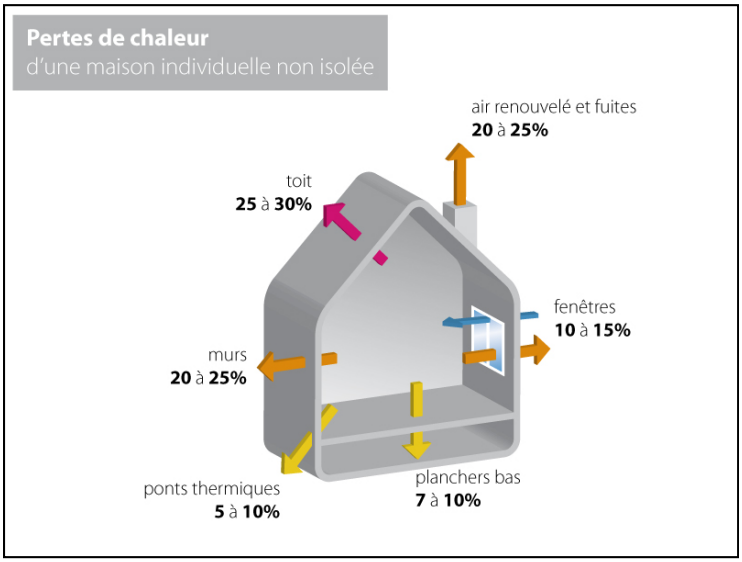


Figure 2.14 Pertes thermiques dans un bâtiment
Tiré de (AERECO, 2014)

Les pertes par transmissions ont lieu au niveau des murs du bâtiment, du toit, du plancher et des fenêtres. Elles dépendent du type de matériaux utilisés, de la superficie des parois, de l'orientation du bâtiment par rapport au soleil et de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment telles que :

$$Q_{TRANSMISSION} = U_{trans} \cdot A_{paroi} \cdot dT \tag{2.2}$$

avec U_{trans}, le coefficient de transfert thermique, A_{paroi}, la surface de la paroi et dT, la différence de températures entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment.
Les pertes par infiltration sont les pertes associées aux débits d'air entrants dans le bâtiment par les ponts thermiques, les fissures dans l'enveloppe ou par l'ouverture des portes et fenêtres. Il s'agit d'une ventilation naturelle. Les pertes par ventilation mécanique sont celles crées par des systèmes d'aération pour remplacer l'air vicié de la maison par apport d'air frais avec un débit donné. Elles sont calculées selon l'équation suivante :

$$Q_{VENTILATION} = \rho_{air} \,.\, v \,.\, C_P \,.\, dT \tag{2.3}$$

avec ρ_{air}, la densité de l'air, v, le débit de ventilation ou d'infiltration, C_P, la chaleur spécifique et dT la différence de températures entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment. Dans le bâtiment modélisé, il n'y a pas d'apport d'air frais dans la maison. De ce fait, seules les pertes par infiltration et transmission seront considérées dans notre bilan thermique.

2.3 Résultats de la simulation du bâtiment

2.3.1 Bilan thermique du bâtiment

L'équation du bilan pour tout bâtiment est telle que :

$$\sum Gains = \sum Pertes \tag{2.4}$$

Dans le cas du bâtiment étudié, nous avons :

$$\sum Gains = Q_{Gains\ internes} + Q_{Gains\ solaires} + Q_{Besoins\ en\ Chauffage} \tag{2.5}$$

$$\sum Pertes = Q_{Infiltration} + Q_{Transmission} + Q_{Besoins\ en\ Climatisation} \tag{2.6}$$

Le Tableau 2.6 montre les valeurs obtenues suite à la simulation du bâtiment modélisé dans TRNBUILD, pour une période d'une année avec un pas de temps d'une heure.

Tableau 2.6 Bilan thermique du bâtiment

Gains thermiques (kWh)		Pertes thermiques (kWh)	
Gains internes	17616	Pertes par infiltration	23238
Gains solaires	10960	Pertes par transmission	28757
Besoins en chauffage	29746	Besoins en climatisation	6328
Total	**58322**	**Total**	**58323**

Les résultats de la simulation permettent aussi de dresser le profil de charges du bâtiment comme le montre la Figure 2.15. Les valeurs négatives correspondent aux charges de chauffage.

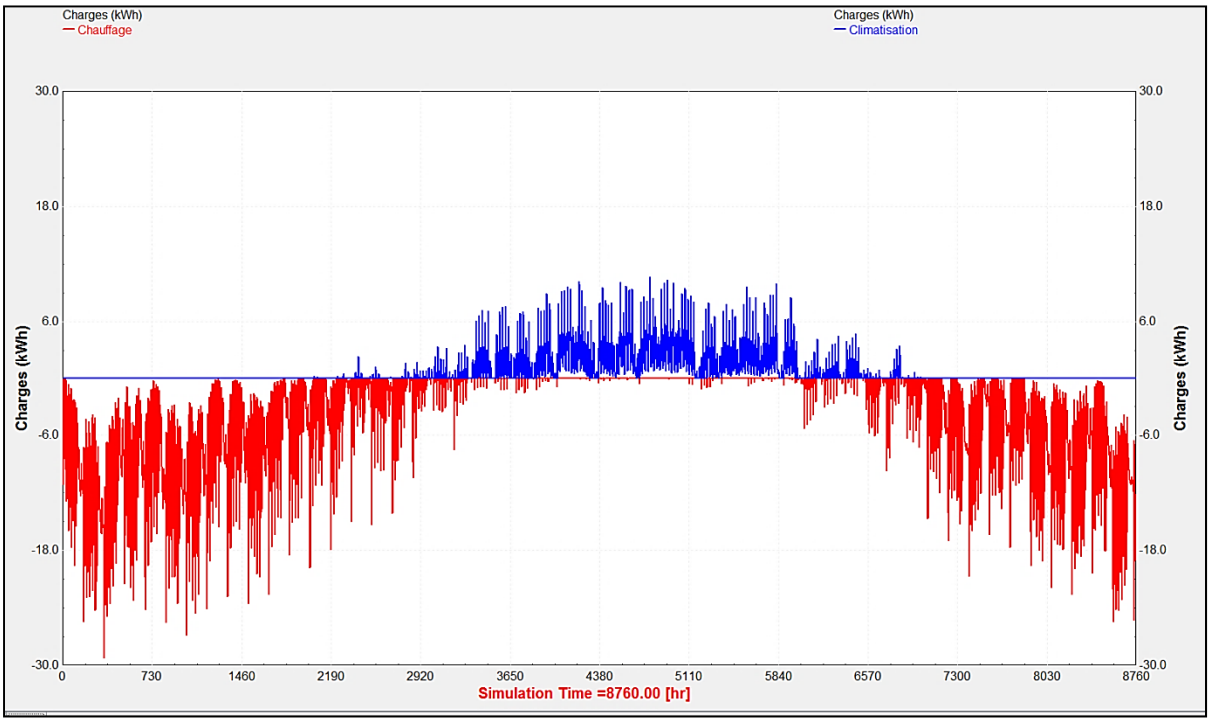


Figure 2.15 Profil de charges du bâtiment

2.3.2 Consommation thermique annuelle

La consommation énergétique thermique annuelle de la maison est résumée sur le tableau suivant :

Tableau 2.7 Charges thermiques du bâtiment en kWh

Besoins annuels en chauffage	-29746
Besoins annuels en climatisation	6328
Besoins annuels totaux (valeur absolue)	36074

Par conventions, les charges de chauffages sont supposées négatives et les charges de climatisations positives. En additionnant les deux types de charges en valeur absolue, on obtient une moyenne de 61 kWh/m^2 pour les besoins annuels en chauffage. Une simulation réalisée sur l'outil de l'AEE (2014) nous donne un résultat de 97 kWh/m^2 pour une habitation de 584 m^2 chauffée à l'électricité. Nous pouvons alors considérer que la modélisation faite avec TRNBUILD est acceptable pour la validité du modèle numérique. Nous pouvons également appuyer nos résultats avec le rapport de Bastien (2013), selon lequel consommation énergétique pour une maison typique au Québec vaut 167 kWh/m^2 pour le chauffage (Figure 2.16). Sachant que la chaleur spécifique d'une maison en kWh/m^2 baisse à mesure que le volume de chauffage augmente, on peut s'assurer de la validité de notre modèle numérique.

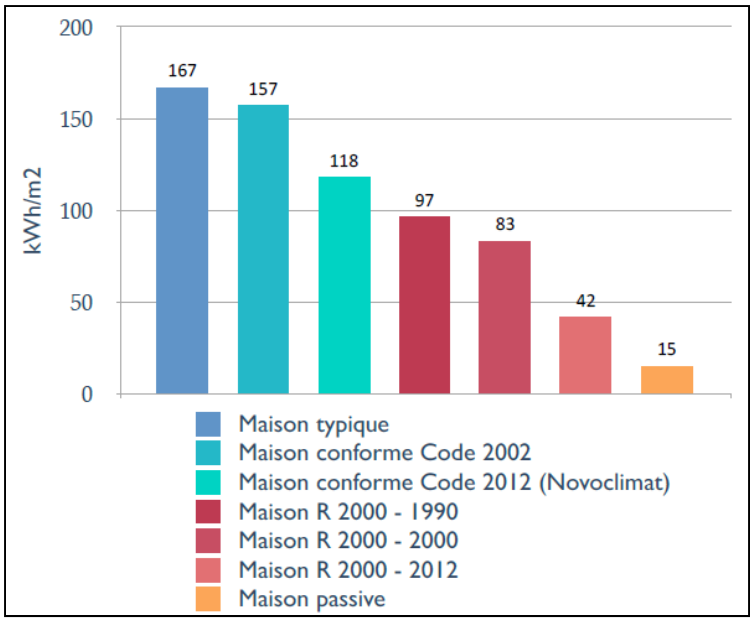


Figure 2.16 Consommation d'énergie pour le chauffage
Tiré de (Bastien, 2013)

2.3.3 Consommation énergétique électrique

La consommation énergétique électrique annuelle doit prendre en compte la valeur du coefficient de performance des équipements pour le chauffage et la climatisation de la maison.

2.3.3.1 Chauffage

Au Québec, 56% des habitations résidentielles utilisent l'électricité pour se chauffer. Le COP d'une plinthe électrique vaut 1, ainsi on peut estimer la consommation annuelle en chauffage du bâtiment modélisé à 29746 kWh.

2.3.3.2 Climatisation

Le COP moyen d'un climatiseur est de 3. Ainsi, selon l'équation qui définit le COP on obtient les résultats suivants :

$$Q_{consommée\ (électricité)} = \frac{Qfournie\ au\ bâtiment}{COP} = 2109\ kWh \tag{2.7}$$

Tableau 2.8 Consommation totale d'électricité en kWh

Chauffage des locaux	29746
Climatisation des locaux	2109
Chauffage de l'eau sanitaire	4489
Total annuel	**36344**

La charge liée à l'eau chaude sanitaire a été obtenue suite à la simulation énergétique globale du système étudié sur le logiciel TRNSYS. Les détails de la simulation feront l'objet du chapitre suivant. La consommation énergétique pour l'eau chaude a été estimée pour une température de sortie de l'eau à 45°C, une température moyenne d'entrée de l'eau du réseau selon le fichier météo de la ville de Montréal et une consommation journalière de 200 L.

Ainsi la consommation annuelle électrique pour le chauffage, la climatisation et l'eau chaude sanitaire est de 36344 kWh. La consommation liée à l'éclairage et aux équipements ne sera pas prise en compte dans ce projet car elle ne fait pas partie des objectifs liés à l'étude.

CHAPITRE 3

DESCRIPTION DU SYSTÈME

Dans ce chapitre, les équipements nécessaires au chauffage et à la climatisation du bâtiment sont présentés; la boucle solaire, le chauffage et la climatisation des locaux, le chauffage de l'eau sanitaire y seront décrits. Le logiciel TRNSYS a été utilisé pour la simulation et la modélisation de l'installation. Les composants utilisés pour la simulation seront également détaillés.

3.1 Description générale du système

La Figure 3.1 montre le système de chauffage et climatisation du bâtiment. L'installation comprend des panneaux solaires, une thermopompe à eau, des planchers radiants, une unité de traitement d'air, un réservoir d'eau chaude, un réservoir tampon pour l'eau chaude sanitaire, un réservoir d'eau froide et un réservoir enfoui dans le sol.

Rapport-Gratuit.com

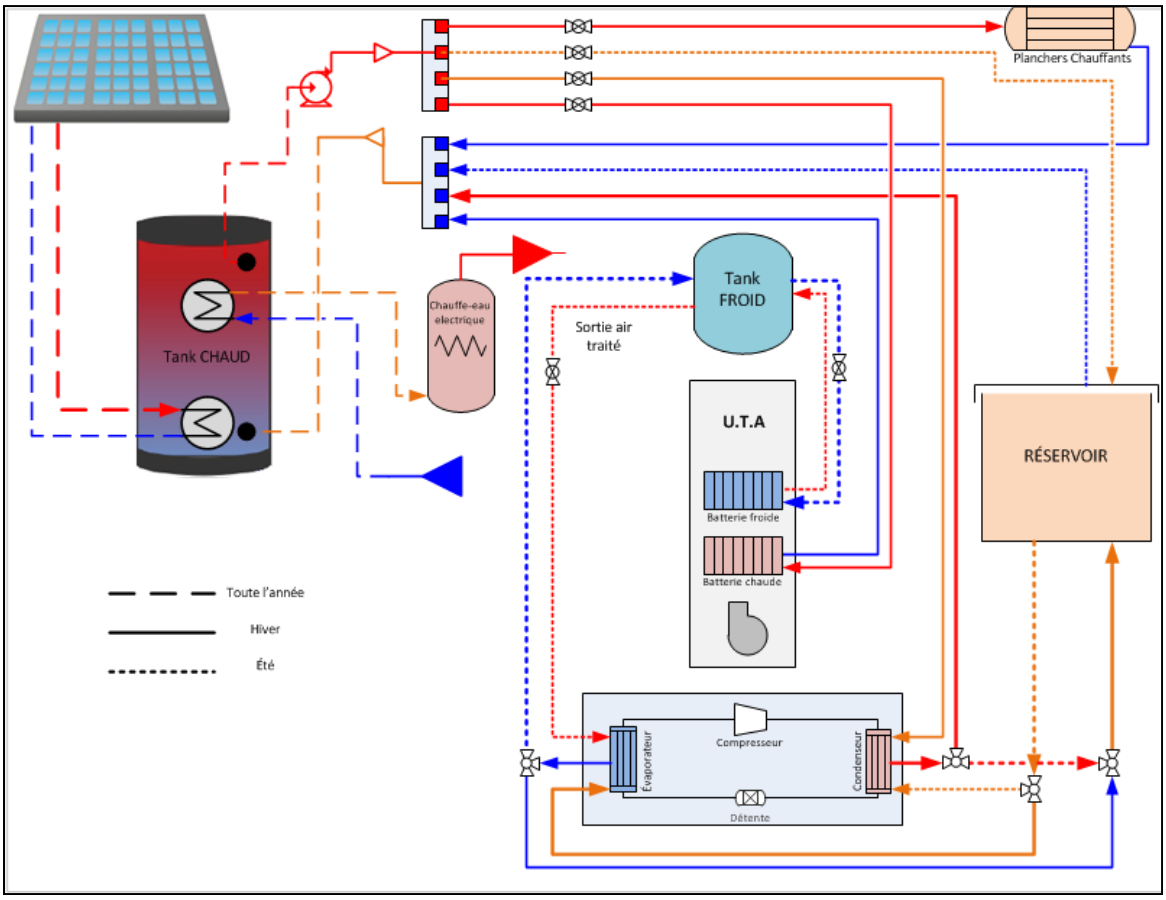


Figure 3.1 Schéma du système de chauffage et climatisation

La stratégie de contrôle simplifiée de l'installation est présentée sur le schéma de la Figure 3.2. et la Figure 3.3 :

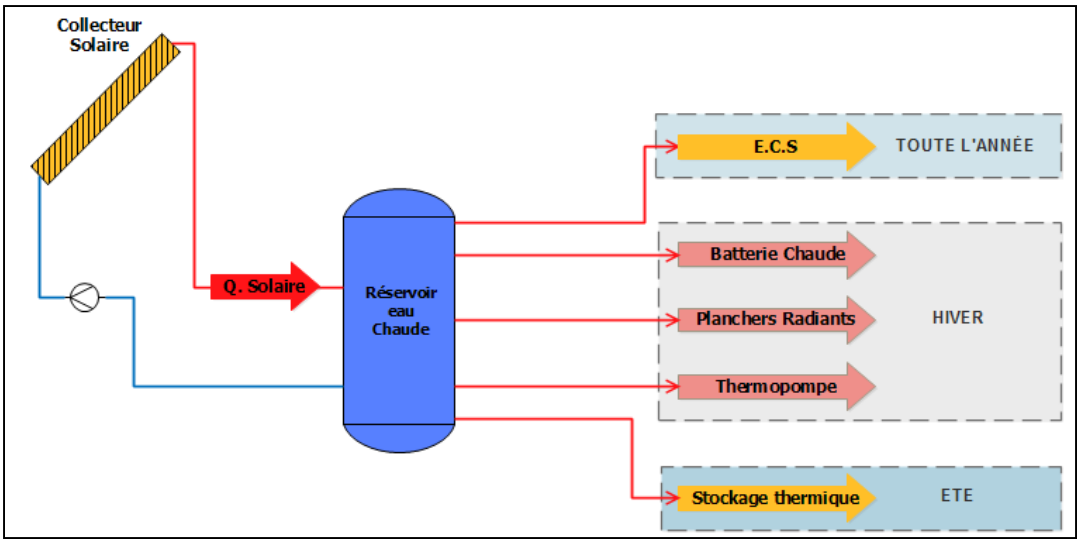


Figure 3.2 Stratégie de contrôle du système initial
pour le chauffage

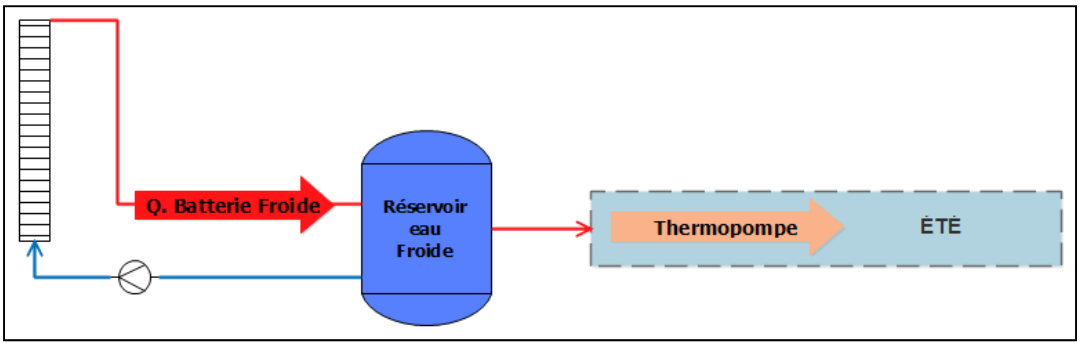


Figure 3.3 Stratégie de contrôle du système initial
pour le refroidissement

Les panneaux solaires thermiques, situés sur le toit de la maison, captent la chaleur et l'envoient dans le réservoir d'eau chaude. Cette chaleur est ensuite dirigée vers 5 sorties :

- le réservoir tampon d'eau chaude sanitaire (ECS) toute l'année selon les besoins;
- la batterie chaude s'il y a une demande en chauffage en hiver;
- les planchers chauffants s'il y a une demande en chauffage en hiver;

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

- la thermopompe si l'énergie solaire fournie est insuffisante aux besoins en chauffage des locaux et de l'ECS en hiver;
- le réservoir enfoui au sol si l'énergie solaire fournie est supérieure aux besoins en ECS en été. C'est à ce moment que s'opère le stockage thermique saisonnier.

Pour la climatisation des locaux, un réservoir d'eau froide alimente la batterie froide.

3.2 Modélisation numérique du système

Avec la modélisation et la simulation du bâtiment pour une période annuelle, on a pu créer le fichier horaire *Charges_Totales.txt* comme vu au chapitre précédent. Une deuxième simulation est effectuée su TRNSYS, après la modélisation de tous les équipements du système étudié, avec leur stratégie de contrôle afin de répondre aux besoins thermiques horaires contenus dans le fichier *Charges_Totales.txt*. Le présent chapitre fait la description détaillée des principaux composants, ou TYPES, utilisés pour la simulation des différentes boucles pour le chauffage et la climatisation des locaux, le chauffage de l'eau sanitaire et le système de stockage thermique.

3.2.1 Lecture des besoins thermiques

Dans cette deuxième partie de la simulation TRNSYS, nous avons modélisé le bâtiment multizones en deux bâtiments mono-zones :

- Sous-sol et garage appelé *« Planchers »*;
- RDC et étage appelé *« Maison »*.

Dans la même logique, nous avons également divisé le fichier *Charges_Totales.txt* en deux fichiers :

- *Charges_Planchers.txt* ;

- *Charges_Maison.txt*.

Le TYPE 88 a été utilisé avec les paramètres de surface et de volume correspondant à chacun des deux bâtiments mono zones. On voit sur la Figure 3.4 que le TYPE 88 lit les informations contenues dans les fichiers *.txt* et les envoie aux équipements de chauffage et de refroidissement concernés afin de pallier aux besoins thermiques du bâtiment.

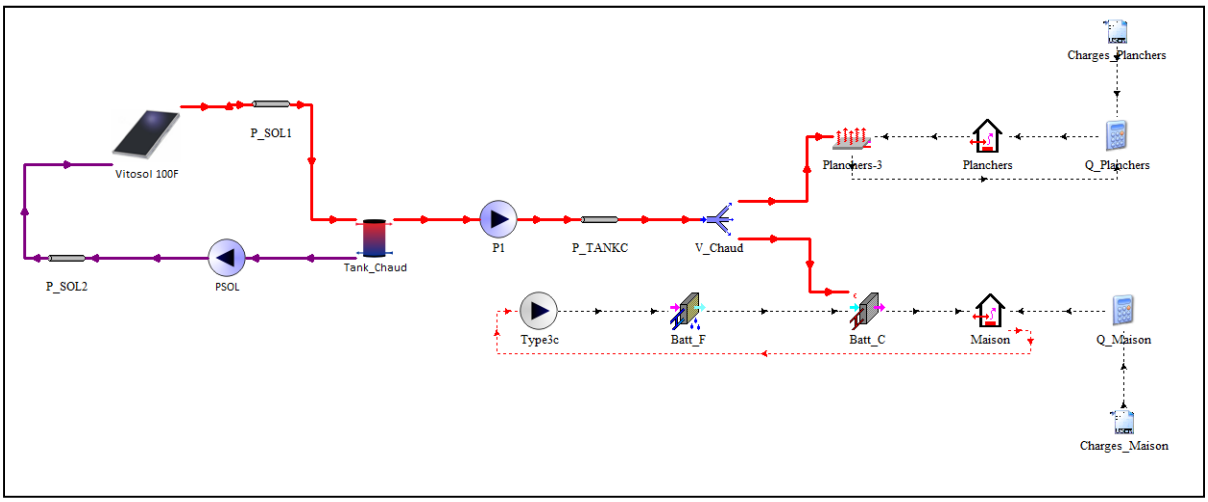


Figure 3.4 Lecture des besoins thermiques par le TYPE 88

3.2.2 Boucle solaire

Dans le système étudié, les panneaux solaires font partie des principaux éléments de l'installation. En effet, la chaleur captée par les panneaux solaires thermiques sert à chauffer les locaux, l'eau sanitaire et à stocker de l'énergie dans le réservoir enfoui dans le sol. Avant de présenter en détail la boucle solaire dans l'environnement TRNSYS, le paragraphe suivant fera une description du fonctionnement des panneaux solaires.

3.2.2.1 Fonctionnement des panneaux solaires

L'énergie solaire disponible sur Terre est composée de rayons électromagnétiques émis par le Soleil. La puissance totale reçue sur Terre hors atmosphère est de 1350 W/m^2. C'est ce qu'on appelle la constante solaire G. Lorsque les rayons traversent la couche de l'atmosphère, ils sont absorbés, réfléchis ou diffusés par des particules de gaz et poussières.

Ainsi, la puissance maximale reçue par 1 m^2 sur la surface terrestre vaut 1000 W. Il s'agit là du rayonnement direct pour des conditions optimales de météo, d'orientation et d'inclinaison du panneau solaire. Le rayonnement global reçu par la Terre se divise trois composantes telles que :

$$\boldsymbol{Rayonnement\ global} = Rayonnement\ direct + Rayonnement\ diffus + Rayonnemnt\ réfléchi$$

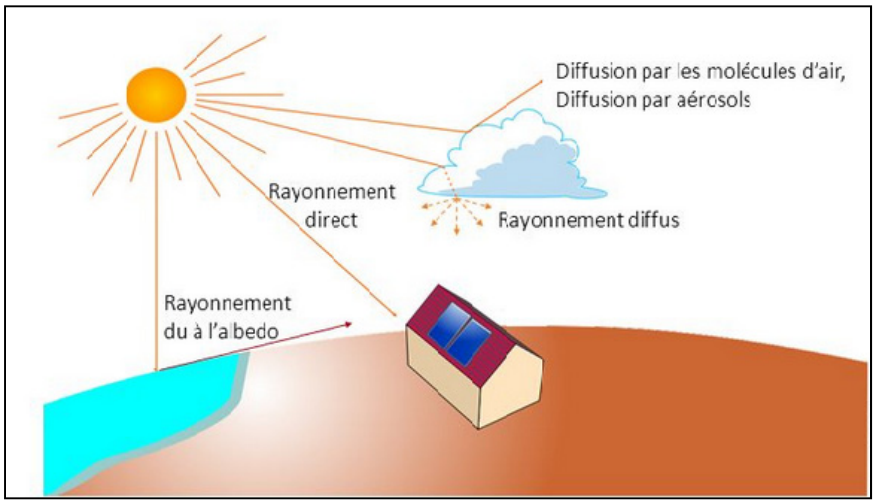


Figure 3.5 Composantes du rayonnement solaire
Tiré de (Slideplayer, 2011)

Les panneaux solaires thermiques captent l'énergie du rayonnement direct ou incident, à travers une plaque absorbante et la transforment en chaleur. Le fluide caloporteur qui circule dans le tuyau entrant dans le panneau capte cette chaleur et l'envoie vers le réservoir de stockage (Figure 3.6).

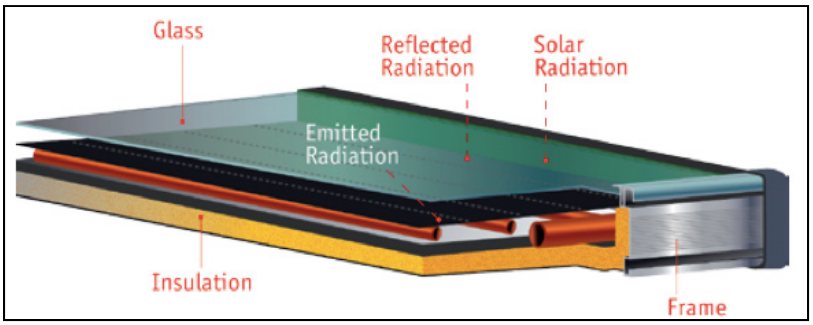


Figure 3.6 Capteur solaire thermique plat
Tiré de (AGSSOLAR, 2014)

Il existe deux types de capteurs solaires thermiques : les capteurs plats (vitrés ou non) et les capteurs sous vide. Dans ce mémoire on ne s'intéressera qu'aux capteurs plats vitrés.

Le rendement d'un capteur est défini par l'équation suivante :

$$\eta = K_\theta * a_0 - a_1 \frac{(T_i - T_O)}{G_T} - a_2 \frac{(T_i - T_O)^2}{G_T} \tag{3.1}$$

Il dépend du facteur optique du capteur solaire a_0. Il s'agit de la quantité maximale d'énergie que peut capter le collecteur. Ce coefficient dépend de la qualité de la plaque absorbante, par ses propriétés et la nature de son vitrage.

Le rendement dépend aussi des facteurs de pertes thermiques a_1 et a_2. Ces coefficients dépendent de la qualité de l'isolation du capteur solaire (Figure 3.6).

L'écart de température $(T_i - T_O)$ influence également le rendement. Il s'agit de la différence de température entre T_i qui est la température moyenne du collecteur et T_o qui représente la température ambiante à l'extérieur du collecteur. Ainsi, plus l'écart de température est grand, plus le rendement sera faible. Autrement, plus la température moyenne du collecteur est grande, plus faible sera le rendement du capteur solaire en raison des pertes thermiques.

Du fait de la présence du terme G_T dans l'équation du rendement du capteur, d'autres paramètres influencent le rendement d'un capteur : l'angle d'incidence des rayons sur le collecteur θ, l'angle de zénith θ_z, la pente du capteur β et l'albédo ρ_g. Ces termes se retrouvent dans l'équation de G_T tels que :

$$G_T = G_b \cdot \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} + G_d\left(\frac{1+\cos\beta}{2}\right) + G.\rho_g.\left(\frac{1-\cos\beta}{2}\right) \tag{3.2}$$

Le terme K_θ , facteur d'angle d'incidence, est décrit par la relation suivante :

$$K_\theta = 1 - b_1\left(\frac{1}{\cos\theta} - 1\right) - b_2\left(\frac{1}{\cos\theta} - 1\right)^2 \tag{3.3}$$

Connaissant K_θ et θ par les données de la fiche technique du collecteur, on peut retrouver les coefficients $b_1$et b_2 en faisant une régression linéaire.
Dans l'environnement TRNSYS, les panneaux solaires thermiques plats sont représentés par plusieurs TYPES. Pour notre étude, nous avons choisi le TYPE 539.

3.2.2.2 Collecteurs solaires plats vitrés : TYPE 539

La Figure 3.7 montre la boucle solaire modélisée dans l'interface de TRNSYS. Elle est composée de collecteurs solaires, d'un fichier météo, d'une pompe de circulation, d'un réservoir de stockage et d'un contrôleur. Les panneaux solaires installés sur le toit de la maison sont de la marque Solar Skies SS-32. Leur fiche technique est présentée en Annexe I de ce mémoire et comporte les paramètres à insérer dans TRNSYS pour le TYPE 539. Les coefficients a_0, a_1 et a_2 ont été obtenus suite à des tests réalisés dans les laboratoires de certification SRCC (Tableau 3.1).

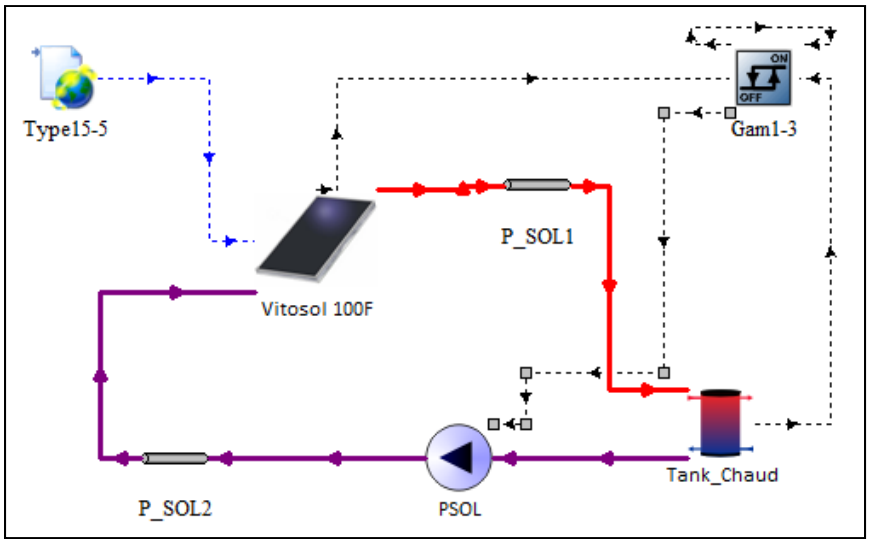


Figure 3.7 Boucle solaire dans TRNSYS

Le fluide testé en laboratoire est de l'eau. Dans le système étudié, le fluide caloporteur est un mélange d'eau et de glycol.

Tableau 3.1 Paramètres du collecteur solaire

	Valeur	**Unités**
Surface brute	2.965	m^2
Débit du fluide testé	72.36	$kg/h.W.m^2$
Coefficient optique a_0	0.691	-
Coefficient de pertes thermiques a_1	12.20	$W/m^2.K$
Coefficient de pertes thermiques a_2	0.07	$W/m^2.K$
coefficient IAM du1^{er} ordre	0.207	-
coefficient IAM du 2ème ordre	0	-

3.2.2.3 Fichier météo : TYPE 15

Le TYPE 15 est un fichier météo sous format .txt qui fournit des informations climatiques heure par heure, pour une année type, pour une station donnée. Il s'agit ici du fichier de

Montréal. Le TYPE 15 appartient à la bibliothèque CWEC de TRNSYS. Il est relié au TYPE 539 et fournit des informations sur les températures de l'air extérieur, la radiation directe, diffuse et réfléchie du soleil, la pente du capteur définie par l'utilisateur et l'angle d'incidence. Pour le système étudié, une pente de 45° a été fixée pour l'inclinaison des capteurs solaires.

3.2.2.4 Tuyau : TYPE 31

Dans notre simulation, nous n'avons pas pris en compte les éventuelles pertes thermiques causées par la tuyauterie. Elles sont supposées nulles par défaut. Les tuyaux ont été modélisés dans le but de pallier à des problèmes de convergence du modèle lors des simulations. Cependant, nous évaluerons l'énergie stockée dans chaque tuyau utilisé. On prend comme paramètres de simulation les valeurs suivantes :

Tableau 3.2 Paramètres de la tuyauterie

	Unités	Boucle solaire	Autres boucles
Diamètre (D)	[m]	Voir équation	Voir équation
Longueur (L)	[m]	10	10
Coefficient de pertes	[kJ/hr.m^2.K]	0	0
Densité du fluide (ρ)	[kg/m^3]	1024	1000
Chaleur spécifique du fluide	[kJ/kg.K]	3.6	4.19

Le calcul des diamètres a été fait selon les équations contenues dans le code source de TRNSYS pour éviter tout problème de divergence. Pour cela, il faut respecter les conditions telles que:

$$xdébit \geq Tolérance \tag{3.4}$$

$$0.001 \leq Tolérance \leq 1 \tag{3.5}$$

$$xdébit = \frac{débit * dt}{M} \tag{3.6}$$

$$M = \frac{\rho * D^2 * L * \pi}{4} \tag{3.7}$$

Avec :

$débit$: débit de la pompe à l'entrée du fluide [kg/hr]

M: masse du fluide dans le tuyau [kg]

dt : Pas de temps de la simulation [hr]

Ainsi,

$$D = \sqrt{\frac{débit \ * \ dt \ * \ 4}{1 \ * \ \rho \ * \ \pi \ * L}} \tag{3.8}$$

Nous avons considéré la valeur maximale pour la tolérance pour la boucle solaire et les autres boucles du réseau.

3.2.2.5 Pompe circulatrice : TYPE 3

La pompe de la boucle solaire permet de faire circuler le fluide caloporteur entre le collecteur solaire et le réservoir de stockage. Le débit de circulation choisi est proportionnel à la surface des collecteurs solaires avec un ratio de 72 kg/h.m^2. Cette valeur est issue de la fiche technique du capteur (Annexe I).

3.2.2.6 Réservoir d'eau chaude :TYPE 534

Le réservoir d'eau chaude est modélisé par le TYPE 534. Il s'agit d'un réservoir cylindrique installé dans la salle mécanique du bâtiment, située au sous-sol. Il a un volume de 270 L pour une hauteur de 1.32 m. Le TYPE 534 permet de modéliser le phénomène de stratification

Rapport-Gratuit.com

dans un réservoir d'eau. Il est donc divisé en nœuds isothermes (TESS, 2010). Nous avons considéré 9 nœuds pour ce réservoir de stockage. Le fluide contenu dans le réservoir est de l'eau. Il y a un échange de chaleur entre l'eau du réservoir et le fluide caloporteur qui passe dans l'échangeur de chaleur, relié aux panneaux solaires. Un transfert de chaleur se fait également avec les ports du réservoir. Il s'agit de flux d'écoulement qui traversent le réservoir selon les nœuds d'entrée et sortie définis par l'utilisateur. On observe aussi un échange thermique avec l'environnement mais nous négligerons les pertes de chaleur du réservoir pour notre étude. La Figure 3.8 montre un modèle de réservoir avec un échangeur thermique, quatre nœuds isothermes et deux ports.

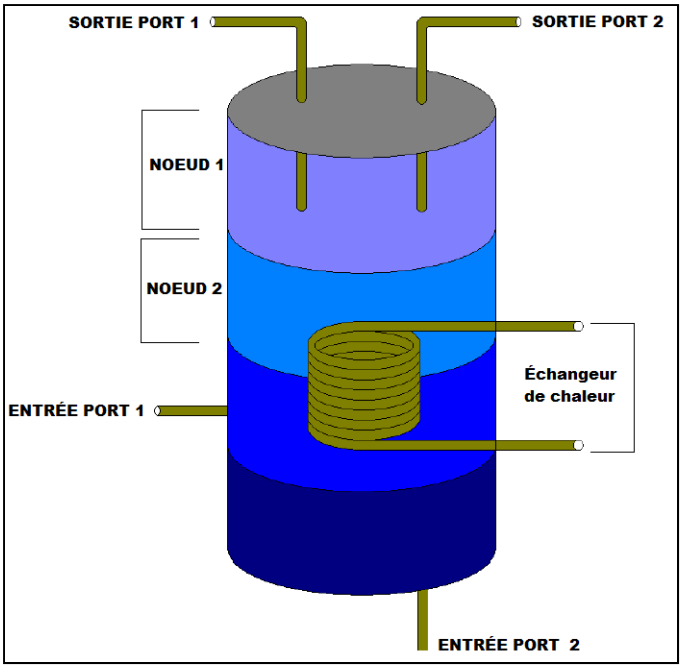


Figure 3.8 Schéma du TYPE 534
Tiré de (TESS, 2010)

Le réservoir du système étudié dans ce mémoire possède deux échangeurs thermiques et un port comme on le voit sur la Figure 3.1. Il y a un échangeur pour la boucle solaire, un échangeur pour le préchauffage de l'eau sanitaire et un port de circulation pour le chauffage des locaux et la boucle allant vers la pompe à chaleur. Les paramètres du TYPE 534, outre le volume, la hauteur et les informations liées aux nœuds, sont ceux proposés par TRNSYS.

3.2.2.7 Contrôleur : TYPE 2

La régulation de la boucle solaire se fait par le contrôleur appelé *TYPE2*. Le contrôleur envoie un signal gam_1 à la pompe PSOL en fonction de T_H (température de sortie du collecteur) et T_L (température de retour de l'échangeur) tel que :

$$\begin{cases} gam_1 = 1 \;\; si\, T_H \;\geq\; T_L + 10°\, C \\ gam_1 = 0 \;\; si\, T_H \;\leq\; T_L + 2°\, C \end{cases} \tag{3.9}$$

Le contrôleur s'assure aussi que la température à la sortie du réservoir chaud ne dépasse pas une limite de 95° C.

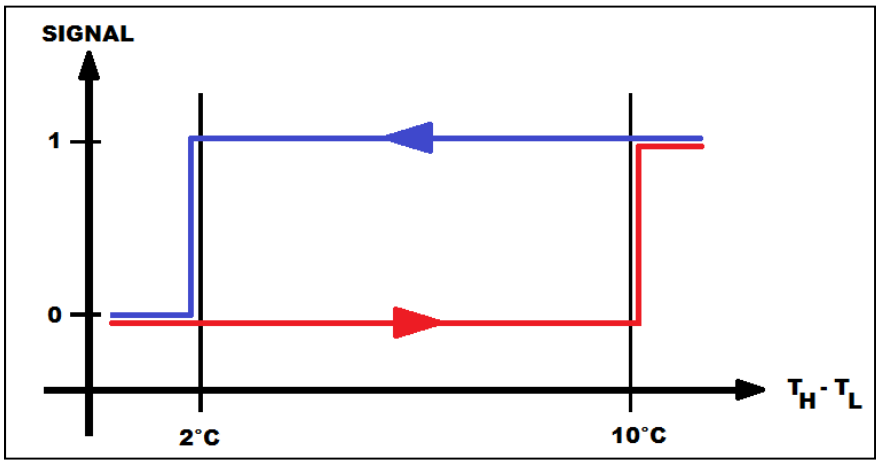


Figure 3.9 Stratégie de contrôle de la pompe solaire PSOL

3.3 Chauffage des locaux

Le chauffage des locaux dans le bâtiment se fait par le plancher radiant et l'unité de traitement d'air à travers une batterie d'air chaud. La Figure 3.10 montre la boucle de chauffage des locaux telle que modélisée sur TRNSYS.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

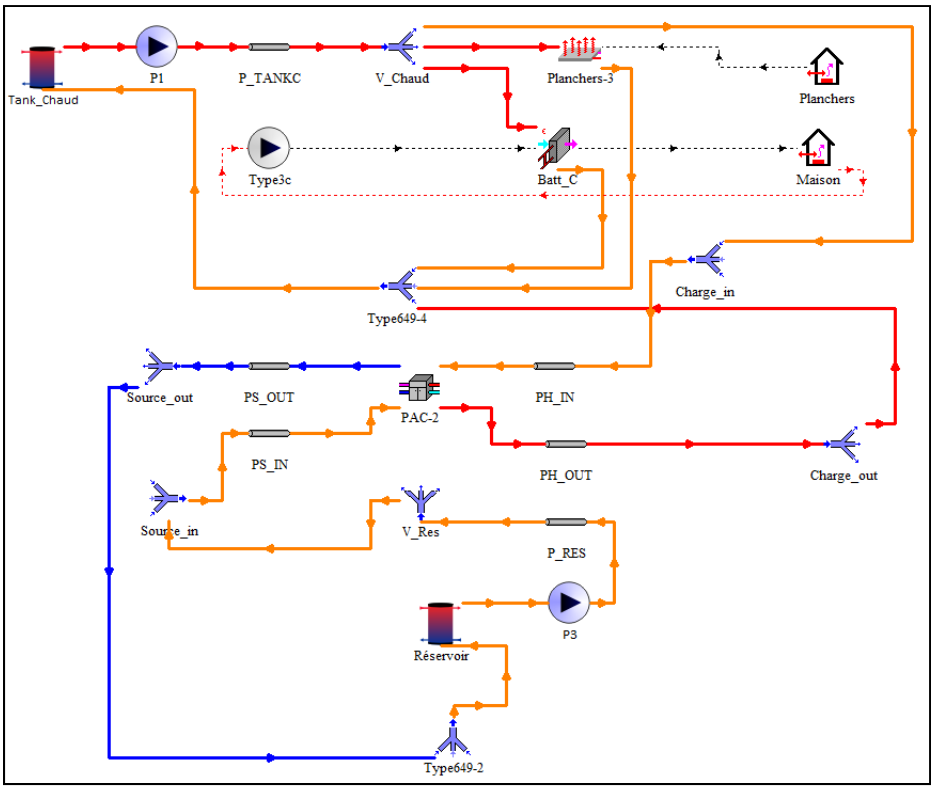


Figure 3.10 Boucle pour le chauffage des locaux

3.3.1 Pompe P1 : TYPE 3

L'entrée de la pompe de circulation P1 est reliée au réservoir d'eau chaude par le un port qui entre au nœud 9 et sort au nœud 1 du réservoir. Elle fait circuler l'eau chaude dans la boucle de chauffage à un débit de 3500 kg/h. La sortie de la pompe est reliée à la vanne divergente de 5 voies. La pompe P1 démarre selon 4 cas de figure :

- si $T_{Planchers} < T°_{c_Planchers}$;
- si $T_{Maison} < T°_{c_{Maison_{HIVER}}}$;
- si $T_{Rés.\ chaud} < T°_{c_Réservoir_CHAUD}$ $et\ PSOL = 0$;
- si $T_{Rés.\ chaud} > T°_{c_Réservoir_{CHAUD}}$ $et\ saison$ ÉTÉ.

Les températures de consignes sont présentées au Tableau 3.3.

3.3.2 Vanne 5 voies : TYPE 647

Le *TYPE 647* représente une vanne de dérivation qui permet de diviser le flux massique à son entrée en plusieurs débits massiques à sa sortie (TESS, 2010). Il y a un maximum de 100 sorties pour une seule entrée. Dans le système étudié, il s'agit d'une vanne avec 5 voies comme le montre Figure 3.11 :

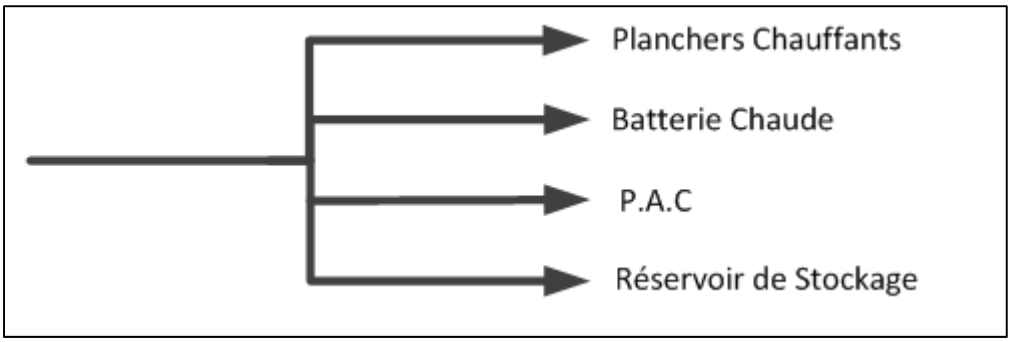


Figure 3.11 Vanne 5 voies TYPE 647

Le contrôle des fractions de débits à la sortie de la vanne est commandé par une équation telle que :

$$\begin{cases} n = V_{PLANCHERS} + V_{BATTERIE_C} + V_{POMPE\ \grave{A}\ CHALEUR} + V_{R\acute{E}SERVOIR} \\ n = 0,1,2\ ou\ 3 \end{cases} \tag{3.10}$$

En hiver,

$$\begin{cases} V_{Planchers} = 1\ si\ T_{Sous-sol} < T°_{c_{Planchers}} \\ V_{Planchers} = 0\ si\ T_{Sous-sol} \geq T°_{c_Planchers} \end{cases} \tag{3.11}$$

$$\begin{cases} V_{Batterie_C} = 1 \; si \; T_{Maison} < T°_{c_Maison_HIVER} \\ V_{Batterie_C} = 0 \; si \; T_{Maison} \geq T°_{c_Maison_HIVER} \end{cases} \tag{3.12}$$

$$\begin{cases} V_{PAC} = 1 \; si \; T_{Rés.\ chaud} < T°_{c_Réservoir_CHAUD} \; et \; gam_1 = 0 \\ V_{PAC} = 0 \; si \; T_{Rés.\ chaud} \geq T°_{c_Réservoir_CHAUD} \; et \; gam_1 = 1 \end{cases} \tag{3.13}$$

En été,

$$\begin{cases} V_{RESERVOIR} = 1 \; si \; T_{Rés.\ chaud} \geq T°_{c_Réservoir_CHAUD} \; et \; gam_1 = 1 \\ V_{RESERVOIR} = 0 \; si \; T_{Rés.\ chaud} < T°_{c_Réservoir_CHAUD} \; et \; gam_1 = 0 \end{cases} \tag{3.14}$$

Tableau 3.3 Températures de consigne pour la boucle de chauffage

Températures de consigne	
$T°_{c_Planchers}$	20° C
$T°_{c_Maison}$	22° C
$T°_{c_Réservoir_CHAUD}$	45° C

Ainsi, en fonction de la demande de chauffage au niveau du plancher, de la batterie chaude ou du réservoir chaud, le TYPE 647 calcule le débit d'eau nécessaire et l'envoie à la sortie correspondante. Le TYPE 647 est juste un moyen de simuler une vraie vanne 5 voies qui n'aura pas le même mode de fonctionnement dans la réalité.

3.3.3 Plancher chauffant : TYPE 653

Le plancher chauffant maintient une température de consigne dans le sous-sol et le garage. Dans TRNSYS il est modélisé par le TYPE 653. Il s'agit d'un modèle simplifié de chauffage radiant qui peut interagir avec des bâtiments modélisés sous le TYE 56 ou autre (TESS,

2010). Pour notre projet, nous avons modélisé le sous-sol et le garage avec le TYPE 88 qui considère ces deux zones comme une zone unique avec une capacitance localisée, et soumise à des gains internes (TESS, 2010). Ainsi, le TYPE 88 reçoit les données du fichier *Charges_Planchers.txt* pour chaque heure, calcule la température de zone et l'envoie au TYPE 653. Ce dernier calcule et envoie les données liées aux gains thermiques que recevra le TYPE 88 pour répondre à la température de consigne. La Figure 3.12 montre les liens entre le plancher radiant et le bâtiment mono zone *« Planchers » :*

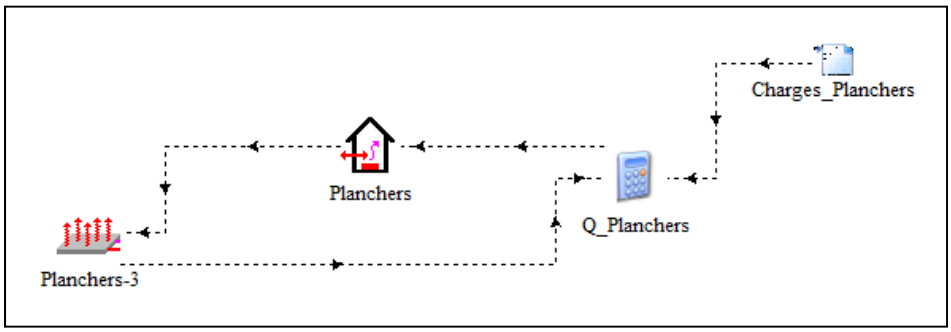


Figure 3.12 Boucle pour le plancher radiant

Le plancher radiant est considéré comme isotherme et le transfert de chaleur entre le fluide contenu dans la tuyauterie du plancher et la dalle de sol est basé sur une approche d'efficacité dans TRNSYS (TESS).

3.3.4 Batterie chaude : TYPE 670

Le RDC et l'étage sont chauffés par la batterie d'air chaud. C'est un composant de l'unité de traitement d'air (Figure 2.7). Elle est modélisée par le TYPE 670 dans TRNSYS. Ce composant simule une bobine de chauffage par air avec un bypass qui agit pour maintenir une température de sortie supérieure à la température de l'air à son entrée et inférieure à une température de consigne donnée par l'utilisateur (TESS, 2010). La Figure 3.13 montre le schéma d'une batterie chaude telle que modélisée sur TRNSYS.

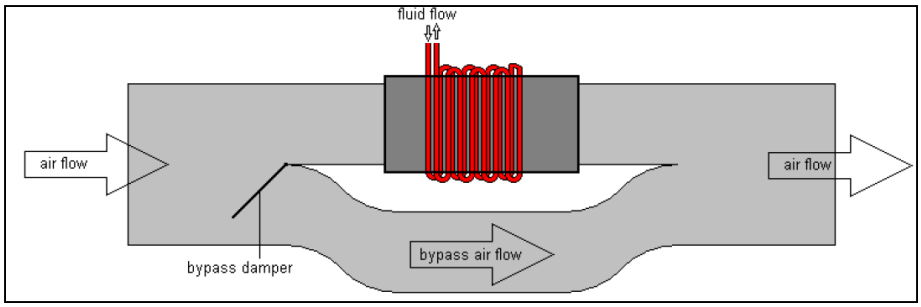


Figure 3.13 Schéma de la batterie d'air chaud
Tiré de (TESS, 2010)

Dans notre système l'eau chaude qui entre dans la batterie d'air chaud provient du réservoir chaud. L'air est ensuite soufflé avec un ventilateur modélisé par le TYPE 3c dans TRNSYS. Le débit de soufflage est de 3500 kg/h. Pour maintenir les zones du RDC et de l'étage à une température de consigne de 22° C, la température de soufflage de la batterie chaude doit être supérieure. Elle est fixée à 35° C pour notre étude. Comme vu pour les planchers chauffants, le TYPE 88 reçoit les données horaires du fichier *Charges_Maison.txt*, calcule la température ambiante dans le bâtiment mono zone *« Maison »* et envoie les informations au TYPE 3c qui modélise le ventilateur de l'unité de traitement. Ce dernier calcule donc le débit de soufflage d'air nécessaire à envoyer à la batterie Chaude et Froide pour répondre aux besoins thermiques. La Figure 3.14 montre les liens entre le l'unité de traitement d'air et le bâtiment mono zone *« Maison » :*

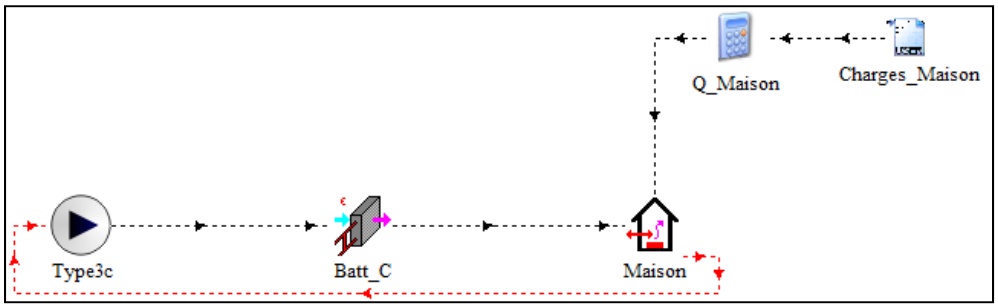


Figure 3.14 Boucle d'air chaud

3.3.5 Pompe à chaleur : TYPE 953

Dans le système étudié, une pompe à chaleur eau/eau est installée dans la salle mécanique au sous-sol du bâtiment. Une pompe à chaleur est composée de deux échangeurs : un évaporateur qui capte la chaleur et un condenseur qui restitue la chaleur amplifiée par le compresseur (Figure 3.15).

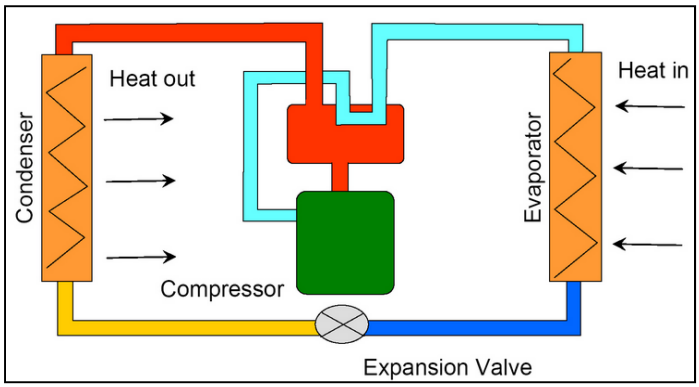


Figure 3.15 Fonctionnement d'une PAC
Tiré de (Fansshare, 2014)

Le principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur est simple : au niveau de l'évaporateur, le fluide frigorigène à basse température et basse pression récupère la chaleur cédée par la source froide. Le fluide s'évapore car sa température d'évaporation est inférieure à celle de la source froide. Le fluide frigorigène à l'état gazeux est ensuite acheminé vers le compresseur où sa température et sa pression augmentent jusqu'à ce que sa température de condensation soit supérieure à la température du fluide issu de la source chaude ou charge. Ainsi, le fluide frigorigène cède sa chaleur à la source chaude et se refroidit pour devenir liquide. Le fluide passe ensuite par un détenteur où sa pression baisse. Il retrouve alors ses conditions de température et de pression initiales et peut ensuite aller vers l'évaporateur pour capter de l'énergie au niveau de la source froide. Dans le système étudié, en hiver, la source froide est le réservoir de stockage enfoui dans le sol la source chaude le fluide issu du réservoir chaud (Figure 3.16).

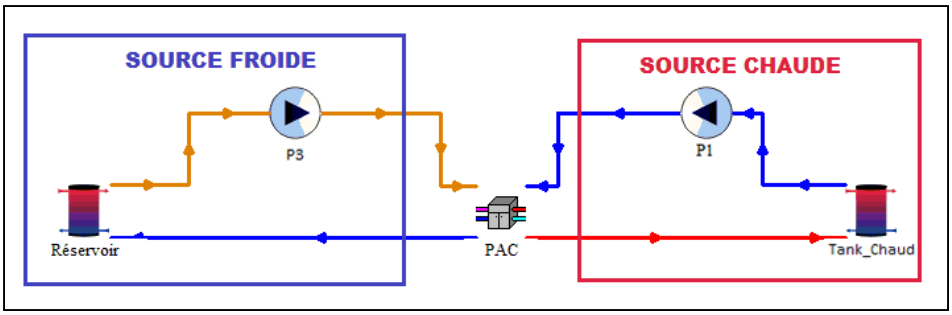


Figure 3.16 Boucle simplifiée de la PAC

La consommation d'énergie de la PAC dépend de l'utilisation de son compresseur. Cet élément de la PAC consomme de l'électricité et cède de la chaleur au fluide frigorigène avec un facteur d'amplification. C'est le COP de la pompe à chaleur. Ce coefficient désigne le rapport entre l'énergie produite pour chauffer le bâtiment et l'énergie électrique consommée pour faire fonctionner le compresseur.

$$COP = \frac{Q_{fournie}}{Q_{électrique}} \tag{3.15}$$

Le coefficient de performance d'une pompe à chaleur est d'autant plus grand que l'écart de température entre l'évaporateur et le condenseur est petit. Généralement, les pompes à chaleur ont un COP compris entre 3 et 6 selon les conditions d'utilisations et de températures. Du côté de la source froide la PAC, le débit de circulation est de 3500 kg/h et du côté de la source chaude 3500 kg/h. La capacité de la PAC est de 1.5 tonnes de réfrigération.

3.3.6 Réservoir enfoui : TYPE 534

Le réservoir de stockage enfoui dans le sol a été modélisé avec le TYPE 531. Il est la source froide de la PAC pendant l'hiver. Il a un volume de 30 m^3 avec une emprunte au sol de 20 m^2 et une hauteur de 1.5m. Le réservoir est de forme cubique avec 15 cm d'épaisseur pour tous ses côtés ainsi que la partie inférieure. Il est fait en béton avec une conductivité thermique de

1 W/m.K. La conductivité du réservoir ne doit pas dépasser de trop la conductivité du fluide contenu dans le réservoir (Miller, 1977). Nous avons modélisé le réservoir avec 3 ports : l'eau qui a cédé sa chaleur à l'évaporateur de la PAC entre par le nœud 3 et sort par le nœud 1. La Figure 3.16 montre les liens entre le réservoir enfoui, la PAC et le réservoir d'eau chaude avec des composants TRNSYS. Le fluide contenu dans le réservoir est de l'eau et il n'y a pas d'échangeurs thermiques. Le transfert de chaleur à l'intérieur du réservoir enfoui se fait à travers un port le long du réservoir. On voit sur la Figure 3.16 la pompe P3. Celle-ci est actionnée en hiver si le réservoir chaud est en dessous de la température de consigne de 45 ° C et si les capteurs solaires ne fournissent pas d'énergie suffisante pour maintenir le réservoir chaud à 45° C.

Le réservoir est relié au TYPE 77 qui modélise la distribution verticale de la température du sol compte tenu de la masse moyenne (TESS). Le réservoir enfoui est isolé sur les 4 côtés latéraux avec du STYROFOAM. Le bas du réservoir n'étant pas isolé, c'est au niveau du nœud le plus bas que s'effectuent les échanges thermiques avec le sol. En hiver il y a un gain car la température du sol est supérieure à celle du réservoir; en été, la situation inverse se produit et il y a des pertes vers le sol (Figure 3.17).

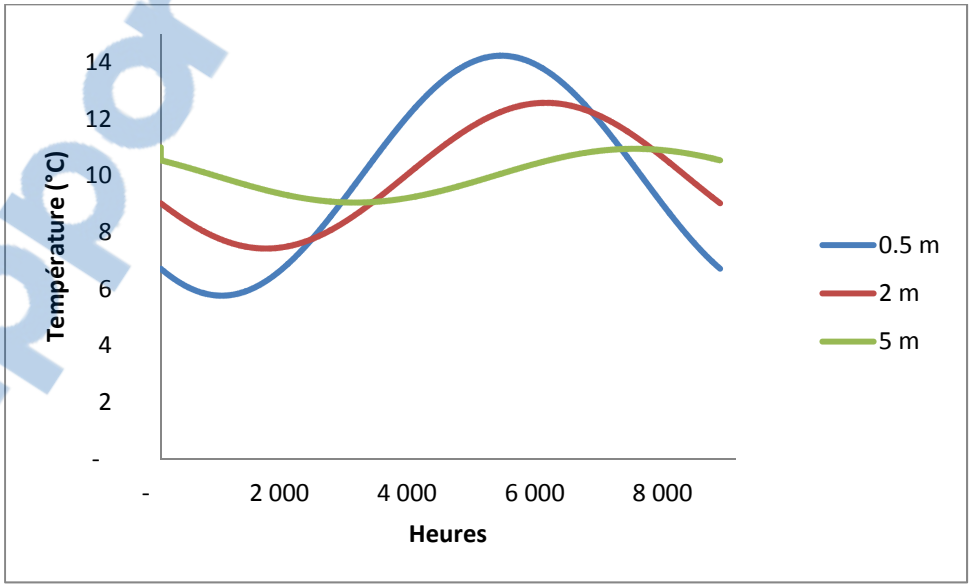


Figure 3.17 Variation de la température du sol selon TRNSYS

Rapport-Gratuit.com

Pour prendre en compte les gains et les pertes thermiques qui se créent avec le sol, nous avons ajouté le TYPE 77 qui simule la température moyenne du sol. Les caractéristiques du sol sont celles proposées par défaut dans TRNSYS. La conductivité du sol est fixée à 2.42 W/m.K, sa densité à 3200 kg/m^3 et la chaleur spécifique à 0.84 kJ/kg.K.

3.4 Climatisation des locaux

La climatisation des locaux dans le bâtiment se fait par l'unité de traitement d'air à travers une batterie d'air froid. La Figure 3.20 montre la boucle de climatisation des locaux telle que modélisée sur TRNSYS. La boucle est composée d'un réservoir froid, d'une pompe P2, d'une vanne 3 voies et d'une batterie d'air froid. Le réservoir froid est également relié à la pompe à chaleur et joue le rôle de la source froide.

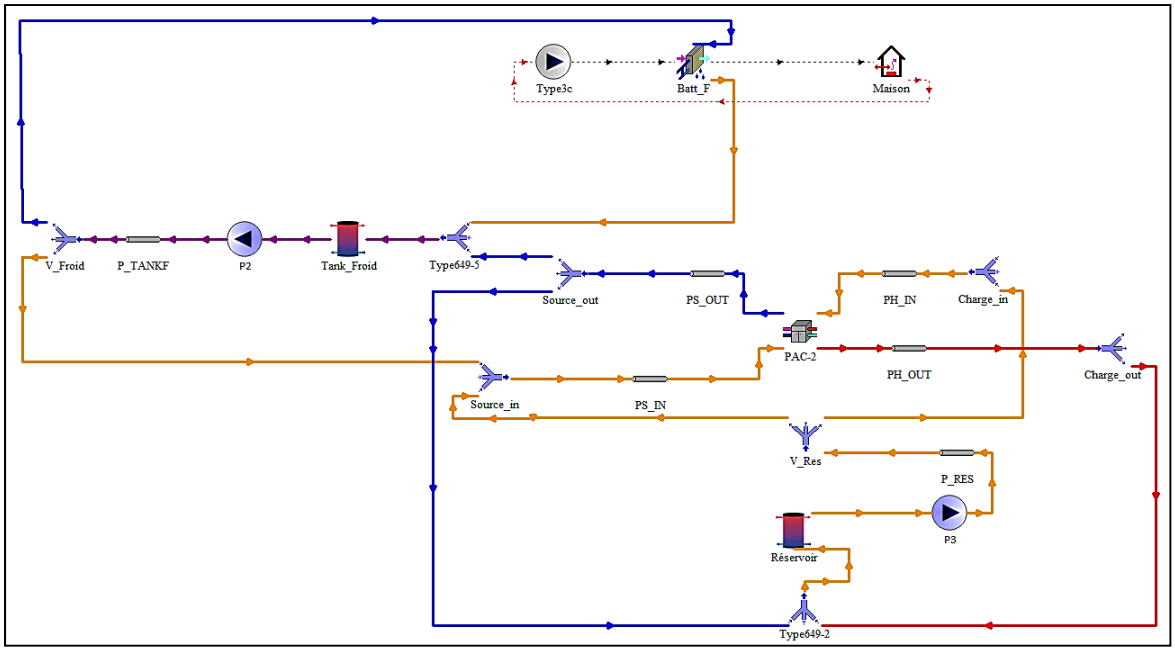


Figure 3.18 Boucle de climatisation des locaux sur TRNSYS

3.4.1 Réservoir Froid : TYPE 534

Le réservoir pour la climatisation est modélisé avec le TYPE 534 sur TRNSYS. Avec un volume de 50 L d'eau, le réservoir est divisé en 5 nœuds : l'entrée de l'eau se fait par le nœud 5 et la sortie par le nœud 1 (Figure 3.8). Le réservoir ne comporte pas d'échangeur de chaleur; les transferts thermiques se font à travers un port le long du réservoir. Tout comme pour le réservoir chaud nous négligerons les pertes thermiques vers l'environnement.

3.4.2 Pompe P2 : TYPE 3

Le réservoir froid est relié à la pompe de circulation P2 qui démarre selon 2 cas de figure :

- si $T_{Maison} > T°_{c_Maison_ÉTÉ}$;
- si $T_{Rés.\ Froid} > T°_{c_Réservoir_Froid}$.

La pompe P2 est modélisée par le TYPE 3 et circule avec un débit de 2500 kg/h.

3.4.3 Vanne 3 voies : TYPE 647

La pompe P2 est reliée à une vanne 3 voie modélisée par le TYPE 647 dans TRNSYS (Figure 3.19).

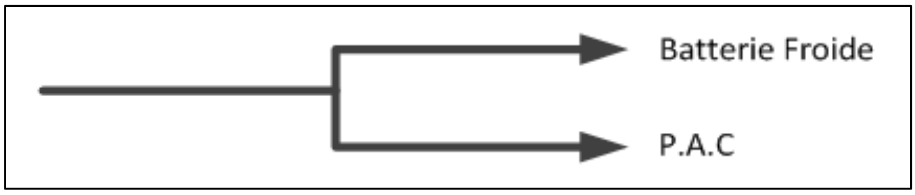


Figure 3.19 Vanne 3 voies pour la boucle de climatisation des locaux

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Le principe de fonctionnement de cette vanne est le même que pour celle de la boucle de chauffage des locaux; le contrôle des fractions de débits à la sortie de la vanne est commandé par une équation telle que :

$$\begin{cases} n = V_{BATTERIE_F} + V_{POMPE\ \text{À}\ CHALEUR} \\ n = 0, 1\ ou\ 2 \end{cases} \tag{3.16}$$

$$\begin{cases} V_{Batterie_F} = 1\ si\ T_{Maison} > T°_{c_Maison_\text{ÉTÉ}} \\ V_{Batterie_F} = 0\ si\ T_{Maison} \leq T°_{c_Maison_\text{ÉTÉ}} \end{cases} \tag{3.17}$$

$$\begin{cases} V_{PAC} = 1\ si\ T_{Rés.froid} > T°_{c_Réservoir_F}\ et\ gam_1 = 0 \\ V_{PAC} = 0\ si\ T_{Rés.froid} \leq T°_{c_Réservoir_F}\ et\ gam_1 = 1 \end{cases} \tag{3.18}$$

Les températures de consignes sont montrées au Tableau 3.4.

Tableau 3.4 Températures de consigne pour la boucle de climatisation

Températures de consigne	
$T°_{c_Maison_\text{ÉTÉ}}$	25° C
$T°_{c_Réservoir_Froid}$	10° C

3.4.4 Batterie froide : TYPE 508

La climatisation du bâtiment se fait avec l'air soufflé frais issu de l'unité de traitement d'air à travers une batterie froide. La batterie froide ajuste le débit d'air frais à la sortie pour maintenir une température de consigne donnée par l'utilisateur (Figure 3.20). Elle permet aussi de déshumidifier le bâtiment en été. Pour notre système, la température à maintenir est de 25°C. Pour atteindre cette température de confort dans le bâtiment, la température d'air

soufflé par la batterie doit être inférieure à 25° C. Nous avons fixé cette température à 10° C, valeur par défaut sur TRNSYS.

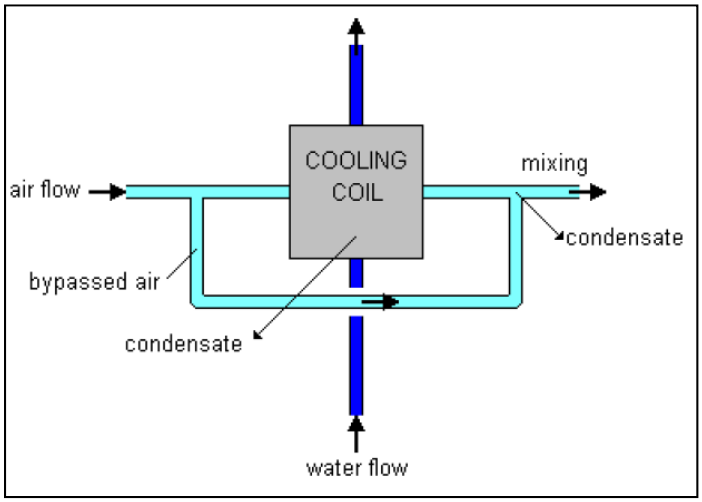


Figure 3.20 Schéma de la batterie froide
Tiré de (TESS, 2010)

3.4.5 Pompe à chaleur : TYPE 953

En été, si la température du réservoir froid est supérieure à la température de consigne qui est de 10° C, la pompe P2 est enclenchée et le surplus de chaleur est envoyé à la thermopompe. Ainsi, la source froide de la PAC devient le réservoir froid et la source chaude devient le réservoir au sol (Figure 3.21 Boucle de climatisation simplifiée). Cette stratégie de contrôle aboutit donc à une opération de stockage thermique en été.

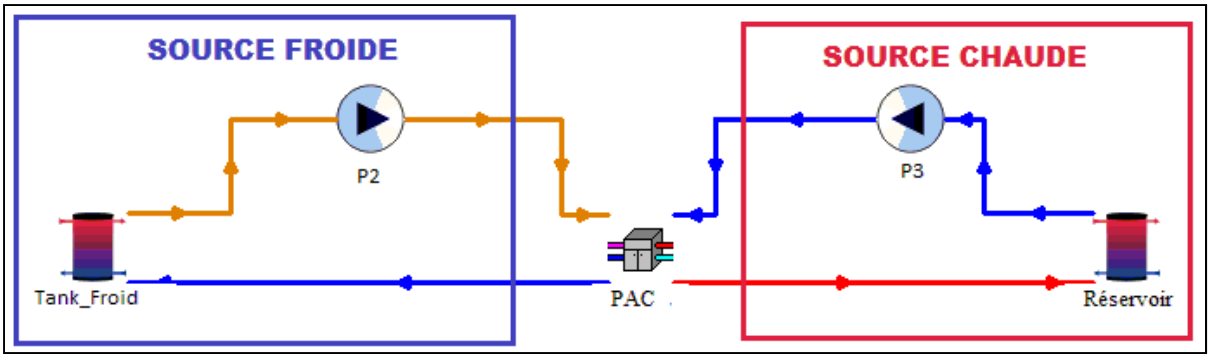


Figure 3.21 Boucle de climatisation simplifiée

3.5 Chauffage de l'eau sanitaire

Le chauffage de l'eau sanitaire (ECS) se fait à travers un réservoir tampon. Il est lié au réservoir chaud via un échangeur thermique. L'eau du réseau entre par le nœud 9 du réservoir chaud et sort par le nœud 1 (Figure 3.8). Cette opération permet de faire un préchauffage de l'eau du réseau dont la température moyenne au cours de l'année varie entre 4 °C et 15 °C (Figure 3.22).

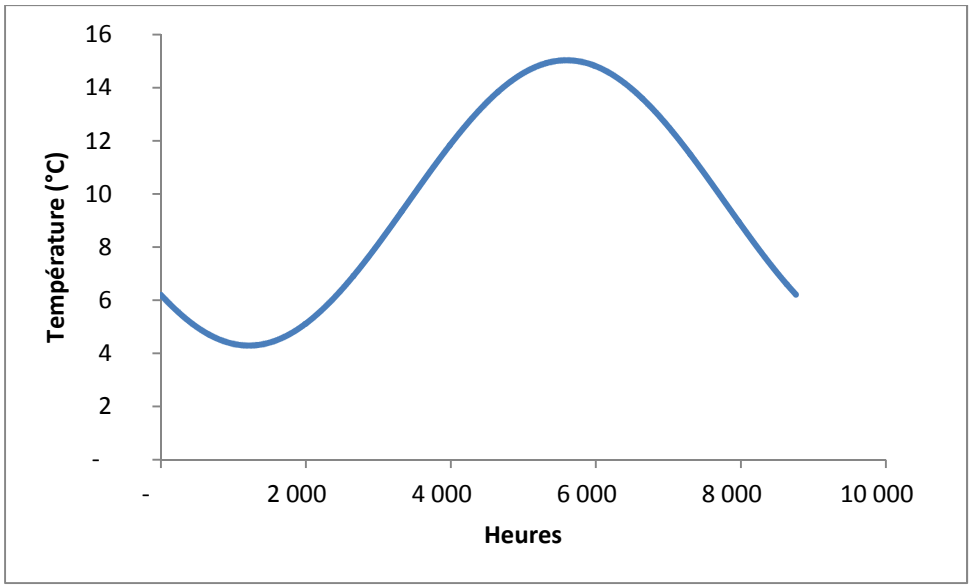


Figure 3.22 Variation de la température de l'eau pour Montréal

Le réservoir tampon est un chauffe-eau électrique d'un volume de 90 L muni d'une résistance électrique d'une capacité de chauffage de 4000 W. La résistance électrique est modélisée par le TYPE 6 qui permet de chauffer l'eau à la sortie du réservoir tampon jusqu'à la température de consigne de 60 °C. Un mitigeur thermostatique est modélisé par le TYPE 11 à l'entrée du réservoir chaud. Il permet de contrôler le débit nécessaire d'eau froide et d'eau chaude pour obtenir une ECS à une température de 45°C, en sortie de la vanne mélangeuse *« Tee »* (Figure 3.23).

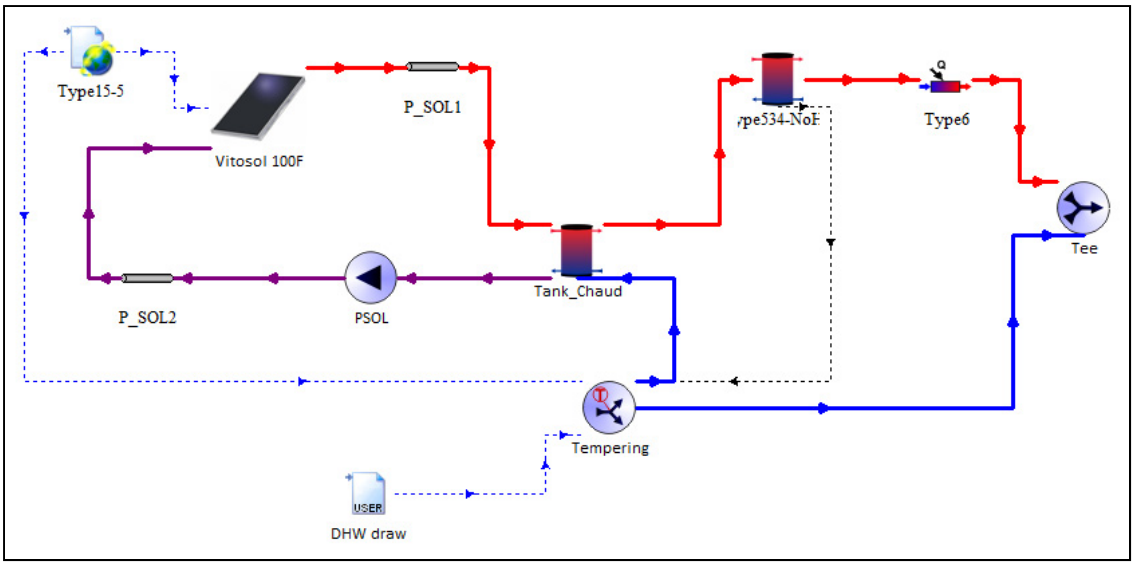


Figure 3.23 Boucle de l'eau chaude sanitaire (ECS)

3.6 Schéma final

Le schéma final pour la modélisation et la simulation du système de chauffage et de climatisation du bâtiment, incluant les principaux composants, est montré à la figure ci-dessous :

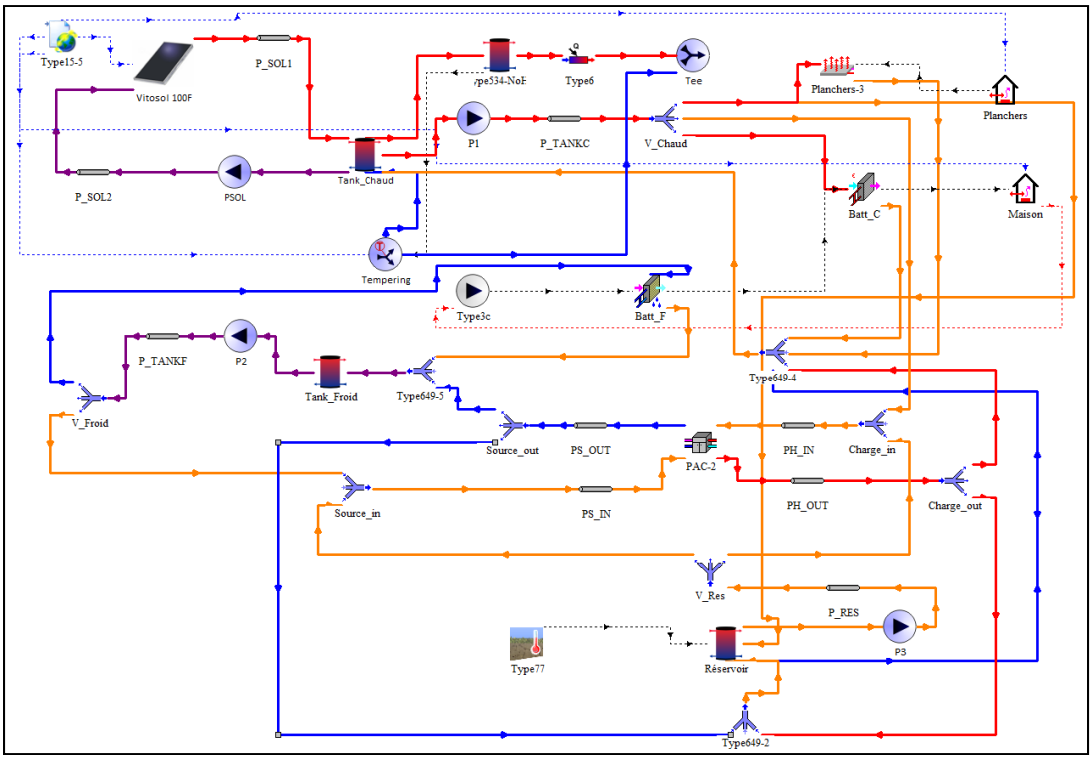


Figure 3.24 Schéma global du système sur TRNSYS

3.7 Résultats de la simulation du système

3.7.1 Bilan thermique du système

La Figure 3.25 montre un schéma simplifié du système de chauffage et de climatisation initial. On y distingue les quantités d'énergies entrantes, sortantes et internes avec leur code couleur.

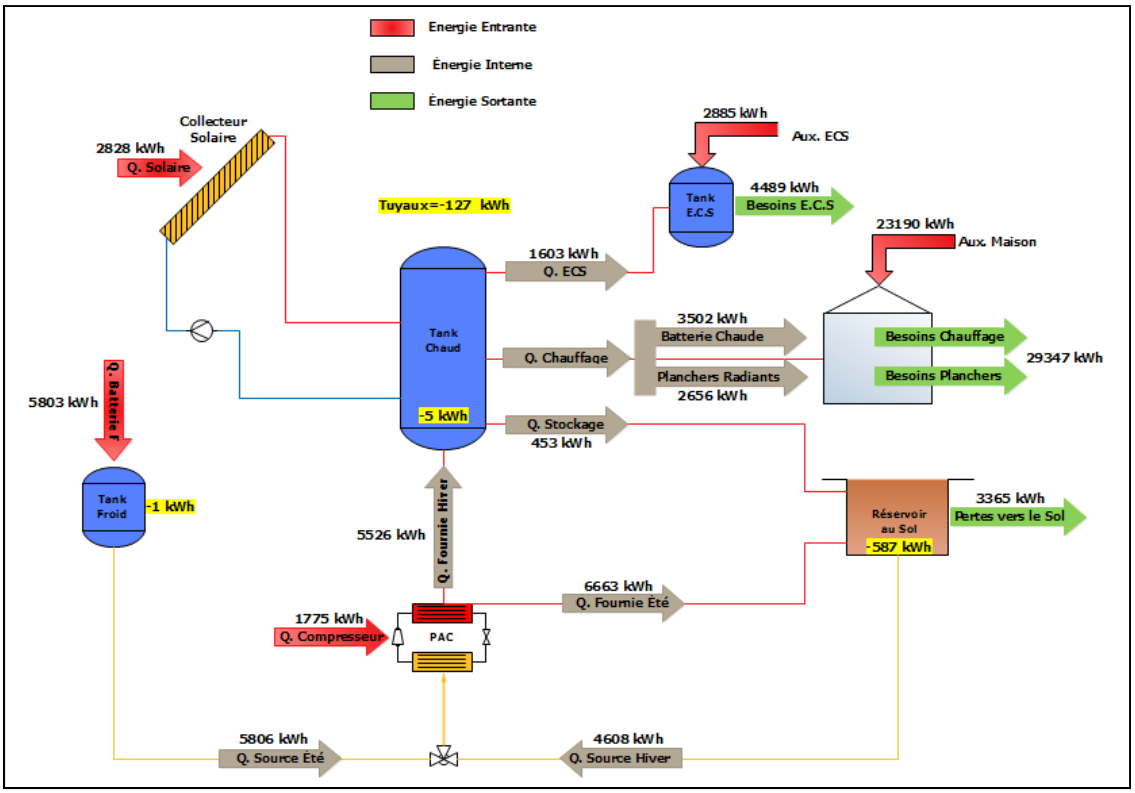


Figure 3.25 Schéma simplifié du système

L'équation du bilan pour tout système thermique est telle que :

$$\sum Q_{ENTRÉE} = \sum Q_{SORTIE} + \sum Q_{ACCUMULÉE} \tag{3.19}$$

Dans le cas du système étudié, nous avons :

$$\sum Q_{ENTRÉE} = Q_{SOLAIRE} + Q_{BATTERIE_F} + Q_{AUX_ECS} + Q_{AUX_{MAISON}} + Q_{ELEC_PAC} \tag{3.20}$$

$$\sum Q_{SORTIE} = Q_{CHAUFFAGE} + Q_{ECS} + Q_{SOL} \tag{3.21}$$

$$\sum Q_{ACCUMULÉE} = Q_{TUYAUTERIE} + Q_{RÉSERVOIRS} \tag{3.22}$$

Le Tableau 3.5 montre les valeurs obtenues suite à la simulation du système étudié sur TRNSYS, pour une période de 1 année avec un pas de temps de 1 heure.

Tableau 3.5 Bilan thermique du système

Énergie entrante (kWh)		**Énergie sortante (kWh)**		**Énergie accumulée (kWh)**	
$Q_{SOLAIRE}$	2828	$Q_{CHAUFFAGE}$	29347	$Q_{TUYAUTERIE}$	-127
$Q_{CLIMATISATION}$	5803	Q_{ECS}	4489	$Q_{RÉSERVOIRS}$	-592
Q_{AUX_ECS}	2885	Q_{SOL}	3365		
Q_{AUX_MAISON}	23190				
Q_{ELECT_PAC}	1775				
Total	**36481**	**Total**	**37201**	**Total**	**-719**

On remarque que les besoins de chauffage et de climatisations sont inférieurs à ceux obtenus dans le Tableau 2.6. Ceci vient du fait que nous avons fixé un horaire de chauffage et de climatisation pour l'année. Ainsi, la batterie chaude et le plancher chauffant ne sont activés que durant la période allant du 1er Janvier au 17 Mai puis du 6 Septembre au 31 Décembre. La batterie froide fonctionne quant à elle entre le 18 Mai et le 7 Septembre. Ces limites ont été fixées selon les données fournies par le fichier météo de la ville de Montréal, selon lequel, la température ambiante de l'air est supérieure ou égale à 20° C entre le 18 Mai et le 7 Septembre. Les résultats obtenus au Tableau 2.6 quant à eux prennent en compte la demande de chauffage et de climatisation en négligeant ces limites.

3.7.2 Bilan thermique sur le réservoir de stockage thermique

L'objectif principal de ce projet étant l'étude et l'optimisation du stockage thermique dans un réservoir enfoui dans le sol, il apparait important de faire un bilan thermique sur ce composant. La Figure 3.26 montre les quantités de chaleur entrantes et sortantes pour le réservoir de stockage thermique. On distingue le double rôle que joue le réservoir de

stockage thermique durant l'hiver et l'été. Comme vu au Chapitre 3, il est la source de la PAC en hiver et la charge de la PAC en été.

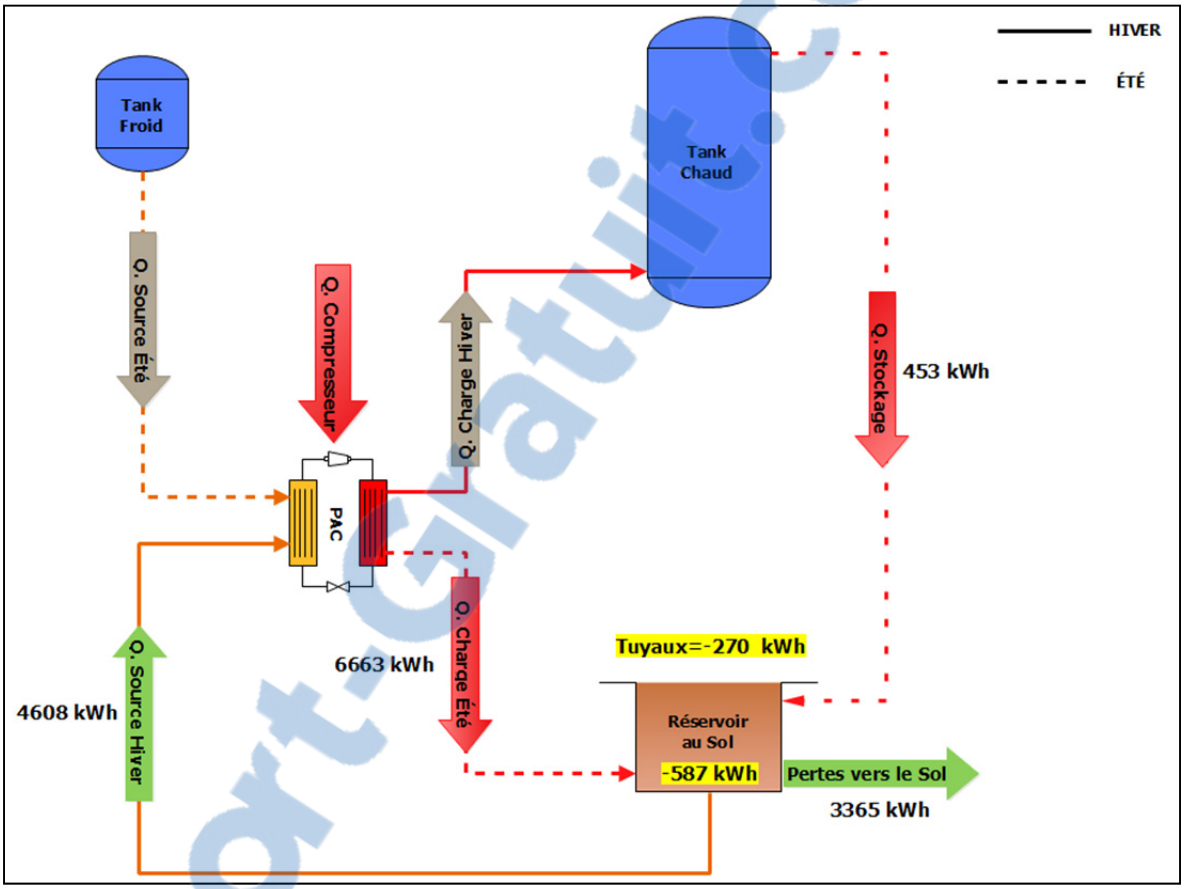


Figure 3.26 Échanges de chaleur dans le réservoir de stockage

Les quantités d'énergies échangées sont présentées dans le tableau ci-dessous :

Tableau 3.6 Bilan thermique du réservoir de stockage en kWh

Énergie entrante		Énergie sortante		Énergie accumulée	
$Q_{CHARGE_Été}$	6663	Q_{SOURCE_Hiver}	4608	$Q_{TUYAUTERIE}$	-270
$Q_{STOCKAGE}$	453	Q_{PERTES_Sol}	3365	$Q_{RÉSERVOIR}$	-587
Total	**7116**	**Total**	**7973**	**Total**	**-857**

Rapport-Gratuit.com

Les éléments importants à surveiller dans le bilan thermique du réservoir de stockage sont les pertes thermiques et la quantité de chaleur fournie à la PAC en hiver. Ces éléments dépendent du volume du réservoir, de sa géométrie et des propriétés du sol alentour.
Les propriétés du sol sont la conductivité thermique et la chaleur spécifique. La conductivité thermique d'un matériau représente la capacité pour un matériau de transmettre de l'énergie par conduction. La chaleur spécifique indique la capacité pour un matériau de stocker de l'énergie. Les pertes d'énergie dans le sol s'expriment selon l'équation suivante :

$$Pertes = U.A_{RES}.(T_{RES} - T_{Amb}) \tag{3.23}$$

Elles dépendent de 4 facteurs : U qui représente le coefficient de déperditions thermiques pour toutes les parois, A_{RES} pour la surface du réservoir en contact avec le sol et de la différence de température entre le réservoir et la température ambiante de l'air. Le Tableau 3.7 montre les changements à apporter sur un réservoir de stockage pour baisser les pertes thermiques.

Tableau 3.7 Comment réduire les pertes thermiques dans le réservoir de stockage (Hadorn et al., 1988)

	$\boldsymbol{U}$	$\boldsymbol{A}$	$(\boldsymbol{T_{RES}} - \boldsymbol{T_{Amb}})$
Actions possibles pour réduire les pertes sans altérer la performance du système	• Augmenter l'isolation des parois les plus chaudes • Installer le réservoir à des niveaux plus profonds • Changer de localisation	• Réduire le ratio surface/volume • Augmenter le volume de stockage	• Baisser la température du réservoir • Enterrer le réservoir

La comparaison du ratio surface/volume pour différentes formes de réservoir stockage est montrée en Annexe II.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

CHAPITRE 4

OPTIMISATION DU SYSTÈME

4.1 Introduction

L'optimisation du système initial est l'un des objectifs principaux de ce projet. Elle a pour but de faire baisser la facture énergétique finale. Pour cela, les changements apportés au système consisteront d'une part à baisser l'énergie apportée par les auxiliaires de chauffage et d'autre part à augmenter l'énergie captée par les collecteurs solaires. Augmenter la quantité d'énergie fournie par la PAC sera également une issue à prioriser car en moyenne, 1 kWh électrique consommé par le compresseur correspond à 3 kWh de chaleur fournis au système. Ainsi, on cherchera à augmenter l'énergie stockée dans le réservoir enfoui tout en minimisant les pertes au sol. À la lumière des résultats obtenus dans le chapitre précédent, il est possible de faire une analyse paramétrique afin d'améliorer les performances énergétiques du système. Une étude d'optimisation sera faite en modifiant certains paramètres de composants du système puis en changeant la stratégie de contrôle.

4.2 Optimisation sur les paramètres des composants

Une étude paramétrique a été réalisée sur les 3 composants du système initial: les panneaux solaires, le réservoir d'eau chaude et le réservoir de stockage thermique.

4.2.1 Superficie des panneaux solaires

Nous avons fait varier le nombre de panneaux solaires de 1 à 5 pour observer l'effet de la superficie de captage de l'énergie solaire sur le bilan thermique. Le système initial comporte 2 panneaux solaires. La Figure 4.1 montre les quantités d'énergie nécessaires pour les auxiliaires de chauffage de la maison en fonction du nombre de panneaux installés.

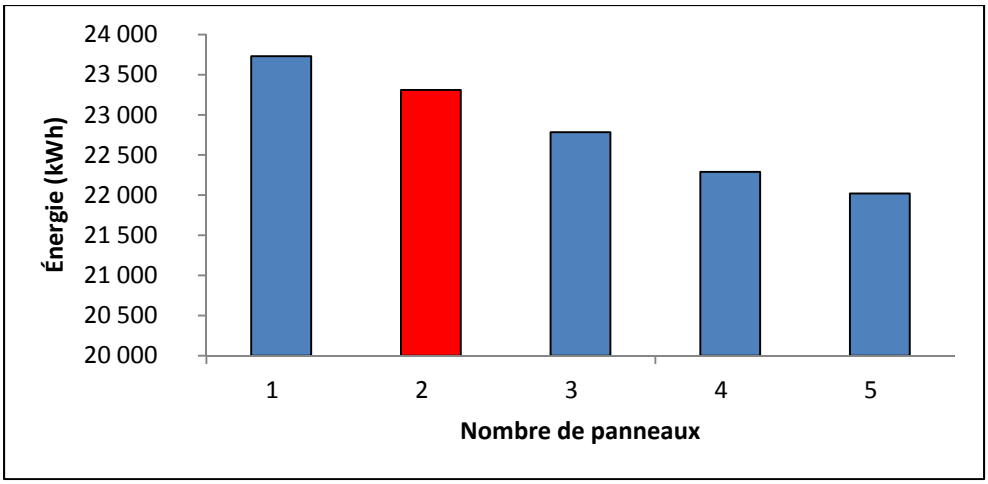


Figure 4.1 Influence de la superficie de captage sur l'énergie auxiliaire de chauffage

Dans le cas de base montré en rouge sur la Figure 4.1, la part de l'énergie auxiliaire consommée pour le chauffage des locaux est de 23310 kWh. On remarque l'énergie fournie par les auxiliaires de chauffage baisse légèrement avec le nombre de capteurs. On passe de 23730 kWh pour 1 collecteur à 22020 kWh pour 5 collecteurs. L'économie d'énergie réalisée par rapport au cas de base s'élève à 1290 kWh. Cette économie reste relativement faible quand on sait qu'on passe d'une superficie de captage de 6 m^2 à 15 m^2.

Au niveau du réservoir de stockage thermique, on voit qu'une augmentation de la superficie de captage augmente les pertes thermiques au sol. Les pertes passent de 1658 kWh pour 1 panneau à 5257 kWh pour 5 panneaux. Pour le cas de base, les pertes thermiques s'élèvent à 2819 kWh. Cela représente environ la moitié par rapport au cas avec 5 collecteurs (Figure 4.2).

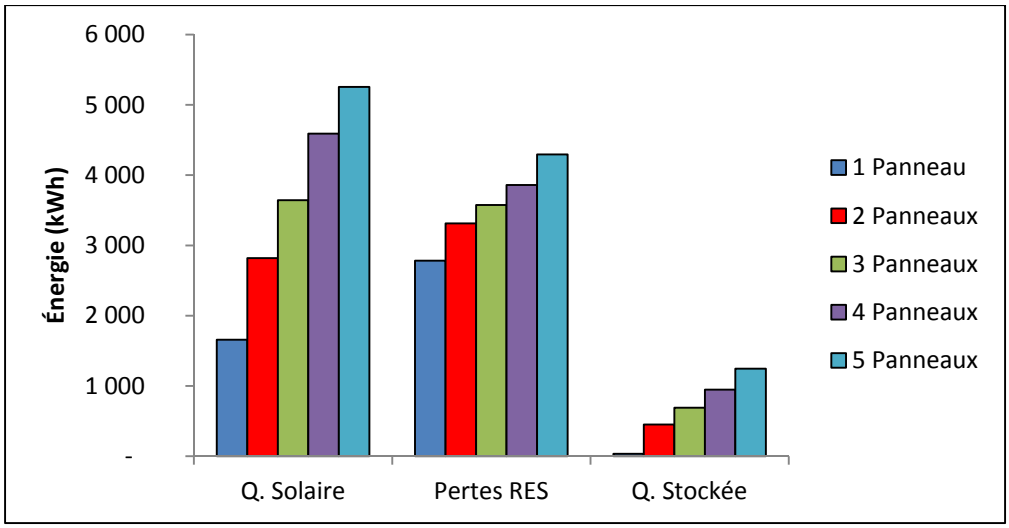


Figure 4.2 Influence du nombre de panneaux sur le réservoir de stockage

La quantité d'énergie stockée dans le réservoir au sol suit le même profil que celui des pertes thermiques. Il y a plus de pertes que d'énergie stockée, car une autre quantité de chaleur provient de la PAC en mode climatisation. Le ratio entre l'énergie captée par les collecteurs solaires et l'énergie stockée dans le réservoir au sol est en moyenne de 20%. Le stockage a lieu durant la période estivale uniquement, ces résultats sont donc plausibles même si la quantité d'énergie reste assez faible. Seulement 450 kWh stockés pour le cas de base et 1246 kWh pour 5 panneaux. On remarque que l'augmentation du nombre de panneaux n'a pas une grande influence sur la facture énergétique totale avec les paramètres initiaux du système. Il y a bien une baisse de l'énergie auxiliaire utilisée mais cette part reste assez importante dans le bilan thermique du système.

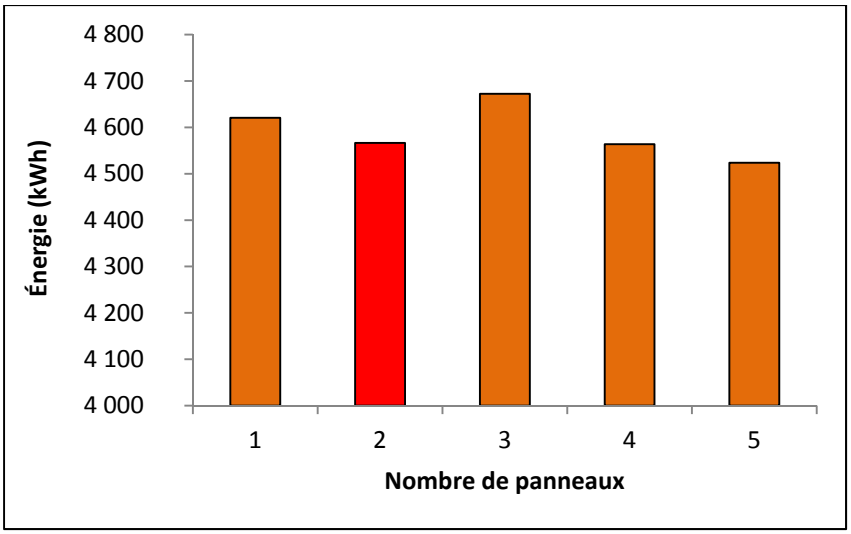


Figure 4.3 Énergie fournie par le réservoir de stockage à la PAC

La Figure 4.3 montre l'énergie fournie par le réservoir de stockage enfoui à la PAC en hiver. Une partie de l'énergie provient du réservoir chaud en été et une autre partie de la PAC en été. On voit que l'énergie fournie reste assez constante malgré l'augmentation du nombre de panneaux. Le réservoir fournit à la PAC 4566 kWh pour le cas de base contre 4524 kWh pour le cas avec 5 collecteurs. Quand on sait que les besoins annuels en chauffage des locaux sont de 29347 kWh, les résultats obtenus à la Figure 4.3 expliquent en partie la quantité d'énergie élevée fournie par les auxiliaires.

4.2.2 Volume du réservoir chaud

Dans cette section, les paramètres du cas de base ont été conservés. Seul le volume du réservoir chaud a été modifié allant de 60 gallons pour le système initial à 140 Gallons. On voit sur la Figure 4.4 que la part de l'énergie consommée par les auxiliaires de chauffage reste constante malgré l'augmentation du volume du réservoir chaud. Le maximum est atteint pour un volume de 80 et 100 gallons avec 23490 kWh consommés.

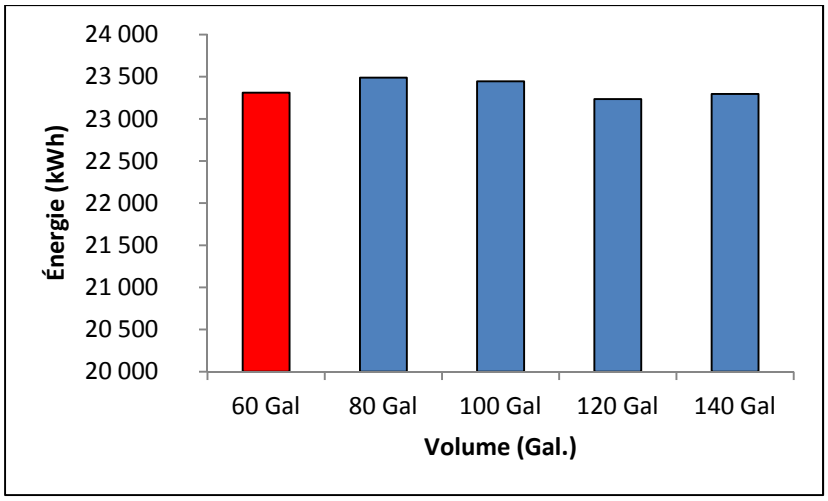


Figure 4.4 Influence du volume du réservoir chaud sur l'énergie auxiliaire de chauffage

Il y a plus d'énergie solaire captée avec l'augmentation du volume du réservoir chaud (Figure 4.5). Cependant, l'augmentation n'est pas significative vu qu'on passe de 2819 kWh collectés pour un volume de 60 Gallons à 2998 kWh collectés pour un volume supérieur de 140 Gallons.

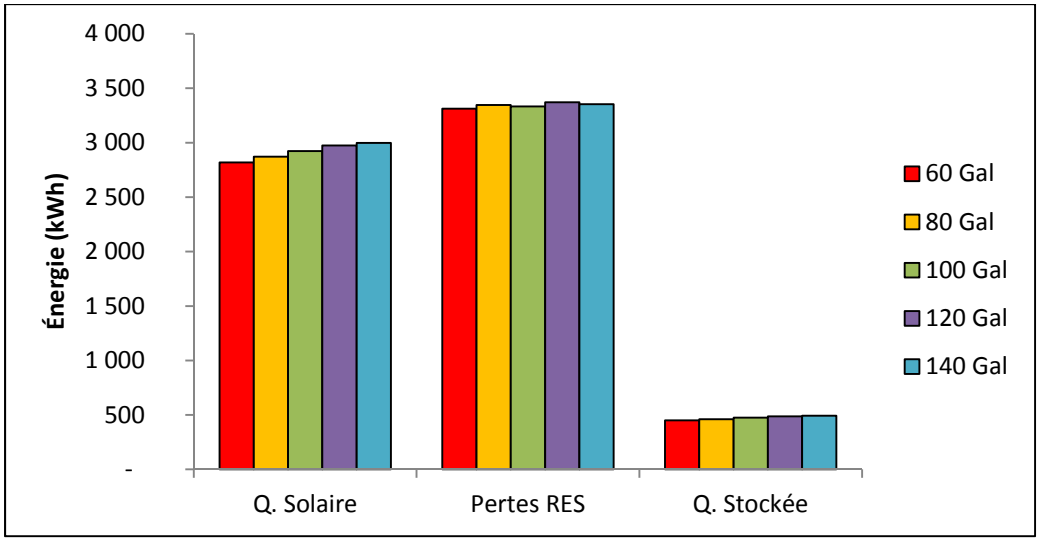


Figure 4.5 Influence du volume du réservoir chaud sur le réservoir de stockage

Au niveau du réservoir de stockage enfoui, on remarque que les pertes au niveau du sol et l'énergie stockée augmentent très peu avec le volume du réservoir chaud. Ces résultats vont de pair avec la quantité d'énergie solaire captée : plus les panneaux captent de l'énergie, plus la quantité d'énergie stockée sera grande dans le réservoir enfoui. Pour les pertes thermiques dans le réservoir enfoui, plus la température dans le réservoir enfoui est grande, plus il y aura des pertes au sol. L'augmentation de l'énergie solaire collectée étant assez peu marquée, les pertes et l'énergie stockée suivent le même profil.

L'énergie totale fournie par le réservoir de stockage à la PAC reste quasiment constante avec l'augmentation du volume du réservoir chaud (Figure 4.6). Le maximum est atteint pour un volume du réservoir chaud de 120 Gallons avec 4618 kWh fournis par le réservoir de stockage en hiver.

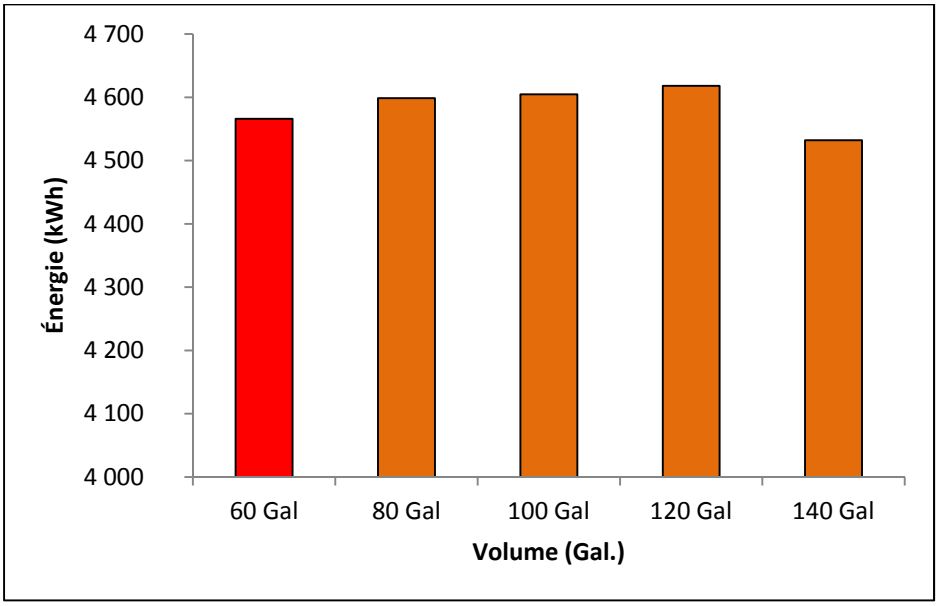


Figure 4.6 Énergie fournie par le réservoir de stockage à la PAC

L'analyse de l'effet du changement de volume du réservoir chaud sur le bilan thermique montre qu'il n'y a pas une grande influence de ce paramètre sur les performances énergétiques du bâtiment pour le système initial. L'énergie solaire captée augmente très peu et la part des auxiliaires reste élevée et constante.

4.2.3 Volume du réservoir de stockage thermique

Dans cette section, les paramètres initiaux des composants ont été conservés en dehors du volume du réservoir de stockage thermique. Nous avons fait varier ce volume allant de 30 m^3 à 100 m^3. Le cas de base apparait en rouge dans les figures qui suivent. On voit sur la Figure 4.7 que la part de l'énergie apportée par les auxiliaires de chauffage baisse en fonction du volume du réservoir de stockage. Elle passe de 23310 kWh pour le cas de base à 14925 kWh pour un système avec 100 m^3 de stockage thermique (Figure 4.7).

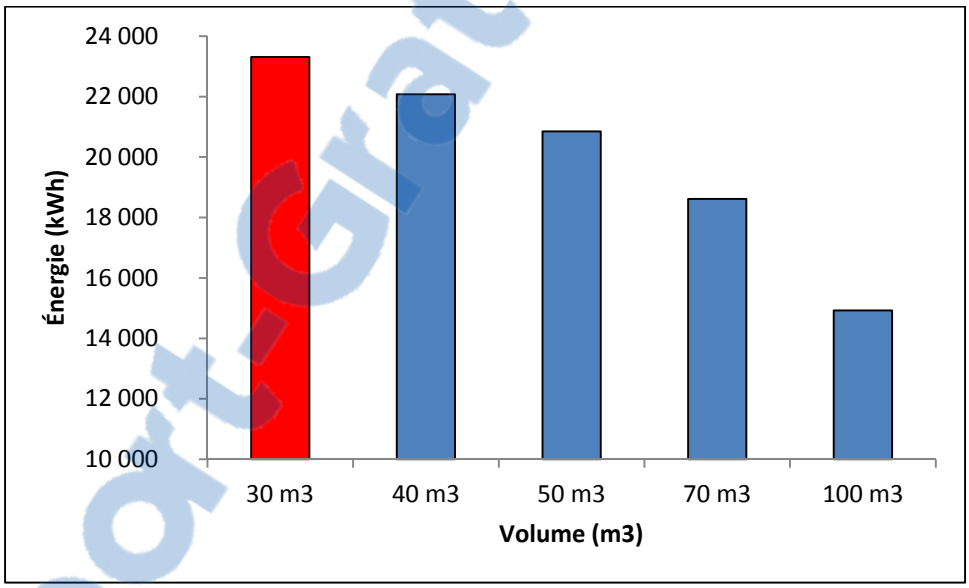


Figure 4.7 Influence du volume du réservoir enfoui sur l'énergie auxiliaire de chauffage

Dans la Figure 4.8,on voit que l'énergie solaire captée varie très peu avec l'augmentation du volume du réservoir de stockage enfoui. L'augmentation du volume du réservoir de stockage est le seul cas où l'on observe une baisse de l'énergie solaire collectée contrairement aux résultats observés dans la Figure 4.2 et la Figure 4.5. Au niveau des pertes au sol, on remarque qu'elles diminuent à mesure que le volume du réservoir augmente. On observe même un gain d'énergie à partir de 70 m^3 de volume d'eau. Il y a donc plus de gains thermiques en hiver que de pertes en été à partir de ce volume de stockage. L'énergie stockée

Rapport-Gratuit.com

reste assez constante dans avec les variations du volume du réservoir avec une moyenne de 540 kWh (Figure 4.8).

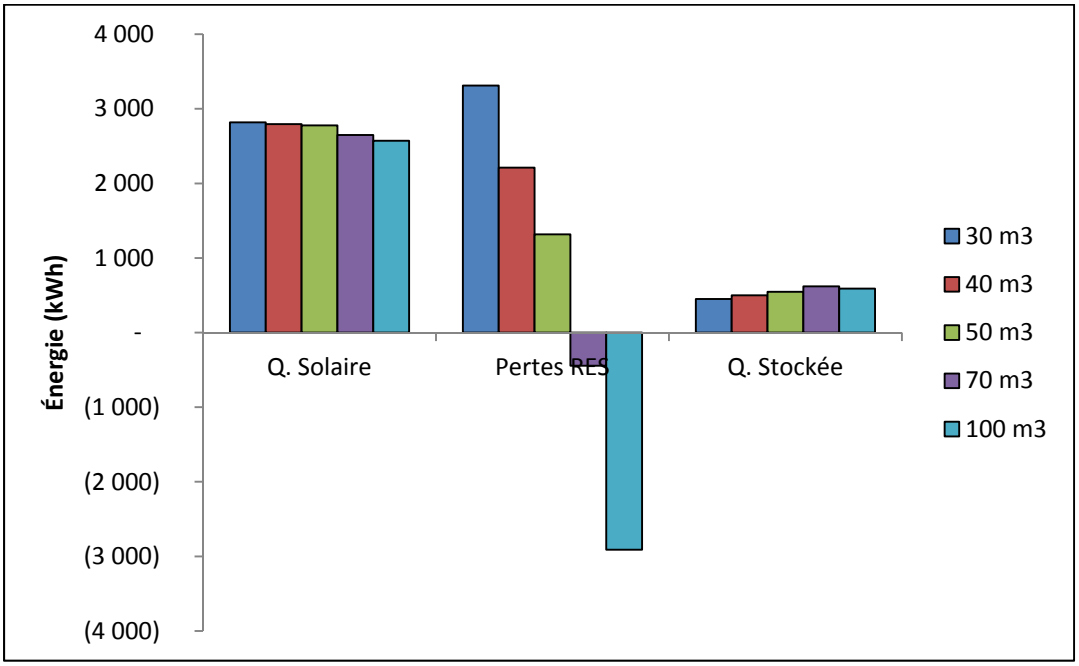


Figure 4.8 Influence du volume du réservoir de stockage

Avec un plus grand volume d'eau et un même débit de fonctionnement, la température moyenne du réservoir met plus de temps pour baisser lorsque la PAC est enclenchée. Comme il y a une consigne au niveau de la pompe de circulation du réservoir pour éviter le gel de l'eau, celle-ci fonctionne plus longtemps et ainsi il y plus d'énergie fournie à la PAC. On voit sur la **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** que pour une même période de simulation allant du 1er janvier au 15 janvier, la température du réservoir de stockage baisse plus vite pour un volume de 30 m^3 par rapport à un volume de 100 m^3. Par conséquent, la PAC fonctionne plus longtemps. Elle est en marche 106 heures avant l'arrêt pour un réservoir de 30 m^3, 156 heures pour un réservoir de 70 m^3 et 238 heures pour un volume de 100 m^3. Ceci explique donc les résultats obtenus à la Figure 4.10 où l'on voit l'énergie fournie à la PAC passer de 4566 kWh pour le cas de base avec 30 m^3 à 12343 kWh pour le système avec 100 m^3. .

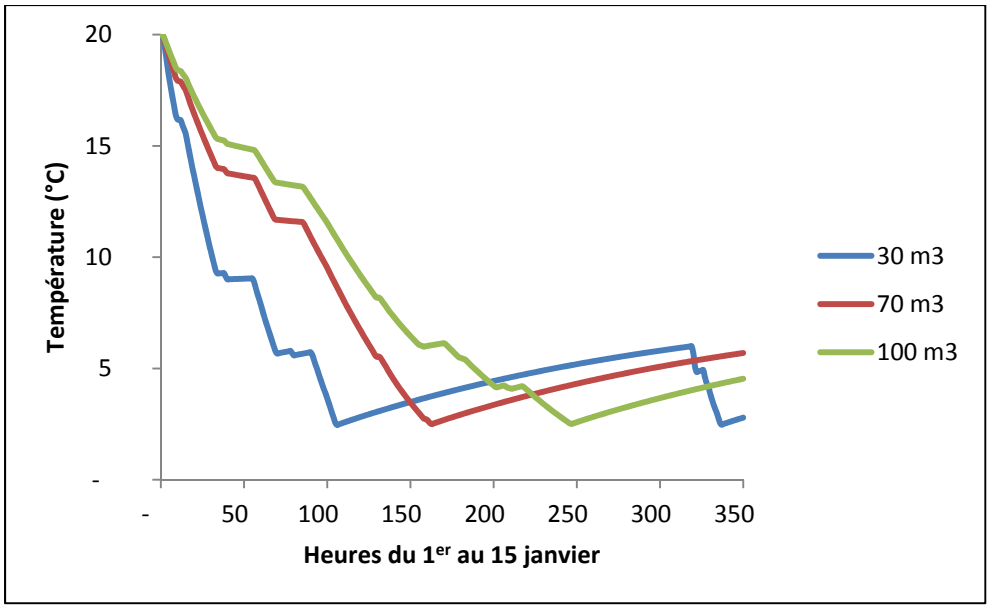


Figure 4.9 Variation de la température moyenne du réservoir enfoui au sol

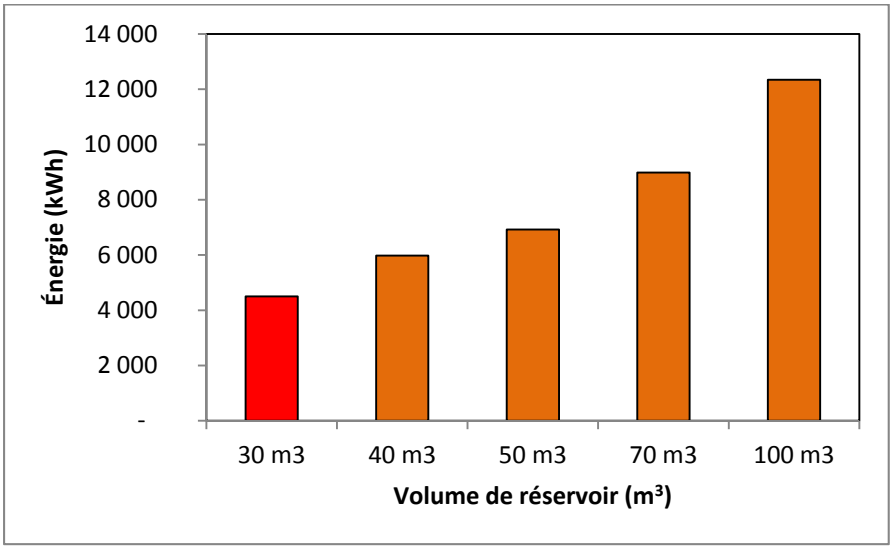


Figure 4.10 Énergie fournie par le réservoir de stockage à la PAC
en fonction de son volume

Les résultats obtenus avec la variation du volume du réservoir de stockage montrent que c'est le composant qui a la plus grande influence sur le bilan énergétique total. En effet, on remarque que la part des auxiliaires baisse considérablement en augmentant le volume du

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

réservoir. Aussi, les pertes au sol diminuent jusqu'à avoir un gain à partir de 70 m^3. Dans le même ordre de logique, l'énergie fournie à la PAC en hiver augmente. En combinant des paramètres pertinents suite à l'analyse d'optimisation, on peut réaliser une simulation avec un cas de base amélioré dans la section suivante.

4.3 Systèmes optimisés

Nous avons choisi de modifier 3 paramètres sur le système initial afin d'en observer les résultats sur deux systèmes optimisés :

Tableau 4.1 Paramètres modifiés pour l'optimisation

	Nombre de collecteurs	**Volume du réservoir chaud [Gal]**	**Volume du réservoir de stockage [m^3]**
Système de base	2	60	30
Système optimisé 1	3	100	70
Système optimisé 2	3	100	100

Afin de mieux estimer l'économie d'énergie que pourraient apporter les systèmes optimisés, nous allons comparer les besoins électriques annuels du bâtiment obtenus avec les paramètres initiaux et les besoins électriques obtenus avec les systèmes optimisés. Comme vu au Tableau 2.8 Consommation totale d'électricité en kWh, on considère les besoins de chauffage et de climatisation annuels à 36344 kWh si toute l'énergie apportée est d'origine électrique. Dans le système étudié, nous allons supposer que l'énergie apportée par les auxiliaires de chauffage est de nature électrique. Ainsi, on devra comparer les besoins électriques totaux à l'énergie électrique consommée par 4 composants dans le système : les auxiliaires pour le chauffage des locaux, les auxiliaires pour l'ECS, l'énergie électrique consommée par le compresseur de la PAC, celle consommée par le ventilateur de soufflage et les pompes de circulation. Les résultats sont présentés dans le tableau ci-dessous:

Tableau 4.2 Énergie électrique consommée annuellement en kWh

	Système de base	**Système optimisé 1**	**Système optimisé 2**
Auxiliaires Maison	23310	18060	14715
Auxiliaires ECS	2885	2505	2393
Compresseur PAC	1775	2583	3287
Ventilateur de soufflage	3267	3267	3267
Pompes de circulation	1427	1358	1347
Énergie électrique totale	32665	27774	25010
Économie réalisée	**3679**	**8570**	**11334**

Le système optimisé 2 apporte une économie d'énergie 3 fois supérieure au système de base et le système optimisé 1, une économie équivalente à 2 fois celle réalisée avec le système de base. Ces résultats montrent toute l'importance et l'influence du volume du réservoir de stockage sur le bilan énergétique du système. Plus le volume est élevé, plus l'économie d'énergie sera grande.

4.4 Influence de l'isolation du réservoir de stockage thermique

Nous allons à présent faire une analyse des résultats énergétique pour le système de base et les deux systèmes optimisés en fonction de l'isolation du réservoir de stockage. Dans le système initial, le réservoir de stockage est isolé sur les 4 cotés latéraux ainsi que la partie supérieure; le coefficient de transfert U est donc nul. Il n'y a aucune isolation sur la partie inférieure du réservoir. Nous avons donc considéré une conductivité thermique de 6.7 $W/m^2.K$ pour la partie inférieure avec une empreinte au sol de 20 m^2. Dans un premier temps le réservoir de stockage a été isolé sur tous les côtés latéraux et la partie inférieure. De nouvelles simulations ont ensuite été effectuées en supprimant l'isolation sur tous les côtés et en considérant une conductivité de 6.7 $W/m^2.K$.

La Figure 4.11 montre la variation de la température moyenne du réservoir de stockage pour les 3 systèmes étudiés. On remarque que plus le volume du réservoir au sol est élevé, plus la température met du temps à baisser en hiver. Le réservoir étant complètement isolé, aucun gain thermique avec le sol ne se crée. Ainsi, la température du réservoir chute rapidement et par conséquent les auxiliaires de chauffage sont enclenchés.

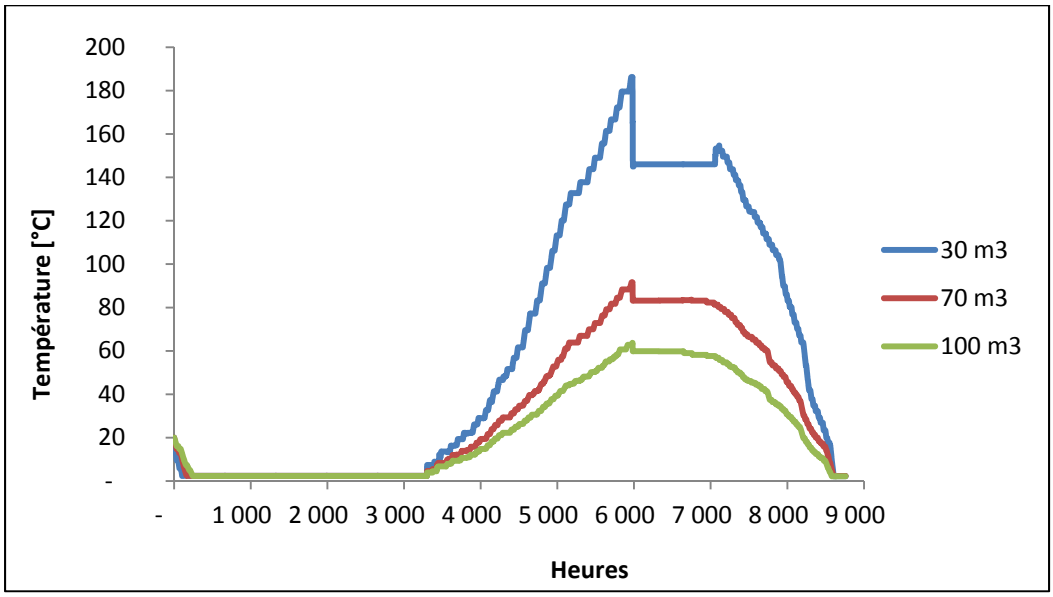


Figure 4.11 Température moyenne du réservoir de stockage (avec isolation)

En été, la température moyenne du réservoir augmente plus vite pour les petits volumes jusqu'à atteindre près de 180 °C pour le réservoir de 30 m^3. Il existe une commande de contrôle pour le réservoir chaud en été qui empêche tout stockage thermique dans le réservoir au sol, si celui-ci a une température moyenne supérieure ou égale à 50°C. L'augmentation de la température dans le réservoir de stockage en été est en fait provoquée par le stockage thermique issu du réservoir froid pour la climatisation des locaux. Le réservoir froid, pour maintenir une température de consigne de climatisation dans le bâtiment, envoie le surplus de chaleur à la PAC qui la restitue au réservoir de stockage. Si nous ajoutons le même type de commande au réservoir froid pour maintenir le réservoir au sol à une température inférieure à 50 °C, alors la climatisation de la maison ne sera plus assurée et la température augmentera dans les locaux. L'allure de la température en été s'explique aussi par le fait qu'il n'y a pas

de pertes thermiques dans le sol pour évacuer le surplus de chaleur dans le réservoir au sol. L'option d'un réservoir entièrement isolé ne sera donc pas retenue. Nous analysons à présent l'option sans isolation. On voit sur la Figure 4.12 que la température moyenne du réservoir de stockage ne dépasse pas 31°C en été. L'absence d'isolation permet d'évacuer le surplus de chaleur et donc de baisser la température moyenne.

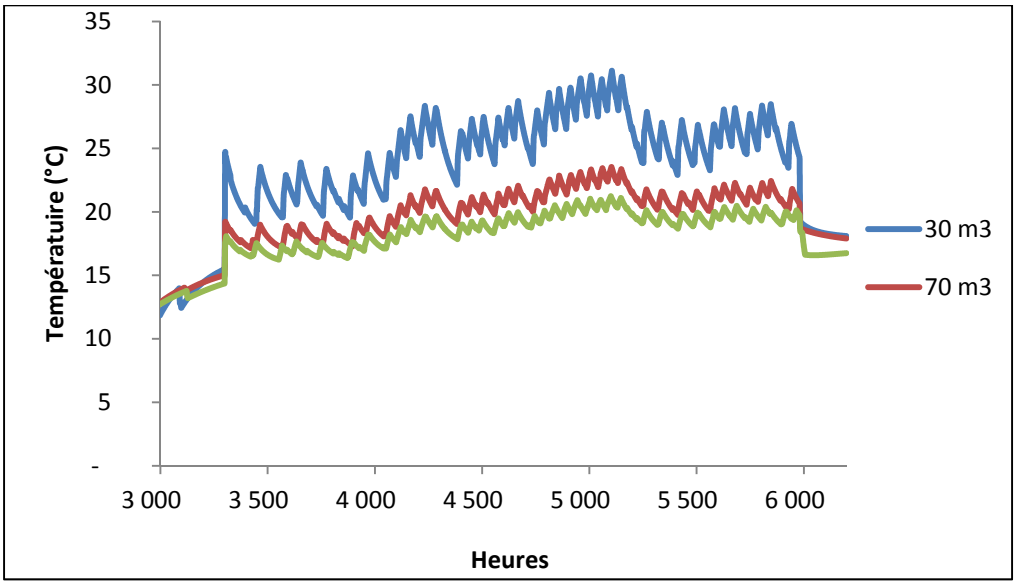


Figure 4.12 Température moyenne du réservoir enfoui en été (sans isolation)

Aussi, dans le Tableau 4.3 Résultats obtenus sans l'isolation du réservoir de stockage les résultats montrent que plus le volume du réservoir est élevé, plus les économies d'énergies réalisés sont importantes.

Tableau 4.3 Résultats obtenus sans l'isolation du réservoir de stockage en kWh

	SANS ISOLATION (U = 6.7 W/m^2.K)		
	Système de base	**Système optimisé 1**	**Système optimisé 2**
Énergie électrique totale	22835	16574	14371
Économie réalisée	**13509**	**19770**	**21973**

Le volume de stockage a une grande influence sur le bilan énergétique du système. Avec un réservoir de 100 m^3, l'économie d'énergie est de 21973 kWh, ce qui représente 60 % des besoins annuels électriques pour le bâtiment modélisé. L'économie d'énergie réalisée avec le réservoir de 70 m^3 et 30 m^3 représente respectivement 52 % et 34 % des besoins annuels en chauffage du bâtiment. D'un point de vue thermique et sans compter les coûts initiaux liés à l'installation du système optimisé 2, ce dernier apparaît comme une option intéressante pour effectuer des économies d'énergie.

4.5 Influence de la stratégie de contrôle

Nous allons à présent faire une analyse thermique pour comprendre l'effet d'une nouvelle stratégie de contrôle au niveau de la boucle solaire. Ainsi, le collecteur solaire envoie la chaleur captée en hiver au réservoir chaud si la température du réservoir chaud est en-dessous de la température de consigne fixée à 45° C. Si sa température est supérieure à 45 °C, le collecteur solaire envoie la chaleur au réservoir de stockage thermique. Le réservoir de stockage est directement relié aux capteurs solaires sans passer par le réservoir chaud comme dans la stratégie de contrôle initiale. Que ce soit pour le réservoir chaud ou le réservoir de stockage, la pompe solaire se met en marche seulement s'il y a une différence de températures de 10 ° C entre le départ et le retour de la boucle solaire. La Figure 4.13 montre la stratégie de contrôle initiale et la Figure 4.14 montre les modifications apportées dans la nouvelle stratégie de contrôle.

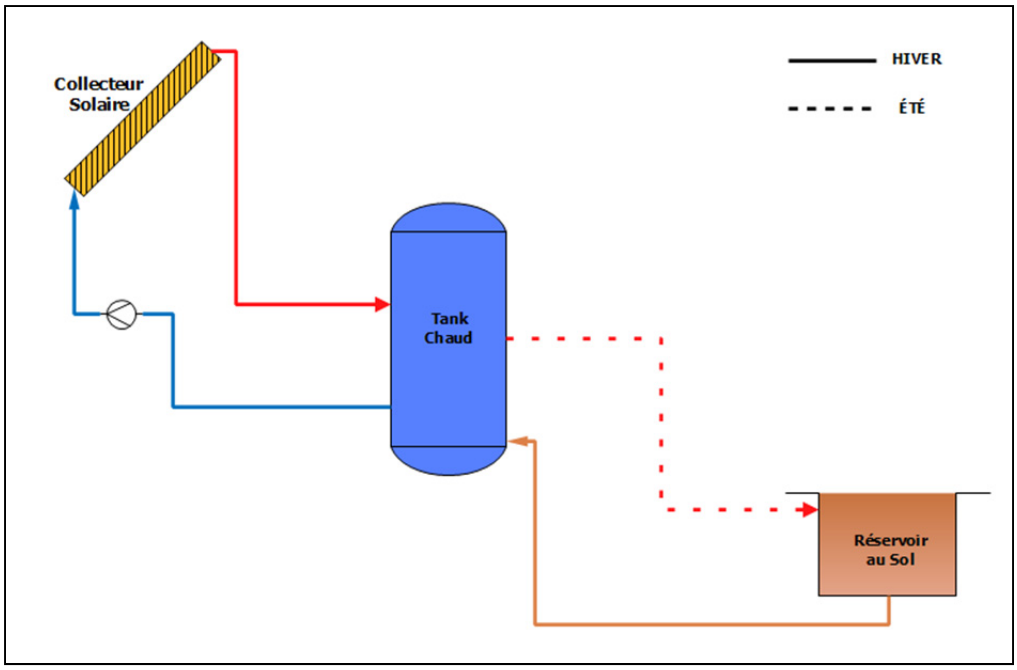


Figure 4.13 Stratégie de contrôle initiale

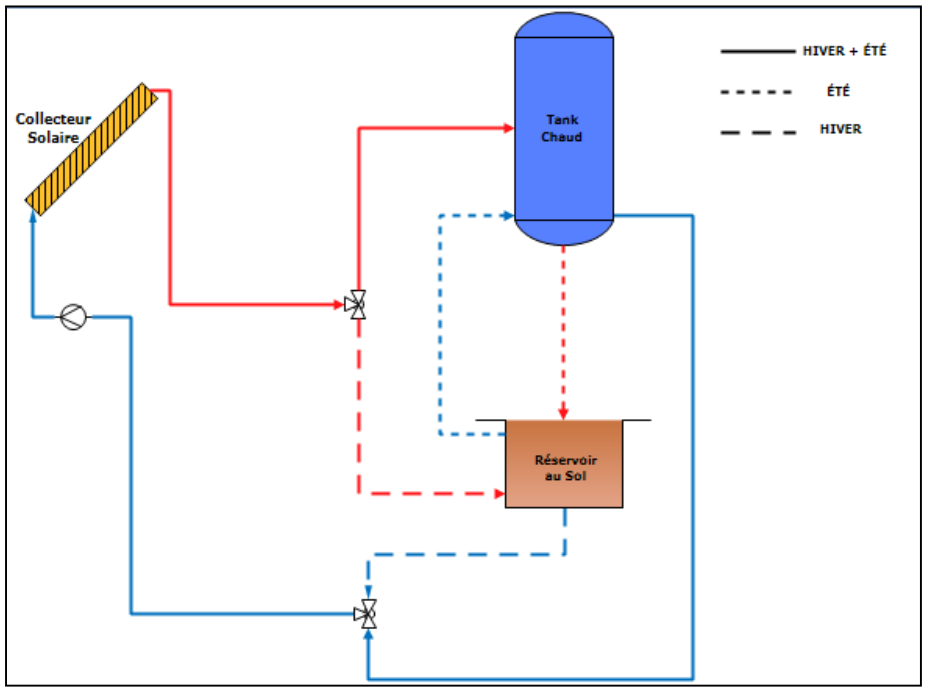


Figure 4.14 Nouvelle stratégie de contrôle

Dans la stratégie de contrôle initiale, le stockage thermique ne s'effectuait que durant l'été. Avec la nouvelle stratégie de contrôle, le stockage peut aussi se faire en hiver si le réservoir chaud dépasse sa température de consigne. Cette stratégie a pour but de stocker plus d'énergie dans le réservoir au sol et ainsi de baisser la part des auxiliaires de chauffage des locaux et de l'ECS. Nous avons gardé les mêmes paramètres de simulation pour les trois cas analysés en considérant que le réservoir de stockage n'est pas isolé. En restant dans le cas d'une installation sans isolation et en comparant les résultats obtenus avec la nouvelle stratégie de contrôle, on obtient les résultats du Tableau 4.4:

Tableau 4.4 Consommation électrique avec la nouvelle stratégie de contrôle en kWh

	SANS ISOLATION (U = 6.7 W/m^2.K)		
	Système de base	**Système optimisé 1**	**Système optimisé 2**
Auxiliaires Maison	11760	4485	2655
Auxiliaires ECS	2671	2356	2305
Compresseur PAC	3863	5398	5771
Ventilateur de soufflage	3267	3267	3267
Pompes de circulation	1609	1598	1803
Énergie électrique totale	23171	17325	15801
Économie réalisée	**13173**	**19019**	**20543**

Les résultats apportés par la nouvelle stratégie de contrôle ne permettent pas d'augmenter les économies d'énergie réalisées avec la stratégie de contrôle initiale et sans isolation. On voit sur le Tableau 4.5 que cette conclusion est vraie pour les 3 systèmes comparés.

Tableau 4.5 Comparaison de l'économie d'énergie réalisée en kWh

	SANS ISOLATION (U = 6.7 W/m^2.K)		
	Système de base	**Système optimisé 1**	**Système optimisé 2**
Stratégie de contrôle initiale	13509	19770	21973
Nouvelle stratégie de contrôle	13173	19019	20543

La Figure 4.15 permet de mieux comprendre les résultats obtenus. On y voit que l'énergie solaire envoyée à l'échangeur du réservoir chaud (HX1) baisse dans la nouvelle stratégie de contrôle. En effet, dans la stratégie initiale, les collecteurs solaires transmettent toute l'énergie captée au réservoir chaud jusqu'à une température de consigne de 45 ° C. Si cette température est atteinte, la pompe de circulation de la boucle solaire s'arrête. Dans la nouvelle stratégie de contrôle, si cette température est atteinte, la pompe de la boucle solaire envoie la chaleur supplémentaire au réservoir de stockage thermique enfoui. Par conséquent, il y a plus d'énergie stockée dans le réservoir au sol avec la nouvelle stratégie de contrôle car le stockage thermique s'effectue en été et en hiver. De ce fait, la pompe à chaleur fonctionne plus souvent et la consommation électrique totale se voit augmenter. Les pompes de circulation et l'auxiliaire pour l'ECS font que la nouvelle configuration est moins économique que la configuration de base.

Rapport-Gratuit.com

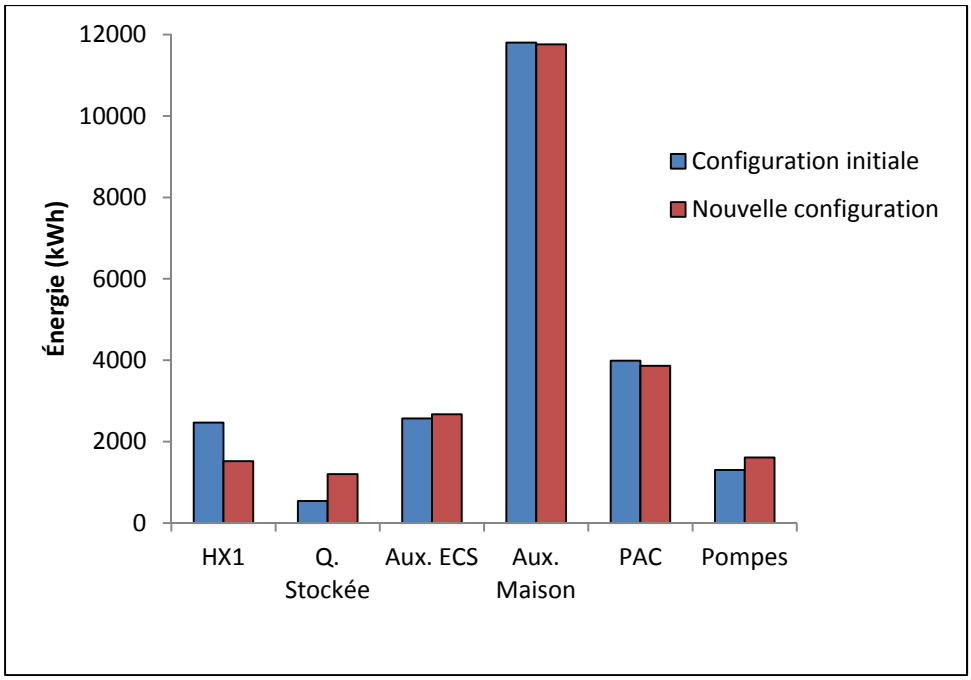


Figure 4.15 Influence de la nouvelle stratégie de contrôle

Toutes ces simulations ont permis de mettre en évidence une configuration plus rentable d'un point de vue énergétique. Cette configuration doit associer des réservoirs avec un grand volume et non isolés. La stratégie de contrôle initiale pour le système de chauffage et de climatisation reste la meilleure si on la compare avec la nouvelle configuration proposée. L'étude de sensibilité n'a pas permis d'annuler la part des auxiliaires de chauffage mais elle a réussi à montrer qu'une économie d'énergie de 55 % est réalisable à partir d'un volume de réservoir thermique de 70 m^3 et sans isolation, en estimant la consommation électrique totale pour le bâtiment modélisé à 36344 kWh. Éliminer l'apport des auxiliaires reste possible si l'on augmente davantage le volume des réservoirs et la superficie des capteurs solaires. Cependant, reste à se poser la question de la viabilité économique d'une telle installation.

4.6 Étude économique

Les résultats des simulations réalisées au paragraphe précédent nous permettent de faire une étude économique et d'en tirer conclusion quant à l'impact financier d'un système de chauffage et climatisation basé sur le principe de stockage thermique. En prenant pour base

le coût de l'énergie électrique au Québec pour le résidentiel à 0.08 $/kWh et pour besoins annuels en chauffage, climatisation et ECS nous obtenons les résultats suivants :

Tableau 4.6 Rentabilité du système

	Économie annuelle [$]	**Coût d'installation [$]**	**PRI [années]**
Système initial	1080	48200	44.6
Système optimisé 1	1582	60400	38.2
Système optimisé 2	1758	67900	38.6

Les résultats obtenus montrent que malgré les économies d'énergies réalisées avec la technologie de stockage thermique, les faibles coûts de l'électricité au Québec et les frais initiaux d'installation nuisent à la rentabilité du projet. On peut mieux comprendre ces deux aspects si l'on compare les résultats du système de base et du système optimisé 1. Pour 12200 $ de plus investis dans le système optimisé 1, l'économie d'énergie n'est que de 240 $ annuel.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

CONCLUSION

Selon l'Institut de la Statistique au Québec, en 2009, le coût annuel de l'énergie au Québec était de 1510 $ (ISQ, 2009). Environ 80 % de la facture énergétique annuelle est destinée au chauffage des locaux et de l'eau chaude domestique. Le résultat de cette équation montre la nécessité de trouver des solutions pour faire baisser ces coûts. Le Canada est le 4e producteur mondial en hydroélectricité, considérée comme énergie propre et renouvelable; réaliser des économies d'énergie tout en minimisant les impacts néfastes sur l'environnement restent deux conditions essentielles dans tout projet d'efficacité énergétique à l'heure actuelle.

Le stockage thermique saisonnier de l'énergie solaire se montre comme une option intéressante et viable pour baisser la facture énergétique. Le présent mémoire est le résultat d'un travail de recherche sur le développement et l'optimisation d'un système de chauffage et de climatisation pour une maison unifamiliale située à Granby au Québec. La modélisation et la simulation des besoins thermiques du bâtiment ont été réalisées sur le logiciel TRNSYS 17.

Une étude de sensibilité a été effectuée sur le système initial afin d'en comprendre le comportement thermique et d'optimiser ses performances énergétiques. La modification a porté sur certains paramètres de composants et sur la stratégie de contrôle de base.
Les résultats obtenus ont permis de constater que la technologie de stockage thermique résidentiel par masse d'eau est une solution envisageable dans le but de réaliser des économies d'énergie. L'analyse de sensibilité a permis de montrer l'importance du volume du réservoir de stockage thermique dans la facture énergétique annuelle du bâtiment.

L'isolation joue aussi un rôle majeur puisque les résultats montrent que les économies réalisées avec un réservoir non isolé sont supérieures à celles issues d'un réservoir isolé. Cependant, même si ce projet reste avantageux d'un point de vue énergétique, les frais d'installation et les faibles coûts de l'électricité au Québec affectent grandement sa

rentabilité. La période de retour sur investissement serait plus petite si l'on appliquait les tarifs des autres provinces du Canada.

RECOMMANDATIONS

Le présent travail de recherche peut être amélioré ou développé avec l'application de quelques recommandations citées ci-dessous :

- voir l'impact l'énergétique sur la facture totale annuelle dans le cas d'une maison construite avec des matériaux qui présentent une meilleure inertie thermique que celle du bois;
- faire une étude de sensibilité avec d'autres types de capteurs solaires notamment des capteurs à tubes;
- utiliser des planchers radiants à la place de l'unité de traitement d'air pour supprimer la consommation d'énergie électrique ventilateur de soufflage;
- utiliser des données de monitoring pour comparer les consommations réelles de la maison à celles fournies par le modèle de simulation. En raison d'un retard observé dans la livraison des données en temps réel, cet aspect n'a pas pu être développé dans ce projet;
- faire une simulation énergétique s'étalant sur plusieurs années;
- faire des simulations en utilisant une pompe à chaleur à CO_2 car ce type d'équipement accepte des températures à l'entrée due l'évaporateur supérieures aux pompes à chaleur eau/eau.

ANNEXE I

FICHE TECHNIQUE DU COLLECTEUR SOLAIRE

CERTIFIED SOLAR COLLECTOR

SUPPLIER:
Solar Skies Mfg, LLC
106 Donovan Drive
Alexandria, MN 56308 USA
www.solarskies.com

In Accordance with:
SRCC Standard 100-2013-01

BRAND:	Solar Skies
MODEL:	SS-32-FP
COLLECTOR TYPE:	Glazed Flat Plate
CERTIFICATION #:	10001918
Original Certification:	June 03, 2014
Expiration Date:	November 19, 2025

The solar collector listed below has been evaluated by the Solar Rating & Certification Corporation™ (SRCC™), an ISO/IEC 17065 accredited and EPA recognized Certification Body, in accordance with SRCC OG-100, Operating Guidelines and Minimum Standards for Certifying Solar Collectors, and has been certified by the SRCC. This award of certification is subject to all terms and conditions of the Program Agreement and the documents incorporated therein by reference. This document must be reproduced in its entirety.

COLLECTOR THERMAL PERFORMANCE RATING

Kilowatt-hours (thermal) Per Panel Per Day				Thousands of Btu Per Panel Per Day			
Climate -> Category (Ti-Ta)	High Radiation (6.3 kWh/m².day)	Medium Radiation (4.7 kWh/m².day)	Low Radiation (3.1 kWh/m².day)	Climate -> Category (Ti-Ta)	High Radiation (2000 Btu/ft².day)	Medium Radiation (1500 Btu/ft².day)	Low Radiation (1000 Btu/ft².day)
A (-5 °C)	12.9	9.8	6.7	A (-9 °F)	44.1	33.4	22.8
B (5 °C)	11.6	8.5	5.4	B (9 °F)	39.5	28.9	18.3
C (20 °C)	9.6	6.5	3.5	C (36 °F)	32.7	22.3	12.0
D (50 °C)	5.9	3.2	0.8	D (90 °F)	20.1	10.8	2.6
E (80 °C)	2.7	0.6	0.0	E (144 °F)	9.3	2.1	0.0

A- Pool Heating (Warm Climate) **B-** Pool Heating (Cool Climate) **C-** Water Heating (Warm Climate)
D- Space & Water Heating (Cool Climate) **E-** Commercial Hot Water & Cooling

COLLECTOR SPECIFICATIONS

Gross Area:	2.967 m²	31.94 ft²	**Dry Weight:**	47 kg	104 lb
Net Aperture Area:	2.782 m²	29.95 ft²	**Fluid Capacity:**	3.3 liter	0.9 gal
Absorber Area:	2.698 m²	29.04 ft²	**Test Pressure:**	161 kPa	23 psi

TECHNICAL INFORMATION		**Tested in accordance with:** ISO 9806:1994			
ISO Efficiency Equation [NOTE: Based on gross area and (P)=Ti-Ta]					
SI UNITS:	η= 0.703 - 4.06660(P/G) - 0.00840(P²/G)	**Y Intercept:**	0.706	**Slope:**	-4.556 W/m².°C
IP UNITS:	η= 0.703 - 0.71671(P/G) - 0.00082(P²/G)	**Y Intercept:**	0.706	**Slope:**	-0.803 Btu/hr.ft².°F

Incident Angle Modifier								**Test Fluid:**	Water	
θ	10	20	30	40	50	60	70	**Test Mass Flow Rate:**	0.0198 kg/(s m²)	14.60 lb/(hr ft²)
Kτα	1.00	0.99	0.98	0.96	0.93	0.86		**Impact Safety Rating:** 11		

Figure-A I- 1

ANNEXE II

RATIO SURFACE/VOLUME POUR DIFFÉRENTS TYPES DE RÉSERVOIRS DE STOCKAGE THERMIQUE

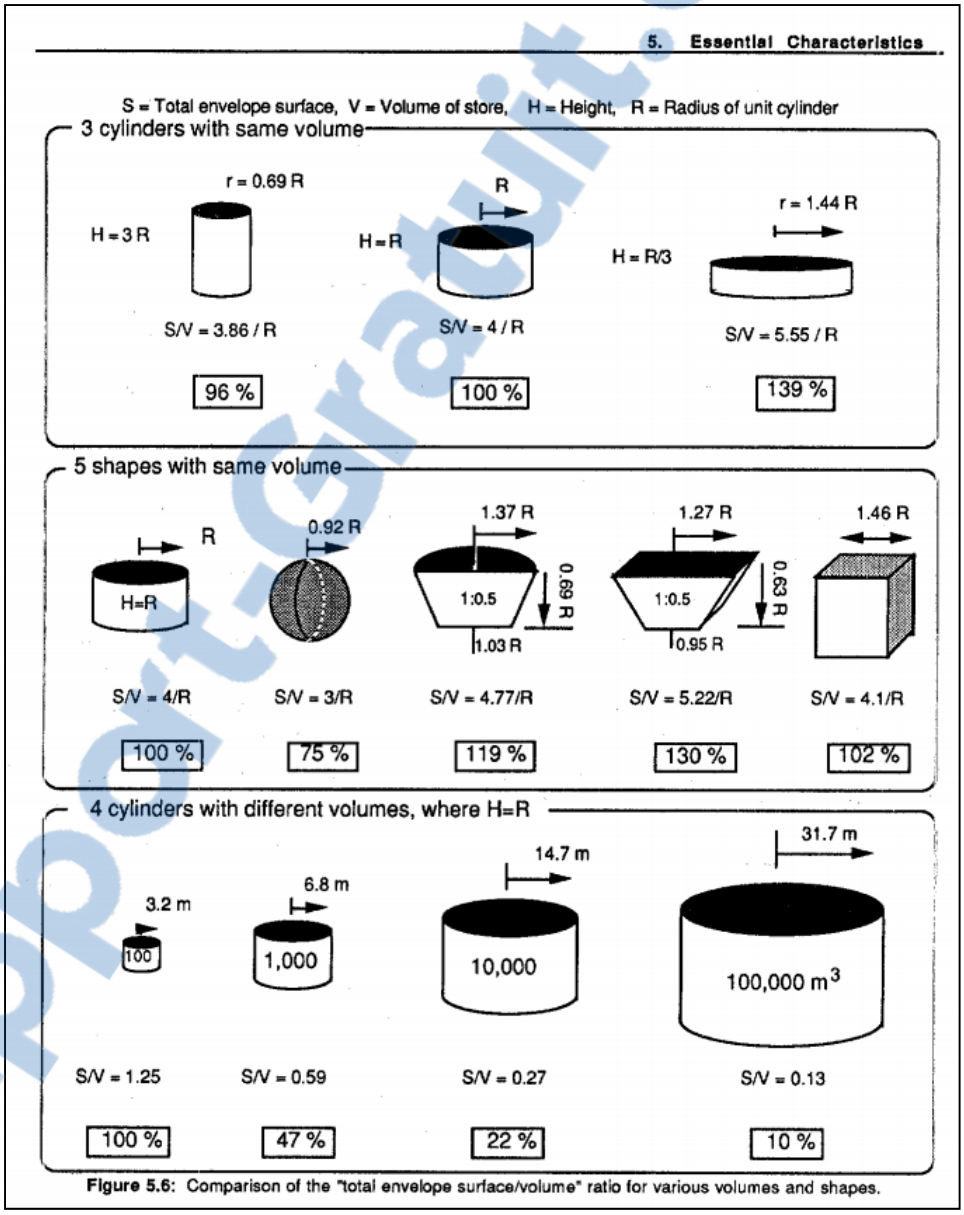


Figure-A II- 1

Tiré de (Hadorn et al., 1988)

Rapport-Gratuit.com

ANNEXE III

INTERFACE DE DIMENSIONNEMENT DES ÉQUIPEMENTS

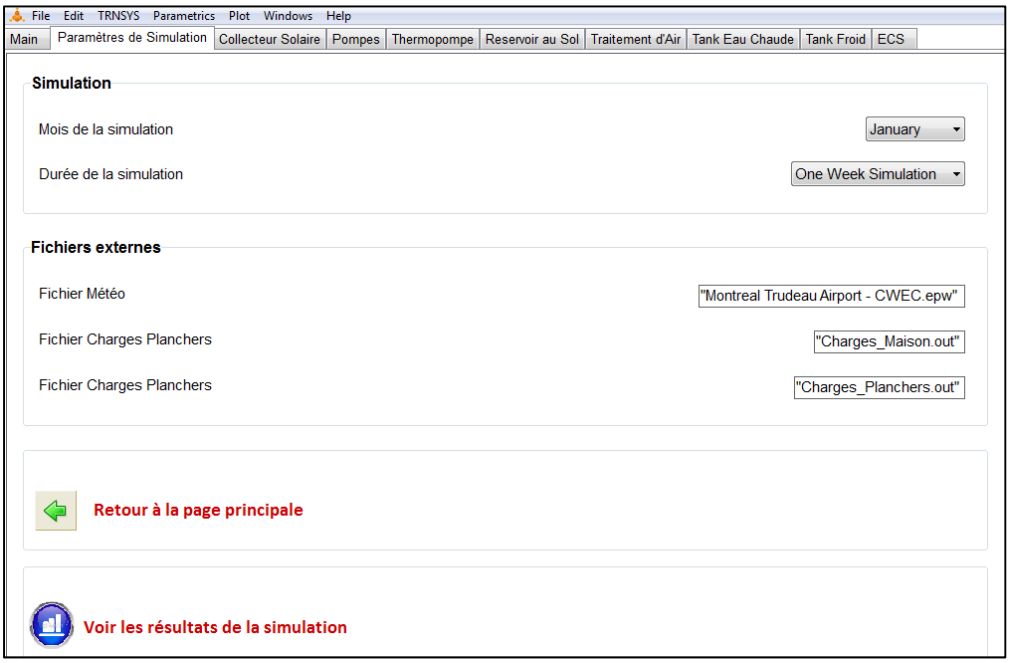


Figure-A III- 1

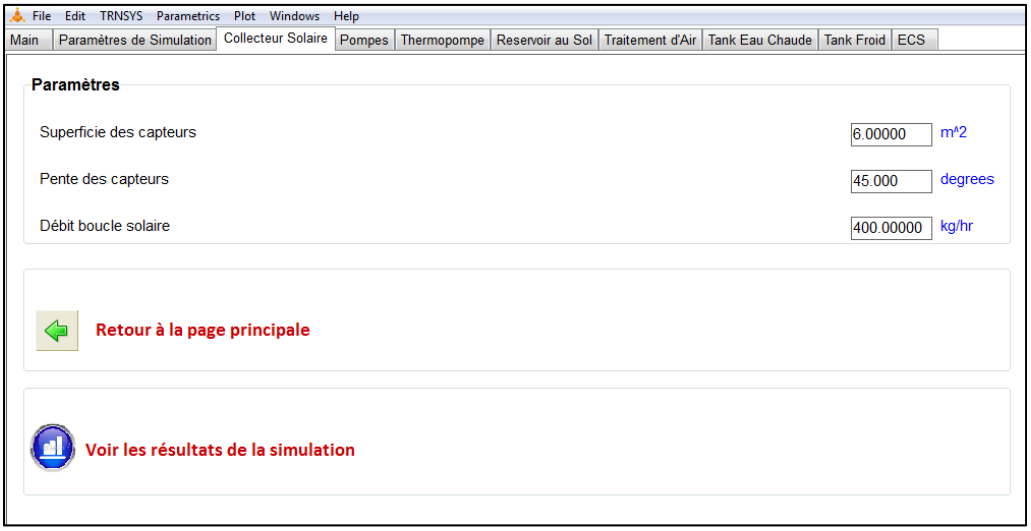


Figure-A III- 2

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

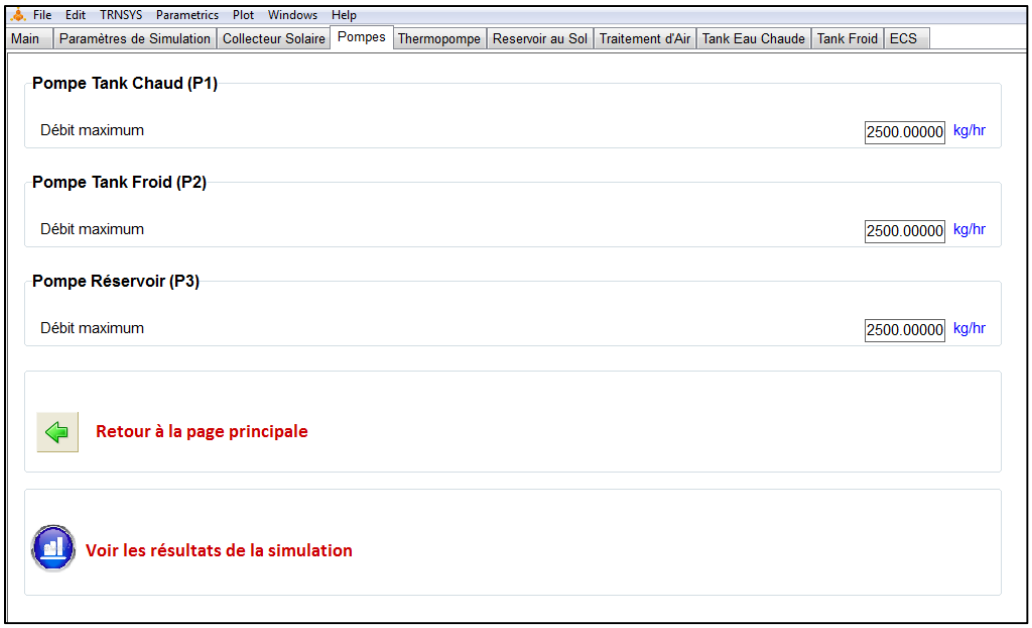


Figure-A III- 3

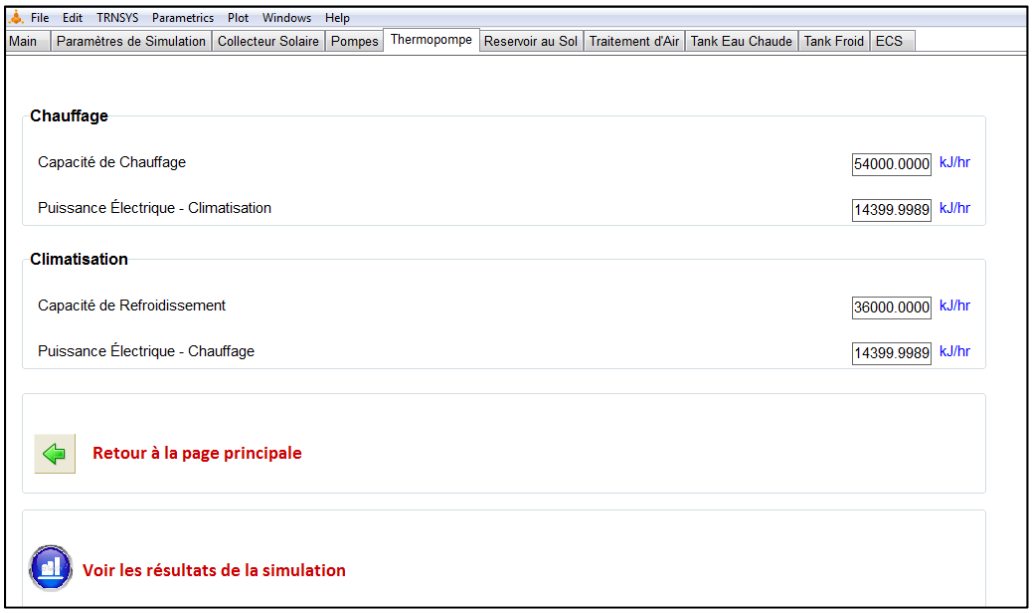


Figure-A III- 4

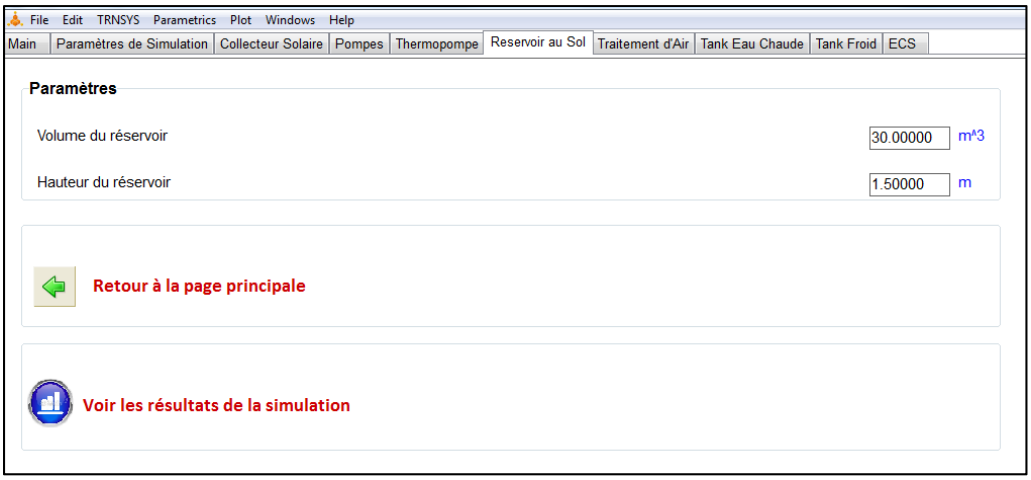


Figure-A III- 5

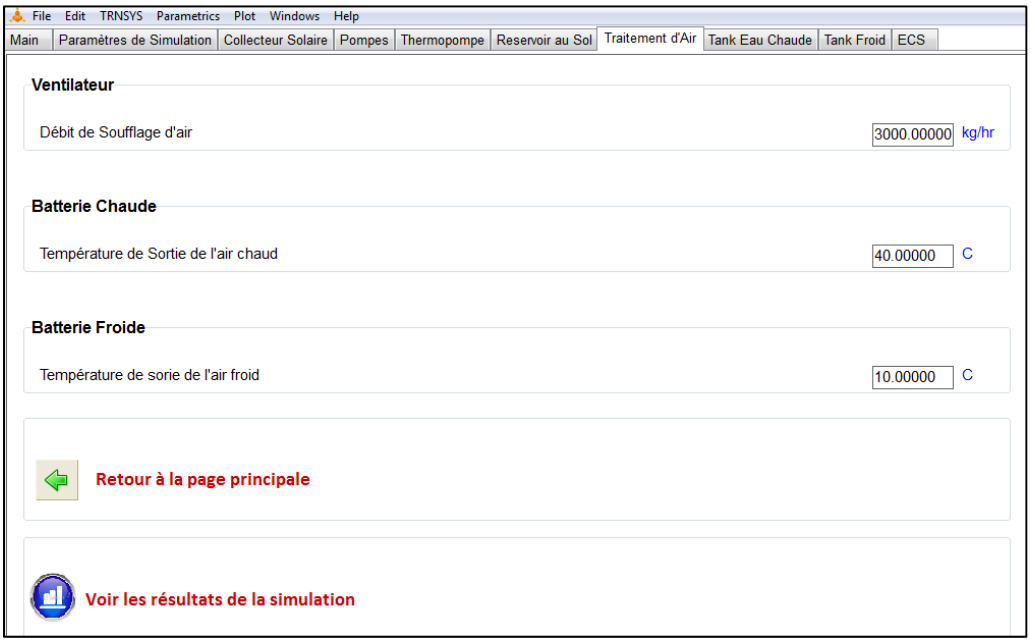


Figure-A III- 6

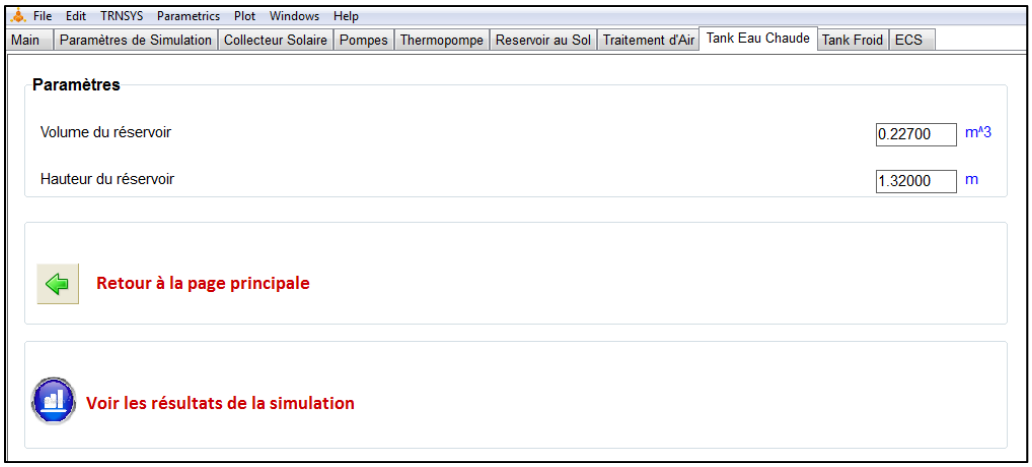


Figure-A III- 7

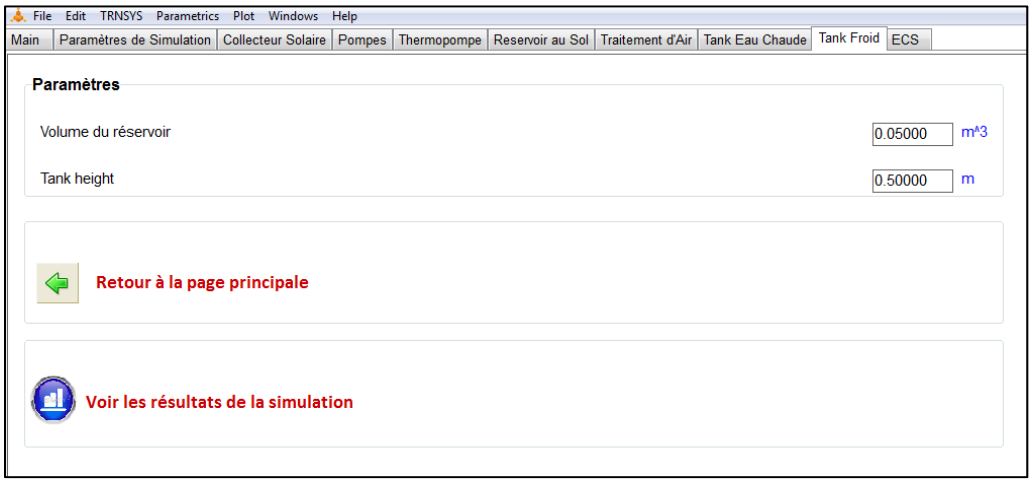


Figure-A III- 8

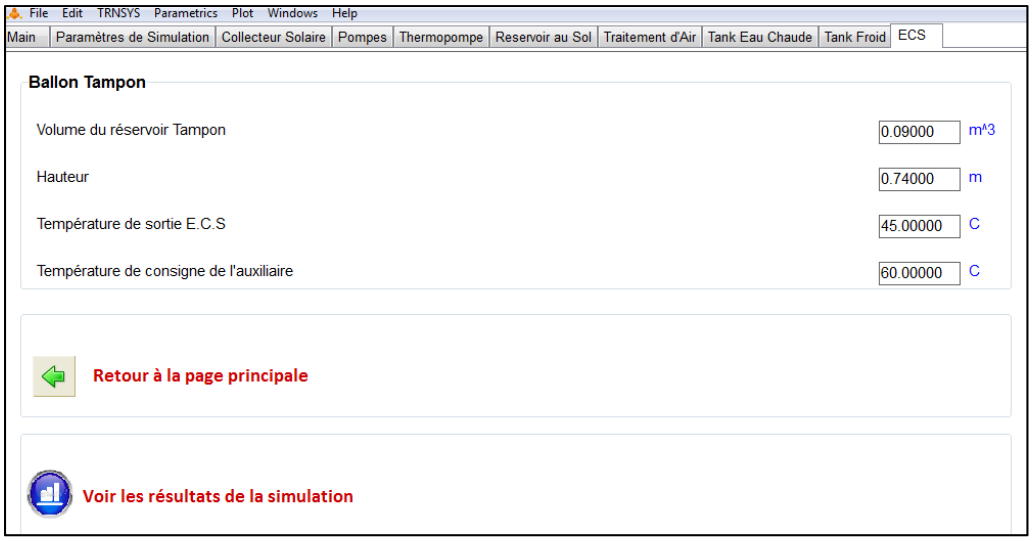
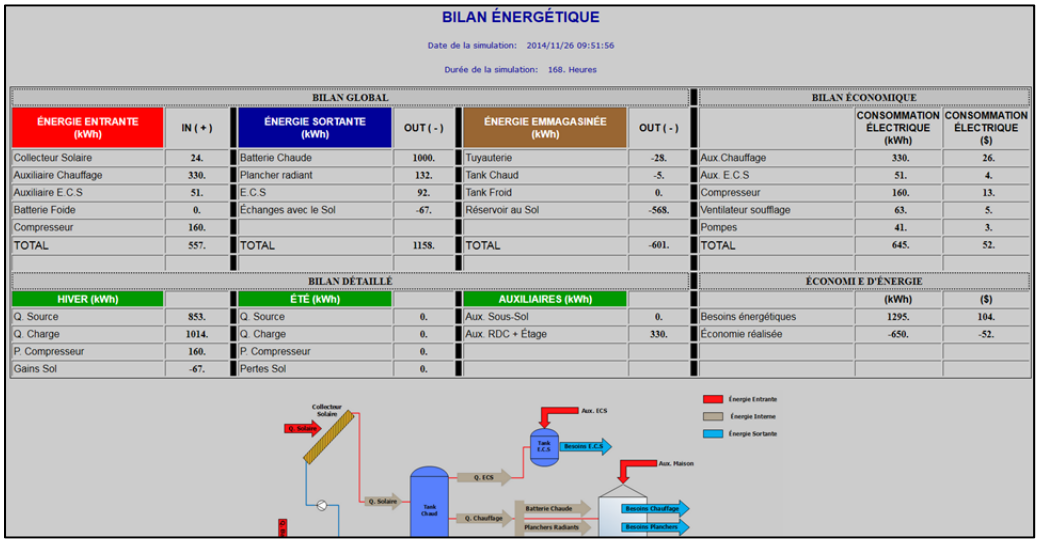


Figure-A III- 9



BILAN ÉNERGÉTIQUE

Date de la simulation: 2014/11/26 09:51:56

Durée de la simulation: 168. Heures

BILAN GLOBAL

ÉNERGIE ENTRANTE (kWh)	IN (+)	ÉNERGIE SORTANTE (kWh)	OUT (-)	ÉNERGIE EMMAGASINÉE (kWh)	OUT (-)
Collecteur Solaire	24.	Batterie Chaude	1000.	Tuyauterie	-28.
Auxiliaire Chauffage	330.	Plancher radiant	132.	Tank Chaud	-5.
Auxiliaire E.C.S	51.	E.C.S	92.	Tank Froid	0.
Batterie Foide	0.	Échanges avec le Sol	-67.	Réservoir au Sol	-568.
Compresseur	160.				
TOTAL	557.	TOTAL	1158.	TOTAL	-601.

BILAN ÉCONOMIQUE

	CONSOMMATION ÉLECTRIQUE (kWh)	CONSOMMATION ÉLECTRIQUE ($)
Aux Chauffage	330.	26.
Aux. E.C.S	51.	4.
Compresseur	160.	13.
Ventilateur soufflage	63.	5.
Pompes	41.	3.
TOTAL	645.	52.

BILAN DÉTAILLÉ

HIVER (kWh)		ÉTÉ (kWh)		AUXILIAIRES (kWh)	
Q. Source	853.	Q. Source	0.	Aux. Sous-Sol	0.
Q. Charge	1014.	Q. Charge	0.	Aux. RDC + Étage	330.
P. Compresseur	160.	P. Compresseur	0.		
Gains Sol	-67.	Pertes Sol	0.		

ÉCONOMI E D'ÉNERGIE

	(kWh)	($)
Besoins énergétiques	1295.	104.
Économie réalisée	-650.	-52.

Figure-A III- 10

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

AEE. 2014. « Agence de l'efficacité énergétique - Programmes et services ». < http://coutsenergie.aee.gouv.qc.ca/comp_couts.asp >. Consulté le 01 Mars 2014

AERECO. 2014. « Rôle de la ventilation ». < http://www.aereco.fr/techniques-de-ventilation/role-de-la-ventilation >. Consulté le 01 Mars 2013.

AGSSOLAR. 2014. « Solar Panels ». < http://agssolar.co.za/solar-panels/ >. Consulté le 01 Mars 2013.

AIE. 2012. *Key World Energy Statics* AIE. < http://www.iea.org/publications/freepublications/ >.

Artus, Patrick, Benoît Coeuré, R Guesnerie et Gaël Callonnec. 2010. *Les effets d'un prix du pétrole élevé et volatil*. La documentation française.

ASHRAE. 2007a. *62.2, 2007*. Coll. « Ventilation and Acceptable Indoor Air Quality in Low-Rise Residential Buildings, American Society of Heating Refrigeration and Airconditioning Engineers,(ANSI approved) ».

ASHRAE. 2007b. « HVAC Applications (2007) ». *American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, GA*.

ASHRAE. 2009. *2009 ASHRAE handbook fundamentals* (2009), Inch-pound ed. Coll. « ASHRAE handbook, 2009 : fundamentals ». Atlanta, GA.: ASHRAE, 1 v. (various pagings) p.

Bastien, Diane. 2013. « Le potentiel des énergies solaires au Québec ». Commission sur les enjeux énergétiques du Québec.

Bauer, D., R. Marx, J. Nußbicker-Lux, F. Ochs, W. Heidemann et H. Müller-Steinhagen. 2010. « German central solar heating plants with seasonal heat storage ». *Solar Energy,* vol. 84, n° 4, p. 612-623.

Beausoleil-Morrison, Ian, et Monica Voloszyn. 2013. « La modélisation des transferts couplés dans le sol pour
l'étude des systèmes de stockage thermique inter-saisonniers ».

Brechlin, U, O Pilgaard et R Piria. 2003. « Sun in Action II–a solar thermal strategy for Europe ». *Market overview, perspectives and strategy for growth*.

Clarke, Joshua, Shane Colclough, Philip Griffiths et James T McLeskey Jr. 2014. « A passive house with seasonal solar energy store: in situ data and numerical modelling ». *International Journal of Ambient Energy,* vol. 35, n° 1, p. 37-50.

Completehousedesign. 2013. « Complete House Design ». < http://completehousedesign.com/?page_id=11&title=air-tightness >. Consulté le 01 Mars 2013.

Dalenbaeck, Jan-Olof. 1998. « European large scale solar heating network ». *accessed through (h ttp://main. hvac. chalmers. se/cshp) on,* vol. 3, n° 20, p. 05.

Denmark. 2014. « Le solaire et l'eolien assureront le chauffage au Danemark -Le site officiel du Danemark ». < http://denmark.dk/fr/vivre-ecologique/des-projets-durables/le-solaire-et-leolien-assureront-le-chauffage-au-danemark/ >. Consulté le 01 Mars 2013.

Dincer, Ibrahim, et Marc Rosen. 2002. *Thermal energy storage: systems and applications*. John Wiley & Sons.

DLSC. 2014. « Capturing the Solar Thermal Energy: DLSC ». < http://www.dlsc.ca/how.htm >. Consulté le 01 Mars 2013.

ESTIF. 2014. « ST Markets in Europe 2013 - Statistics - ESTIF ». < http://www.estif.org/statistics/st_markets_in_europe_2013/ >. Consulté le 01 Mars 2014.

Fansshare. 2014. « Heat Pump Energy ». < http://www.fansshare.com/gallery/photos/11751837/heat-pump-energy/ >. Consulté le 01 Mars 2014.

Fisch, MN, M Guigas et JO Dalenbäck. 1998. « A review of large-scale solar heating systems in Europe ». *Solar energy,* vol. 63, n° 6, p. 355-366.

Fournisseur-électricité. 2014. « Les smart grids | Comparatif des fournisseurs d'électricité ». < http://www.fournisseurs-electricite.com/smart-grids >.

Garnier, A. 2012. *Le bâtiment à énergie positive: Comment maîtriser l'énergie dans l'habitat ?* : Eyrolles.

Greenspec. 2014. « Housing Retrofit: Solar hot water heating ». < http://www.greenspec.co.uk/images/web/refurb/solar/combined-system.png >. Consulté le 01 Mars 2013.

Hadorn, Jean-Christophe. 2005. *Thermal energy storage for solar and low energy buildings: state of the art*. Universidad de Lleida.

Hadorn, Jean-Christophe, Dominique Chuard, Pierre Chuard et Pierre JABOYEDOFF. 1988. « Guide to seasonal heat storage ».

Hadorn, Jean-Christophe, et Pierre Renaud. 2008. *SOLAIRE ACTIF: CHALEUR ET STOCKAGE DE CHALEUR*.

Hasnain, SM. 1998. « Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part I: heat storage materials and techniques ». *Energy Conversion and Management,* vol. 39, n° 11, p. 1127-1138.

Homepower. 2014. « Solar Water Heating Systems Buyer's Guide: Page 3 of 3 | Home Power Magazine ». < http://www.homepower.com/articles/solar-water-heating/equipment-products/solar-water-heating-systems-buyers-guide/page/0/2 >. Consulté le 01 Mars 2013.

Hooper, FC. 1955. « Possibility of complete solar heating of Canadian buildings ». *Eng. J.(NY);(United States),* vol. 38, n° 11.

Hugo, Alexandre. 2008. « Computer simulation and life cycle analysis of a seasonal thermal storage system in a residential building ». Concordia University.

Hugo, Alexandre, Radu Zmeureanu et Hugues Rivard. 2010. « Solar combisystem with seasonal thermal storage ». *Journal of Building Performance Simulation,* vol. 3, n° 4, p. 255-268.

Hydro-Québec. 2010. « L'hydroélectricit au Québec: une solution avantageuse pour le Nord-Est ».

Incropera, Frank P. 2011. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons.

ISQ. 2009. « Coût annuel moyen de l'énergie pour la résidence principale des ménages selon certaines caractéristiques du logement ou du ménage, Québec, 2009 ». < http://www.stat.gouv.qc.ca/statistiques/conditions-vie-societe/logement-equipement-transport/logement-equipement-menager/c5depenerg09.htm >. Consulté le 01 Novembre 2014.

Kakac, S, E Paykoç et Y Yener. 1989. « Storage of solar thermal energy ». In *Energy Storage Systems*. p. 129-161. Springer.

Lane, Tom. 2004. *Solar Hot Water Systems: Lessons Learned, 1977 to Today*. Energy Conservation Services Of North Florida, Incorporated.

Laperle, Dominic. 2011. *Systèmes hydrodynamiques pour l'assistance écoénergétique d'un édifice, procédés de construction et utilisation correspondants* CA 2685857. Canada.

Rapport-Gratuit.com

< http://brevets-patents.ic.gc.ca/opic-cipo/cpd/fra/brevet/2685857/sommaire.html?type=number_search >.

Lottner, V, ME Schulz et E Hahne. 2000. « Solar-assisted district heating plants: Status of the German programme Solarthermie-2000 ». *Solar energy,* vol. 69, n° 6, p. 449-459.

Mangold, D, T Schmidt et H Müller-Steinhagen. 2004. « Seasonal thermal energy storage in Germany ». *Structural engineering international,* vol. 14, n° 3, p. 230-232.

Margen, P.H. . 1959. « Thermal Storage in Rock Chambers ». *Nuclear Engeneering,* vol. 4, p. 259-262.

Miller, CW. 1977. « Effect of a Conducting Wall on a Stratified Fluid in a Cylinder ». *Heat Transfer and Thermal Control Systems, Progress in Astronautics and Aeronautics,* vol. 60, p. 190-208.

Nordell, Bo. 2000. « Large-scale thermal energy storage ». *WinterCities' 2000, Luleå, Sweden, February,* vol. 14.

Novo, Amaya V., Joseba R. Bayon, Daniel Castro-Fresno et Jorge Rodriguez-Hernandez. 2010. « Review of seasonal heat storage in large basins: Water tanks and gravel–water pits ». *Applied Energy,* vol. 87, n° 2, p. 390-397.

OEE. 2014a. « Secteur résidentiel Canada Tableau 1 : Consommation d'énergie secondaire et émissions de GES par source d'énergie | L'Office de l'efficacité énergétique ». < http://oee.nrcan.gc.ca/organisme/statistiques/bnce/apd/showTable.cfm?type=CP&sector=res&juris=ca&rn=1&page=4&CFID=34796757&CFTOKEN=64bd3855d081617e-C954BB3B-A37B-E9AF-DF21976E659B5541 >. Consulté le 01 Mars 2014.

OEE. 2014b. « Secteur résidentiel Canada Tableau 2 : Consommation d'énergie secondaire et émissions de GES par utilisation finale | L'Office de l'efficacité énergétique ». < http://oee.nrcan.gc.ca/organisme/statistiques/bnce/apd/showTable.cfm?type=CP&sector=res&juris=ca&rn=2&page=4&CFID=34599234&CFTOKEN=41702094ce0c957d-66A0806C-F8B8-4BE1-37C229EF40E49F38 >. Consulté le 01 Mars 2014.

OEE. 2014c. « Secteur résidentiel Québec Tableau 5 : Consommation d'énergie secondaire et émissions de GES pour le chauffage des locaux par source d'énergie | L'Office de l'efficacité énergétique ». < http://oee.nrcan.gc.ca/organisme/statistiques/bnce/apd/showTable.cfm?type=CP&sector=res&juris=qc&rn=5&page=4&CFID=30825017&CFTOKEN=84f92fffaccd9950-6370F6B9-CC27-A254-8C44A59372496D38 >. Consulté le 01 Mars 2014.

Pahud, Daniel. 2002. « Geothermal energy and heat storage ». *Table,* vol. 2, p. 30.

Paksoy, H, A Snijders et L Stiles. 2009. « State-of-the-art review of aquifer thermal energy storage systems for heating and cooling buildings ». *Proceedings of Effstock*.

Pinel, Patrice, Cynthia A Cruickshank, Ian Beausoleil-Morrison et Adam Wills. 2011. « A review of available methods for seasonal storage of solar thermal energy in residential applications ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 15, n° 7, p. 3341-3359.

Ponsot-Jacquin, Catherine, et Jean-Fabrice Bertrand. 2012. *Panorama 2013: Le stockage massif de l'energie*. IFP. < WWW.IFPENERGIESNOUVELLES.FR >.

Portejoie, Florence , et Claire Flin. 2011. *Alcimed présente les «Smart Grids »*. Alcimed.

Quaschning, Volker. 2014. « Technology Fundamentals: Solar thermal water heating ». < http://www.volker-quaschning.de/articles/fundamentals4/index_e.php >. Consulté le 01 Mars 2013.

Rafferty, Kevin. 1997. « An information survival kit for the prospective residential geothermal heat pump owner ». *Bull. Geo-Heat Center,* vol. 18, n° 2, p. 1-11.

Ressources Naturelles Canada. 2012. « L'importance du pétrole brut ». < http://www.rncan.gc.ca/energie/publications/marches/6506 >. Consulté le 01 Mars 2013.

SCHL. 2009a. *EQuilibriumMC en action : Système héliothermique actif de la Maison nettezéro Riverdale*. SCHL,.

SCHL. 2009b. « Maison EQuilibrium™ SCHL: Maison nettezéro Riverdale ».

Schmidt, T, D Mangold et H Müller-Steinhagen. 2003. « Seasonal thermal energy storage in Germany ». In *ISES solar world congress*. Vol. 14, p. 2003.

Schmidt, T., D. Mangold et H. Müller-Steinhagen. 2004. « Central solar heating plants with seasonal storage in Germany ». *Solar Energy,* vol. 76, n° 1-3, p. 165-174.

Schmidt, Thomas, et D Mangold. 2006. « New steps in seasonal thermal energy storage in Germany ». In *Proceedings of Ecostock 2006: The Tenth International Conference on Thermal Energy Storage*.

SDH. 2014. « Solar District Heating - The SDH projects website ». < http://www.solar-district-heating.eu/ >.

Sibbitt, B, T Onno, D McClenahan, J Thornton, A Brunger, J Kokko et B Wong. 2007. « THE DRAKE LANDING SOLAR COM M UNITY PROJECT œ EARLY RESULTS ».

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Slideplayer. 2011. « Présentation "Le gisement solaire 2 Installation photovoltaïque raccordée au réseau (compétence électrique) Version janvier 2011." ». < http://slideplayer.fr/slide/1162757/ >. Consulté le 01 Mars 2013.

Solidyne Corp. 2000. « ICMS Graphics ». < http://solidyne.net/controls/support/graphics.html >. Consulté le 01 Mars 2013.

TESS. 2010. *TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program.* Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA: Thermal Energy System Specialists.

The Edmonton Journal. 2008. « Solar neighbourhood a first for Canada ». < http://www.canada.com/story.html?id=cd565912-15c7-4a05-b91e-27b0dfb53b73 >. Consulté le 01 Mars 2013.

Ucar, A., et M. Inalli. 2005. « Thermal and economical analysis of a central solar heating system with underground seasonal storage in Turkey ». *Renewable Energy,* vol. 30, n° 7, p. 1005-1019.

Verstraete, Aurélie. 2013. « Étude d'une communauté solaire avec stockage thermique saisonnier par puits géothermiques ». École Polytechnique de Montréal.

WBDG. 2014. « Building Enclosure Design Principles and Strategies | Whole Building Design Guide ». < http://www.wbdg.org/resources/buildingenclosuredesignstrategies.php >. Consulté le 01 Mars 2013.

Weiss, Werner W. 2003. *Solar Heating Systems for Houses - A Design Handbook for Solar Combisystems*.