TABLE DES MATIÈRES

Page

INTRODUCTION 1

CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE 3
1.1 Introduction.....3
1.2 Énergie géothermique 5
1.3 Thermopompes 7
1.4 Récupération de chaleur.....10
1.5 Modification des séquences de contrôles des systèmes CVAC.....11

CHAPITRE 2 DESCRIPTION DU SYSTÈME.....15
2.1 Boucle Métro 18
2.1.1 Mode de fonctionnement été/hiver 18
2.1.2 Machines frigorifiques du marché d'alimentation..... 19
2.1.3 Échangeur à plaques 19
2.1.4 Tour de refroidissement 19
2.1.5 Pompes..... 21
2.2 Boucle géothermique 23
2.2.1 Mode de fonctionnement été/hiver 23
2.2.2 Champ géothermique 23
2.2.3 Thermopompes principales..... 24
2.2.4 Thermopompes d'appoint 25
2.2.5 Thermopompe à CO2..... 25
2.2.6 Échangeur de la phase 4 des résidences..... 26
2.2.7 Pompes..... 27
2.2.8 Vanne de couplage avec la boucle Métro 29
2.3 Système de chauffage de l'eau domestique 29
2.3.1 Thermopompe à CO2..... 29
2.3.2 Réservoirs de stockage..... 30
2.3.3 Réservoir de distribution..... 30

CHAPITRE 3 ANALYSE DES DONNEES.....31
3.1 Boucle géothermique 31
3.1.1 Thermopompe à CO2..... 32
3.1.2 Échangeur de la phase 4 des résidences..... 36
3.1.3 Champ géothermique 38
3.1.4 Thermopompes principales..... 43
3.1.5 Vanne de couplage avec la boucle Métro 48
3.2 Boucle Métro 50
3.2.1 Débit..... 51
3.2.2 Échangeur à plaques 53
3.2.3 Tour de refroidissement 62

3.2.4 Machines frigorifiques 64
3.3 Système de chauffage de l'eau domestique 65

CHAPITRE 4 MODELISATION DU SYSTÈME SUR TRNSYS 67
4.1 Boucle Métro 67
4.1.1 Mode été/hiver 67
4.1.2 Pompes 67
4.1.3 Machines frigorifiques 67
4.1.4 Échangeur à plaques 69
4.1.5 Tour de refroidissement 71
4.1.6 Vanne de couplage avec la boucle Métro 72
4.2 Boucle géothermique 76
4.2.1 Mode été/hiver 76
4.2.2 Pompes 76
4.2.3 Thermopompe à CO2 77
4.2.4 Échangeur de la phase 4 des résidences 79
4.2.5 Champ géothermique 80
4.2.6 Thermopompes principales 83
4.3 Système de chauffage de l'eau domestique 84
4.4 Modèle global 85

CHAPITRE 5 SUGGESTIONS D'AMÉLIORATION 91
5.1 Conclusions sur le système actuel.....91
5.2 Suggestions de modification.....92

CONCLUSION 97

RECOMMANDATIONS 99

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....107

LISTE DES TABLEAUX

Page

Tableau 3.1 Capteurs de la thermopompe à CO2 32

Tableau 3.2 Capteurs de l'échangeur de la phase 4.....37

Tableau 3.3 Capteurs de la géothermie.....38

Tableau 3.4 Capteurs des thermopompes principales.....44

Tableau 3.5 Capteurs de l'échangeur à plaques 53

Tableau 3.6 Capteurs de la tour de refroidissement.....62

Tableau 3.7 Capteurs des machines frigorifiques.....64

Tableau 4.1 Paramètres pour le modèle du camp géothermique 80

Tableau 4.2 Débit modélisé côté source des thermopompes 83

Tableau 4.3 Nombre de PAC allumées en fonction de la charge 84

Tableau 5.1 Tableau comparatif des résultats des modèles actuel et modifiés.....94

LISTE DES FIGURES

Page

Figure 1.1 Évolution de la production d'énergie mondiale de 1971 à 2012 3

Figure 1.2 Géothermie à captage horizontal 6

Figure 1.3 Géothermie à captage vertical 7

Figure 1.4 Principe énergétique d'une thermopompe 8

Figure 1.5 Patinoire de l'aréna de Val-des-Monts 11

Figure 2.1 Schéma hydraulique de la boucle Métro 16

Figure 2.2 Schéma hydraulique de la boucle géothermique 17

Figure 2.3 Extrait de la fiche technique de la tour 20

Figure 2.4 Schéma du principe de fonctionnement de la tour 20

Figure 2.5 Courbe de performance des pompes MA-GLY-PS 22

Figure 2.6 Correction de la courbe de performance 22

Figure 2.7 Schéma du champ géothermique 24

Figure 2.8 Performances des thermopompes principales 25

Figure 2.9 Schéma hydraulique de la thermopompe à CO2 26

Figure 2.10 Schéma hydraulique de l'échangeur de la phase 4 27

Figure 2.11 Courbe caractéristique des pompes ETSR3-GLY-PP 28

Figure 2.12 Courbe caractéristique des pompes ETSR3-GLY-PS 29

Figure 3.1 Interface Metasys de la boucle géothermique 32

Figure 3.2 Températures du côté charge de la PAC CO2 – sortie à 65°C 33

Figure 3.3 Températures du côté charge de la PAC CO2 – sortie à 90°C 33

Figure 3.4 Débits de la PAC CO2 34

Figure 3.5 Comparaison du débit et de ΔT pour le côté charge de la PAC CO2 35
Figure 3.6 Comparaison du débit et de ΔT pour le côté source de la PAC CO2 35
Figure 3.7 Chaleur échangée par la PAC CO2.....36
Figure 3.8 Chaleur échangée par l'échangeur de la phase 4.....37
Figure 3.9 Variateur de la vanne VLV_ALI 38
Figure 3.10 Évolution de ΔT dans la géothermie.....39
Figure 3.11 Zoom - Exemple de décalage entre les relevés.....40
Figure 3.12 Évolution de ΔT dans la géothermie (moyenne journalière) 40
Figure 3.13 Débits dans les puits 4 et 9.....41
Figure 3.14 Débits mesuré et théorique dans la géothermie 42
Figure 3.15 Chaleur fournie au fluide par la géothermie 43
Figure 3.16 Interface Metasys des thermopompes principales 44
Figure 3.17 Estimation de la variation de température due aux thermopompes 46
Figure 3.18 Zoom - Exemple de hausse de température due à l'arrêt des PAC 47
Figure 3.19 Évaluation de la charge des thermopompes principales 48
Figure 3.20 Variateur de la vanne VLV_RET 48
Figure 3.21 Températures du côté Métro de la vanne.....49
Figure 3.22 Températures du côté géothermie de la vanne.....49
Figure 3.23 Interface Metasys de la boucle Métro.....51
Figure 3.24 Températures du côté charge de l'échangeur à plaques 53
Figure 3.25 Débit côté charge de l'échangeur à plaques 54
Figure 3.26 Débit côté charge de l'échangeur à plaques (journée typique).....55
Figure 3.27 ΔT côté source de l'échangeur à plaques 55
Figure 3.28 Variateur de la vanne VLV_ECH.....56

Figure 3.29 Évaluation du débit côté source de l'échangeur à plaques 58
Figure 3.30 Chaleur fournie à l'eau domestique par l'échangeur sur l'année.....59
Figure 3.31 Chaleur fournie à l'eau domestique par l'échangeur sur une semaine.....59
Figure 3.32 Efficacité de l'échangeur à plaques 61
Figure 3.33 Températures de la tour de refroidissement.....62
Figure 3.34 Chaleur retirée au fluide par la tour de refroidissement 63
Figure 3.35 ΔT dû aux machines frigorifiques.....64
Figure 3.36 Interface Metasys du système de chauffage de l'eau domestique.....65
Figure 4.1 Modèle TRNSYS des machines frigorifiques.....68
Figure 4.2 Résultat de la simulation des machines frigorifiques 68
Figure 4.3 Modèle TRNSYS de l'échangeur à plaques 69
Figure 4.4 Résultats de la simulation de l'échangeur 70
Figure 4.5 Modèle TRNSYS de la tour de refroidissement 71
Figure 4.6 Résultats de la simulation de la tour de refroidissement.....72
Figure 4.7 Schéma hydraulique de la vanne de couplage 72
Figure 4.8 Schéma TRNSYS du réseau hydraulique 73
Figure 4.9 Modèle TRNSYS de la thermopompe à CO2.....77
Figure 4.10 Résultats de la simulation de la PAC CO2 - Chaleur côté source 78
Figure 4.11 Résultats de la simulation de la PAC CO2 – Chaleur côté charge 79
Figure 4.12 Modèle TRNSYS du champ géothermique 81
Figure 4.13 Résultats de la simulation du champ géothermique.....82
Figure 4.14 Modèle TRNSYS des thermopompes principales 84
Figure 4.15 Schéma TRNSYS du modèle du système d'eau domestique 85
Figure 4.16 Modèle TRNSYS du système global 86

Rapport-Gratuit.com

Figure 4.17 Résultats de la simulation du système global en hiver 87

Figure 4.18 Résultats de la simulation du système global en été 87

Figure 4.19 Résultats de la simulation du système global - Géothermie 88

Figure 4.20 Résultats de la simulation du modèle global - charge thermopompes.....89

Figure 4.21 Résultats de la simulation du modèle global - eau domestique 90

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

AIE	Agence Internationale de l'Énergie
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CO_2	Dioxyde de carbone
COP	Coefficient de performance
CVAC	Chauffage, ventilation et air conditionné
CV	Coefficient de variation
ESMAP	Energy Sector Management Assistance Program
ÉTS	École de Technologie Supérieure
GT	Géothermie
GPM	Gallons par minute
HFC	Hydrofluorocarbure
MBE	Mean Bias Error
RMSE	Root Mean Squared Error
PAC	Pompe à chaleur
TRNSYS	Transient System Simulation tool

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Cp	Capacité thermique massique [kJ/kg.K]
D	Débit volumique [L/min]
$\dot{m}$	Débit massique [kg/s]
P	Puissance consommée [kW]
Q	Chaleur échangée [kW]
Te	Température en entrée de l'élément [°C]
Ts	Température en sortie de l'élément [°C]

Lettres grecques

ΔT	Variation de température [°C]
ρ	Masse volumique [kg/L]

Indices

c	côté charge de l'échangeur ou de la thermopompe
s	côté source de l'échangeur ou de la thermopompe

INTRODUCTION

À une époque où les nouveaux bâtiments doivent répondre à des normes strictes en matière d'efficacité énergétique, l'école de technologie supérieure (ÉTS) garde son avance en réduisant au maximum les impacts environnementaux de ses bâtiments. Le système de chauffage et de climatisation de la phase 3 des résidences en est un exemple car il utilise la récupération d'énergie et la géothermie, une source d'énergie renouvelable.

Le bâtiment a une surface de 34 576 mètres carrés répartis sur 9 étages et 2 sous-sols. Le rez-de-chaussée est occupé par un marché d'alimentation Métro Plus, dont les machines frigorifiques rejettent de la chaleur qui est récupérée pour le chauffage de l'eau domestique et de l'air des résidences. Une autre source de chaleur est un champ géothermique de 18 puits couplé à 4 thermopompes utilisés pour le chauffage et la climatisation de l'air.

Le but de cette étude est de modéliser la partie hydraulique du système actuel à l'aide du logiciel TRNSYS (Transient System Simulation tool) afin de pouvoir simuler son fonctionnement et de tester d'éventuelles modifications sans avoir à les effectuer sur le système réel. En effet, la complexité du système et le nombre élevé de paramètres rendent difficile la possibilité d'effectuer une modification, notamment des séquences de contrôle, et d'en connaître l'impact. Si à l'avenir on envisage également d'ajouter d'autres sources d'énergie, le modèle permettra également d'estimer plus facilement l'impact sur l'efficacité énergétique du bâtiment.

Le premier chapitre consistera en une revue de la littérature sur plusieurs sujets concernant le système étudié : la géothermie, les pompes à chaleur, la récupération de chaleur et l'optimisation des systèmes de contrôle pour les systèmes de chauffage et climatisation. Le reste du mémoire sera notamment dédié à la réalisation du modèle du système étudié. Pour arriver à ce modèle, nous commencerons, dans le deuxième chapitre, par examiner les séquences de contrôle du système et la documentation des différents éléments thermiques. Le troisième chapitre sera dédié à l'analyse des données fournies par les capteurs afin d'observer le comportement de chaque élément et du système global. La quatrième partie consistera en

la modélisation sur TRNSYS de chaque élément, tout d'abord séparément puis assemblés en un modèle global. Enfin, nous proposerons et simulerons au chapitre cinq des modifications en fonction de l'analyse des données et de la simulation dans le but d'optimiser le système.

Les fiches techniques des différents éléments techniques utilisent souvent des unités n'appartenant pas au système international (Btu, pieds…), et TRNSYS permet de rentrer des valeurs de paramètres en utilisant ces unités. C'est pourquoi, lorsque ce n'est pas nécessaire à la compréhension de l'étude et du système, ces valeurs ne seront pas forcément converties dans les unités du système international.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Introduction

Depuis la crise énergétique des années 1970, la production et la consommation d'énergie dans le monde n'ont cessé d'augmenter à une vitesse vertigineuse ; comme le montre la figure 1.1, la production mondiale a plus de doublé entre 1971 et 2012, et elle devrait augmenter de plus d'un tiers d'ici à 2035 (AIE, 2014)

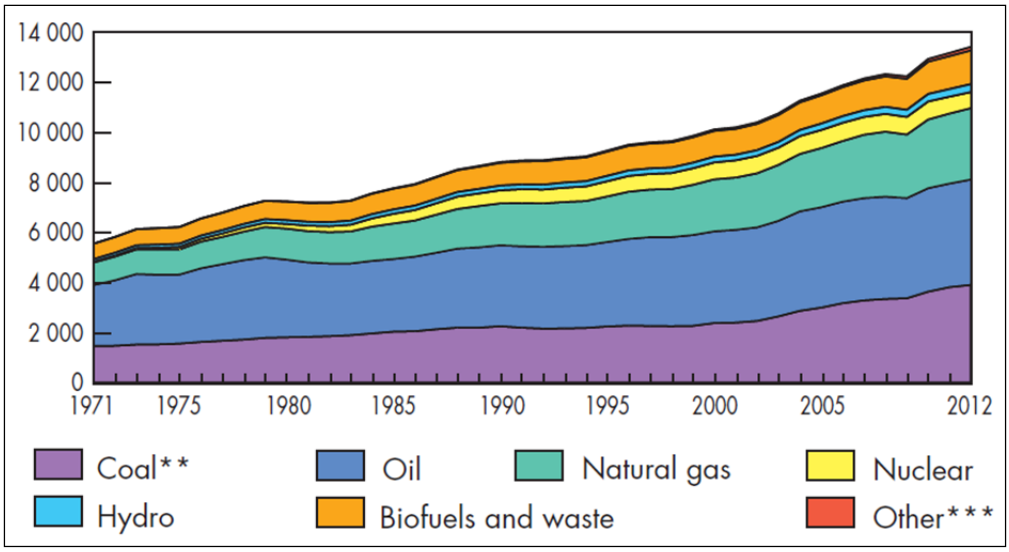


Figure 1.1 Évolution de la production d'énergie mondiale de 1971 à 2012
Tirée de AIE (2014)

Les combustibles fossiles, en particulier le pétrole, sont les sources d'énergie les plus utilisées malgré leurs impacts négatifs sur l'environnement et la santé humaine. De plus, ce marché est particulièrement instable à un niveau économique, avec de très fortes variations des prix sur des périodes courtes.

Ces inconvénients écologiques et économiques poussent les gouvernements et les entreprises à utiliser des sources d'énergie renouvelables telles que les énergies hydro-électrique, solaire

ou éolienne. Malheureusement, il est évident que ces énergies ne sont pas disponibles dans les mêmes proportions partout sur la planète : bien que 99% de l'électricité soit d'origine hydraulique au Québec (Hydro Québec, 2015), ce résultat ne pourrait pas être atteint dans des régions du monde disposant de peu de cours d'eau ; de même pour l'énergie solaire et l'énergie éolienne.

La géothermie est une autre source d'énergie renouvelable consistant à retirer ou à rejeter de la chaleur dans le sol. Bien que seules quelques zones du globe (proches des frontières entre les plaques tectoniques) soient des sources particulièrement importantes, l'énergie géothermique peut être utilisée dans la majorité des régions du monde sous la forme de géothermie à basse énergie, qui peut fournir suffisamment de chaleur pour un système de chauffage urbain collectif et certaines applications industrielles, ou très basse énergie pour le chauffage et la climatisation des bâtiments à l'aide d'une pompe à chaleur (PAC), ou thermopompe (ESMAP, 2012). Ce sera cette dernière utilisation qui sera étudiée dans ce mémoire. À partir d'une certaine profondeur (de l'ordre de 10 mètres), la température du sol n'est plus influencée par la météo extérieure ni par le changement de saison. On peut donc puiser de la chaleur du sol en hiver et en rejeter en été. De plus, en raison de sa grande inertie thermique, le sol peut stocker la chaleur en vue d'une utilisation future.

Dans le cas du Québec, la part du chauffage de l'eau et de l'air dans la consommation d'énergie est de 38,2% dans le secteur commercial et institutionnel ; cette part est de 78,4% dans le secteur résidentiel (Ressources Naturelles Canada, 2012). De plus, bien que le climat québécois soit généralement froid, la température peut être suffisamment haute en été pour nécessiter la climatisation. La géothermie semble toute indiquée pour cette région en demande d'énergie thermique.

Au-delà des différentes sources, la notion d'efficacité énergétique propose de mieux utiliser l'énergie afin de diminuer sa consommation pour un service rendu identique. Un aspect de cette efficacité est la récupération d'énergie thermique : en effet, la majorité des appareils et des procédés industriels rejettent de la chaleur, qu'elle soit sous forme de perte ou évacuée

pour améliorer le fonctionnement. Cette chaleur est généralement diffusée et perdue. Cependant, il est possible dans certains cas de récupérer cette chaleur pour la réutiliser ailleurs, notamment dans le cas des thermopompes. Cela permet de réduire la consommation des appareils de chauffage tout en recyclant la chaleur perdue.

Cette chaleur peut notamment être redistribuée au système de chauffage, ventilation et air conditionné (CVAC). Ces systèmes sont régulés par des séquences de contrôle définissant le comportement du système en fonction de différentes variables (températures, saison, heure de la journée …). L'efficacité énergétique du bâtiment est fortement influencée par ces séquences, et on peut donc envisager la possibilité d'améliorer l'efficacité en optimisant les séquences de contrôle.

1.2 Énergie géothermique

L'énergie géothermique est exploitée en faisant circuler un fluide caloporteur dans un réseau de canalisations souterraines, ce réseau jouant le rôle d'échangeur de chaleur entre le fluide et le sol. L'échange de chaleur peut se faire par captage horizontal ou vertical.

Le captage horizontal requiert une faible profondeur mais une large surface : les canalisations sont généralement placées en parallèle ou en serpentin afin de maximiser l'échange de chaleur et sont simplement enterrées à une profondeur de l'ordre du mètre, comme le montre la figure 1.2. Ce système demande relativement peu de moyens mais a plusieurs inconvénients :

- à cette profondeur, la température du sol est encore fortement influencée par la température et la météo extérieure. Cela diminue grandement l'efficacité du système, puisque le sol aura moins de chaleur à fournir en hiver et pourra moins en récupérer en été.
- De plus, ce système ne permet pas le stockage de la chaleur : à ces profondeurs, le transfert thermique entre la terre et l'air est plus important que celui entre le fluide et la

Rapport-Gratuit.com

terre. La chaleur rejetée dans le sol en été, par exemple, sera principalement perdue et ne pourra pas être récupérée en hiver.

- Enfin, dans la plupart des cas la surface de terrain au-dessus de l'échangeur ne peut être occupée ni par des constructions ni par des arbres.

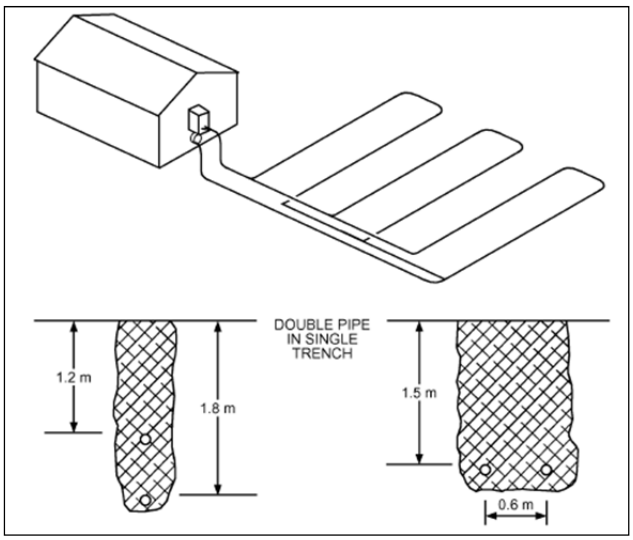


Figure 1.2 Géothermie à captage horizontal
Tirée d'ASHRAE (2007)

Le captage vertical demande une surface plus faible mais une profondeur importante. Sur ce type de système, l'échangeur est le plus souvent composé d'une ou plusieurs boucles de canalisations verticales placées dans des puits d'une profondeur pouvant aller de 15 à 200 mètres, comme le montre la figure 1.3. Le puits est ensuite rempli par un mortier appelé coulis, qui favorise l'échange thermique et permet d'éviter les éventuelles fuites de fluide. Dans le cas où le système géothermique comprend plusieurs puits, ceux-ci doivent être espacés de plus de six mètres afin de réduire l'interférence thermique entre les puits (ASHRAE, 2011). En effet, si les puits sont trop proches les uns des autres, le transfert de chaleur dans le volume de sol les séparant peut devenir trop important, ce qui entraine une diminution de l'efficacité du système à moyen et long terme (Lamarche et Beauchamp, 2007). En hiver, par exemple, cette portion de sol sera refroidie beaucoup plus vite, et moins de chaleur sera donc disponible pour la fin de la saison.

Le forage nécessaire à sa mise en œuvre rend le captage vertical plus coûteux que l'horizontal mais il est en général plus efficace car le puits dépasse la profondeur à partir de laquelle la température du sol reste stable, ce qui permet le stockage de la chaleur dans le sol. De plus, les systèmes verticaux demandent généralement moins de longueur de canalisation et de puissance de pompage.

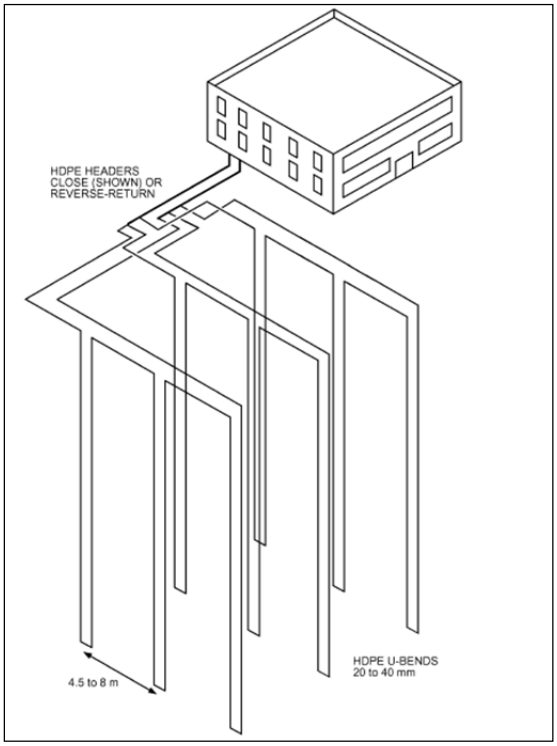


Figure 1.3 Géothermie à captage vertical
Tirée d'ASHRAE (2007)

Dans les applications de chauffage et climatisation de bâtiments plus grands que des maisons individuelles, la géothermie à captage vertical est donc généralement plus adaptée. C'est d'ailleurs ce mode de captage qui est utilisé pour le système étudié.

1.3 Thermopompes

Dans le cas de l'utilisation de l'énergie géothermique pour le chauffage et la climatisation, l'échangeur est couplé à une thermopompe qui redistribue la chaleur au système CVAC. Une

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

thermopompe est un dispositif permettant de transférer de la chaleur provenant d'un milieu à un autre en faisant effectuer à un fluide frigorigène un cycle thermodynamique composé d'une compression, d'une perte de chaleur par condensation, d'une détente et d'un réchauffement par évaporation. Les fluides utilisés sont généralement des hydrofluorocarbures (HFC), qui sont des gaz à effet de serre. Cependant, depuis la fin du XXème siècle, des études (Lorentzen, 1995 ; Nekså, 2002) montrent que le dioxyde de carbone (CO_2) est une alternative prometteuse aux HFC, en raison de son faible impact sur l'environnement, son ininflammabilité, sa faible toxicité et ses bonnes propriétés calorifiques. Il a également été prouvé dans plusieurs cas que l'utilisation du CO_2 ne provoque pas d'augmentation de la consommation de la thermopompe (Schmidt *et al.*, 1998) et qu'elle permet même de chauffer de l'eau jusqu'à 90°C sans problème de fonctionnement, ce qui est rare pour les thermopompes traditionnelles (Nekså, 1998). Une thermopompe utilisant le CO_2 comme fluide frigorigène est d'ailleurs installée sur le système étudié pour le chauffage de l'eau domestique.

Il existe plusieurs types de thermopompes, notamment en fonction des sources chaudes et froides et de l'origine de l'énergie consommée, mais la plupart fonctionnent toutes sur le même principe général, schématisé par la figure 1.4 :

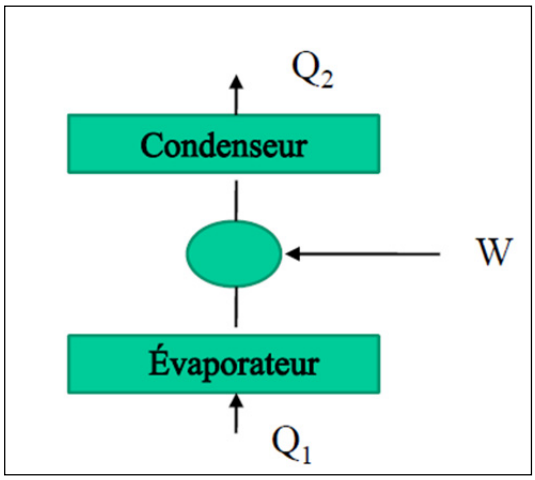


Figure 1.4 Principe énergétique
d'une thermopompe
Tirée de Lamarche (2013)

D'après la figure 1.4, on a :

$$Q_2 = Q_1 + W \tag{1.1}$$

Avec Q_1 et $Q2$ respectivement la chaleur récupérée du milieu émetteur et la chaleur transférée au milieu récepteur (les deux en valeur absolue), et W le travail fourni par le compresseur.

W correspond à l'énergie consommée par la thermopompe. L'énergie utile au système dépend du mode de la thermopompe : en mode chauffage il s'agit de Q_2, en mode climatisation il s'agit de Q_1.

On utilise donc une notion d'efficacité appelée coefficient de performance (COP).
En mode chauffage on a :

$$COP_{ch} = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{Q_2 - Q_1} \tag{1.2}$$

Et en mode climatisation :

$$COP_{cl} = \frac{Q_1}{W} = \frac{Q_1}{Q_2 - Q_1} = COP_{ch} - 1 \tag{1.3}$$

Dans les systèmes de CVAC, les thermopompes sont généralement réversibles pour passer en mode climatisation ou en mode chauffage selon la demande ou la saison : en hiver le milieu émetteur de chaleur est l'environnement extérieur (air, eau ou sol pour les systèmes géothermiques) et le milieu récepteur est le bâtiment à chauffer ; en été ces rôles sont inversés. L'avantage de la géothermie comme source ou dissipation de chaleur est la stabilité de la température du milieu. La variation de la température du sol est d'ailleurs principalement causée par le transfert de chaleur au fluide, ce qui permet de « stocker du froid » dans le sol en hiver pour l'été suivant et du chaud en été pour l'hiver suivant.

1.4 Récupération de chaleur

Comme on l'a dit, les thermopompes, lorsqu'elles sont en mode refroidissement (ou climatisation), rejettent de la chaleur dans l'environnement extérieur via leur condenseur. Dans le cas d'un système géothermique, cette chaleur peut être stockée, mais dans la plupart des cas, la chaleur est rejetée dans l'air extérieur et perdue. C'est notamment le cas des réfrigérateurs, ou plus généralement des machines frigorifiques, qui sont en fait des thermopompes en mode refroidissement. Dans le cas de grandes installations frigorifiques, comme dans les supermarchés ou certaines applications industrielles ou récréatives, cette chaleur est également nuisible à l'installation et elle est souvent redirigée vers l'extérieur. Cette chaleur peut pourtant être récupérée pour différentes utilisations, comme le chauffage des locaux en hiver ou le préchauffage de l'eau tout au long de l'année.

Un exemple d'application à grande échelle est l'aréna de Val-des-Monts, au Québec, que l'on peut voir sur la figure 1.5. Les besoins en réfrigérations de la patinoire génèrent de la chaleur qui est utilisée pour le chauffage des gradins et des vestiaires, de l'eau domestique et de l'eau du surfaçage, permettant ainsi une réduction de la facture d'énergie de près de 60%, des frais d'entretien de 25 à 30% et des émissions de gaz à effet de serre de 80% (Ressources Naturelles Canada, 2004). Le système est d'ailleurs également équipé d'un puits géothermique pour stocker la chaleur lorsque les besoins en froid et en chaud ne sont pas simultanés.

Un autre exemple, cette fois-ci à une échelle industrielle et municipale, est le projet dont Marc-André Gervais a réalisé l'étude de faisabilité dans son mémoire. Le projet en question est l'implantation d'un réseau de chauffage de district dont la source principale est la chaleur rejetée par une usine de papier avoisinante. L'étude a montré que le projet était viable d'un point de vue énergétique et que l'usine rejetait une énergie plus importante que la consommation énergétique des 866 bâtiments de l'agglomération. Le projet est également viable économiquement sous certaines conditions de prix de vente de l'énergie aux particuliers (Gervais, 2007).

Figure 1.5 Patinoire de l'aréna de Val-des-Monts

1.5 Modification des séquences de contrôles des systèmes CVAC

Le fait d'utiliser plusieurs sources de chaleur pour les systèmes CVAC, comme par exemple la géothermie et/ou la récupération de chaleur en plus d'une source classique d'appoint, rend ces systèmes plus complexes. Il faut donc mettre un place un système de contrôle, qui permettra par exemple d'éteindre la source d'appoint lorsque les autres sources fournissent suffisamment d'énergie pour combler la demande. Plus le système CVAC comporte de sources et de charges, plus le point de fonctionnement idéal est dur à trouver, et il est donc possible que les séquences de contrôle puissent être optimisées afin d'améliorer l'efficacité énergétique du système.

Plusieurs travaux de recherche (Chao *et al.*, 2004 ; Nassif, 2005 ; Al Raees *et al.*, 2014 …) ont montré à plusieurs reprises qu'il était souvent possible d'améliorer les performances de systèmes CVAC en modifiant les algorithmes de contrôle et que des stratégies d'optimisation de ces algorithmes pouvaient être créées et appliquées à différents systèmes. Même dans le cas où le système récupère de la chaleur perdue par des thermopompes, il faut quand même contrôler l'échange : si on extrait trop de chaleur du condensateur de la PAC, cela peut refroidir tout son système interne, et le compresseur devra alors consommer plus d'énergie (Ge, 2013).

Bien que ces études portent généralement sur des systèmes de ventilation, on peut supposer que de telles améliorations pourraient être possibles sur des systèmes dotés de boucles hydrauliques.

Dans sa thèse, Nabil Nassif propose la méthode générale suivante pour l'optimisation des systèmes suivants (Nassif, 2005) :

1) surveillance (monitoring) des grandeurs importantes du système à l'aide de capteurs,
2) développement d'une nouvelle stratégie de contrôle en fonction du monitoring,
3) modélisation et validation des composants du système,
4) développement de l'algorithme d'optimisation,
5) développement du processus d'optimisation proposé,
6) validation de l'optimisation sur système réel.

Nous reprendrons les grandes lignes de cette méthodologie dans ce mémoire : l'analyse des données fournies par le système de monitoring, la modélisation du système et enfin l'amélioration du système de contrôle simulée sur le modèle. La validation de l'amélioration sur système réel ne sera pas effectuée dans ce travail car elle nécessite un modèle complètement calibré, et une période de temps importante pour observer les effets de la modification.

La validation du modèle, qui consiste en la comparaison entre les grandeurs de sortie mesurées et simulées (notamment les échanges de chaleur) pour les mêmes grandeurs d'entrée. Pour comparer ces grandeurs, on effectue une analyse statistique à l'aide de deux estimateurs : l'erreur moyenne de biais appelée MBE (mean bias error) et la racine de l'erreur quadratique moyenne RMSE (root mean squared error) dont nous prenons le coefficient de variance (CV). Si on appelle Y la grandeur mesurée sur N heures et Ŷ la grandeur simulée, ces estimateurs sont définis par les formules (1.4) à (1.6) :

$$MBE = \frac{\sum_{i=1}^{N}(Y_i - \hat{Y}_i)}{\sum_{i=1}^{N} Y_i} \tag{1.4}$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}(Y_i - \hat{Y}_i)^2} \tag{1.5}$$

$$CV(RMSE) = \frac{\sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}(Y_i - \hat{Y}_i)^2}}{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} Y_i} \tag{1.6}$$

Pour que le modèle puisse être validé, on doit avoir des MBE compris entre ±10% et des CV(RMSE) compris entre ±30% (ASHRAE, 2002).

CHAPITRE 2

DESCRIPTION DU SYSTÈME

Le système est composé de deux boucles principales qui peuvent être couplées ou isolées l'une de l'autre selon les besoins en chaleur. Le fluide caloporteur utilisé est un mélange composé de 75% en volume d'eau et 25% de propylène glycol.

La première boucle, que nous appellerons boucle Métro, est composée de trois éléments d'échange thermique :

- les condenseurs des machines frigorifiques du marché d'alimentation Métro qui fournissent de la chaleur au fluide,
- un échangeur à plaques qui permet d'utiliser une partie de cette chaleur pour préchauffer l'eau froide domestique des résidences,
- une tour de refroidissement permettant de dissiper la chaleur excessive.

La circulation du fluide est assurée par deux pompes centrifuges à vitesse constante placées en parallèle, et la quantité de fluide passant par l'échangeur à plaques peut être contrôlée par une vanne trois voies à commande électronique.

La figure 2.1 montre le schéma hydraulique de la boucle Métro :

Rapport-Gratuit.com

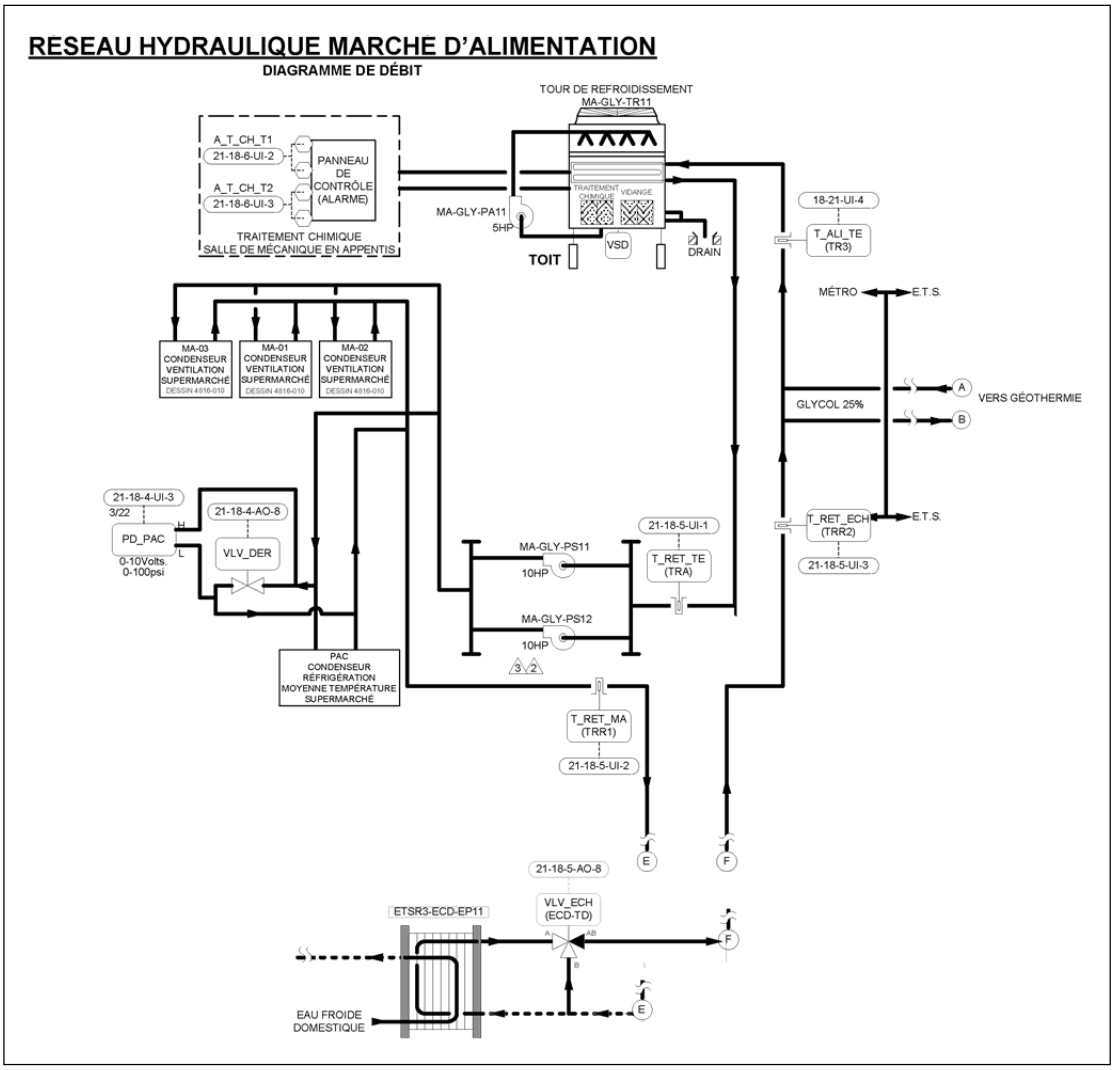


Figure 2.1 Schéma hydraulique de la boucle Métro
Tirée de Johnson Controls (2008)

La deuxième boucle, que nous appellerons boucle géothermique, est composée du champ de puits géothermiques, des 4 thermopompes principales et de 4 autres thermopompes à plus faible capacité utilisées uniquement pour le chauffage des bureaux, du hall et des espaces locatifs. Depuis 2012, une dérivation a été rajoutée à cette boucle. Elle comporte une thermopompe au CO2, utilisée pour chauffer l'eau froide domestique après son préchauffage, et un échangeur thermique qui récupère la chaleur de la boucle géothermique pour chauffer la phase 4 des résidences.

Dans cette boucle, chaque élément thermique est alimenté par une paire différente de pompes centrifuge placées en parallèle entre elles.

Comme pour l'échangeur de la première boucle, la quantité de fluide passant par le champ géothermique est contrôlée par une vanne trois voies à commande électronique. Enfin, une troisième vanne est utilisée pour le couplage des deux boucles, dans le but de récupérer en hiver la chaleur excessive de la boucle Métro pour alimenter les thermopompes.

La figure 2.2 montre le schéma hydraulique de la boucle géothermique :

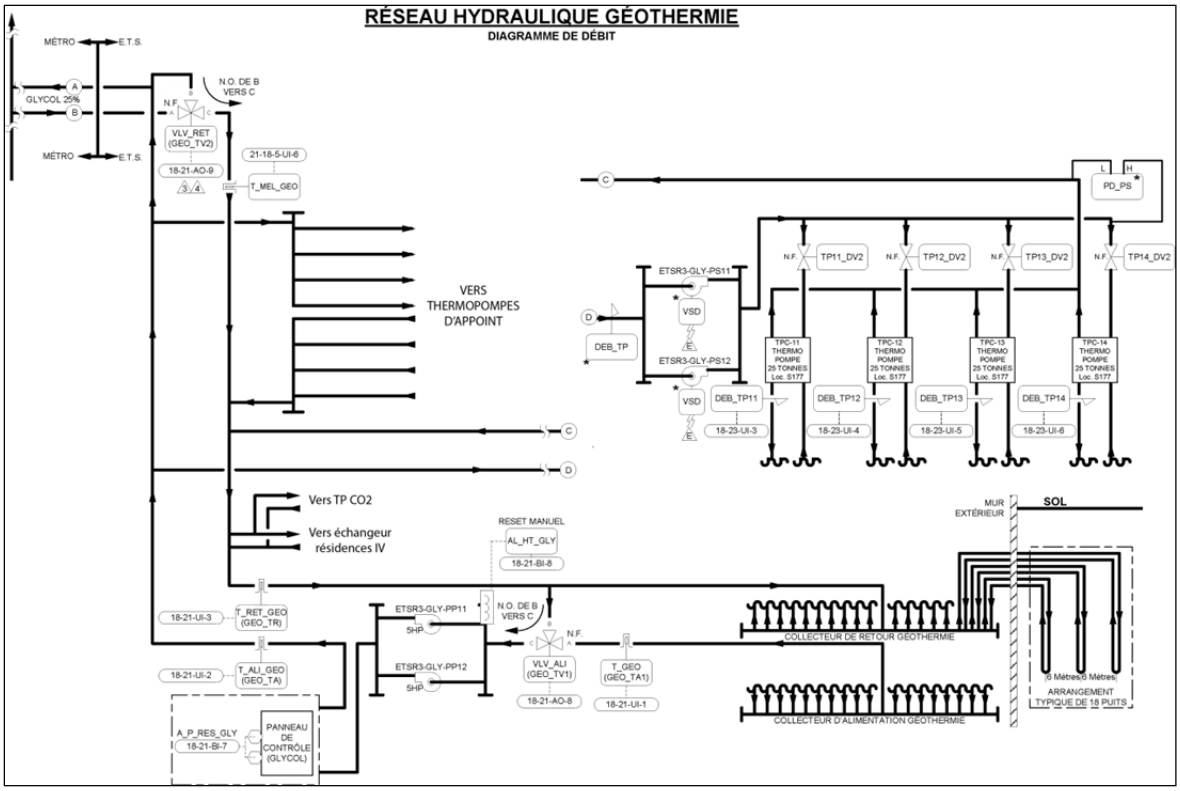


Figure 2.2 Schéma hydraulique de la boucle géothermique
Tirée de Johnson Controls (2008)

La troisième partie du système que nous étudierons est le système de chauffage de l'eau froide domestique des résidences III et IV, c'est-à-dire le côté charge de l'échangeur de la

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

boucle métro et de la thermopompe à CO2. À ces deux éléments se rajoutent deux réservoirs de stockage et un de distribution, qui fournit l'eau chaude domestique à la résidence.

Des capteurs de température et des débitmètres ont été placés à différents endroits stratégiques dans le système afin d'assurer le suivi en temps réel. L'historique des relevés de ces capteurs est stocké sur des serveurs et a été utilisé pour une grande partie des calculs effectués dans le cadre de ce mémoire. Il est cependant à noter qu'il manque plusieurs capteurs de température et de débit pour vérifier complètement le modèle du système : en effet, pour connaître les échanges de chaleur avec le fluide, il faudrait au niveau de chaque élément un débitmètre et des capteurs de températures en entrée et en sortie de l'élément. Ces données sont nécessaires pour appliquer la formule suivante :

$$Q = \dot{m}.Cp.\Delta T \tag{2.1}$$

Avec Q la chaleur échangée en kW, $\dot{m}$ le débit massique en kg/s, Cp la capacité thermique massique du fluide en kJ/kg.K, et ΔT la variation de la température du fluide entre l'entrée et la sortie de l'élément en °C ou en K.

2.1 Boucle Métro

2.1.1 Mode de fonctionnement été/hiver

Les deux boucles principales du système ont chacune un mode de fonctionnement été/hiver différent. Celui de la boucle Métro est défini par une consigne de 24°C et une hystérésis (ou différentiel) de 0,5°C pour passer en mode hiver : si la température extérieure devient supérieure à 24°C, la boucle Métro est en mode été ; la température extérieure doit ensuite repasser sous 23,5°C pour qu'on bascule en mode hiver.

2.1.2 Machines frigorifiques du marché d'alimentation

Les machines frigorifiques servant à conserver la nourriture du marché d'alimentation rejettent également de la chaleur, qui est récupérée par le système de chauffage des résidences par souci d'efficacité énergétique. La capacité totale de ces machines est de 114 tonnes de réfrigération. La tonne utilisée ici et dans le reste de ce mémoire n'est évidemment pas l'unité de mesure de masse mais une unité de puissance définie par 1 tonne = 12 000 Btu/hr, soit 3,517 kW. On obtient donc une capacité totale d'environ 400 kW.

2.1.3 Échangeur à plaques

L'échangeur à plaques ETSR3-ECD-EP11 permet de récupérer une partie de la chaleur donnée au glycol par les machines frigorifiques (côté source) pour préchauffer l'eau froide domestique des phases III et IV des résidences (côté charge). L'échangeur utilisé est un produit Bell & Gossett, modèle P37-DW. Dans les conditions nominales, l'efficacité (correspondant au rapport entre le transfert de chaleur réel et le transfert de chaleur maximum théorique) est de 0,88. Cependant cette efficacité varie en fonction des débits et des températures d'entrée, cette valeur n'est donc qu'une référence.

La vanne trois voies VLV_ECH permet de modifier la fraction du débit alimentant le côté source de l'échangeur (0% : tout le glycol contourne l'échangeur sans être refroidi ; 100% : tout le glycol passe par l'échangeur). Cette valve est commandée par un contrôleur de façon à ce que la température en sortie de valve reste supérieure ou égale à 15°C en hiver et à 30°C en été.

2.1.4 Tour de refroidissement

Le compresseur des machines du marché d'alimentation nécessite que la température du fluide en entrée soit inférieure à 24°C. Dans le cas où la perte de chaleur au niveau de l'échangeur ne suffit pas, la tour de refroidissement placée sur le toit des résidences permet d'évacuer l'excédent de chaleur. Le variateur du ventilateur de la tour est contrôlé de façon à

ce que la température en sortie ne dépasse pas 24°C. En été, une boucle de glycol d'appoint propre à la tour permet d'augmenter l'échange de chaleur. La tour utilisée est une tour d'eau en circuit fermé à contre-courant d'air de la société EVAPCO. Le modèle de cette tour est ATW-144-3L-2. Ses spécificités sont données dans la fiche technique (voir annexe I), dont la figure 2.3 est un extrait :

ATW Model Number†	Weights(kg)			Fans		Spray Pump		Coil Volume (Liters)	Remote Sump △			Dimensions ▲ (mm)				
	Shipping	Heaviest Section††	Operating	kW	m³/s	kW	l/s		Liters* Required	Conn. Size (mm)	Operating Weight (kg)	H	L	E	U	A
144-3K	6440	5275	10350	15	37.7	4.0	50.5	1181	1855	300	8575	4112	3651	1581	2530	565
144-3L	6465	5300	10375	18.5	40.1	4.0	50.5	1181	1855	300	8600	4112	3651	1581	2530	565

Figure 2.3 Extrait de la fiche technique de la tour
Tirée d'Evapco (2008)

La figure 2.4 schématise le fonctionnement de la tour de refroidissement :

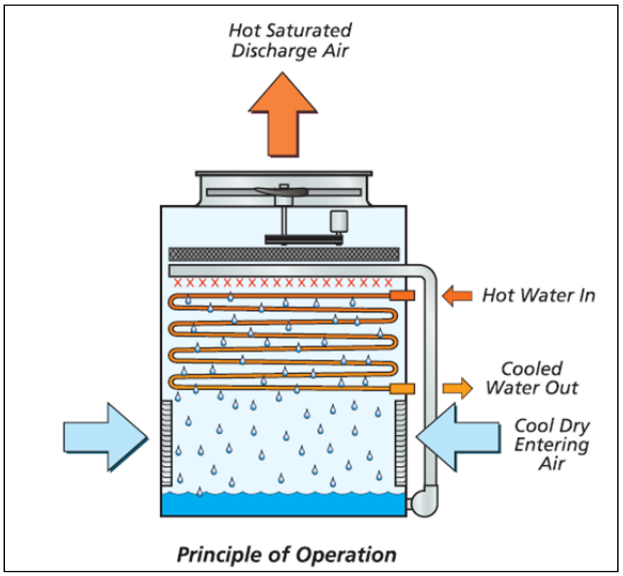


Figure 2.4 Schéma du principe de
fonctionnement de la tour
Tirée d'Evapco (2008)

2.1.5 Pompes

La circulation du fluide dans la boucle Métro est assurée par deux pompes centrifuges identiques à vitesse de rotation constante. Leurs dénominations sont MA-GLY-PS11 et MA-GLY-PS12. Le modèle de ces pompes est 1510-4BC de la société Bell & Gossett. La courbe caractéristique d'une pompe centrifuge décrit son fonctionnement en donnant la hauteur manométrique (pression délivrée par la pompe) en fonction du débit. Les valeurs nominales sont un débit de 612 gallons par minute pour une hauteur manométrique de 50 pieds et une puissance consommée par la pompe de 10 HP. Le fabricant fournit les courbes caractéristiques de ce modèle de pompe pour différentes valeurs de deux paramètres : le diamètre de l'impulseur et la vitesse de rotation du moteur, comme le montre la figure 2.5. Les pompes étudiées sont composées d'un impulseur de 8,125 pouces de diamètre et leur moteur tourne à une vitesse de 1 800 tours par minute. Bien qu'il n'y ait pas de courbe pour ces valeurs, on peut observer la courbe caractéristique pour les valeurs 8 pouces et 1 750 tours par minute et corriger les valeurs grâce aux formules (2.2) et (2.3) ; si on appelle D le diamètre de l'impulseur, N la vitesse de rotation du moteur, H la hauteur manométrique, Q le débit et P la puissance consommée par le moteur, alors on a :

Pour la variation de diamètre :

$$Q_2 = \frac{D_2}{D_1} Q_1 \; ; H_2 = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 H_1 \; ; \; P_2 = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 P_1 \tag{2.2}$$

Pour la variation de vitesse de rotation :

$$Q_2 = \frac{N_2}{N_1} Q_1 \; ; H_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 H_1 \; ; \; P_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 P_1 \tag{2.3}$$

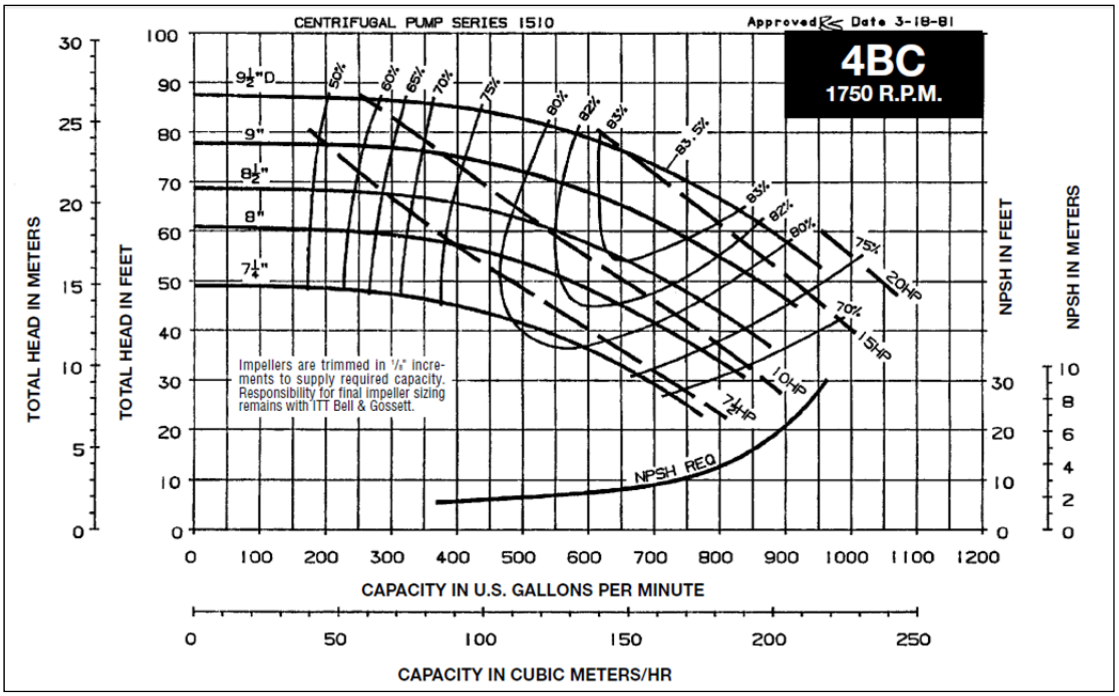


Figure 2.5 Courbe de performance des pompes MA-GLY-PS
Tirée de Bell & Gossett (1998)

La figure 2.6 montre la correction de la courbe de performance en utilisant les valeurs réelles de diamètre et de vitesse de rotation :

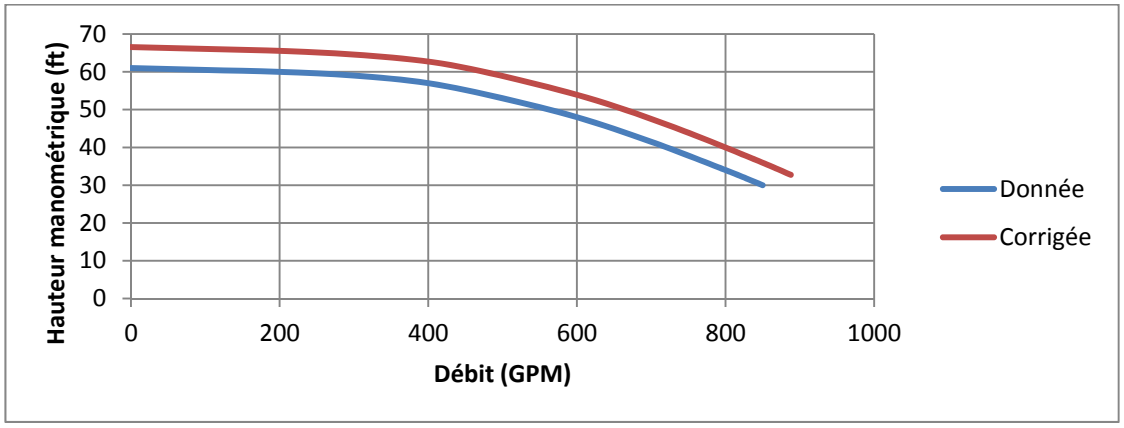


Figure 2.6 Correction de la courbe de performance

On peut également visualiser sur la figure 2.5 des courbes de rendement et de puissance. Bien que la courbe réelle ne soit pas sur le graphique fourni par le constructeur, on a vu qu'elle avait la même allure et on peut l'imaginer entre les courbes correspondant à des diamètres d'impulseur de 8 et 8,5 pouces.

2.2 Boucle géothermique

2.2.1 Mode de fonctionnement été/hiver

Le mode été-hiver de la boucle géothermique est défini par une consigne de 14°C et une hystérésis de 2,5°C pour passer en mode hiver : lorsque la température extérieure dépasse 14°C, le système passe en mode été ; le système repasse en mode hiver lorsque la température extérieure redescend sous 11,5°C.

2.2.2 Champ géothermique

Le champ géothermique des résidences est composé de 18 puits en parallèle de 450 pieds de profondeur chacun, espacés entre eux de 6 mètres. Il est schématisé par la figure 2.7.

La vanne trois voies VLV_ALI permet de modifier la fraction du débit alimentant le champ géothermique, de 0 à 100%. Cette valve est commandée par un contrôleur de façon à ce que la température en sortie de valve reste supérieure ou égale à 5°C en hiver et inférieure ou égale à 25°C en été. En effet, on veut réchauffer le fluide lorsqu'il devient trop froid et rejeter de la chaleur dans le puits lorsque le fluide devient trop chaud.

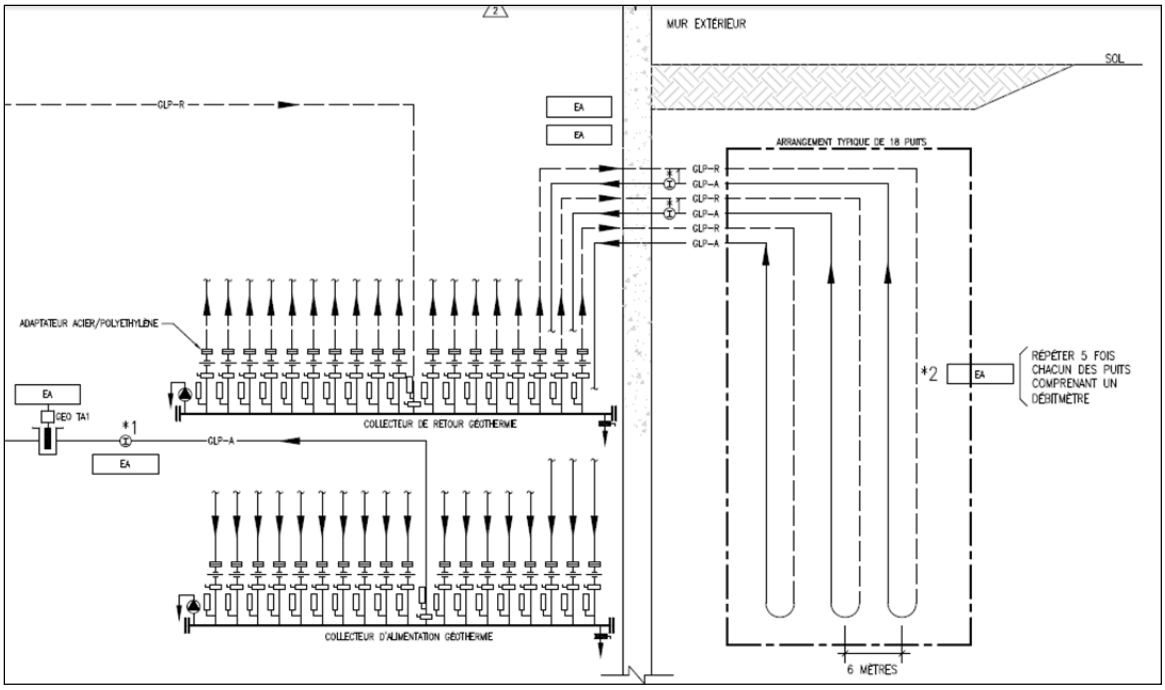


Figure 2.7 Schéma du champ géothermique
Tirée de ÉTS (2007)

2.2.3 Thermopompes principales

Les 4 thermopompes principales sont des thermopompes liquide-liquide de la société Mammoth, modèle 310. Elles ont chacune une capacité nominale de 25 tonnes de réfrigération. Le nombre de thermopompes allumées dépend de la demande en chaleur des résidences : le côté charge des thermopompes comprend plusieurs vannes pour les différents systèmes de chauffage et climatisation, et le nombre de thermopompes allumées est décidé en fonction de l'ouverture de ces vannes et des températures d'entrée et de sortie du fluide. Les performances nominales de ces thermopompes sont indiquées dans la figure 2.8. Le catalogue fournit également des données de capacité plus complètes (voir annexe II), qui nous serviront pour la modélisation.

Standard Rating Data

Unit Size	GPM (Source)	Cooling Load GPM(load)	Cooling Load Total	Cooling Load EER	Heating Load GPM(load)	Heating Load Total	Heating Load COP
025	8.0	8.0	21,410	12.9	8.0	33,012	4.1
035	10.0	10.0	31,485	13.5	10.0	45,222	3.9
045	12.0	12.0	39,041	13.5	12.0	59,693	3.9
054	14.0	14.0	45,968	13.6	14.0	67,833	3.9
064	16.0	16.0	54,469	13.0	16.0	82,394	3.6
090	24.0	24.0	88,637	13.0	24.0	128,991	3.8
130	33.0	33.0	125,550	12.2	33.0	183,963	3.4
170	44.0	44.0	179,030	11.3	44.0	278,952	3.2
210	56.0	56.0	209,441	11.0	56.0	324,957	3.2
270	72.0	72.0	252,478	12.0	72.0	391,487	3.4
310	80.0	80.0	295,614	12.0	80.0	456,800	3.3
360	92.0	92.0	360,118	12.0	92.0	527,863	3.3

Source is the boiler/tower, geothermal or condenser water loop. Load is the connected unit water loop; i.e. air handler, fan coil. Cooling Load capacity is based on 85°F entering source water and 55°F entering load water. Heating Load capacity is based on 70°F entering source water and 120°F entering load water. EER = Energy Efficiency Ratio, Btu/hr. per watt(total cooling/input watts). COP = Coefficient of Performance (total heating in watts/input watts).

Figure 2.8 Performances des thermopompes principales
Tirée de Mammoth (2008)

2.2.4 Thermopompes d'appoint

Les thermopompes d'appoint sont 4 thermopompes dont la capacité totale est de 9 tonnes. Elles servent à la climatisation et au chauffage des bureaux, des espaces locatifs et du hall des résidences. Vue leur faible capacité par rapport aux thermopompes principales, le manque d'information et l'absence de capteurs à ce niveau, nous considèreront faute de mieux que l'effet de ces thermopompes sur le circuit est négligeable par rapport aux autres éléments thermiques.

2.2.5 Thermopompe à CO2

La thermopompe à CO2 a été rajoutée après la mise en place du système. Elle permet de récupérer plus de chaleur de la boucle géothermique pour chauffer l'eau domestique. De cette façon, les chauffe-eau ont moins d'énergie à fournir sur une année, ce qui permet d'avoir une meilleure efficacité énergétique du bâtiment.

La figure 2.9 montre le schéma hydraulique de la thermopompe à CO2. Son fonctionnement dépendant plus du système de chauffage de l'eau que de la boucle géothermique, nous le verrons en détail dans la section correspondante.

Rapport-Gratuit.com

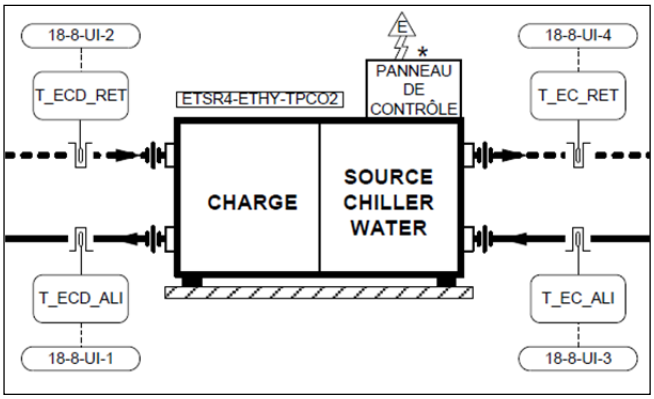


Figure 2.9 Schéma hydraulique
de la thermopompe à CO2
Tirée de Johnson Controls (2008)

2.2.6 Échangeur de la phase 4 des résidences

L'échangeur placé sur la même déviation que la thermopompe à CO2 récupère de la chaleur de la boucle géothermique (côté source) pour la fournir au système de chauffage de la phase 4 des résidences (côté charge). La figure 2.10 montre le schéma hydraulique de cet échangeur.

La séquence de fonctionnement de cet échangeur dépend principalement d'éléments de la phase 4 des résidences, nous n'en verrons donc pas le détail précis.

Le fonctionnement dépend d'un nouveau mode été/hiver/mi-saison, défini ainsi :

- Le mode hiver est vrai lorsque la température extérieure est inférieure à 7°C pour plus de 60 minutes,
- Le mode été est vrai lorsque la température extérieure est supérieure à 20°C pour plus de 60 minutes,
- Le mode mi-saison est vrai lorsque le mode hiver et le mode été sont faux.

En été, le débit côté charge est nul, il n'y a donc pas d'échange de chaleur. En hiver et à la mi-saison, le débit côté charge dépend de la demande des résidences 4.

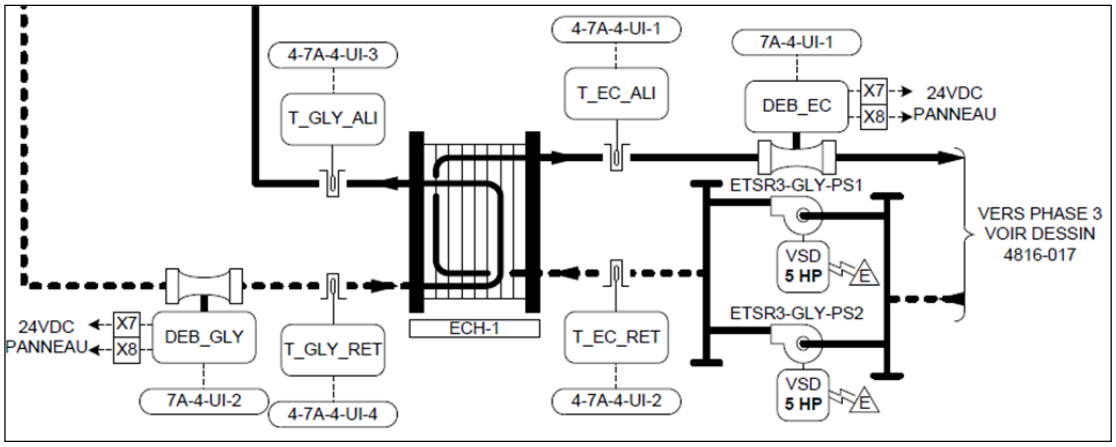


Figure 2.10 Schéma hydraulique de l'échangeur de la phase 4
Tirée de Johnson Controls (2008)

2.2.7 Pompes

Contrairement à la boucle Métro, dans la boucle géothermique tous les éléments ont une paire de pompe qui leur est attitrée car tous les éléments sont en parallèle.

Comme nous n'avons pas de débitmètre attribués à ces pompes, nous observerons les caractéristiques des pompes alimentant le puits géothermique et les thermopompes.

- La circulation du fluide dans le puits géothermique est assurée par deux pompes centrifuges identiques à vitesse de rotation constante. Leurs dénominations sont ETSR3-GLY-PP11 et ETSR3-GLY-PP12. Le modèle de ces pompes est 1510-2G de la société Bell & Gossett. Ses caractéristiques nominales sont un débit de 175 gallons par minute (GPM) pour une hauteur manométrique de 145 pieds et une puissance consommée par la pompe de 15 HP. Le diamètre de l'impulseur est de 12,125 pouces de diamètre et leur moteur tourne à une vitesse de 1800 tours par minute. La courbe caractéristique est donnée par la figure 2.11 :

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

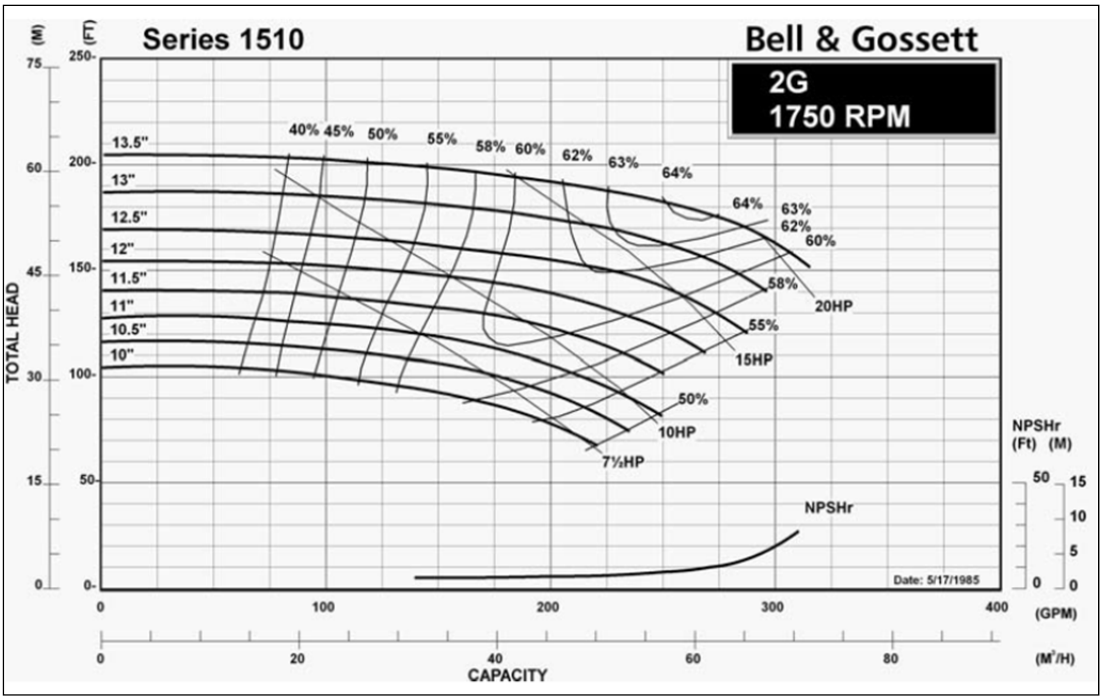


Figure 2.11 Courbe caractéristique des pompes ETSR3-GLY-PP
Tirée de Bell & Gossett (1998)

- Les pompes alimentant le côté source des thermopompes sont deux pompes centrifuges identiques sur lesquelles sont installés des variateurs de vitesse. Leur nomination est ETSR3-GLYPS11/12. Ce sont aussi des pompes de Bell & Gossett, modèle 1510-2BC. Les caractéristiques nominales sont un débit de 150 gallons par minute pour une hauteur manométrique de 50 pieds et une puissance consommée par la pompe de 5 HP. Le diamètre de l'impulseur est de 7,625 pouces de diamètre et leur moteur tourne à une vitesse de 1 750 tours par minute. La courbe caractéristique est donnée par la figure 2.12 :
- Les pompes du côté charge des thermopompes sont du même modèle, mais avec un impulseur de 7,375 pouces.

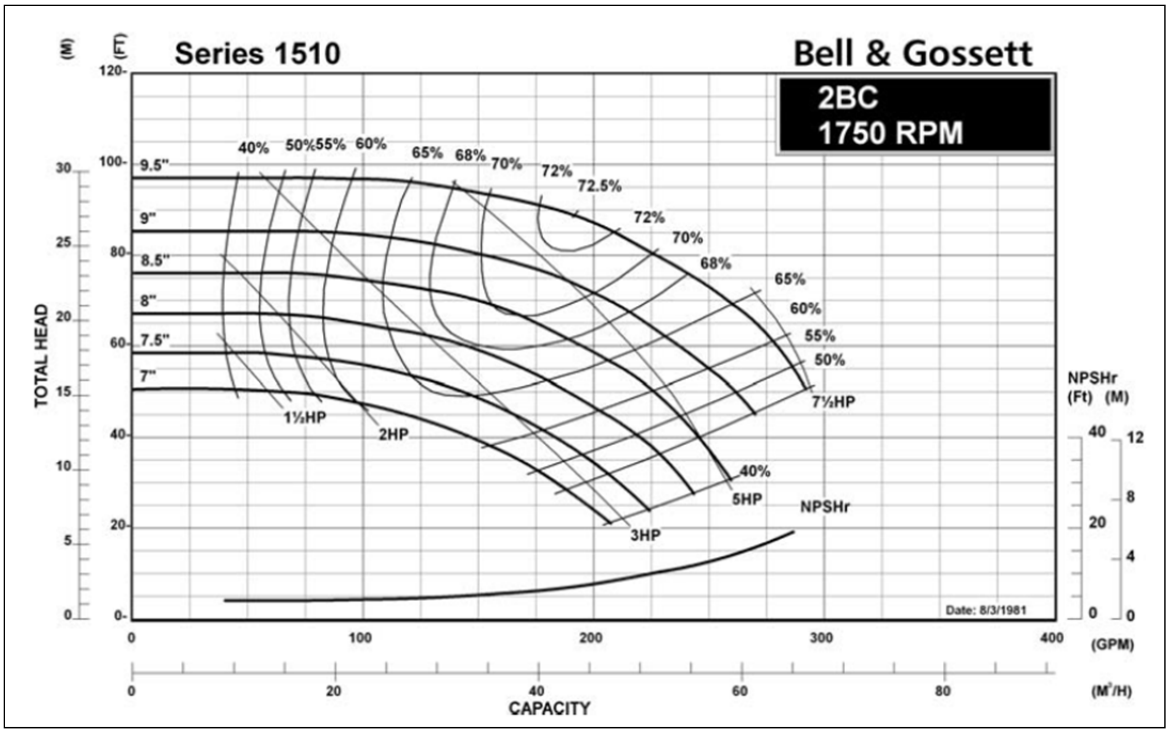


Figure 2.12 Courbe caractéristique des pompes ETSR3-GLY-PS
Tirée de Bell & Gossett (1998)

2.2.8 Vanne de couplage avec la boucle Métro

En hiver, on souhaite récupérer de la chaleur de la boucle Métro afin d'alimenter les thermopompes et « recharger » le champ géothermique. La vanne VLV_RET permet cet échange entre les deux boucles. Elle reste ouverte en hiver tant que T_ALI_GEO<29,9°C et TALITE>17°C.

2.3 Système de chauffage de l'eau domestique

2.3.1 Thermopompe à CO2

Cette thermopompe est la deuxième source de chaleur pour l'eau domestique. L'utilisateur a la possibilité de choisir entre deux consignes pour la température de sortie de l'eau : 65°C ou 90°C. La thermopompe module ensuite le débit d'eau en fonction de la chaleur recueillie du

côté source. La thermopompe et les pompes associées démarrent lorsque la température à l'entrée du réservoir de distribution descend sous le point de consigne d'eau chaude, fixé à 60°C avec une hystérésis de 1°C. Le comportement de la thermopompe est décrit dans la fiche technique (voir annexe III).

2.3.2 Réservoirs de stockage

Le système de chauffage comprend deux réservoirs tampons de 7,3 m^3 qui servent à stocker l'eau chaude lors des heures creuses, en particulier lorsque le débit d'eau froide est inférieur au débit modulé par la thermopompe. Pendant ces périodes, le circuit tourne en boucle entre les réservoirs de stockage et la thermopompe CO2 afin de réchauffer l'eau des réservoirs. Cette mesure permet d'éviter au maximum le chauffage de l'eau par les résistances du réservoir.

2.3.3 Réservoir de distribution

Le réservoir utilisé pour la distribution d'eau chaude est semblable aux réservoirs de stockage. Cependant c'est lui qui détient le rôle de fournir le dernier apport de chaleur nécessaire pour amener l'eau à sa température de sortie. Il est pour cela doté de deux résistances chauffantes de 125 kW.

CHAPITRE 3

ANALYSE DES DONNEES

Les services de l'équipement de l'ÉTS effectuent le monitoring du système grâce au logiciel Metasys, qui permet de visualiser en temps réel les valeurs délivrées par les différents capteurs. De plus, les relevés des capteurs sont stockés sur un serveur. Ce seront ces relevés que nous analyserons dans ce chapitre afin d'observer le comportement du système réel. Nous choisissons comme période d'analyse l'année 2013, du 1er janvier au 31 décembre, afin d'observer le comportement en été comme en hiver. La lecture et la synchronisation des données, les calculs et le tracé des graphes ont été effectués à l'aide du logiciel de calcul numérique MATLAB.

Comme nous l'avons dit, le système ne comporte pas tous les capteurs nécessaires au calcul des échanges de chaleur pour tous les éléments. C'est pourquoi nous allons analyser les données des éléments pour lesquels nous disposons le plus de données en premier, et non dans l'ordre donné dans le chapitre 2.

3.1 Boucle géothermique

La boucle géothermique est munie de plusieurs capteurs de température, placés en amont et en aval du champ géothermique et de la vanne de couplage, ainsi qu'à des profondeurs différentes dans les puits géothermiques. Deux de ces puits sont également pourvus de débitmètres. La figure 3.1 est une capture d'écran de l'interface Metasys de la boucle géothermique. On voit également un autre débitmètre mesurant le débit total d'alimentation, cependant on se rend compte qu'il est hors service et que sa mesure est incohérente.

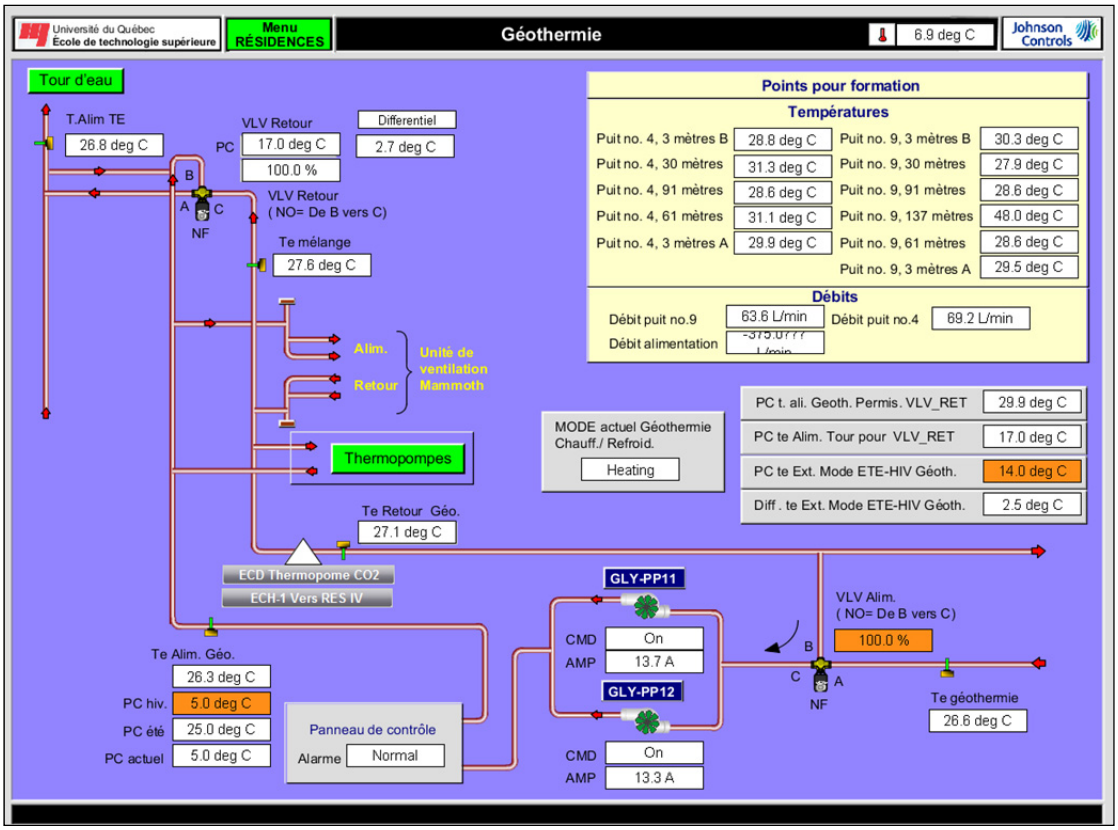


Figure 3.1 Interface Metasys de la boucle géothermique

3.1.1 Thermopompe à CO2

La thermopompe à CO2 est munie de quatre capteurs de température et deux de débit, présentés dans le tableau 3.1 :

Tableau 3.1 Capteurs de la thermopompe à CO2

Grandeur mesurée	Nom du capteur
Température entrée côté source	T_EC_ALI
Température sortie côté source	T_EC_RET
Débit côté source	CO2_DEBS
Température entrée côté charge	T_ECD_RET
Température sortie côté charge	T_ECD_ALI
Débit côté charge	CO2_DEBC

On observe sur les figures 3.2 et 3.3 l'évolution des températures d'entrée et sortie du côté charge sur deux périodes types d'une semaine. Pendant la première, la température de sortie était fixée à 65°C, pendant la deuxième, à 90°C. La figure 3.4 montre l'évolution des débits côté source et charge sur toute l'année.

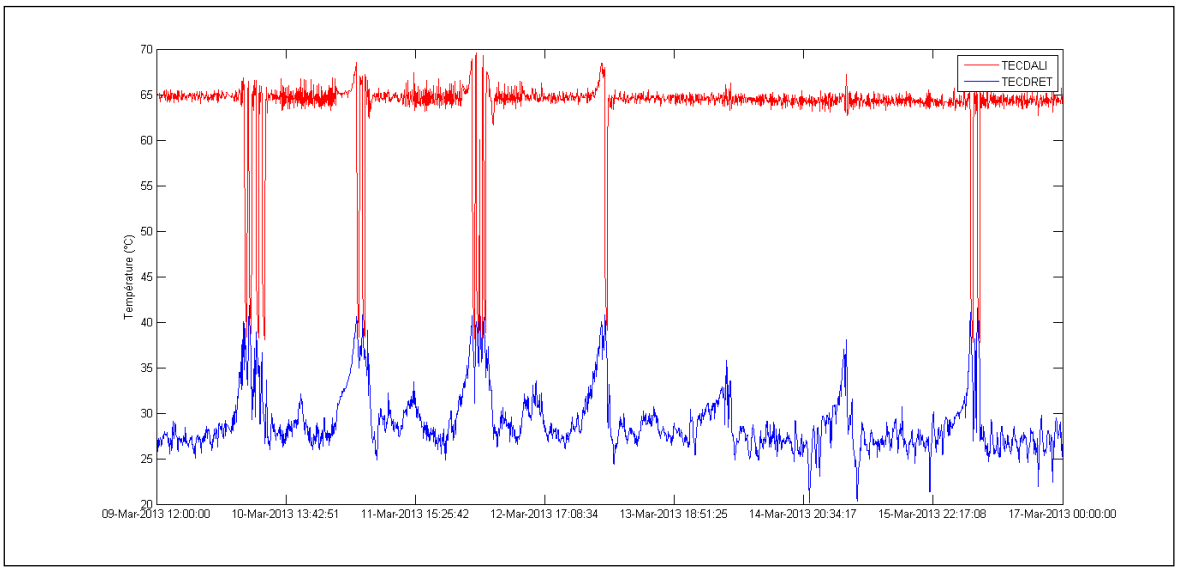


Figure 3.2 Températures du côté charge de la PAC CO2 – sortie à 65°C

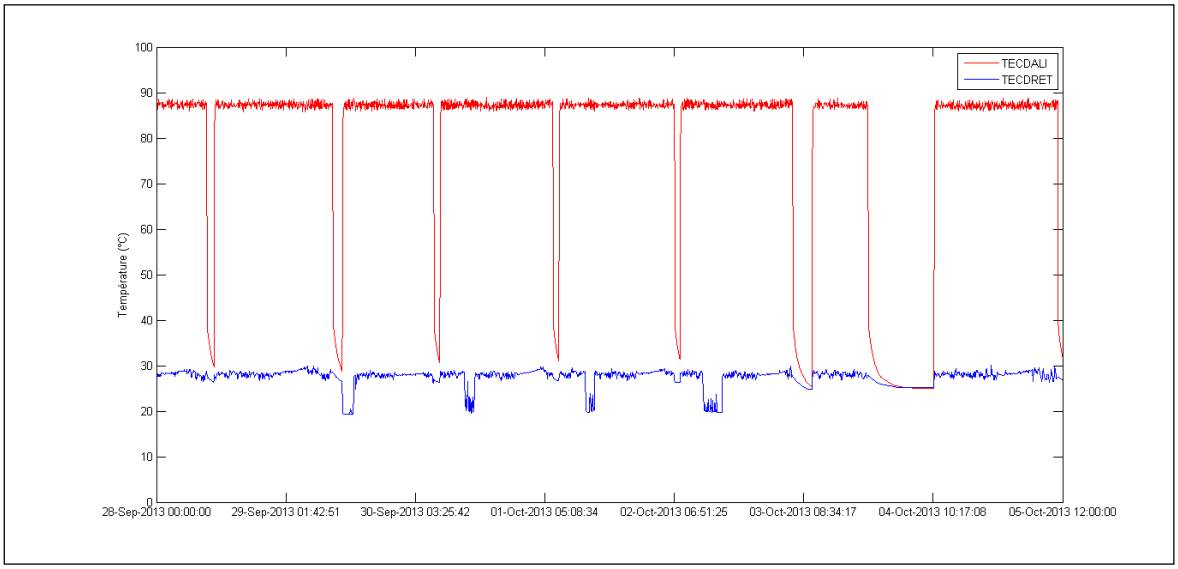


Figure 3.3 Températures du côté charge de la PAC CO2 – sortie à 90°C

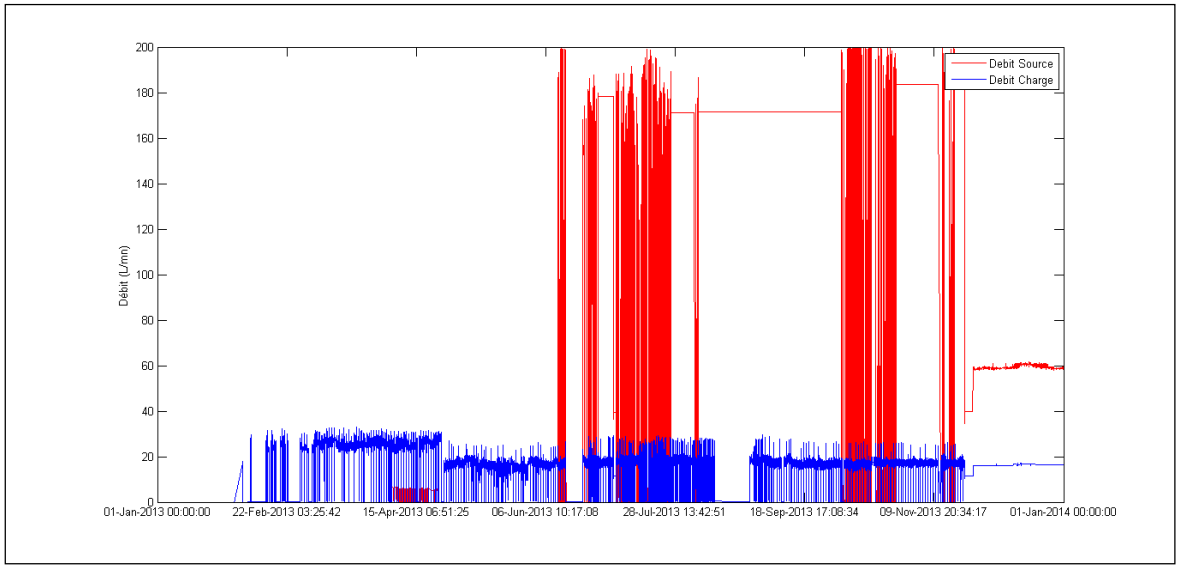


Figure 3.4 Débits de la PAC CO2

On observe bien les deux niveaux de température de sortie côté charge réglables lorsque la thermopompe est allumée : 65 ou 90°C. Il est cependant étonnant de voir sur la figure 3.4 que pendant les 6 premiers mois de l'année, le débit côté source est nul alors que celui côté charge ne l'est pas. On peut donc déjà douter de la véracité de la mesure.

Pour analyser plus en détails le fonctionnement, nous allons comparer pour chaque côté la variation de température (ΔT) et le débit sur toute l'année, dans le but d'observer d'éventuelles erreurs de mesure. Les figures 3.5 et 3.6 présentent ces comparaisons, respectivement pour le côté charge et pour le côté source.

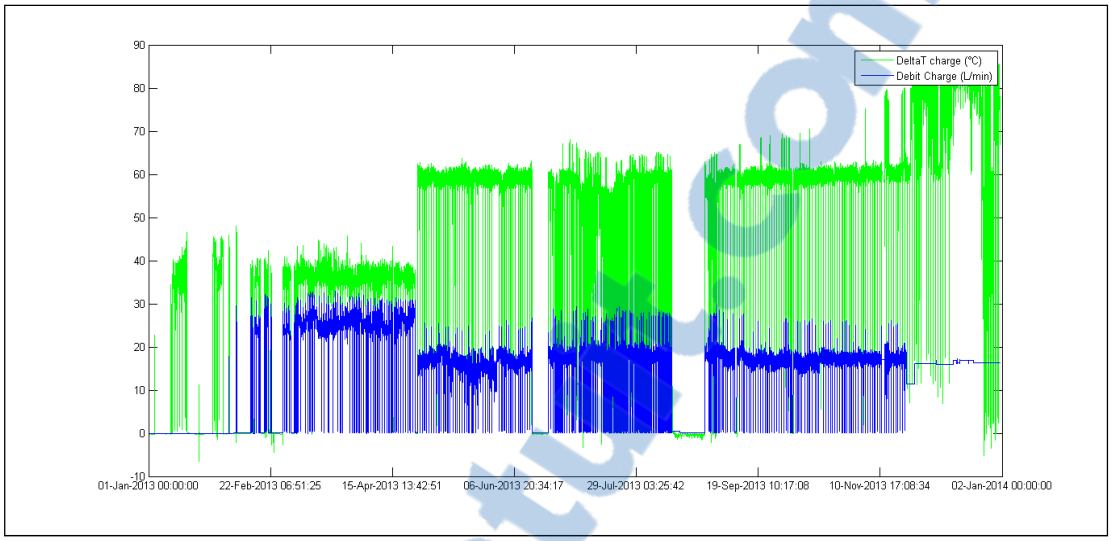


Figure 3.5 Comparaison du débit et de ΔT pour le côté charge de la PAC CO2

On remarque que, sauf pour les mois de janvier et décembre où le capteur de débit semble ne pas fonctionner, l'évolution de ΔT côté charge suit l'évolution du débit.

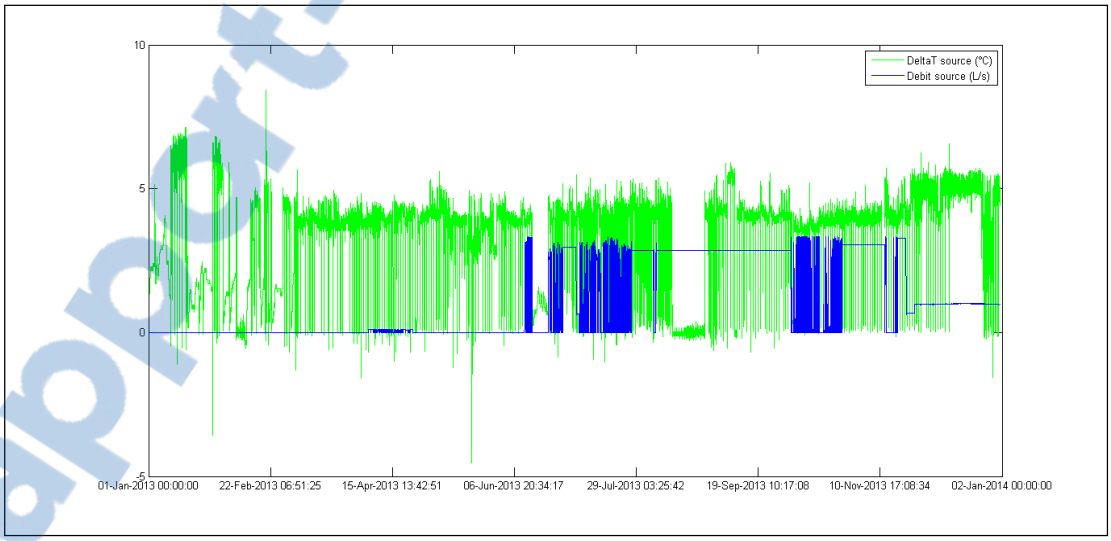


Figure 3.6 Comparaison du débit et de ΔT pour le côté source de la PAC CO2

Pour le côté source, par contre, l'évolution de ΔT ne suit pas l'évolution du débit. Même en considérant les périodes pendant lesquelles le débitmètre semble fonctionner, la variation de température suit beaucoup plus le débit côté charge. Au vu de l'évolution de ΔT, on peut

Rapport-Gratuit.com

considérer que le débit est non nul pendant les 6 premiers mois de l'année, contrairement à ce que le débitmètre indique. Il faudra donc se limiter aux mois de juin à novembre pour les calculs utilisant les données de la thermopompe à CO2.

La figure 3.7 montre les résultats des calculs de chaleur échangée côté source (rouge) et charge (bleu) sur une période d'une semaine incluse dans la période de limitation mentionnée précédemment :

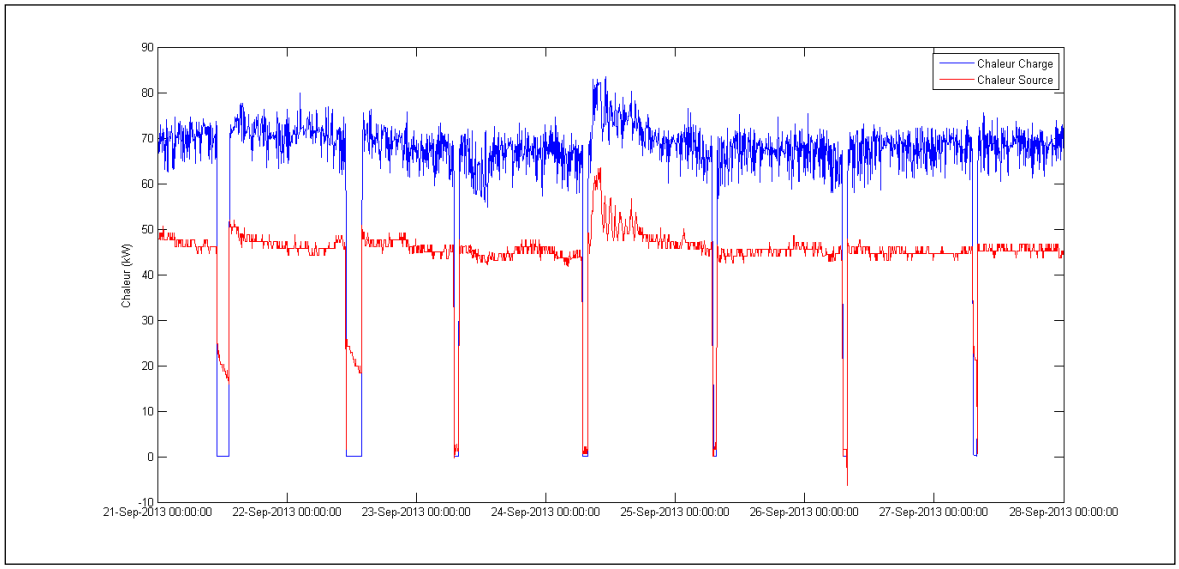


Figure 3.7 Chaleur échangée par la PAC CO2

3.1.2 Échangeur de la phase 4 des résidences

L'échangeur de la phase 4 est lui aussi muni de quatre capteurs de température et deux de débit, présentés dans le tableau 3.2 :

Tableau 3.2 Capteurs de l'échangeur de la phase 4

Grandeur mesurée	Nom du capteur
Température sortie côté source	TE_ALIM_EC
Température entrée côté source	TE_RET _EC
Débit côté source	DEB_EC
Température entrée côté charge	TE_ALIM_GLY
Température sortie côté charge	TE_RET_GLY
Débit côté charge	DEB_GLY

La figure 3.8 présente le calcul de chaleur calculé à partir des données du côté charge (bleu) et source (rouge), sur toute l'année afin d'observer le comportement général de l'échangeur :

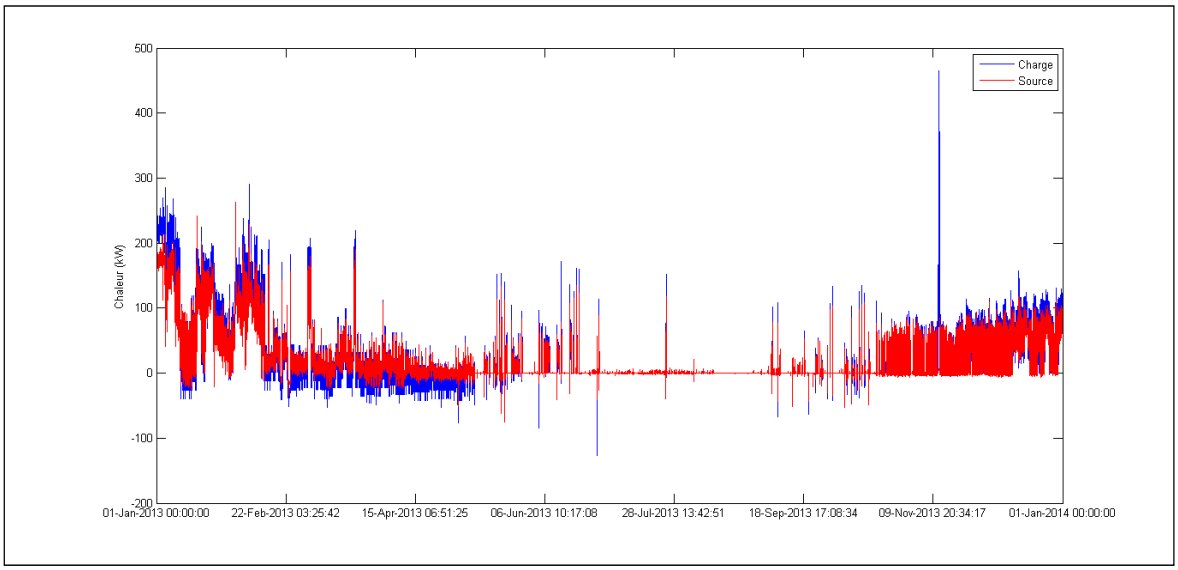


Figure 3.8 Chaleur échangée par l'échangeur de la phase 4

Les données nous apportent peu d'informations sur l'échangeur des résidences 4. L'observation la plus importante est la confirmation que l'échange de chaleur est généralement nul en été.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Pour la modélisation du comportement en hiver, nous observerons les périodes où les débits côté source et charge sont stables. Sur ces périodes, le débit côté source est en moyenne égal à 200 L/mn (ou 12 200 kg/h), le débit côté charge moyen égal à 1 066 L/mn (65 000 kg/h) et la chaleur échangée d'environ 70 kW. Nous garderons ces valeurs pour la modélisation.

3.1.3 Champ géothermique

Le champ géothermique est entouré de trois capteurs de température : un à l'entrée des puits, un à la sortie, et un à la sortie de la vanne trois voies. Ces capteurs sont présentés dans le tableau 3.3 :

Tableau 3.3 Capteurs de la géothermie

Grandeur mesurée	Nom du capteur
Température entrée	T_RET_GEO
Température sortie	T_GEO
Température sortie de vanne	T_ALI_GEO

La figure 3.9 montre l'évolution de l'ouverture de la vanne au cours de l'année :

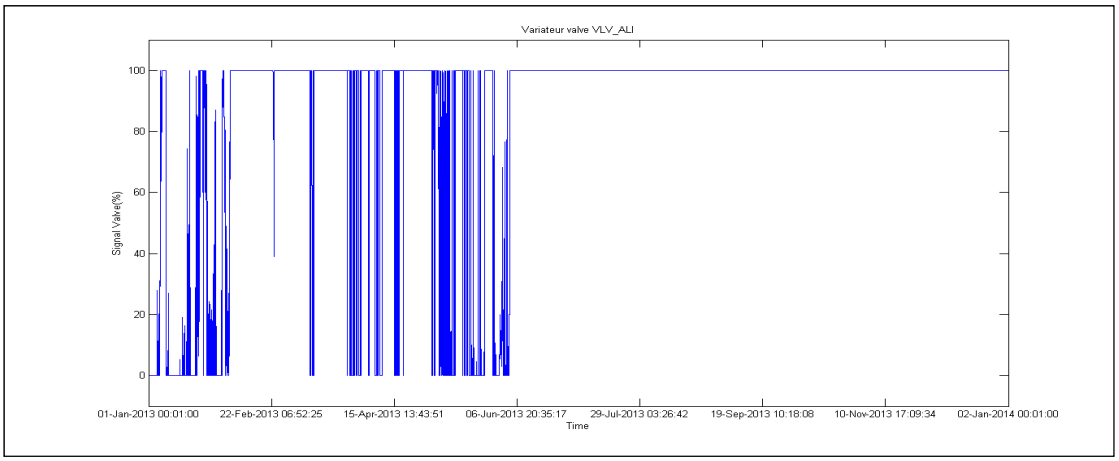


Figure 3.9 Variateur de la vanne VLV_ALI

Il faut noter qu'à partir du mois de juin, le variateur de la vanne a été volontairement bloqué à 100%, outrepassant ainsi le contrôle de la vanne en fonction d'une consigne, afin d'emmagasiner le plus de chaleur possible venant de la boucle Métro dans le puits géothermique en prévision de l'hiver.

On observe maintenant sur la figure 3.10 l'évolution de la variation de température au sein de la géothermie sur toute l'année, afin d'avoir un premier aperçu du comportement :

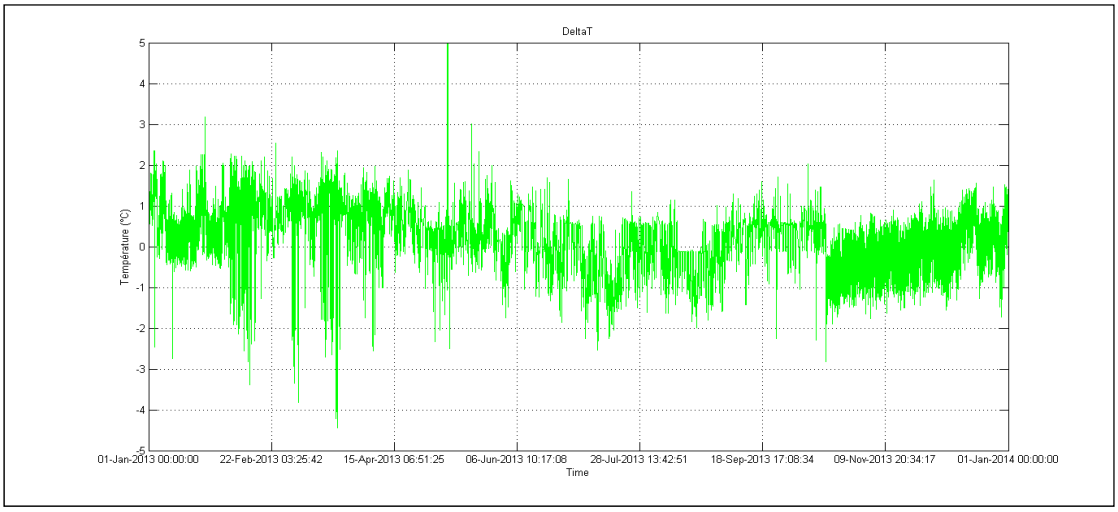


Figure 3.10 Évolution de ΔT dans la géothermie

La figure 3.10 semble montrer que le puits géothermique récupère ou cède de la chaleur au fluide quelle que soit la saison ou l'heure de la journée. En réalité, lorsqu'on zoome sur le graphe des températures (voir figure 3.11), on aperçoit un retard entre les variations de température en entrée et en sortie, dû à la longueur des conduites entre les capteurs et à la désynchronisation des mesures. Comme on le voit sur la figure 3.11, cela peut causer un changement de signe de ΔT qui fausse les résultats.

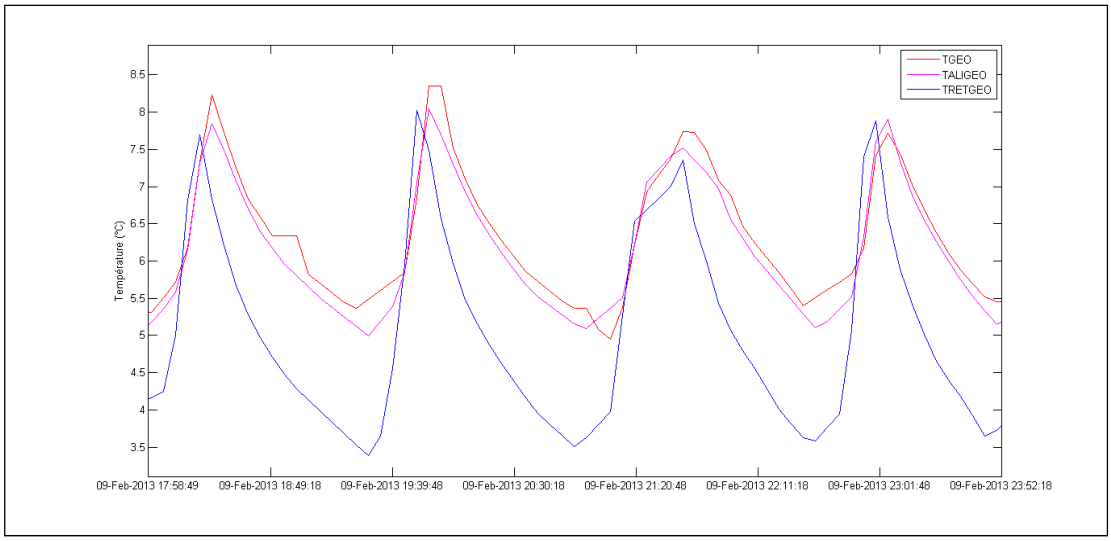


Figure 3.11 Zoom - Exemple de décalage entre les relevés

Ce retard n'est pas constant au long de l'année et ne peut donc pas être compensé facilement. Pour essayer d'éviter ce problème et observer le comportement général du puits géothermique, on traite les températures moyennes journalières d'entrée et de sortie et on trace la différence entre les deux sur le graphe de la figure 3.12 :

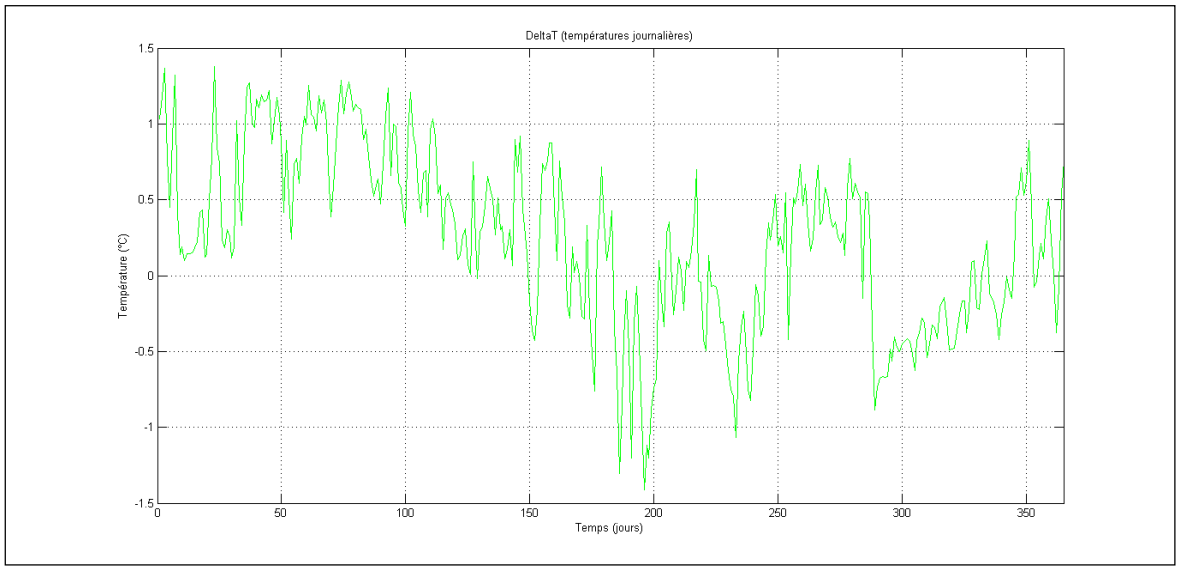


Figure 3.12 Évolution de ΔT dans la géothermie (moyenne journalière)

On observe cette fois-ci que globalement, pendant les 5 premiers mois de l'année, en hiver, le fluide est bien réchauffé par son passage dans le puits géothermique. Durant l'été, le fluide est le plus souvent refroidi, même si le transfert de chaleur a l'air d'alterner selon les jours. Lorsque l'hiver revient le fluide recommence à être chauffé jusqu'au moment où la valve de couplage est gardée ouverte. A ce moment une grande quantité de chaleur est échangée de la boucle Métro vers la boucle géothermique, dont une partie est rejetée dans le puits géothermique. On remarque cependant deux pics en fin d'année où la température du fluide dans la boucle géothermique a fortement baissé et où le puits reprend son rôle de chauffage.

Le champ géothermique est supposé être alimenté par un débit constant de 1325 L/mn (350 GPM) mais il manque un débitmètre à ce niveau pour vérifier la valeur du débit. Cependant, les puits 4 et 9 ont été équipés de débitmètres dans un but pédagogique. Nous avons pu récupérer ces mesures sur la période de mai à novembre, présentées à la figure 3.13 :

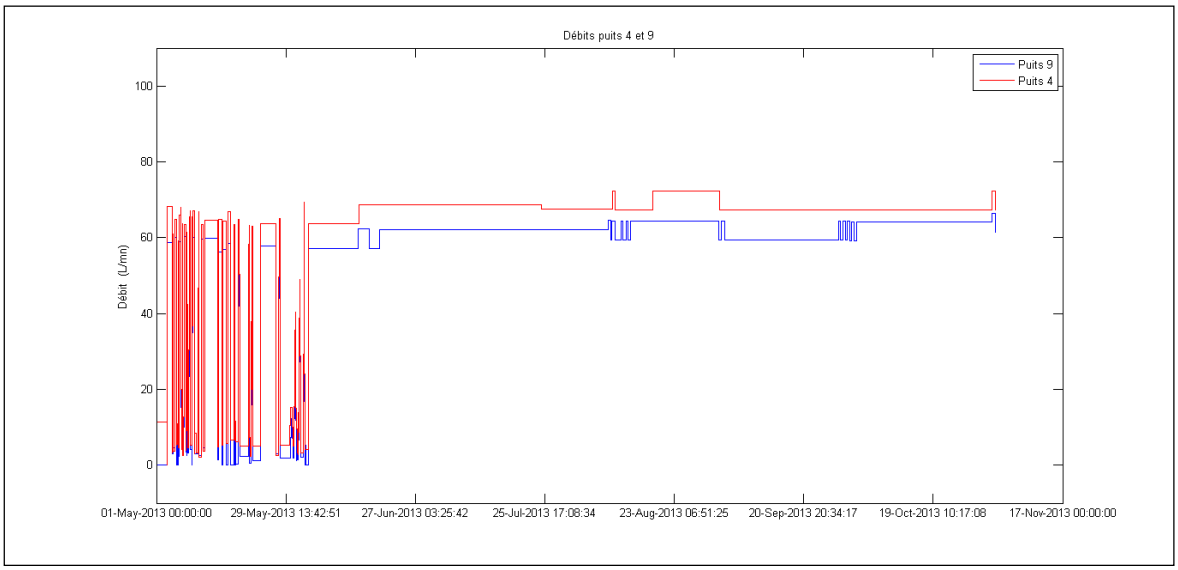


Figure 3.13 Débits dans les puits 4 et 9

On remarque que les variations durant le mois de mai correspondent parfaitement aux variations de l'ouverture de la valve pendant cette période. A partir de juin la valve est constamment ouverte à 100%, et on remarque que le débit varie peu, et par paliers, sur cette période. On peut alors considérer que le débit délivré par les pompes est relativement

constant. Pour choisir une valeur constante à donner à ce débit lors de la modélisation, on calcule la moyenne des débits sur la période pendant laquelle la vanne est ouverte à 100%, que l'on multiplie par 18 (le nombre de puits). On obtient un débit de 1 208 L/mn, soit 604 L/mn par pompe (ou 160 GPM). Ce débit est proche du débit nominal des pompes qui est de 662 L/mn (175 GPM). Pour la modélisation, nous aurons besoin d'une valeur en kg/h. Pour cela nous multiplions ce débit volumique par la densité moyenne du fluide. On obtient un débit massique de 74 340 kg/h. Le débit total dans le champ géothermique varie ensuite en fonction de la vanne, comme le montre la figure 3.14, qui compare le débit théorique (rouge) dans la géothermie et le débit mesuré (bleu) :

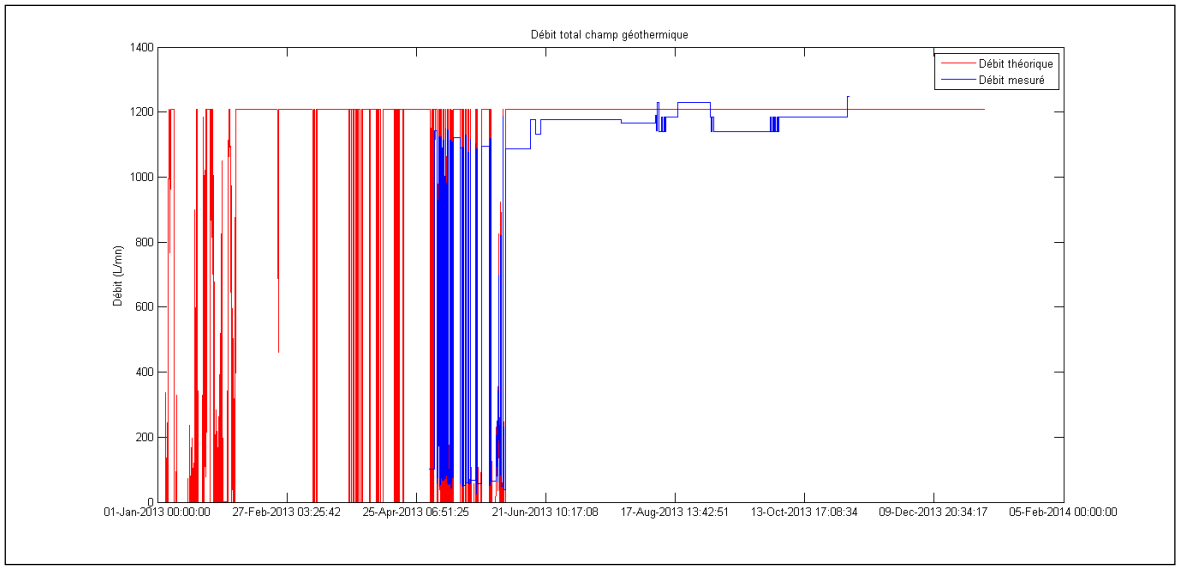


Figure 3.14 Débits mesuré et théorique dans la géothermie

Grâce à cette valeur de débit calculée et à la variation moyenne de température, on peut calculer l'échange de chaleur dans la géothermie, présenté à la figure 3.15 :

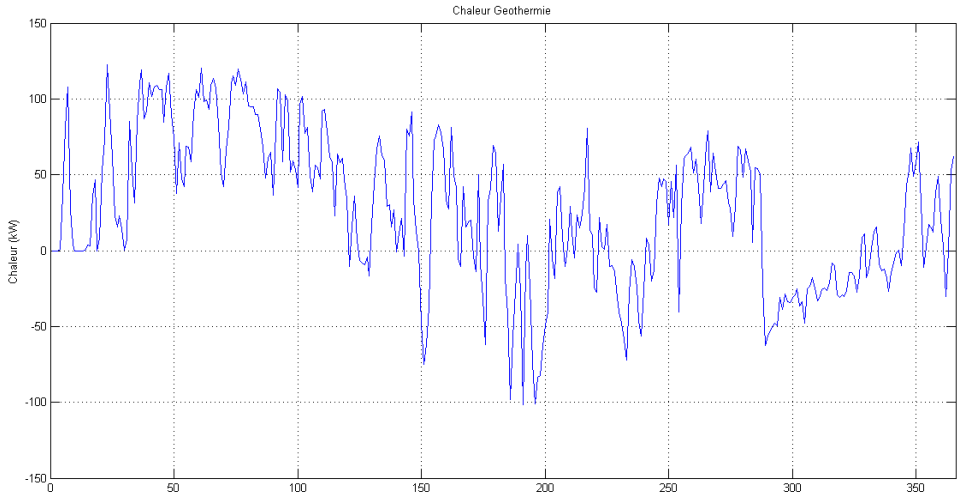


Figure 3.15 Chaleur fournie au fluide par la géothermie

3.1.4 Thermopompes principales

Les quatre thermopompes principales sont dotées de plusieurs capteurs et détecteurs permettant de connaître le nombre de thermopompes allumées, leur état, leur mode de fonctionnement, la pression différentielle du fluide entre l'entrée et la sortie … Malheureusement, pour la plupart ces détecteurs ne sont pas particulièrement utiles pour notre travail : les grandeurs utiles accessibles sont le nombre de thermopompes allumées et les débits côtés source et charge. Cependant ces débits ne sont pas mesurés par des capteurs du côté source, leur valeur est une estimation calculée par Metasys à partir du variateur des pompes variables. Du côté charge, les débits sont bien mesurés par des capteurs mais ils semblent ne plus fonctionner. Enfin, aucune information de température n'est disponible, ce qui rend impossible une estimation précise de la chaleur échangée. La figure 3.16 montre le schéma Metasys des thermopompes :

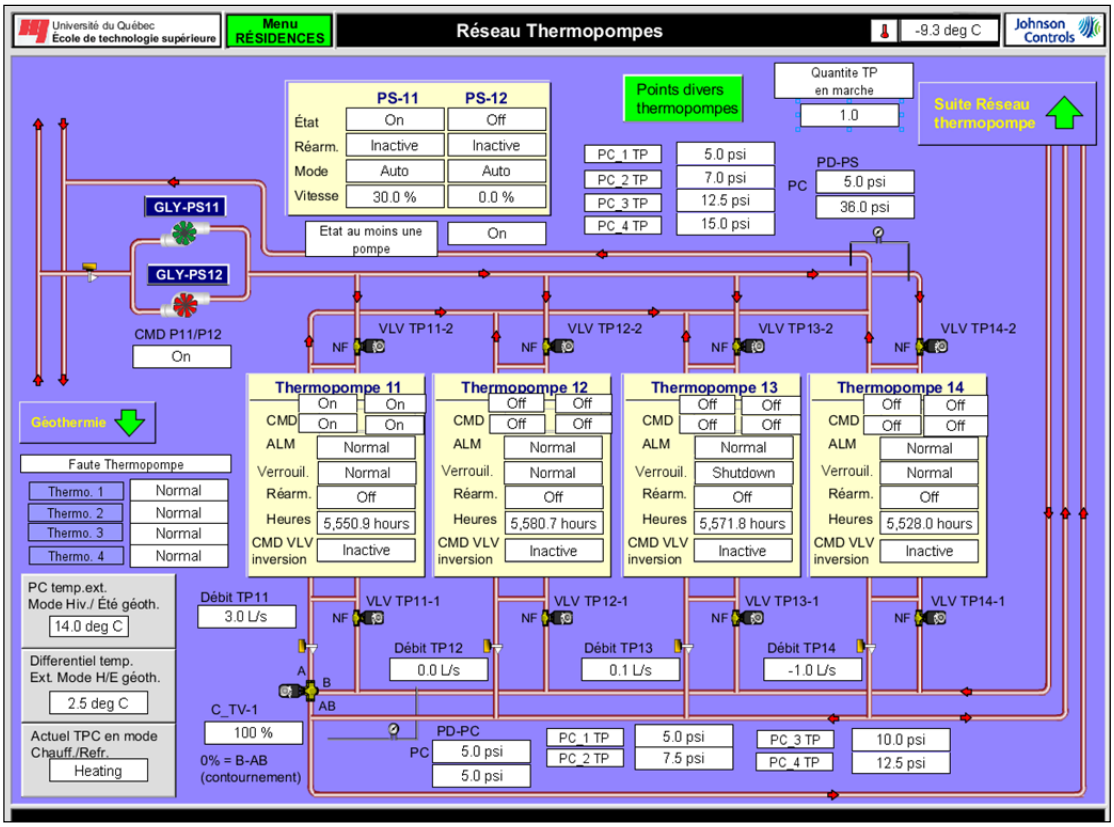


Figure 3.16 Interface Metasys des thermopompes principales

La dénomination des capteurs est présentée dans le tableau 3.4 :

Tableau 3.4 Capteurs des thermopompes principales

Grandeur mesurée	**Nom du capteur**
Nombre de thermopompes allumées	NB_TP
Débit côté source	DEB_GLY_PS
Débit côté charge	DEB_GLY_PC

Malgré l'absence côté source de capteurs de température, nous allons essayer d'estimer la variation de température du fluide dans la boucle de géothermie principale due aux thermopompes.

Grâce aux températures et aux débits de la thermopompe à CO2 et de l'échangeur des résidences 4, on peut déterminer le débit total, la température en entrée et la température en sortie de la dérivation :

$$Debder = DebCO2 + DebEch \tag{3.1}$$

On rappelle que le relevé du débit traversant le côté source de la thermopompe CO2 indique une valeur nulle, a priori fausse, pendant la première moitié de l'année. Nous ne ferons donc cette analyse qu'à partir du 12 juin.

$$Debder \times Teder = TeEch \times DebEch + TeCO2 \times DebCO2 \tag{3.2}$$

$$Debder \times Tsder = TsEch \times DebEch + TsCO2 \times DebCO2 \tag{3.3}$$

On peut résoudre ces équations tant que le débit total dans la dérivation est non nul.
Connaissant *Teder*, on peut calculer la variation de température de la boucle géothermique due aux thermopompes et aux pompes de circulation :

$$\Delta T = T_MEL_GEO - Teder \tag{3.4}$$

Cependant, étant donnée la distance entre les deux points correspondant à ces températures et l'incertitude sur la valeur de *Teder*, il faut rester prudent avec le résultat de ce calcul. L'évolution de ce ΔT calculé est présentée sur une période de trois mois à la figure 3.17 :

Rapport-Gratuit.com

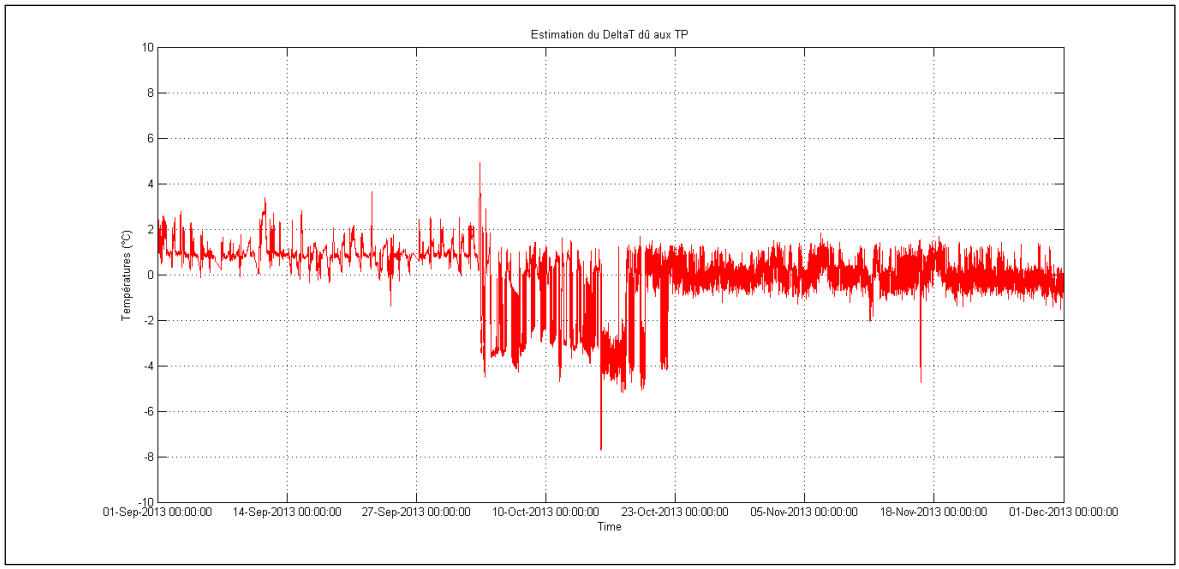


Figure 3.17 Estimation de la variation de température due aux thermopompes

On remarque qu'en été le fluide est presque toujours réchauffé par son passage par les thermopompes, ce qui correspond au mode refroidissement (le fluide côté charge est refroidi donc le fluide côté source est réchauffé). En hiver cependant, le fluide est refroidi ou réchauffé selon les heures, ce qui semble indiquer une alternance entre le mode chauffage et refroidissement. Mais en observant l'évolution du nombre de thermopompes allumées au cours du temps, on remarque que les moments où le fluide est réchauffé correspondent aux moments où toutes les thermopompes sont éteintes, comme le montre la figure 3.18. Cette élévation de la température est sans doute due au fait que les températures d'entrée de l'échangeur et de la thermopompe CO2, qui ont permis de faire l'estimation de la température d'entrée de la dérivation, sont mesurées après les pompes. En effet, lorsque les pompes sont en fonctionnement, des pertes de chaleur se produisent au niveau du moteur, qui peuvent réchauffer le fluide.

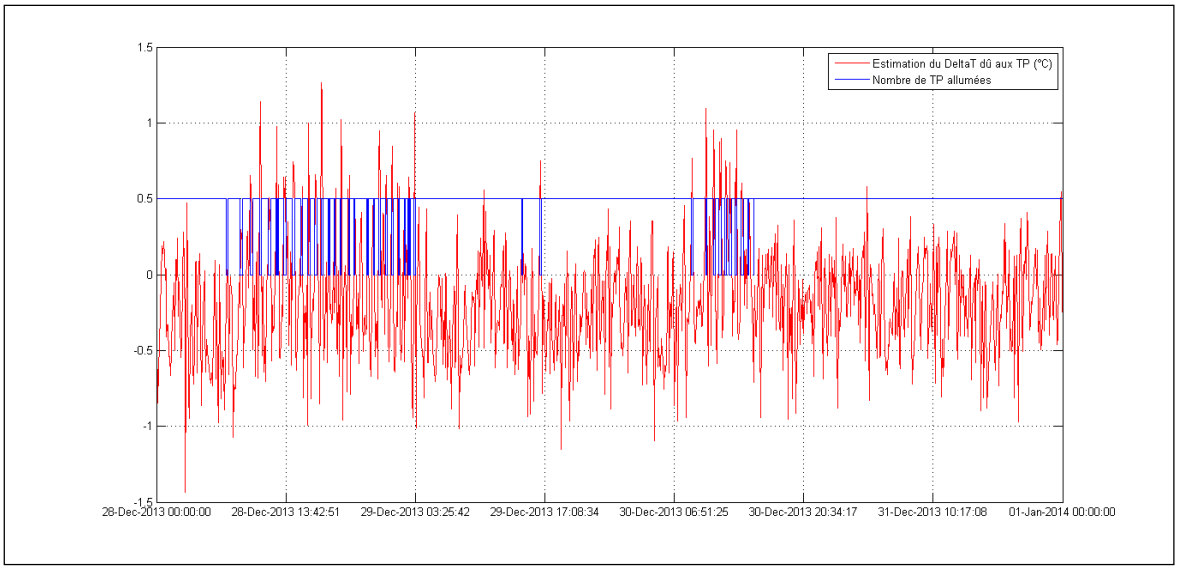


Figure 3.18 Zoom - Exemple de hausse de température due à l'arrêt des PAC

Pour la modélisation, on cherche une valeur de débit côté source en fonction du nombre de thermopompes allumées. En examinant les données, on trouve :

- 1 thermopompe allumée : débit moyen de 200 L/mn ;
- 2 thermopompes : 250 L/mn ;
- 3 thermopompes : 275 L/mn ;
- 4 thermopompes : 300 L/mn.

On rappelle que ces valeurs sont à prendre avec précaution étant donné que ce ne sont que des estimations.

Du côté charge, nous n'avons pas plus de données à analyser et nous ne pouvons donc pas faire une estimation de la chaleur à fournir par la thermopompe. Cependant, une étude sur le système comprenant un calcul de ces charges a été réalisé en 2010. Ce profil est présenté à la figure 3.19 :

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

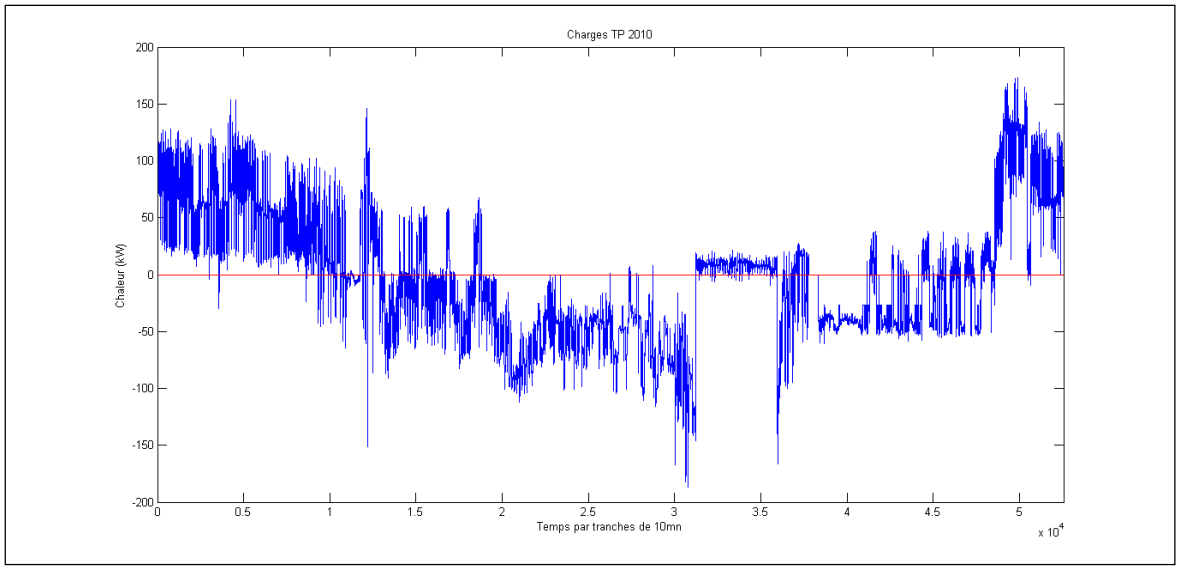


Figure 3.19 Évaluation de la charge des thermopompes principales

Nous utiliserons ces charges lors de la modélisation pour évaluer le modèle des thermopompes.

3.1.5 Vanne de couplage avec la boucle Métro

L'évolution au cours de l'année de l'ouverture de la vanne de couplage est présentée à la figure 3.20 :

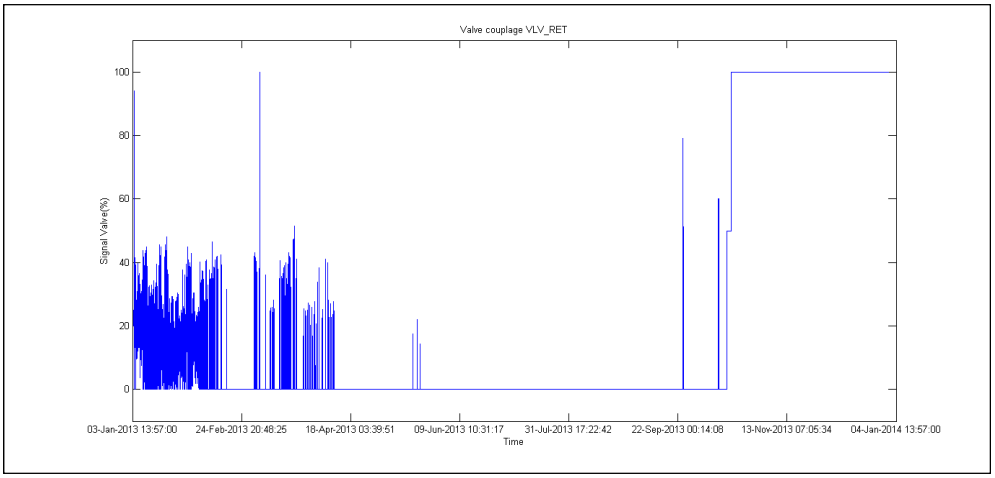


Figure 3.20 Variateur de la vanne VLV_RET

On remarque qu'à partir du 15 octobre, on a imposé à la valve une ouverture de 100% constamment afin de récupérer plus de chaleur de la boucle Métro. Les conséquences de ce choix sont observables sur les figures 3.21 et 3.22, qui montrent l'évolution des températures en amont et en aval de la vanne, respectivement du côté Métro et du côté géothermie, sur les quatre derniers mois de l'année :

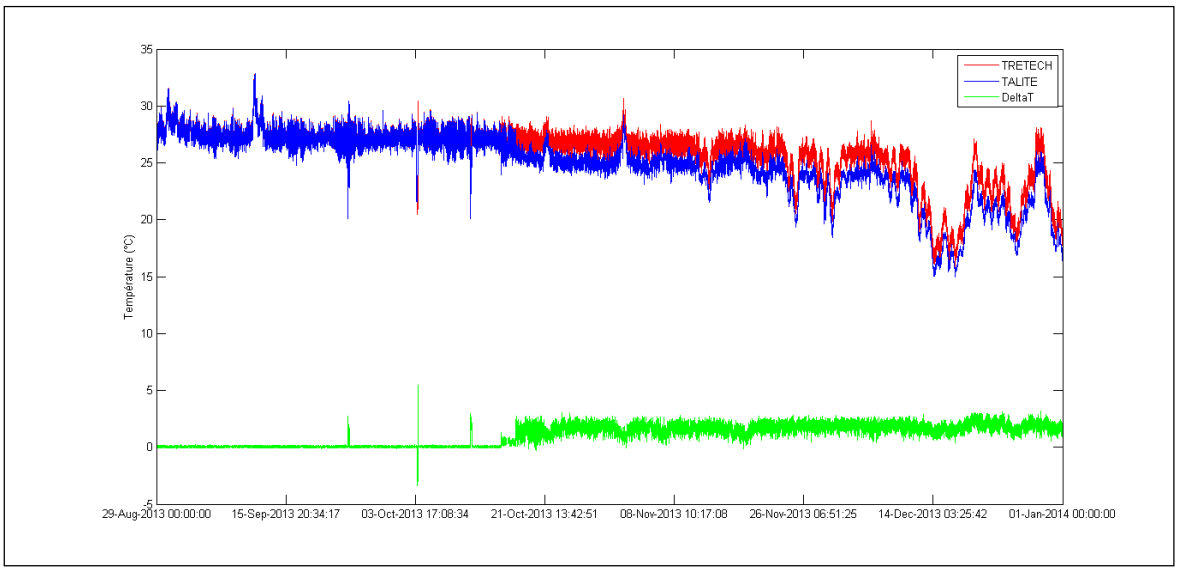


Figure 3.21 Températures du côté Métro de la vanne

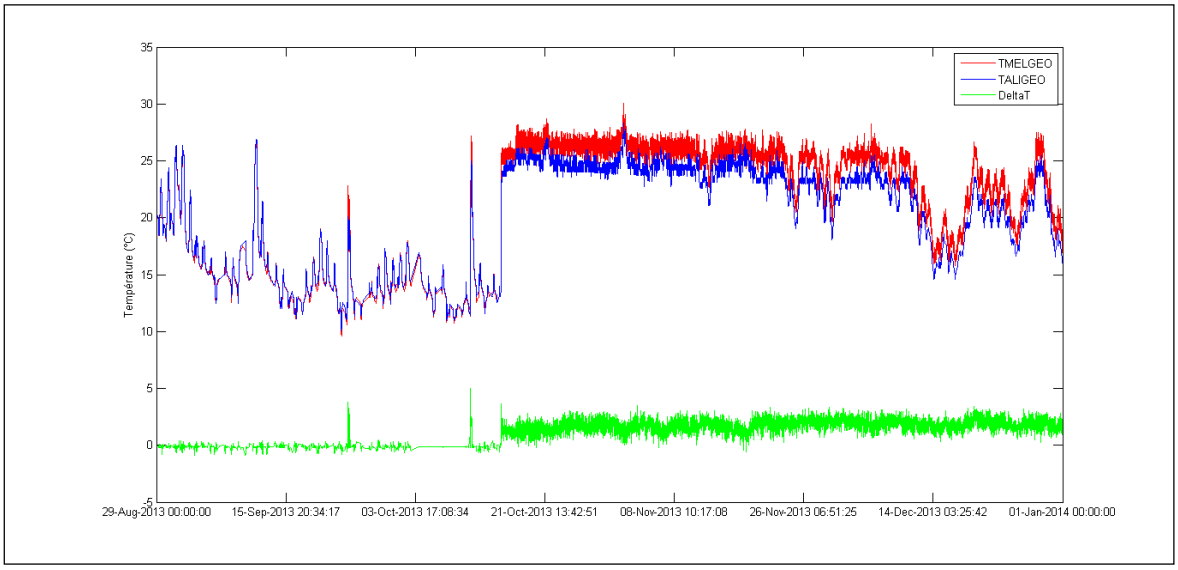


Figure 3.22 Températures du côté géothermie de la vanne

Les conséquences de l'ouverture complète de la vanne sont facilement visibles : côté Métro, baisse de la température en entrée de la tour de refroidissement ; côté géothermie, augmentation considérable de la température dans toute la boucle.

Comme nous l'avons dit, la boucle Métro ne dispose pas de débitmètre. Cependant, nous pouvons, grâce aux données de la vanne, avoir une première information sur le débit côté Métro grâce à l'échange de chaleur entre les deux boucles quand la valve est ouverte à 100% :

$$Q_{Metro} = \dot{m}_{Metro} \times Cp_{Metro} \times (T_RET_ECH - T_ALI_TE) \tag{3.5}$$

$$Q_{GT} = \dot{m}_{GT} \times Cp_{GT} \times (T_MEL_GEO - T_ALI_GEO) \tag{3.6}$$

Où $\dot{m}_{GT}$ correspond au débit côté géothermie de la vanne. Il s'agit en fait du débit principal de la boucle géothermique auquel il faut soustraire le débit passant par les thermopompes.
Si on considère que les deux quantités de chaleur sont égales, ainsi que les 2 capacités thermiques (le fluide est le même dans les 2 boucles et les températures sont voisines), alors le rapport entre les deux débits peut être calculé à partir des deux ΔT :

$$R_{couplage} = \frac{\dot{m}_{Metro}}{\dot{m}_{GT}} = \frac{\Delta T_{GT}}{\Delta T_{Metro}} \tag{3.7}$$

Après calcul, le rapport est généralement compris entre 0,9 et 1,15, et sa valeur moyenne est de 1,045. Ce calcul indique que les deux débits sont donc du même ordre de grandeur.

3.2 Boucle Métro

La boucle Métro est elle aussi munie de plusieurs capteurs de température, placés en amont et en aval des différents éléments thermiques, cependant elle ne comprend aucun débitmètre. La figure 3.23 est une capture d'écran de l'interface Metasys de la boucle Métro :

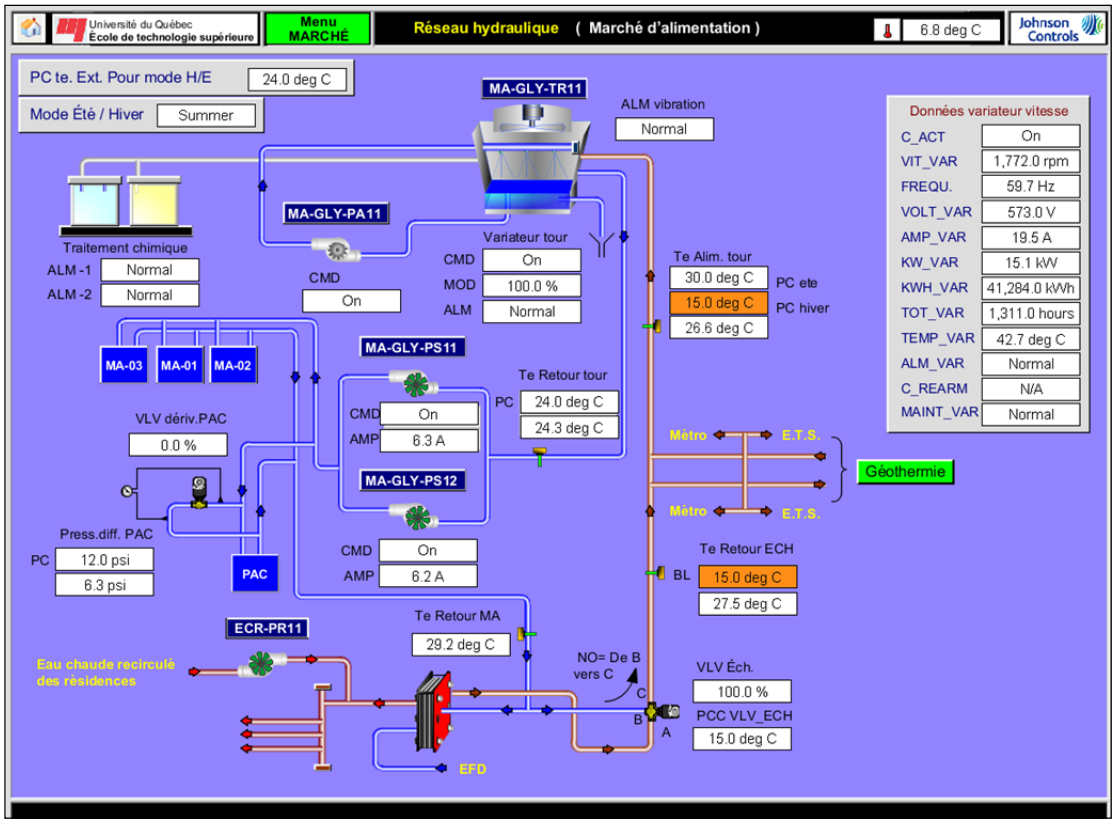


Figure 3.23 Interface Metasys de la boucle Métro

3.2.1 Débit

Le problème principal que pose la boucle Métro pour l'analyse des données est qu'elle est dépourvue de débitmètre. Nous ne pouvons pas connaître le débit réel qui traverse chaque élément et donc calculer la quantité de chaleur échangée. Nous savons cependant que les deux pompes assurant la circulation sont en parallèle et ont un débit nominal de 2315 L/mn (612 GPM) chacune, soit un total de 4630 L/mn (1224 GPM). Mais nous avons aussi vu que ce débit n'est délivré que si la hauteur manométrique nécessaire pour vaincre les pertes de charge du circuit est égale à la hauteur nominale (50 pieds). Le débit varie en fonction de la pression en suivant la courbe caractéristique vue plus tôt. La valeur maximale de débit par pompe que l'on peut lire sur la courbe étant 3370 L/mn (890 GPM), la seule information sure est que le débit est compris entre 0 et 6740 L/mn.

Cependant, nous allons faire une estimation de ce débit grâce à l'analyse des données de la boucle géothermique : nous connaissons le débit délivré par les pompes de la boucle géothermique, que nous considérons constant à une valeur de 1208 L/mn, et le débit circulant dans les thermopompes. En soustrayant le deuxième au premier, on trouve le débit circulant du côté géothermie de la vanne de couplage, qu'on multiplie ensuite par $R_{couplage}$ (voir 2.1.5) pour trouver le débit de la boucle Métro. Une fois de plus, nous utilisons les moyennes journalières plutôt que les valeurs instantanées pour avoir un aperçu plus général. De plus, nous cherchons une valeur constante pour la modélisation.

Deux valeurs peuvent être envisagées : nous pouvons prendre la valeur moyenne du débit calculé : 1104 L/mn, soit 552 L/mn par pompe (environ 145 GPM).

Une autre possibilité est de faire ce calcul seulement quand le débit traversant les thermopompes est nul. Dans ce cas, on trouve un débit dans la boucle Métro de 1296 L/mn, soit 648 L/mn par pompe (environ 170 GPM).

Bien que ces deux valeurs soient sensiblement différentes, elles restent du même ordre de grandeur, dans tous les cas bien inférieures au débit nominal des pompes de 2317 L/mn (612 GPM). Sur la courbe caractéristique des pompes, elles sont dans la zone de plus bas rendement. Cela indique sûrement un problème de dimensionnement des pompes par rapport aux éléments de la boucle Métro, qui cumulé à l'absence de débitmètres fausse grandement les estimations de calcul de chaleur.

Pour les calculs de chaleur et la modélisation, nous garderons la valeur de 648 L/mn car c'est à la fois la valeur trouvée avec le moins d'approximations et la plus proche du débit nominal. Nous garderons pour la modélisation la valeur en kg/h, obtenue en multipliant le débit en L/mn par la masse volumique de 1,021 kg/L puis par 60. Cette valeur est de 79 435 kg/h.
Nous verrons également que l'analyse des données de l'échangeur de la boucle Métro permettra une nouvelle évaluation du débit.

3.2.2 Échangeur à plaques

L'échangeur de la phase 3 est muni de quatre capteurs de température mais d'un seul de débit, du côté charge, c'est-à-dire l'eau domestique. La valeur de l'ouverture de la vanne est également disponible. Ces capteurs sont présentés dans le tableau 3.5 :

Tableau 3.5 Capteurs de l'échangeur à plaques

Grandeur mesurée	Nom du capteur
Température entrée côté source	T_RET_MA
Température sortie côté source	T_RET_ECH
Température entrée côté charge	T_EFD_AV_ECH
Température sortie côté charge	T_EFD_AP_ECH
Débit côté charge	DEB_EFD
Ouverture de la vanne	VLV_ECH

3.2.2.1 Côté charge

La figure 3.24 indique l'évolution de la température de l'eau domestique en entrée (bleu) et en sortie (rouge) de l'échangeur sur une période d'un mois.

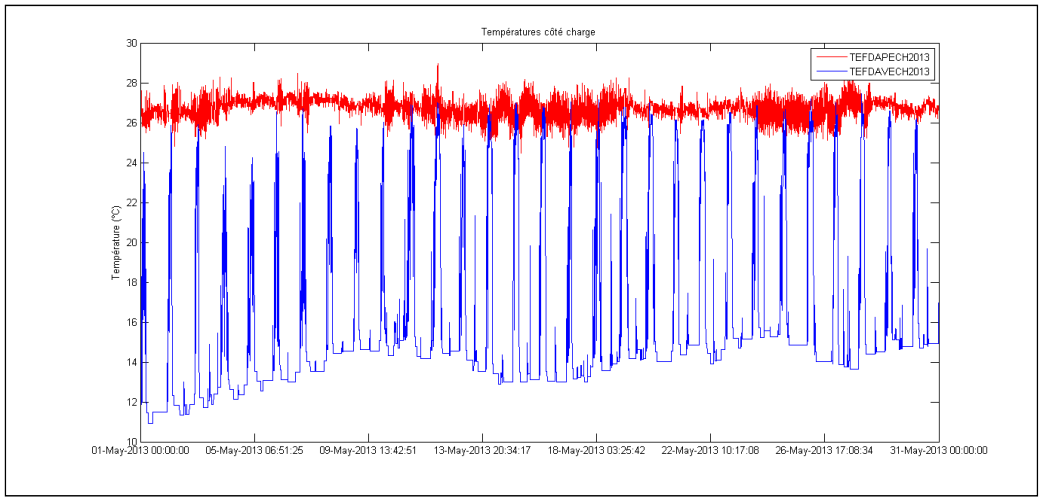


Figure 3.24 Températures du côté charge de l'échangeur à plaques

La figure 3.25, elle, montre l'évolution du débit d'eau domestique sur une période d'une semaine :

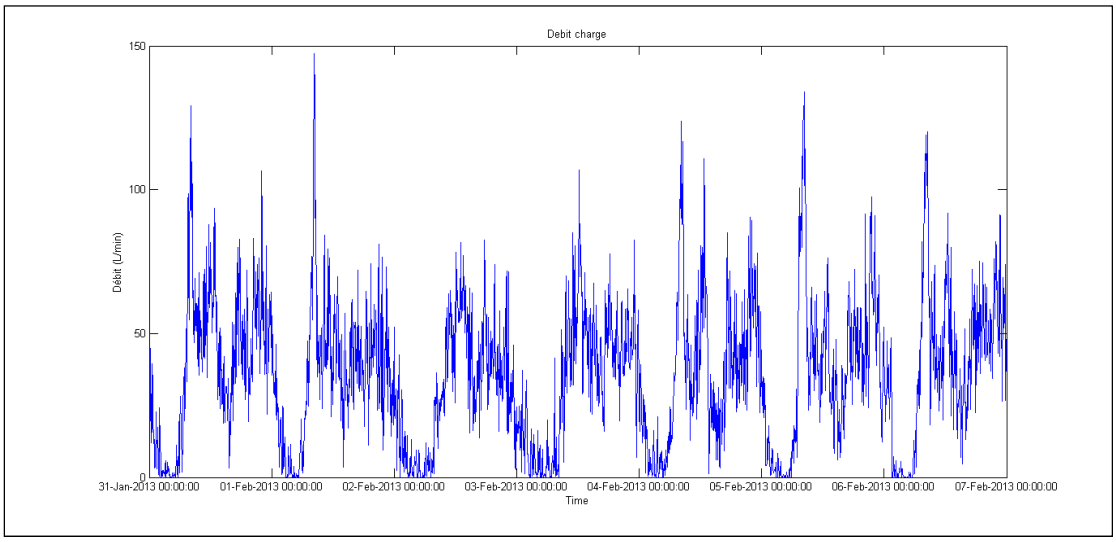


Figure 3.25 Débit côté charge de l'échangeur à plaques

On remarque que le débit côté charge semble périodique, avec une période d'un jour. Cela va nous permettre de calculer le débit d'une « journée typique » : en faisant la moyenne sur l'année du débit à chaque instant de la journée, nous obtenons une journée moyenne qui nous servira pour la modélisation de l'échangeur. On en profite pour convertir le débit volumique en débit massique en le multipliant par la densité du fluide. Le résultat du calcul de cette journée type est présenté à la figure 3.26 :

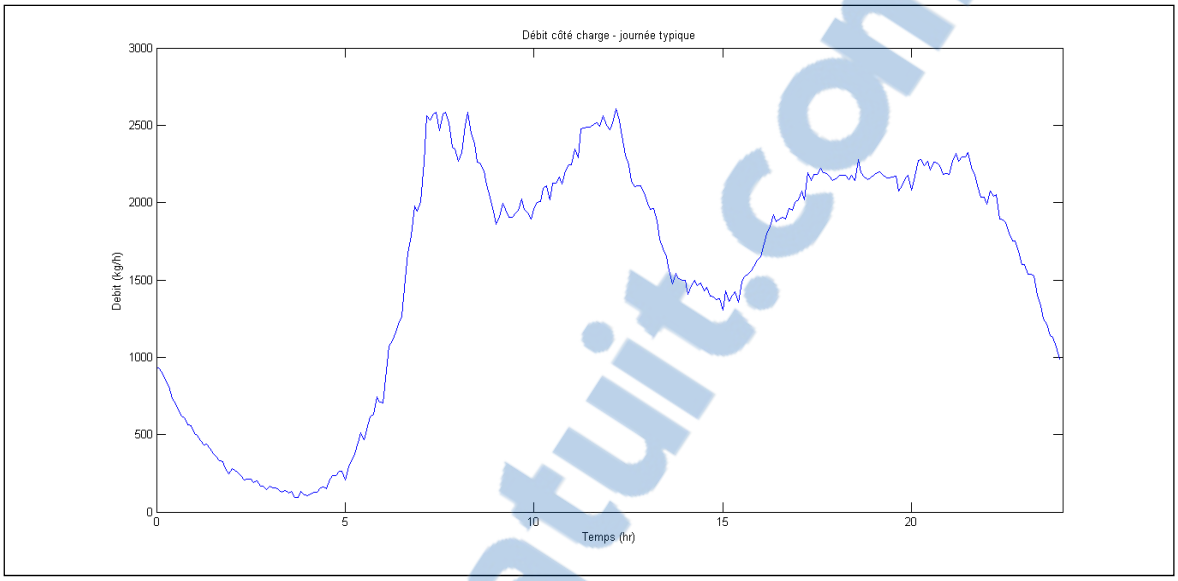


Figure 3.26 Débit côté charge de l'échangeur à plaques (journée typique)

3.2.2.2 Côté source

Du côté source, on observe l'évolution de la variation de température dans l'échangeur tout au long de l'année (figure 3.27), que l'on compare à l'ouverture de la vanne (figure 3.28) :

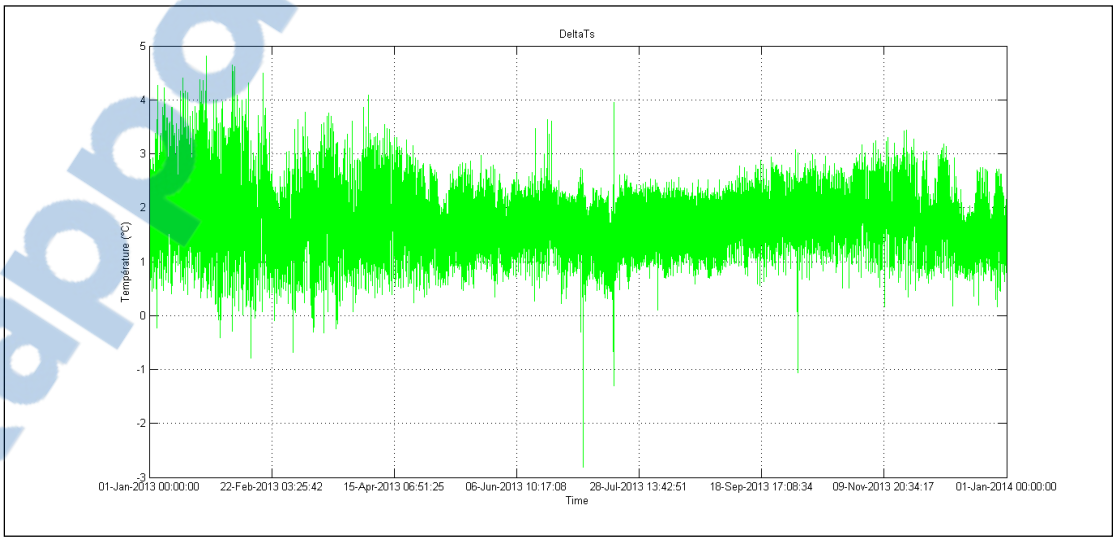


Figure 3.27 ΔT côté source de l'échangeur à plaques

Rapport-Gratuit.com

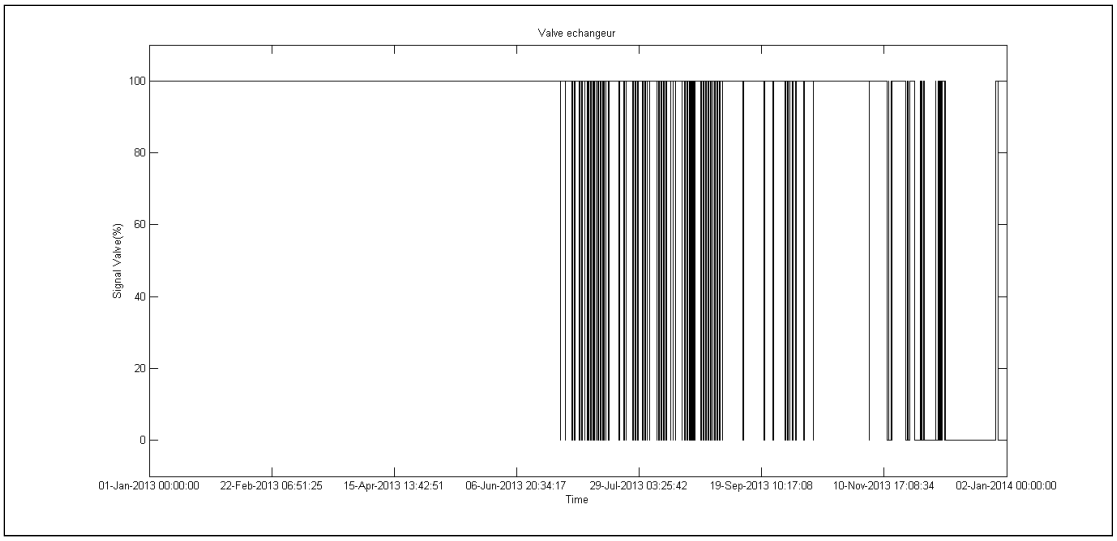


Figure 3.28 Variateur de la vanne VLV_ECH

Il est étonnant de voir que la variation de température côté source n'est pas nulle lorsque la vanne est fermée, car l'échangeur est le seul élément thermique présent entre les capteurs TRETMA et TRETECH ; lorsque la vanne est fermée, le fluide contourne l'échangeur et il ne devrait pas y avoir de perte importante de température entre les 2 capteurs. Pour quantifier la différence de variation entre les périodes où la vanne est ouverte est les périodes où elle est fermée, on calcule la variation moyenne pour chacune de ces configurations. On obtient les résultats suivants :

- vanne ouverte : perte moyenne de 1,846°C entre TRETMA et TRETECH ;
- vanne fermée : perte moyenne de 1,635°C entre les deux capteurs.

La différence entre les deux configurations est très faible, ce qui semble incohérent avec le schéma du système proposé par les plans ou par Metasys. Il peut y avoir deux raisons :

- Les capteurs sont trop imprécis, auquel cas il faudrait les remplacer pour pouvoir effectuer une nouvelle fois l'analyse ;
- Ou alors les schémas du système sont faux, ou obsolètes, et il y aurait une dérivation et un autre élément retirant de la chaleur au fluide entre les deux capteurs. Dans ce cas-là, il faudrait revoir les schémas, sur les plans et sur Metasys.

Malgré ces incohérences, nous allons faire une estimation du débit circulant dans la boucle Métro : l'échange de chaleur est supposé être le même entre le côté source (boucle Métro) et le côté charge (eau froide domestique). Nous avons toutes les données nécessaires pour connaître l'échange thermique côté charge, et ayant les températures côté charge nous allons évaluer le débit théorique côté source. En effet on a :

$$Q_{ech} = \dot{m}_s \times Cp_s \times (Te_s - Ts_s) = \dot{m}_c \times Cp_c \times (Ts_c - Te_c) \tag{3.8}$$

Où Q_{ech} est l'échange de chaleur au sein de l'échangeur, les indices $_s$ et $_c$ représentent les grandeurs côté source et charge : $\dot{m}$ est le débit massique, Cp la capacité thermique massique et Ts et Te les températures de sortie et d'entrée de l'échangeur.

De l'équation (2.8), on déduit :

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{m}_c \times Cp_c \times (Ts_c - Te_c)}{Cp_s \times (Te_s - Ts_s)} \tag{3.9}$$

Le débit côté source étant supposé être constant, on ne fait ces calculs que lorsque les conditions idéales sont réunies : $(Te_s\text{-}Ts_s)$ et $(Ts_c\text{-}Te_c)$ supérieurs à 0,1°C, un débit côté charge supérieur à 20 l/mn et la vanne VLV_ECH ouverte à 100%. De plus, nous choisissons une fois de plus d'étudier les moyennes journalières afin d'éviter les erreurs de calcul dues au décalage. Le résultat du calcul sur toute l'année est présenté à la figure 3.29 :

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

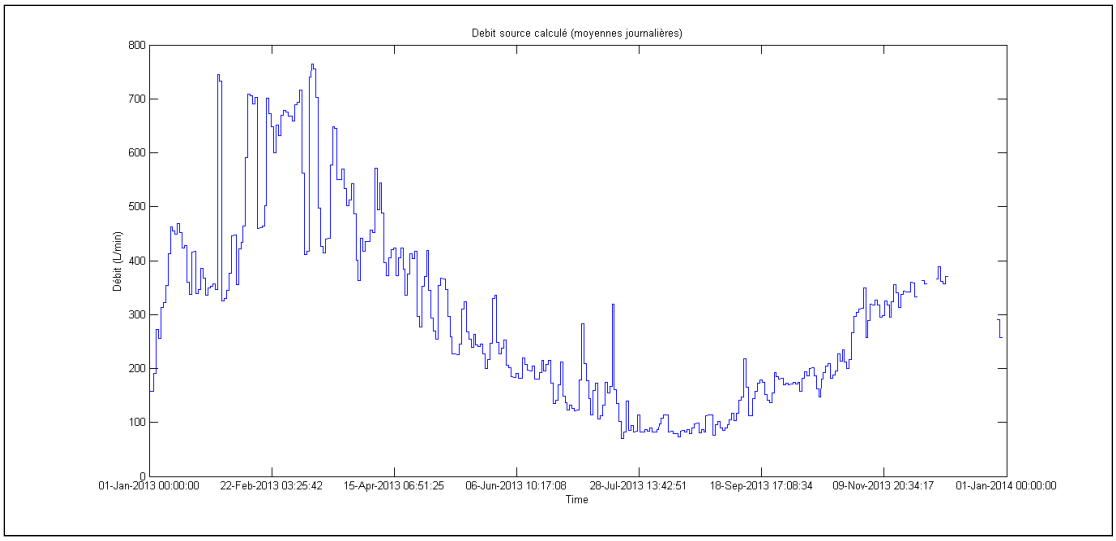


Figure 3.29 Évaluation du débit côté source de l'échangeur à plaques

On remarque que, contrairement à l'estimation faite grâce aux données de la boucle géothermique, le débit calculé côté source n'est pas du tout constant au cours de l'année même lorsque la valve est ouverte à 100%. On remarque une fois de plus la nécessité d'installer un débitmètre dans la boucle Métro.

En raison des différentes incohérences parmi les données de l'échangeur, nous n'accordons pas de crédibilité au calcul basé sur ces données pour faire l'estimation du débit dans la boucle Métro. Cependant ce calcul nous donne des résultats de débit encore plus faible que la première estimation et ne contredit donc pas l'hypothèse du mauvais dimensionnement des pompes.

3.2.2.3 Calcul de l'échange de chaleur et de l'efficacité

Dans le modèle habituel de l'échangeur, qui sera celui utilisé lors de la modélisation, l'échange de chaleur est le même des deux côtés. Pour calculer cette chaleur, nous utiliserons les données côté charge qui sont plus fiables. On affiche ces résultats sur toute l'année (figure 3.30) et sur une période d'une semaine (figure 3.31) :

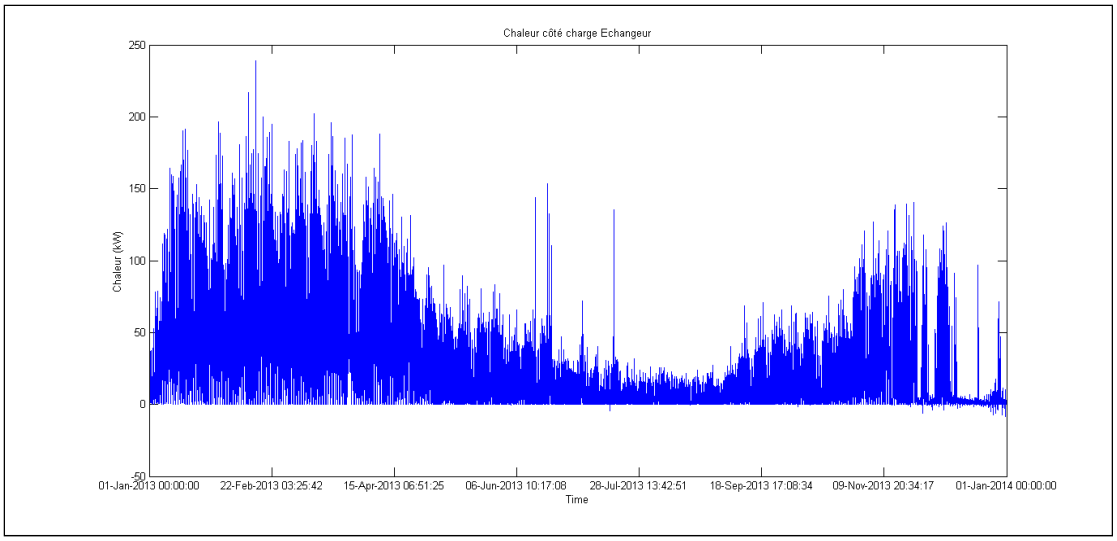


Figure 3.30 Chaleur fournie à l'eau domestique par l'échangeur sur l'année

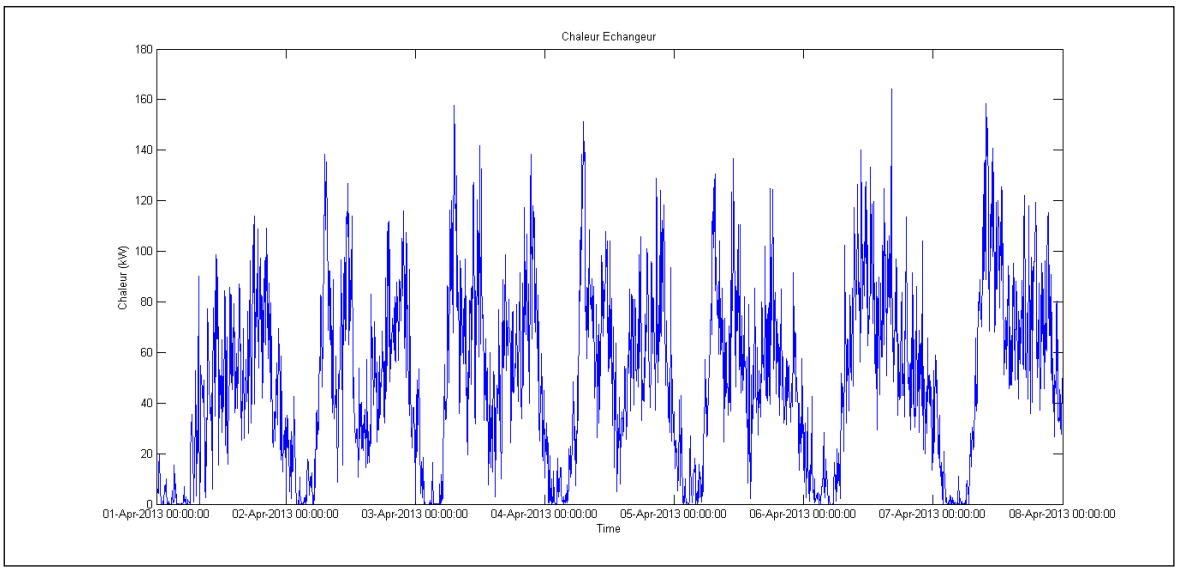


Figure 3.31 Chaleur fournie à l'eau domestique par l'échangeur sur une semaine

Le calcul confirme la chaleur varie avec le débit au long de la journée et avec ΔT_c au long de l'année. Pour avoir un ordre de grandeur, on peut cependant calculer la valeur moyenne : 24,3 kW.

La notion d'efficacité représente le rapport entre le transfert de chaleur réel et le transfert maximum, défini ainsi :

$$Q_{max} = C_{min} \times \Delta T_{max} \tag{3.10}$$

Avec

$$C_{min} = min(\dot{m}_c \times Cp_c \,, \dot{m}_s \times Cp_s) \tag{3.11}$$

Et

$$\Delta T_{max} = (Te_s - Te_c) \tag{3.12}$$

Même si on ne peut pas être sûr de la valeur de $\dot{m}_s$, on sait qu'il est supposé être relativement constant (ou en tout cas jamais nul tant que la vanne est ouverte) ; de plus les figures précédentes ainsi que l'estimation faite précédemment tendent à supposer que $\dot{m}_s$ est toujours supérieur à $\dot{m}_c$. Enfin, les capacités thermiques massiques Cp sont sensiblement égales, même si elles dépendent de la température du fluide : en moyenne sur l'année on a Cp_c=4,1841 kJ/kg.K et Cp_s=3,9279 kJ/kg.K.

On peut donc considérer que tant que la vanne est grande ouverte, on a :

$$C_{min} = (\dot{m}_c \times Cp_c\ ) \tag{3.13}$$

Ainsi, on peut calculer Q_{max} tout au long de l'année malgré l'incertitude sur le débit côté source.

Le calcul de l'efficacité est défini par :

$$Eff = \frac{Q_{reel}}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_c \times Cp_c \times \Delta T_c}{\dot{m}_c \times Cp_c \times \Delta T_{max}} \tag{3.14}$$

Donc, quand aucun débit n'est nul on a :

$$Eff = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{max}} \tag{3.15}$$

En réalité, l'efficacité varie en fonction des grandeurs d'entrée, notamment les débits. Cependant, nous cherchons une valeur unique et constante pour la modélisation. Nous choisissons donc de faire le calcul d'efficacité seulement lorsque certaines conditions sont toutes réunies :

- lorsque les deux ΔT sont de même signe,
- lorsque la vanne est ouverte à 100%,
- lorsque le débit côté charge est supérieur à 20 L/mn,
- lorsque ΔT_{max} est supérieur à 0,75°C,
- lorsque ΔT_c est supérieur à 0,1°C.

Lorsque ces conditions ne sont pas réunies, nous assignons une valeur non définie (NaN) à l'efficacité. Le résultat de ce calcul sur l'année est affiché en figure 3.32 :

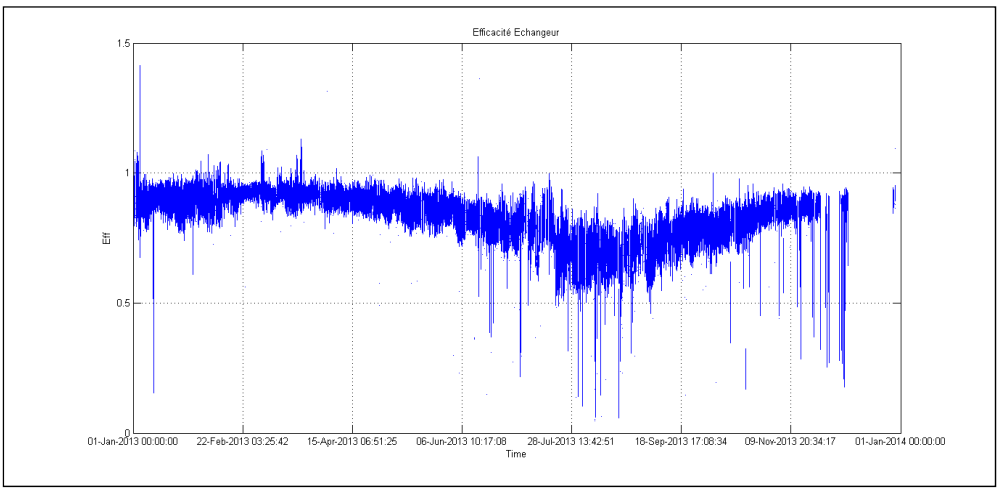


Figure 3.32 Efficacité de l'échangeur à plaques

On remarque une certaine baisse de l'efficacité en été, en partie car la température d'entrée de l'eau domestique y est plus élevée et que le débit y est plus faible. Le reste de l'année, les valeurs oscillent autour de la valeur nominale de 0,88 donnée par la documentation.

3.2.3 Tour de refroidissement

L'échange de chaleur à travers la tour de refroidissement est observable grâce à deux capteurs de température, présentés dans le tableau 3.6 :

Tableau 3.6 Capteurs de la tour de refroidissement

Grandeur mesurée	Nom du capteur
Température entrée	T_ALI_TE
Température sortie	T_RET_TE

On observe maintenant l'évolution des températures en entrée et en sortie, présentées sur l'année à la figure 3.33 :

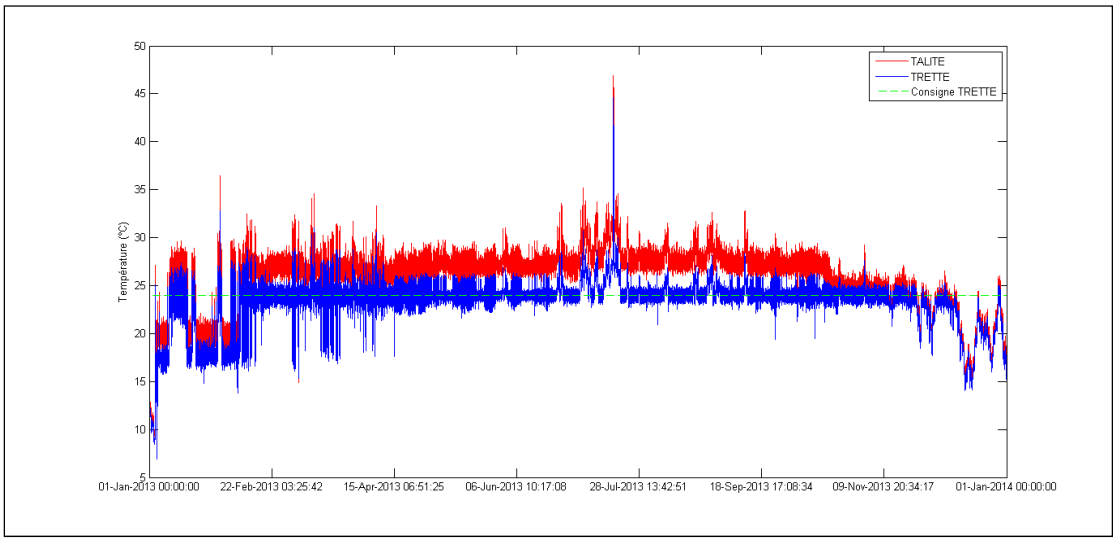


Figure 3.33 Températures de la tour de refroidissement

A l'exception du mois de janvier, on observe que la tour de refroidissement joue le rôle qu'on attend : la température du fluide est baissée lorsqu'elle dépasse la valeur consigne de 24°C. On remarque cependant qu'en été, lorsque la température d'entrée dépasse 30°C, le refroidissement est insuffisant pour arriver à 24°C. On remarque également que plus la température d'entrée varie, plus la tour peine à atteindre la consigne.

Pour le calcul de chaleur, on considère le débit constant comme vu précédemment. Le résultat est affiché sur les quatre derniers mois de l'année à la figure 3.34 :

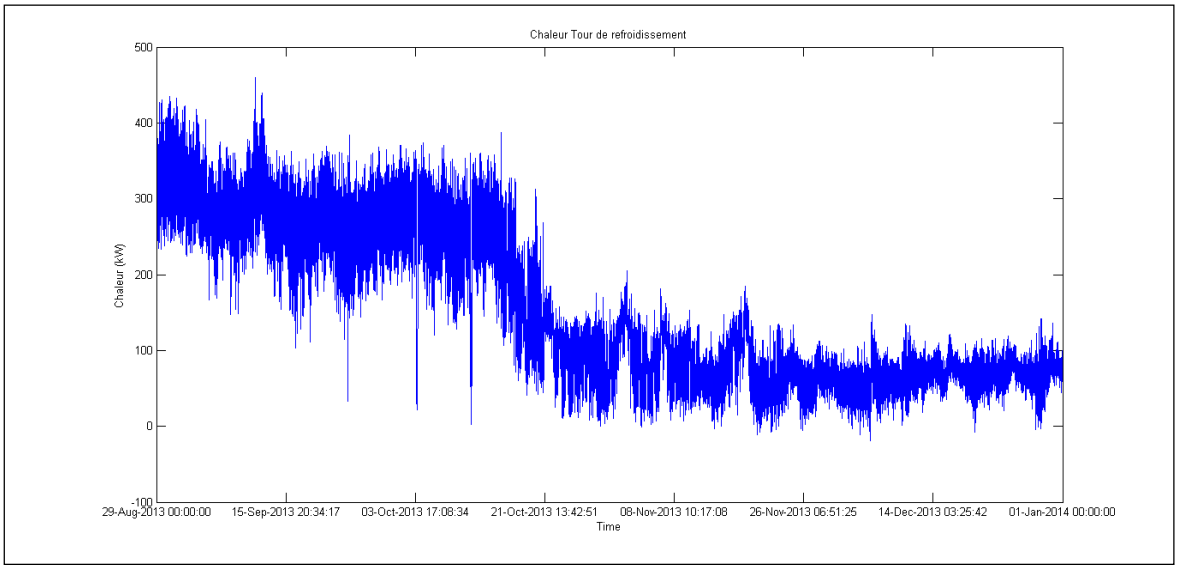


Figure 3.34 Chaleur retirée au fluide par la tour de refroidissement

On remarque qu'à partir du 15 octobre environ, date à partir de laquelle la valve de couplage est grande ouverte, la température dans la boucle Métro baisse et la tour a donc moins de chaleur à échanger pour atteindre une température de sortie inférieure à 24°C. La quantité de chaleur moyenne échangée avant le 17 octobre est de 265 kW, contre 80 kW après cette date.

3.2.4 Machines frigorifiques

L'effet des machines frigorifiques est aussi observé grâce à deux capteurs de température, présentés dans le tableau 3.7. La figure 3.35 montre l'écart de température du fluide dû aux machines frigorifiques sur toute l'année.

Tableau 3.7 Capteurs des machines frigorifiques

Grandeur mesurée	Nom du capteur
Température entrée	T_RET_TE
Température sortie	T_RET_MA

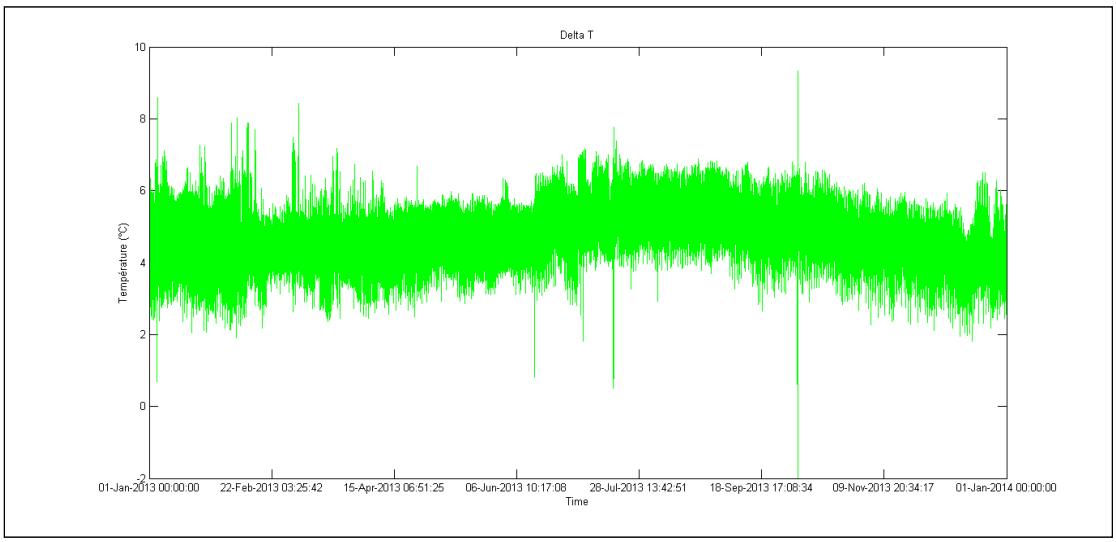


Figure 3.35 ΔT dû aux machines frigorifiques

L'analyse des relevés montre que les machines frigorifiques font augmenter la température du fluide d'en moyenne 4,85°C. On remarque que les variations à court terme (au cours d'une heure) sont plus importantes que les variations globales au court de l'année. On peut donc faire l'estimation que les machines frigorifiques fournissent à peu près autant de chaleur au fluide en été qu'en hiver.

En considérant le débit constant comme expliqué précédemment, on trouve une chaleur moyenne de 420 kW. Cette valeur est proche, à 5% près, de la valeur nominale annoncée de 400 kW. Ce résultat semble valider en partie l'hypothèse du débit constant à 1 296 L/mn.

3.3 Système de chauffage de l'eau domestique

Le traitement des données relatives à l'échangeur et à la thermopompe à CO2 ayant déjà été effectué, il ne reste que les capteurs de température en entrée et sortie des réservoirs, mais ces relevés ne donnent aucune information sur le comportement des réservoirs. Cependant, le modèle du système de chauffage de l'eau domestique créé par Guillaume GATHERON, que nous utiliserons au chapitre 4, a été validé par une comparaison entre les températures simulées et les mesures sur le système réel. La figure 3.36 montre l'interface Metasys du système d'eau domestique :

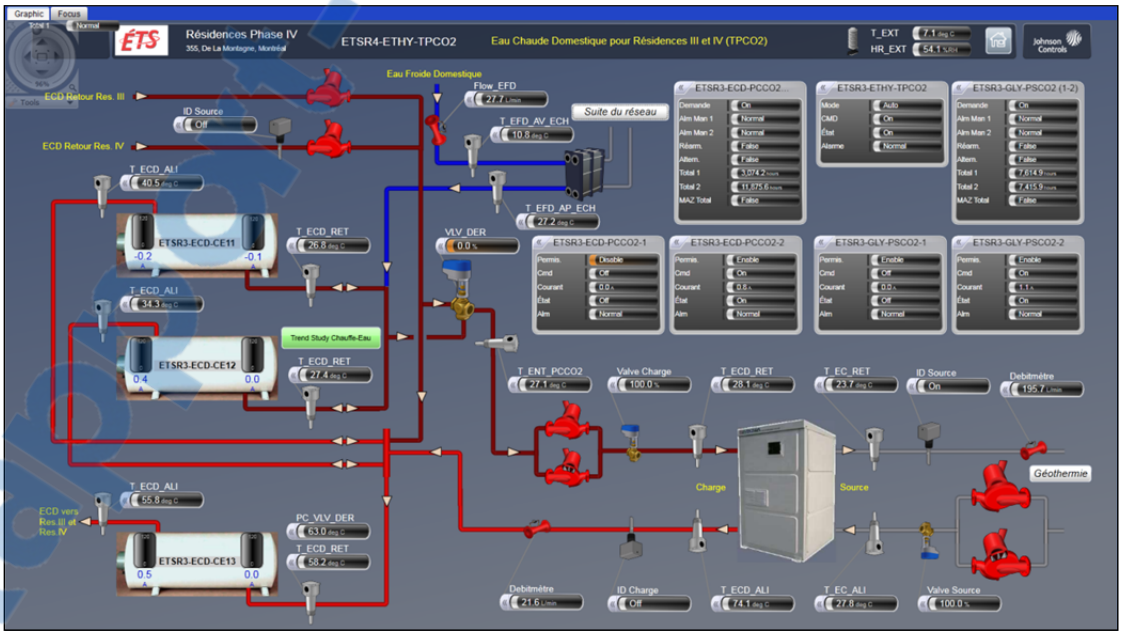


Figure 3.36 Interface Metasys du système de chauffage de l'eau domestique

CHAPITRE 4

MODELISATION DU SYSTÈME SUR TRNSYS

Dans ce chapitre, nous allons modéliser les différents éléments du système sur TRNSYS avant d'assembler ces éléments en un modèle global. Pour les éléments les plus importants nous validerons le modèle en y appliquant les grandeurs d'entrée (température, débit, commande…) mesurés par les capteurs correspondants et en comparant les grandeurs de sortie simulées avec les grandeurs de sortie mesurées.

4.1 Boucle Métro

4.1.1 Mode été/hiver

Pour modéliser le contrôle du mode été/hiver de la boucle Métro, on utilise l'élément Type2, un contrôleur différentiel, pour surveiller la température extérieure, avec une consigne de 24°C et un différentiel de -0,5°C pour passer en mode hiver.

4.1.2 Pompes

Les pompes qui alimentent la boucle Métro seront modélisées par l'élément Type 114, avec une puissance de 10 HP et un débit de 79 435 kg/h.

4.1.3 Machines frigorifiques

La modélisation des machines frigorifiques du marché d'alimentation sera le modèle le plus simple. En effet, on ne s'intéresse qu'à l'apport de chaleur effectué par l'ensemble des machines frigorifiques. On utilise donc l'élément TRNSYS Type 6, qui est un chauffage pur à puissance constante. Cette puissance a été choisie dans l'analyse des données et a une valeur de 420 kW pour un débit de 79 435 kg/h. Le schéma de l'élément isolé est présenté à la figure 4.1 :

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

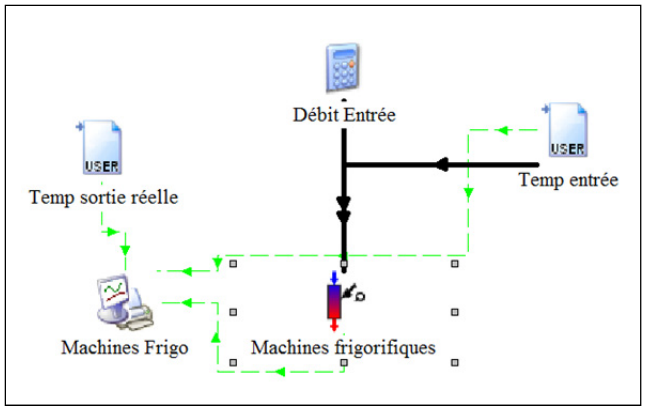


Figure 4.1 Modèle TRNSYS des machines frigorifiques

La figure 4.2 montre l'évolution des températures d'entrée (vert) et de sortie mesurée (bleu) et simulée (rouge) :

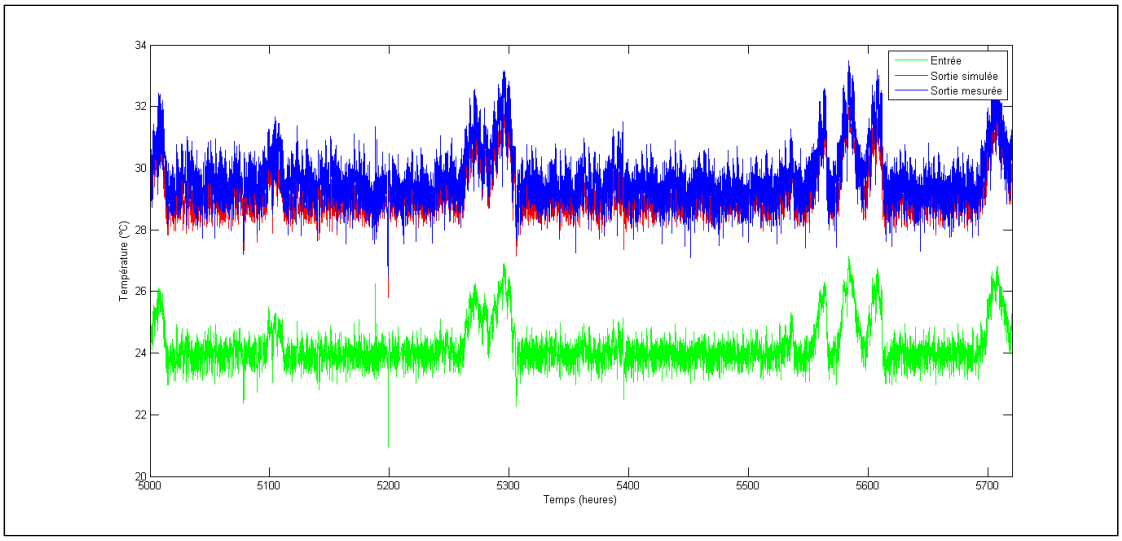


Figure 4.2 Résultat de la simulation des machines frigorifiques

Les valeurs de sortie mesurée (en bleu) et simulée (en rouge) sont quasiment confondues, il semble donc que le modèle se comporte comme attendu. Cependant, pour valider la calibration, on effectue l'analyse statistique grâce à la MBE et au CV(RMSE). On obtient les valeurs suivantes :

- MBE = -0,21% ;

- CV(RMSE) = 9,75%.

On rappelle que selon l'ASHRAE, on doit avoir des MBE compris entre ±10% et des CV(RMSE) compris entre ±30%. Dans ce cas, il est normal d'avoir une MBE proche de 0 car la valeur paramétrée pour l'échange de chaleur a été choisie en fonction des valeurs mesurée. Sa valeur non nulle est seulement due aux erreurs de précision des logiciels. On considère donc que ce modèle, malgré sa simplicité, est valable.

4.1.4 Échangeur à plaques

Pour la modélisation de l'échangeur de la phase 3 des résidences, on utilise l'élément Type 91 (échangeur de chaleur à efficacité constante) couplé aux éléments Type 11F et 11H qui modélisent à eux deux la vanne. Le schéma TRNSYS est présenté à la figure 4.3. On choisit pour l'efficacité de l'échangeur une valeur de 0,88, qui correspond à la valeur nominale donnée par la documentation et à la valeur calculée à partir des mesures pendant la plus grande partie de l'année.

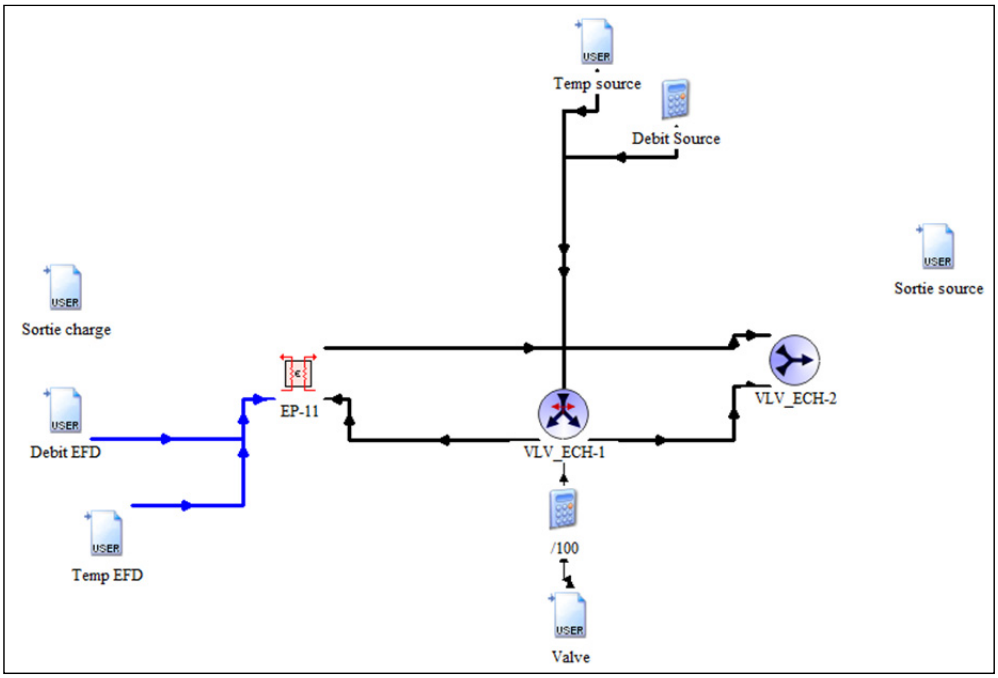


Figure 4.3 Modèle TRNSYS de l'échangeur à plaques

La figure 4.4 montre l'évolution de l'échange de chaleur en valeur absolue simulé (rouge), calculé à partir des mesures du côté source (bleu) et du côté charge (vert) sur une période de 30 jours :

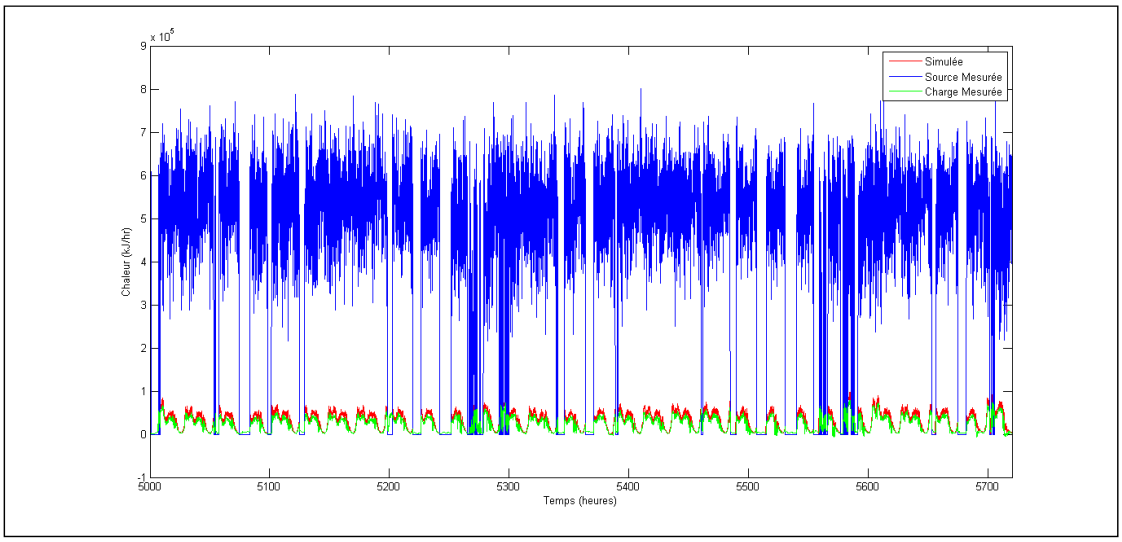


Figure 4.4 Résultats de la simulation de l'échangeur

Du côté charge, les chaleurs simulées et mesurées sont proches et ont le même comportement. Du côté source en revanche, l'échange de chaleur mesuré est bien plus important. Ce résultat confirme le problème rencontré avec l'analyse des données : il semble qu'il y ait une perte de chaleur entre les capteurs de TRETMA et TRETECH qui ne soit pas due à l'échangeur.

On effectue la comparaison statistique avec les mesures du côté source et du côté charge. On obtient les résultats suivants :

- du côté charge, une MBE de -1,40% et un CV(RMSE) de 17,78% ;
- du côté source, une MBE de 85.46% et un CV(RMSE) de 94,3%.

Vus les bons résultats statistiques du côté charge, nous considèrerons donc que le modèle est valide, l'erreur du côté source étant vraisemblablement due à autre chose qu'à un problème de calibration.

4.1.5 Tour de refroidissement

On utilise pour la modélisation de la tour le Type 510, qui représente une tour de refroidissement à circuit fermé. Le schéma de cet élément est présenté à la figure 4.5 :

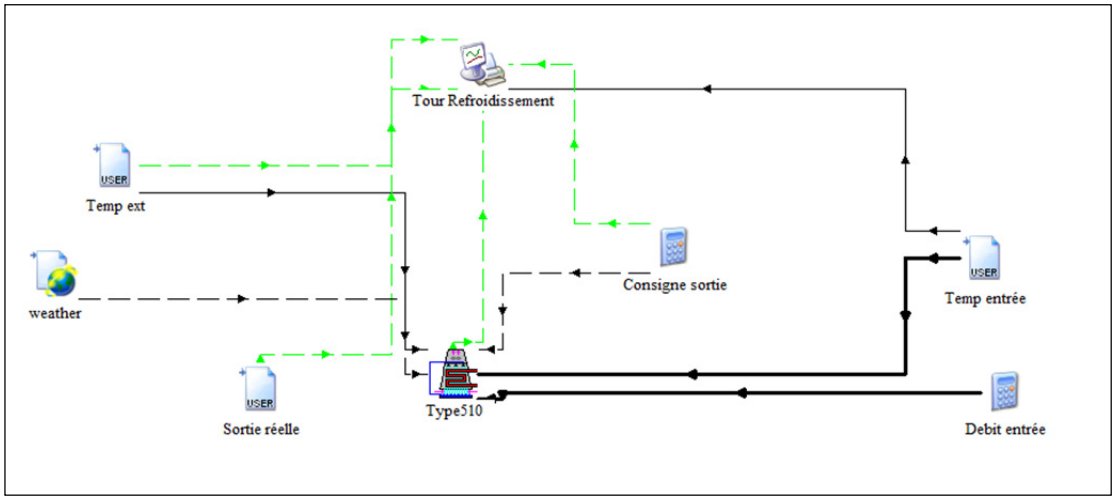


Figure 4.5 Modèle TRNSYS de la tour de refroidissement

On utilise comme entrée le débit et la température du fluide mais aussi la température extérieure et des données météorologiques : les taux d'humidité absolu et relatif ainsi que la pression ambiante.

La figure 4.6 présente l'évolution sur une période de 30 jours des températures d'entrée (vert), de sortie mesurée (bleu) et simulée (rouge).

On remarque que, contrairement à la mesure, la température de sortie simulée n'oscille pas autour de la température de consigne (24°C), elle est en général exactement égale à la consigne pendant plusieurs jours. Ceci est dû à un modèle « trop parfait » : en raison des fluctuations de l'air extérieur et de la température du fluide, il est peu probable qu'une vraie tour de refroidissement puisse délivrer une température de sortie si précise. Cependant l'analyse statistique donne des bons résultats : une MBE de 0,89% et un CV(RMSE) de 23,57 %. On peut donc considérer que ce modèle est viable.

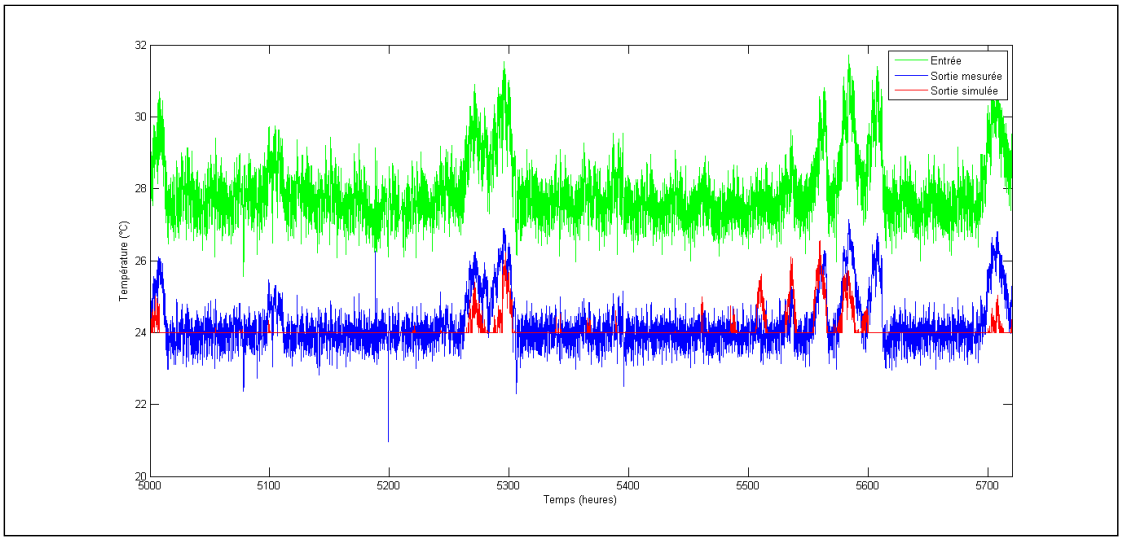


Figure 4.6 Résultats de la simulation de la tour de refroidissement

4.1.6 Vanne de couplage avec la boucle Métro

Le problème principal rencontré pour la modélisation de la vanne de couplage est que TRNSYS n'effectue pas de bilan de masse (ou bilan de débit) aux différents nœuds du réseau hydraulique.

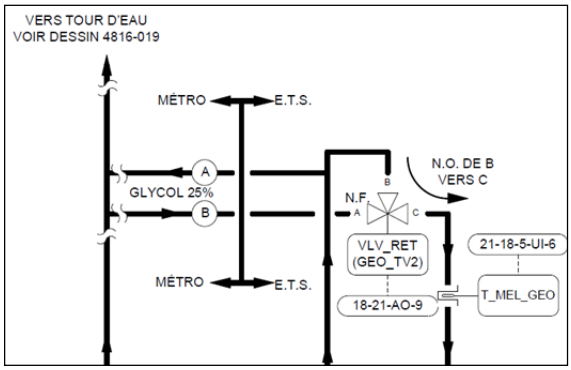


Figure 4.7 Schéma hydraulique de
la vanne de couplage

La figure 4.7 représente le schéma hydraulique de la vanne de couplage. Sur ce schéma, on se rend compte que sur le système réel, lorsque l'entrée A de la vanne est fermée, le débit

sera nul dans la canalisation marquée de la pastille (B) car le fluide est bloqué par la vanne. De plus, dans ce cas, le débit sera également nul dans la canalisation marquée de la pastille (A) et tout le débit de la boucle géothermique passera par l'entrée B (ouverte) de la vanne.

TRNSYS ne peut pas faire ces déductions tout seul à cet endroit. Ce bilan n'est effectué que par les éléments modélisant les pompes hydrauliques : si le débit entrant n'est pas égal au débit sortant, TRNSYS considère qu'il y a un problème, mais ne peut le régler tout seul.
Il va donc falloir modéliser chaque séparation par une vanne commandée. Comme seul le débit nous intéresse ici, nous utiliserons un schéma sur lequel n'apparaît aucun élément thermique mais seulement les pompes, les canalisations et leurs connections, représenté à la figure 4.8 :

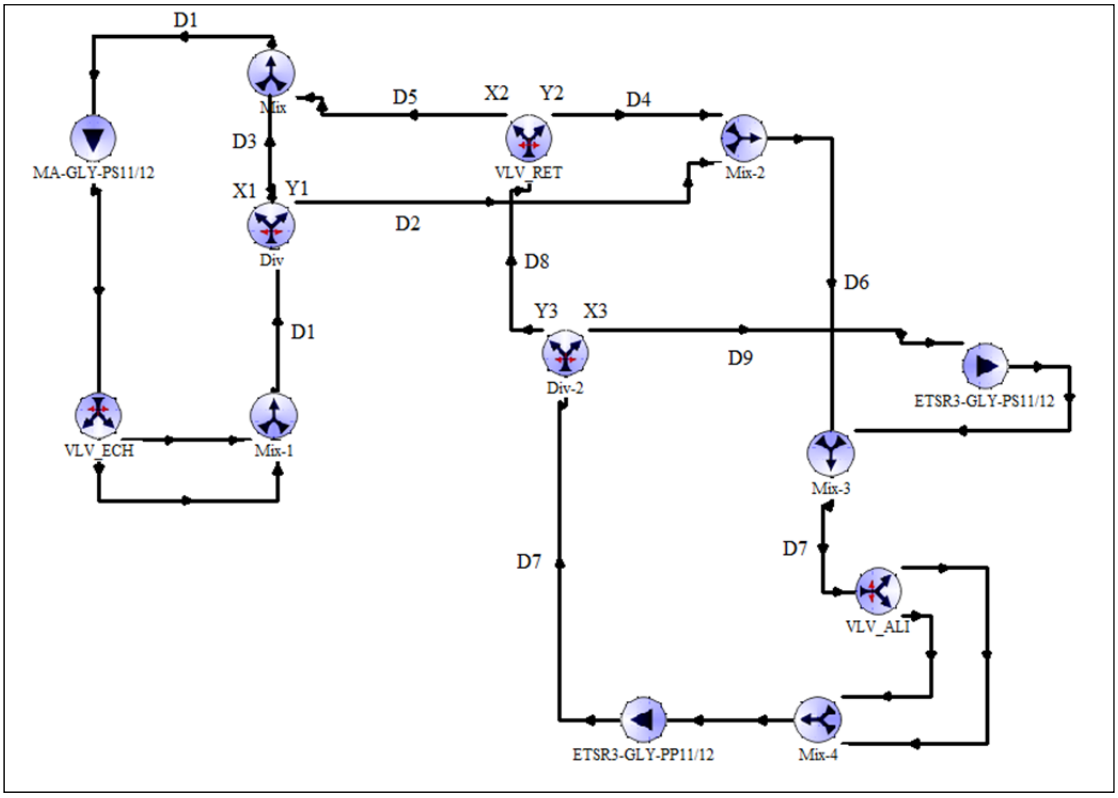


Figure 4.8 Schéma TRNSYS du réseau hydraulique

D1, D2, D3 … représentent les débits massiques aux différents endroits du système. En particulier :

D1 : Débit constant des pompes MA-GLY-PS

D7 : Débit constant des pompes ETSR3-GLY-PP

D9 : Débit variable des pompes ESTR3-GLY-PS.

En appliquant les équations de conservation de la masse, on obtient :

$$D1 = D2 + D3 \tag{4.1}$$

$$D5 + D3 = D1 \tag{4.2}$$

$$D8 = D5 + D4 \tag{4.3}$$

$$D2 + D4 = D6 \tag{4.4}$$

$$D6 + D9 = D7 \tag{4.5}$$

$$D7 = D8 + D9 \tag{4.6}$$

En combinant les équations (4.1) et (4.2), on trouve :

$$D2 = D5 = D25 \tag{4.7}$$

Et donc, en combinant les équations (4.3) et (4.4) :

$$D6 = D8 = D68 \tag{4.8}$$

Nous avons donc 3 équations pour le bilan de masse :

$$D1 = D25 + D3 \tag{4.9}$$

$$D68 = D25 + D4 \tag{4.10}$$

$$D7 = D68 + D9 \tag{4.11}$$

En isolant chacune des valves de dérivation étudiées (VLV_RET, Div et Div-2), on nomme X et Y la portion de débit à l'une et l'autre des sorties de la valve (voir figure 4.8). VLV_RET est la seule des 3 qui est effectivement commandée. X2 est donc connue, et déterminée par le contrôleur ou par signal forcé de l'utilisateur. X1 intervient comme X2 au couplage des deux boucles principales, il semble donc évident que X1 sera directement dépendant de X2. X3 représente la partie du débit envoyé dans les thermopompes. Sur le système réel, il est déterminé par le débit imposé par les pompes ESTR3-GLY-PS. On peut donc être sûr que X3 dépendra de D9.

D'après le schéma, on a donc :

$$D25 = X1 \times D1 \tag{4.12}$$

$$D3 = (1 - X1) \times D1 \tag{4.13}$$

$$D25 = X2 \times D68 \tag{4.14}$$

$$D4 = (1 - X2) \times D68 \tag{4.15}$$

$$D9 = X3 \times D7 \tag{4.16}$$

Donc :

$$\boldsymbol{X3 = \frac{D9}{D7}} \tag{4.17}$$

Rapport-Gratuit.com

$$D68 = (1 - X3) \times D7 \tag{4.18}$$

En combinant les équations (4.12) et (4.14), on remarque :

$$X1 \times D1 = X2 \times D68 \tag{4.19}$$

Soit, en insérant l'équation (4.11) :

$$\boldsymbol{X1 = X2 \times \frac{D7 - D9}{D1}} \tag{4.20}$$

Les équations (4.17) et (4.20) vont donc nous permettre de simuler une commande des éléments de dérivation Div et Div-2 dépendantes de données connues (le signal de la valve VLV_RET et les débits des différentes pompes) afin de modéliser la bifurcation naturelle du liquide à ces endroits.

4.2 Boucle géothermique

4.2.1 Mode été/hiver

Pour modéliser le contrôle du mode été/hiver de la boucle géothermique, on utilise l'élément Type 2, un contrôleur différentiel, pour surveiller la température extérieure, avec une consigne de 14°C et un différentiel de -2.5°C pour passer en mode hiver.

4.2.2 Pompes

Les pompes qui alimentent le champ géothermique seront modélisées par l'élément Type 114, avec une puissance de 10 HP et un débit de 74340 kg/h.

4.2.3 Thermopompe à CO2

L'élément utilisé pour la modélisation de la thermopompe à CO2 n'est pas un élément disponible dans la bibliothèque de TRNSYS. Il a dû être créé par M. Louis Lamarche lors d'une précédente étude sur le système d'eau domestique. En effet, cette thermopompe a la particularité de commander elle-même son débit côté charge en fonction de la température de sortie que l'utilisateur souhaite de ce côté (65°C ou 90°C). Or, dans les éléments standards, le débit côté charge est une entrée et la température de sortie côté charge une sortie. Avec le nouvel élément, les rôles de ces deux variables sont échangés. Il faut cependant noter que cet élément n'a été validé que pour un débit côté source relativement constant.
Le modèle TRNSYS de la thermopompe à CO2 est présenté à la figure 4.9 :

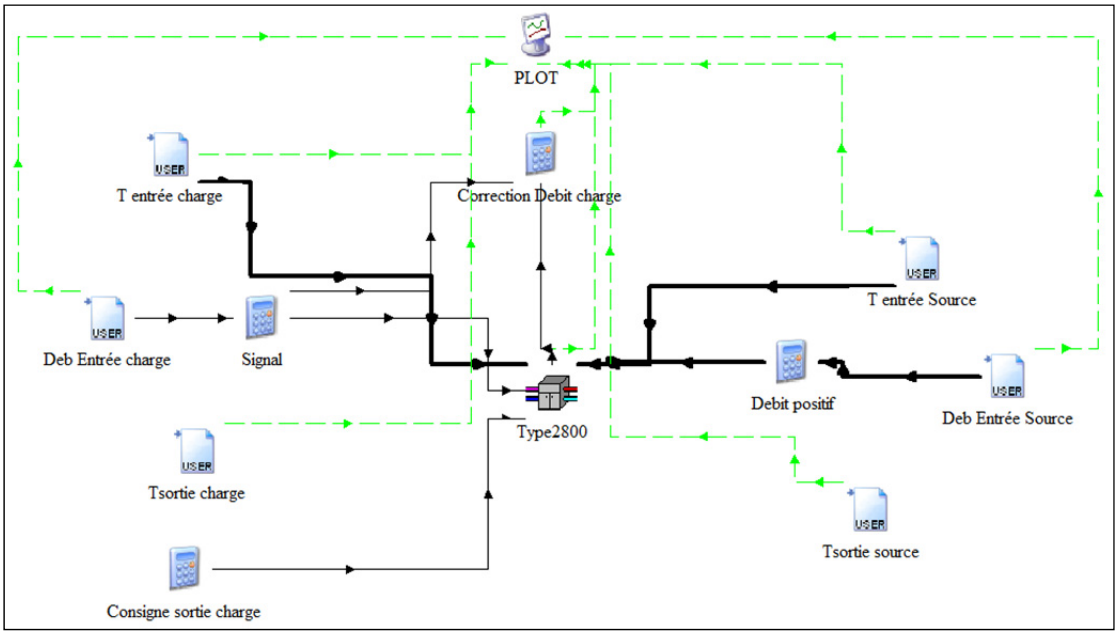


Figure 4.9 Modèle TRNSYS de la thermopompe à CO2

Sur le système réel, l'arrêt ou la mise en marche de la thermopompe dépend des températures des réservoirs d'eau chaude. Comme on a ici isolé la thermopompe, on ne peut pas réaliser cette commande. C'est pourquoi on a introduit la variable « signal » qui est nulle lorsque le débit mesuré côté charge est faible (moins de 100kg/h), et égale à 1 pour un débit fort. Ce

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

signal est également utilisé pour mettre à 0 le débit côté charge lorsque la thermopompe est arrêtée, ce que ne fait pas l'élément tout seul.

On effectue la simulation entre les jours 300 et 314 pour à la fois ne pas tenir compte des périodes où les relevés semblent faux (voir 3.1.1) et effectuer la calibration pour une période où le débit côté source est relativement constant. Les figure 4.10 et 4.11 présentent l'évolution des échanges de chaleurs simulés et mesurés, respectivement du côté source et du côté charge de la thermopompe à CO2 :

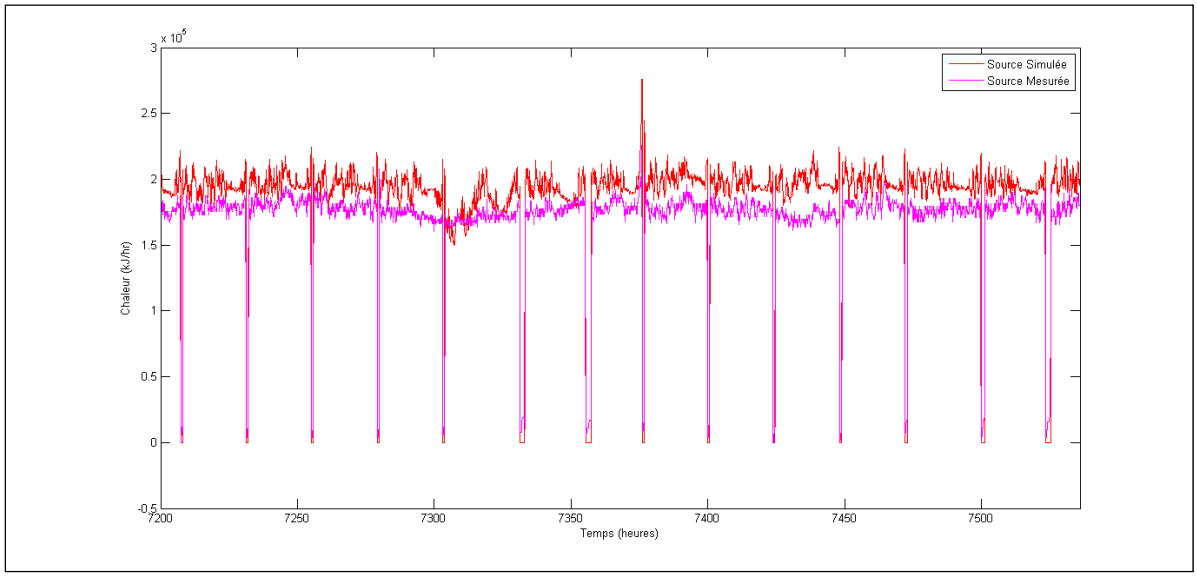


Figure 4.10 Résultats de la simulation de la PAC CO2 - Chaleur côté source

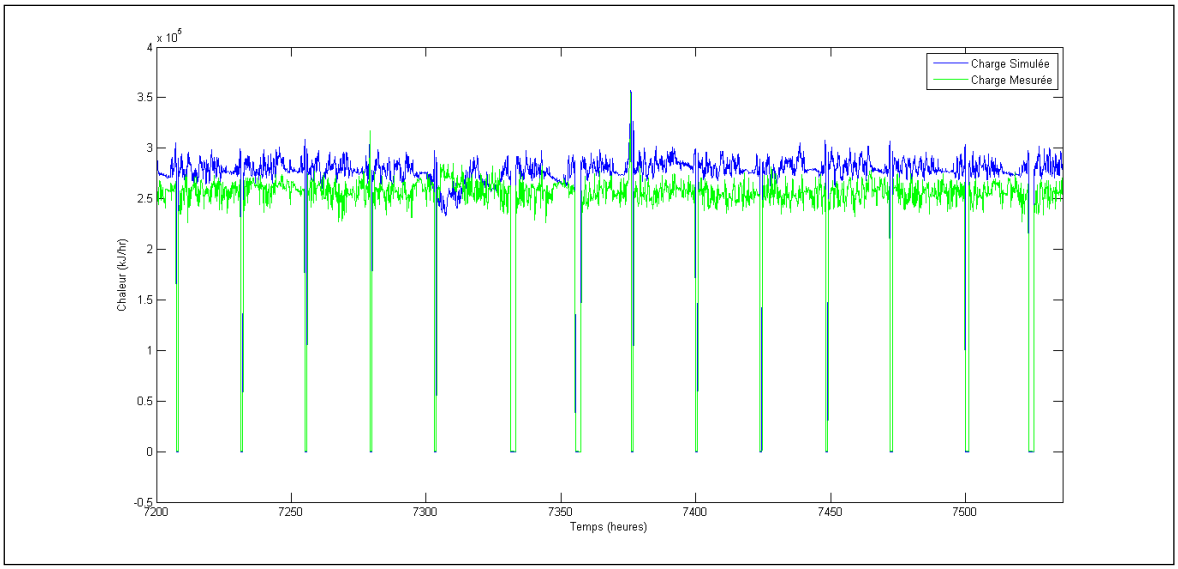


Figure 4.11 Résultats de la simulation de la PAC CO2 – Chaleur côté charge

A première vue, la simulation semble suivre les mesures, avec cependant des échanges de chaleurs plus importants pour la simulation que pour les mesures. Cela est dû au fait que la température en sortie de la thermopompe n'atteint jamais réellement la température consigne de 90°C, mais plutôt des valeurs autour de 87°C. Le modèle, lui, est conçu pour atteindre exactement la consigne de 90°C. L'analyse statistique donne des CV(RMSE) de 11,29% du côté source et 10,25% du côté charge, et des MBE de -10,12% du côté source et-9% du côté charge. Seule la MBE du côté source sort des valeurs conseillées, mais ce faible écart est dû principalement aux quelques degrés de différence entre les températures de sortie simulée et mesurée. De plus, le modèle est plus performant pour un débit côté source constant, ce qui n'est pas totalement le cas en réalité. On conclut donc que ce modèle est valable tant que le débit côté source ne varie pas trop. Il faudra prendre cela en compte lors de la modélisation du système complet.

4.2.4 Échangeur de la phase 4 des résidences

Comme on s'intéresse principalement à la phase 3 des résidences, on ne modélisera cet échangeur que par une perte de chaleur constante de 70 kW sous un débit constant en hiver et une chaleur et un débit nul en été.

4.2.5 Champ géothermique

On choisit l'élément Type557a pour modéliser le champ géothermique. Grâce à la documentation présente au service de l'équipement, nous connaissont la valeur de plusieurs paramètres importants, donnés dans le tableau 4.1 :

Tableau 4.1 Paramètres pour le modèle du camp géothermique

Paramètre	**Valeur**
Volume de stockage	85 000 m^3
Profondeur du puits	150 m
Profondeur de la tête de forage	5 ft
Nombre de puits	18
Rayon du puits	6 in
Diamètre extérieur du tuyau	1,66 in
Diamètre intérieur du tuyau	1,25 in
Demi-distance centre à centre	3 in
Paramètre	**Valeur**
Conductivité thermique du coulis	1,05 BTU/hr.ft.F
Conductivité thermique du tuyau	0,42 W/m.K

Faute de plus d'informations, nous laissons les autres paramètres comme la conductivité du sol à leur valeur par défaut. Le modèle TRNSYS du champ géothermique et de sa vanne est présenté en figure 4.12 :

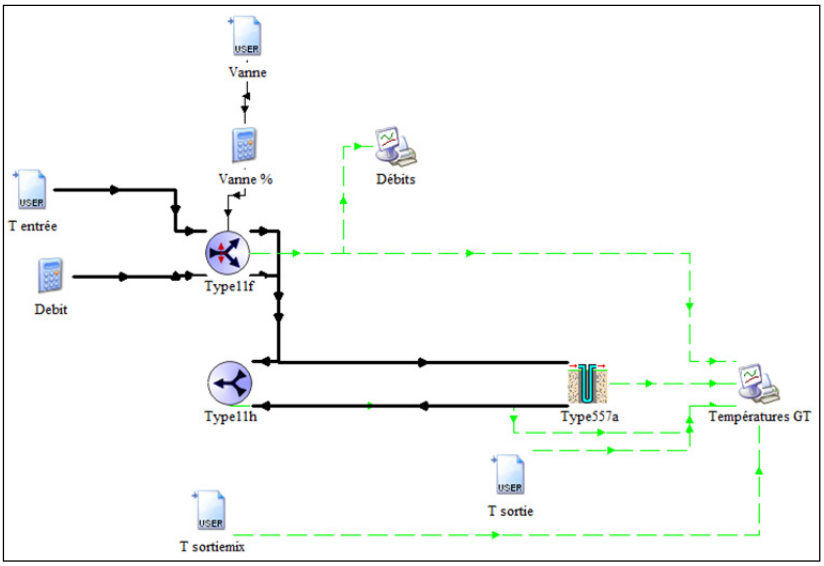


Figure 4.12 Modèle TRNSYS du champ géothermique

Comme nous l'avons vu lors de l'analyse des données, la variation de température causée par le passage du fluide dans le puits géothermique est très faible. Cela n'est pas idéal pour s'assurer de la validité du modèle car il est difficile de savoir si la différence de température mesurée est due au passage dans la géothermie, aux fuites de chaleur au niveau des pompes ou à l'imprécision des capteurs. Cependant nous pourrons au moins nous assurer que les températures de sortie simulée et mesurée auront le même ordre de grandeur.

Afin de mieux comparer la mesure et la simulation, nous effectuerons cette dernière sur une période courte, ici la dernière semaine de l'année entre les jours 351 et 358, pendant laquelle la vanne est ouverte à 100%. En choisissant une période éloignée du début de l'année, on évite les imprécisions de la simulation dues au choix de la température initiale du sol. La figure 4.13 présente l'évolution des échanges de chaleur mesurés (bleu) et simulés (rouge) :

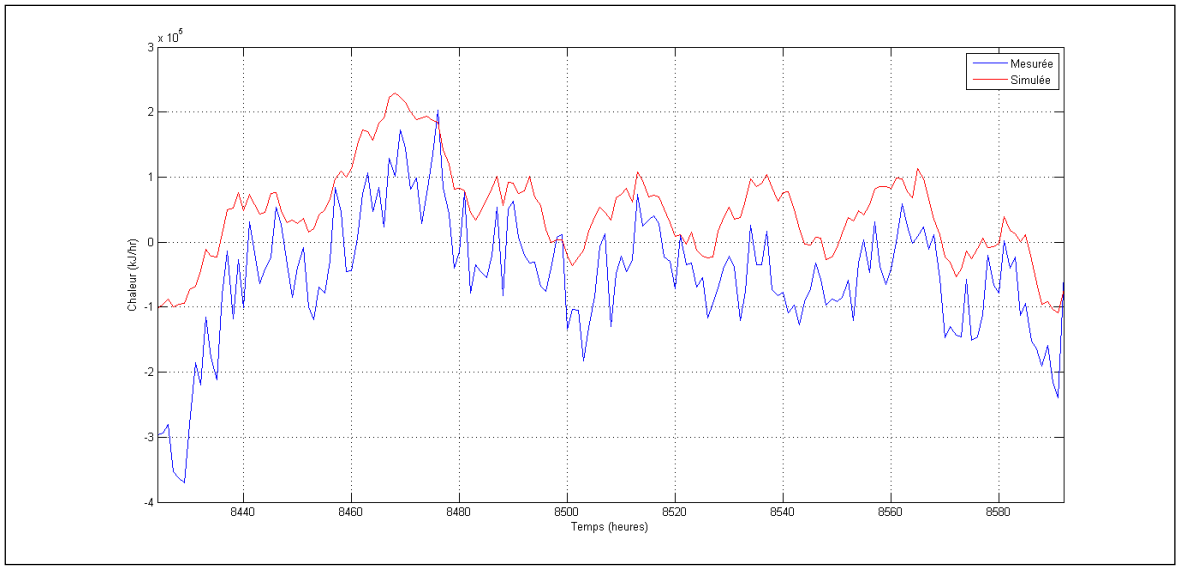


Figure 4.13 Résultats de la simulation du champ géothermique

On remarque qu'il existe un écart entre la chaleur mesurée et la chaleur simulée. Il arrive même qu'elles soient de signe opposé. L'analyse statistique ne donne pas des résultats satisfaisants non plus : sur l'année, on obtient après calcul une MBE de 33;6% et un CV(RMSE) de 45%. Cependant, les températures mesurées et simulées sont proches : le calcul de la RMSE sur les températures est de 0,3°, et la précision des capteurs installés sur le système donnée par la documentation varie de ±0,19°C à ±0,5°C. Cela montre que le fait d'avoir un débit si important traversant la géothermie pose un problème pour la bonne calibration du modèle : avec un tel débit, le changement de température au sein des puits est faible, si faible qu'il est de l'ordre de l'erreur de mesure. Cela ne pose pas de problème pour le fonctionnement du système en général, puisque la quantité de chaleur échangée serait la même avec un débit plus faible, mais c'est gênant pour la mesure, puisqu'il est difficile d'estimer si la différence entre les températures mesurées est due à l'erreur ou à l'échange de température. Un moyen de remédier à ce problème serait de bloquer l'ouverture de la vanne à 10% pendant une certaine période afin d'avoir un débit plus faible dans la géothermie, et faire la calibration du modèle en utilisant le capteur T_GEO pour la température de sortie, qui mesurerait donc une différence de température plus importante. Dans ce travail, on considèrera que ce modèle est cependant valide faute de meilleure mesure, car les

températures simulées et mesurées sont proches, et les séquences de contrôle se basent avant tout sur les températures.

4.2.6 Thermopompes principales

L'élément Type 927 est utilisé pour modéliser les thermopompes principales. Son comportement dépend d'un fichier externe donnant la capacité et la puissance consommée de la thermopompe en fonction des débits et des températures d'entrée côté source et côté charge. Un fichier modélisant le comportement des thermopompes étudiées a donc été créé à partir des données de la fiche technique (voir Annexe II). Afin de simuler un comportement aussi proche que possible de la vraie thermopompe, il faut faire attention à ce que les grandeurs d'entrée restent dans les intervalles proposé par la fiche technique (notamment lorsqu'une seule thermopompe est allumée, ce qui arrive le plus souvent). C'est pourquoi on commande la pompe côté source avec des valeurs de débit différentes des valeurs trouvées dans l'analyse des données. Ces valeurs sont données dans le tableau 4.2 :

Tableau 4.2 Débit modélisé côté source des thermopompes

Nombre de thermopompes allumées	**Débit modélisé (L/mn)**
0	0
1	250
2	260
3	275
4	300

Enfin, on commande le nombre de thermopompes allumées en fonction de la valeur de la charge calculée sur l'année 2010, comme le présente le tableau 4.3.

Ces valeurs arbitraires ont été décidées en fonction de l'évolution de la charge et de la capacité des thermopompes, afin d'avoir un comportement des thermopompes cohérent avec la charge. Le modèle TRNSYS des thermopompes principales est présenté en figure 4.14.

Tableau 4.3 Nombre de PAC allumées en fonction de la charge

Charge Q	Nombre de thermopompes allumées
|Q| < 100 MJ/hr	0
100 MJ/hr < Q < 500 MJ/hr ou -100 MJ/hr > Q > -300 MJ/hr	1
500 MJ/hr < Q ou -300 MJ/hr > Q	2

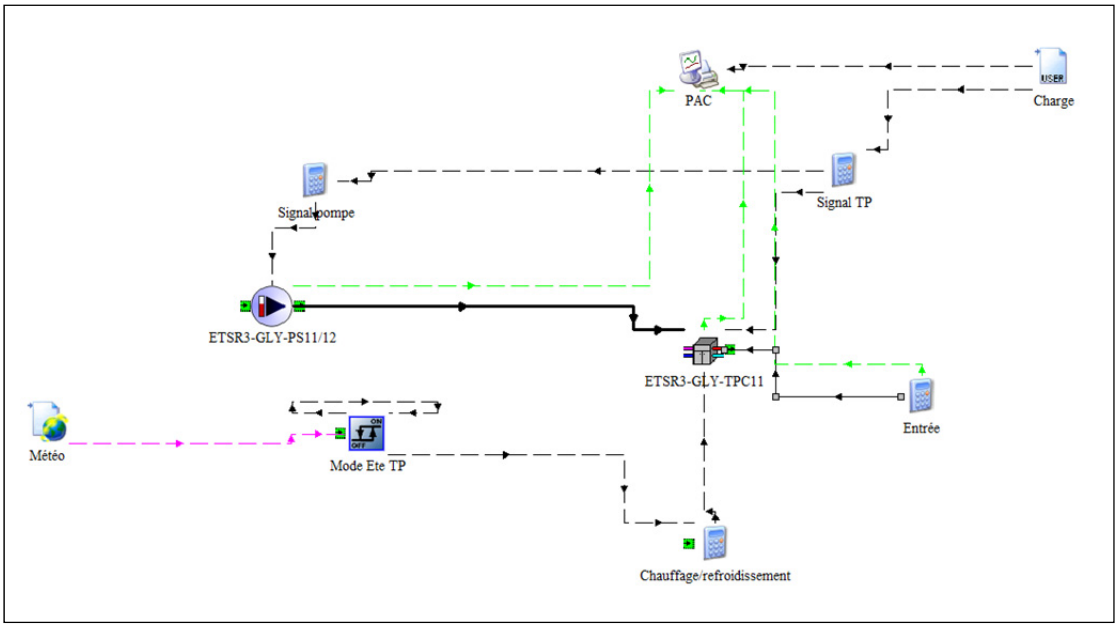


Figure 4.14 Modèle TRNSYS des thermopompes principales

4.3 Système de chauffage de l'eau domestique

Lors de son travail de recherche, Guillaume GATHERON a réalisé et validé un modèle du système de chauffage de l'eau entier, présenté en figure 4.15 :

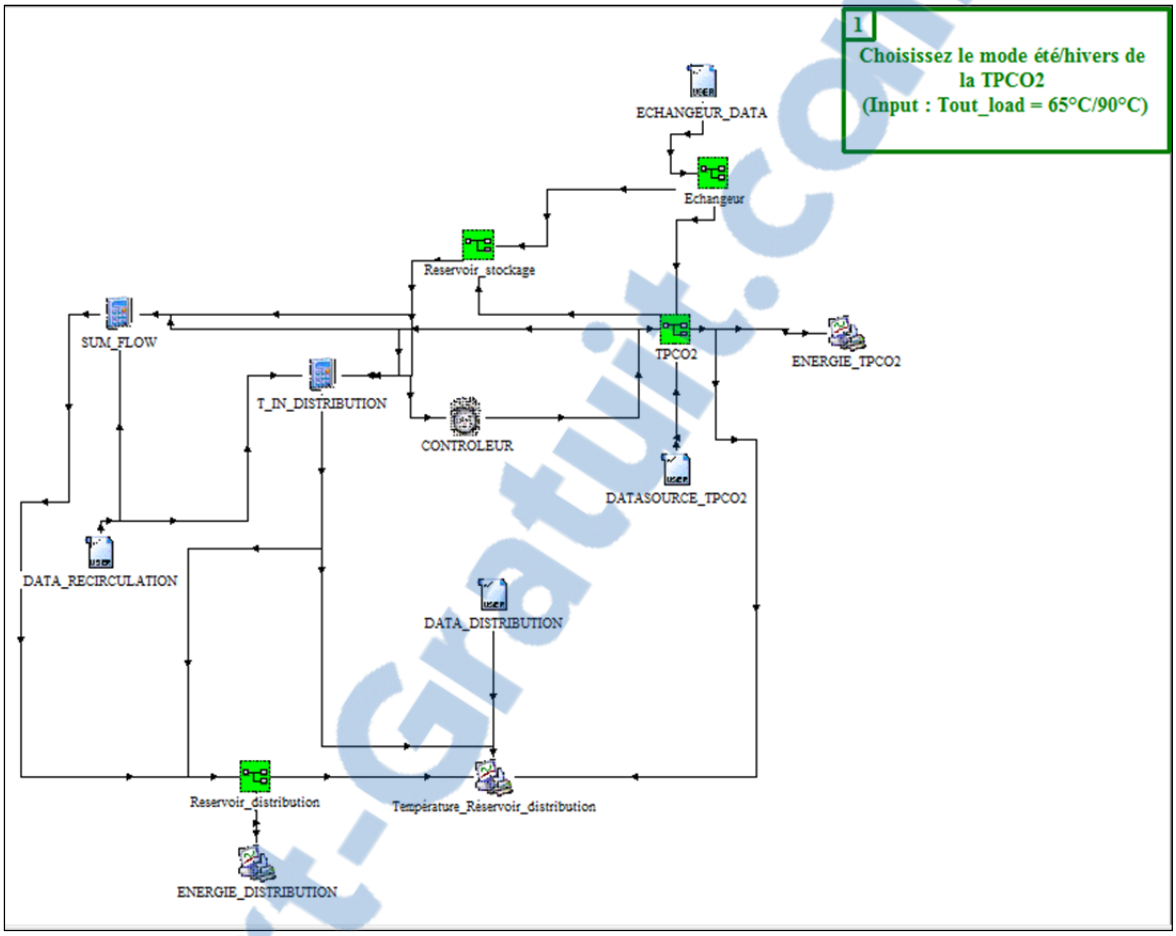


Figure 4.15 Schéma TRNSYS du modèle du système d'eau domestique

Nous reprendrons ce modèle pour l'assembler aux autres éléments modélisés dans le modèle global.

4.4 Modèle global

Pour la modélisation du système global, nous utiliserons les macros (regroupement d'éléments) afin de ne pas surcharger l'écran. Le schéma TRNSYS du modèle global est présenté à la figure 4.16 :

Rapport-Gratuit.com

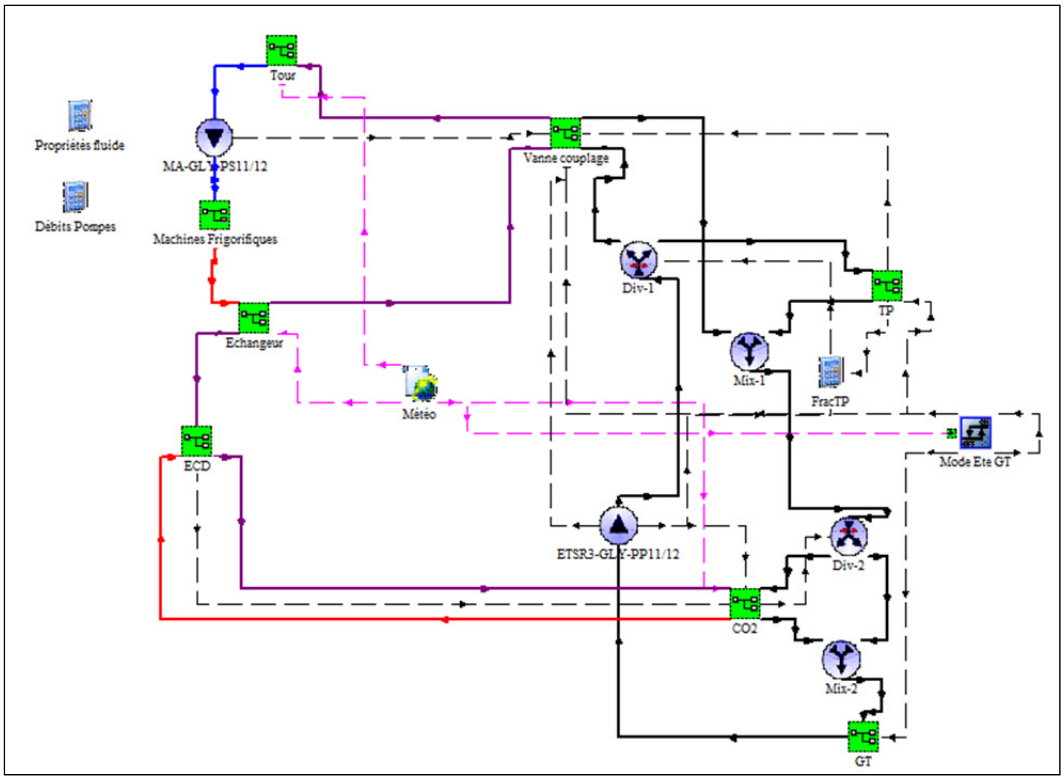


Figure 4.16 Modèle TRNSYS du système global

Sur ce schéma, les canalisations sont représentées par des traits épais. Parmi les lignes hachurées, les roses représentent les données météorologiques, nécessaires pour plusieurs éléments, et les noires représentent les liens utiles pour la commande du système.

Pour étudier le comportement global, on compare le transfert de chaleur utile (en noir), c'est-à-dire la somme des chaleurs absorbées par les thermopompes principale et à CO2 et par les échangeurs des phases 3 et 4, et les transferts de chaleur apportés par l'extérieur, c'est-à-dire ceux des machines du marché Métro (rouge), de la géothermie (vert) et de la tour d'eau (bleu). Ces transferts de chaleur sont présentés sur deux périodes de quatre semaines, en hiver sur la figure 4.17 et en été sur la figure 4.18 :

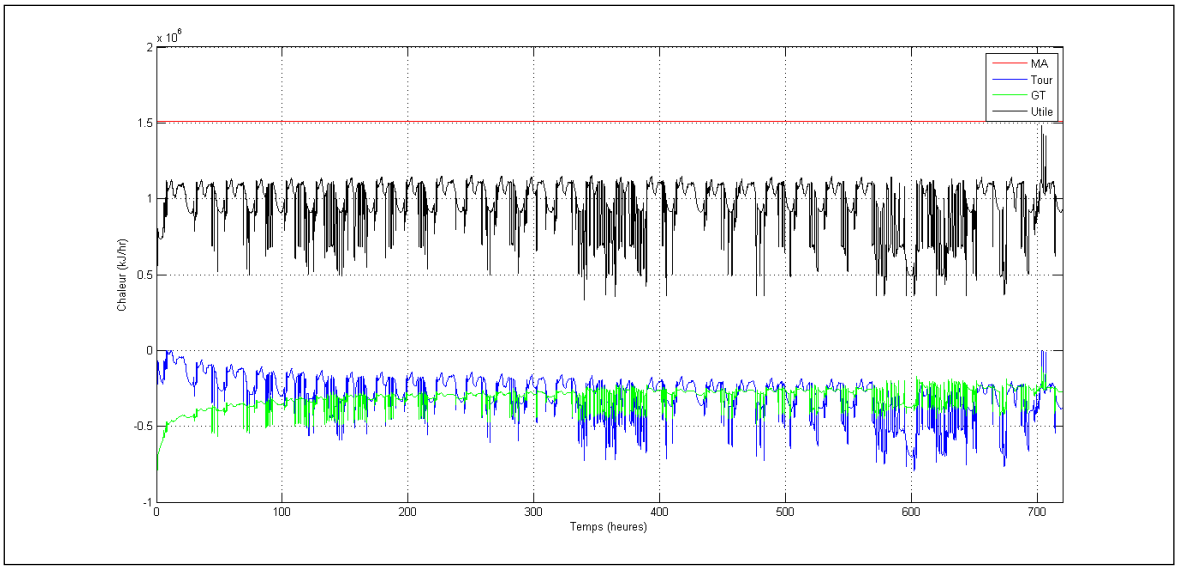


Figure 4.17 Résultats de la simulation du système global en hiver

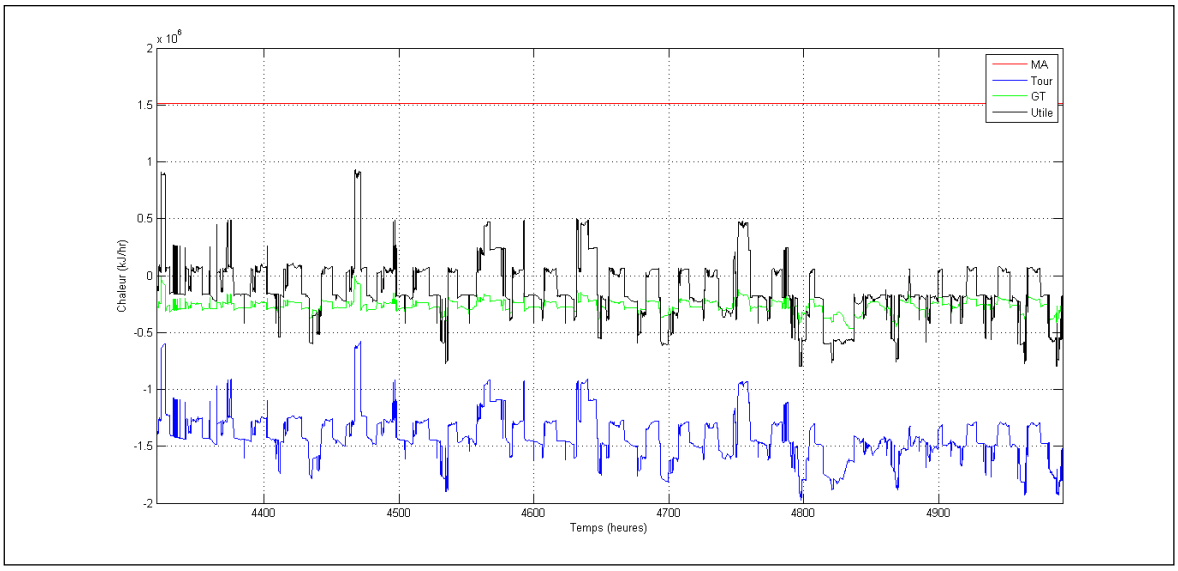


Figure 4.18 Résultats de la simulation du système global en été

On se rend compte qu'en hiver, la chaleur donnée au fluide par les machines frigorifiques du marché Métro peut fournir toute la chaleur utile au système, tout en réchauffant la géothermie et en perdant de la chaleur en passant par la tour d'eau.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

En été cependant, les thermopompes, lorsqu'elles sont allumées, fournissent déjà la chaleur nécessaire à l'échangeur des résidences 4 et à la thermopompe CO2, et la tour d'eau doit évacuer plus de chaleur.

Quel que soit le mode de fonctionnement, la géothermie refroidit toujours le fluide. TRNSYS permettant de simuler la température du sol, on observe son évolution au cours de l'année, présentée en noir sur la figure 4.19 :

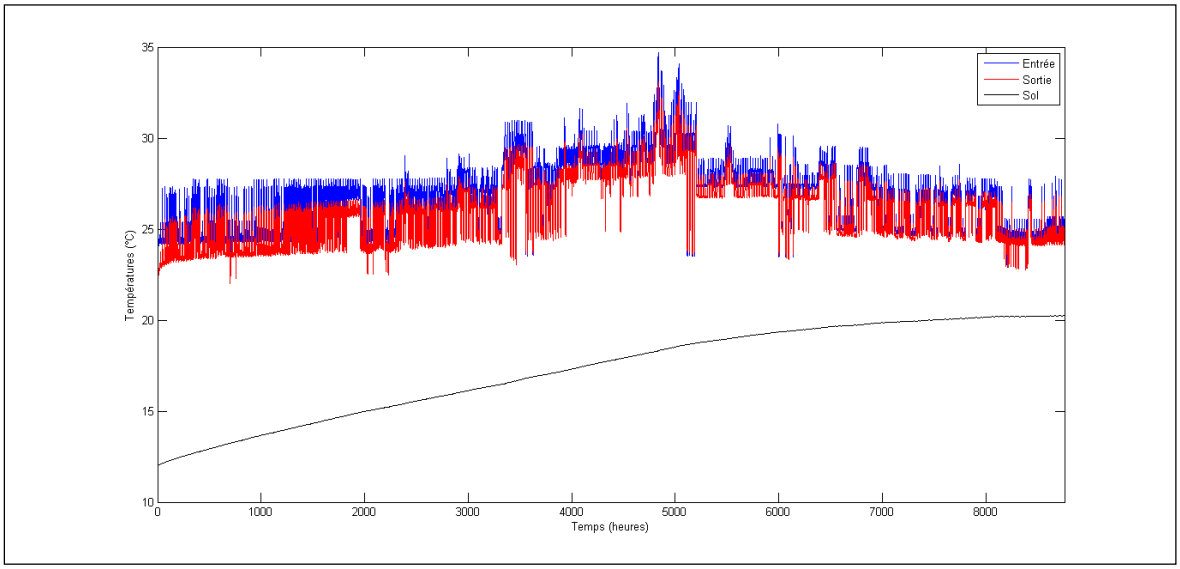


Figure 4.19 Résultats de la simulation du système global - Géothermie

En raison du rejet de chaleur permanent dans la géothermie, la température du sol augmente toute l'année. Sur ce modèle, on prend une température initiale de 12°C. À la fin de l'année, on obtient une température de 20,46°C. Cela veut dire que l'été suivant, le champ géothermique pourra moins refroidir le fluide, ce qui peut causer une baisse de l'efficacité des thermopompes.

Comparons maintenant la chaleur rejetée du côté charge des thermopompes principales (bleu) avec l'évaluation des charges (rouge), présentées à la figure 4.20 :

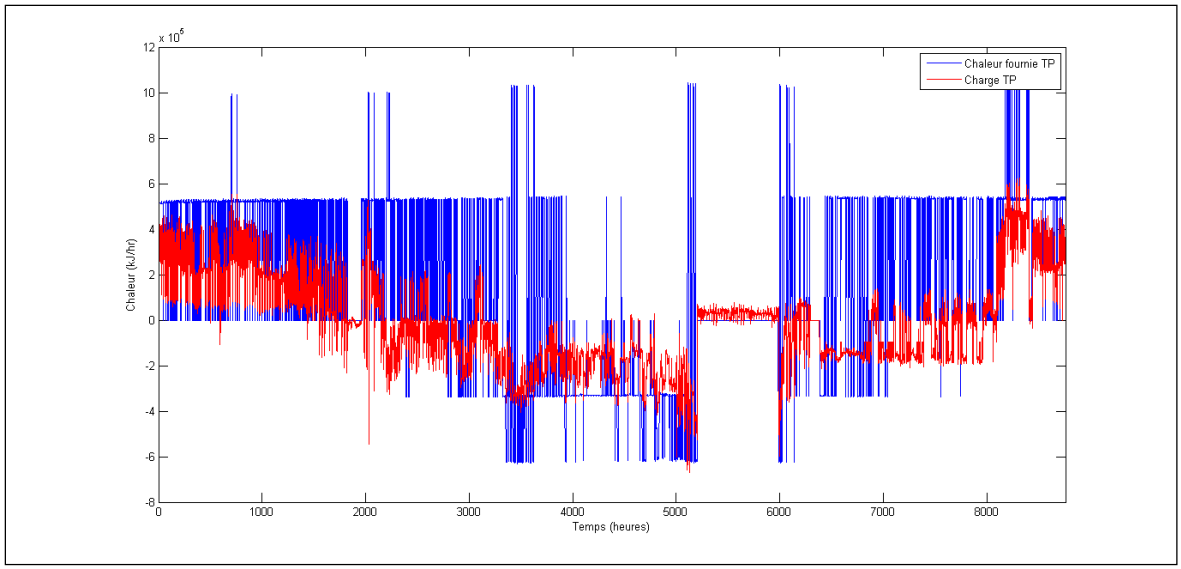


Figure 4.20 Résultats de la simulation du modèle global - charge thermopompes

On remarque qu'avec ce modèle les thermopompes peuvent aisément fournir la chaleur demandée par les résidences en n'en allumant qu'une seule la majorité du temps, et une deuxième pour les pics les plus importants.

Enfin, on observe l'évolution de la température de l'eau domestique, présentée à la figure 4.21. Tout au long de l'année, le système réussit effectivement à chauffer l'eau domestique au-dessus de la consigne minimale de 57°C.

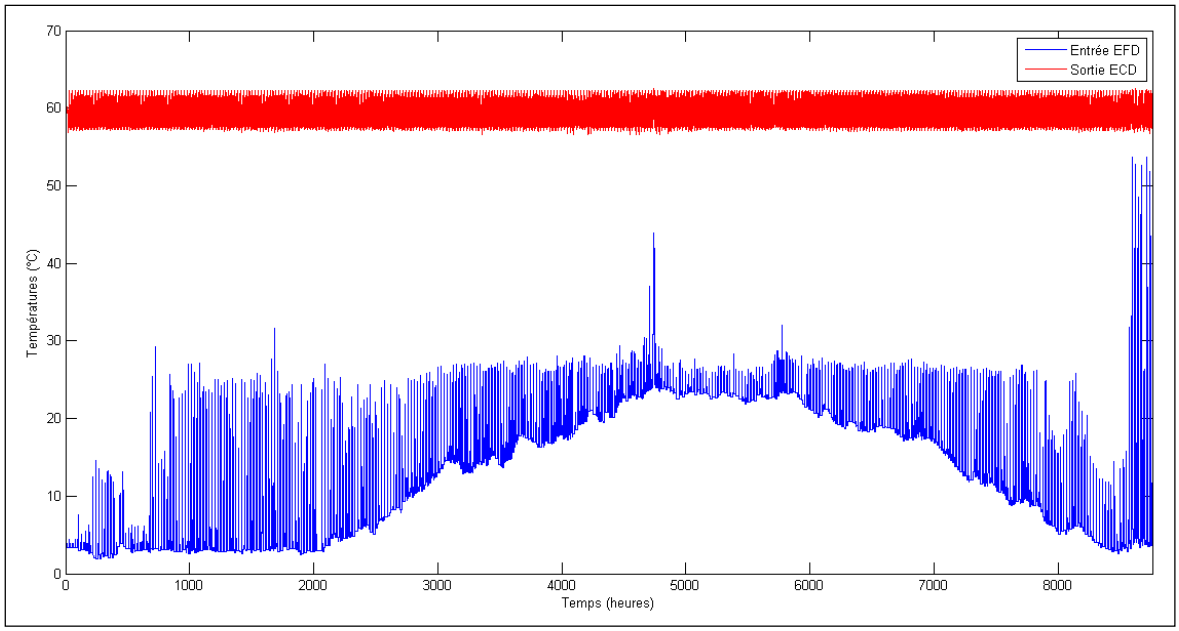


Figure 4.21 Résultats de la simulation du modèle global - eau domestique

CHAPITRE 5

SUGGESTIONS D'AMÉLIORATION

5.1 Conclusions sur le système actuel

On remarque que dans cette configuration, c'est-à-dire avec les vannes de couplage et de géothermie grandes ouvertes tout au long de l'année, la géothermie n'est utilisée que pour refroidir le fluide. Bien que les vannes soient gardées ouvertes afin de stocker de la chaleur pour les hivers suivants, cela ne semble pas la meilleure solution. En effet, les machines frigorifiques rejettent bien assez de chaleur pour être à elles toutes seules la source de chaleur en hiver. De plus, le fait de refroidir le fluide en hiver en le faisant passer par la géothermie nuit à l'efficacité des thermopompes : leur but étant de réchauffer les résidences, elles sont plus efficaces avec un fluide côté source le plus chaud possible. Enfin, en réchauffant le champ géothermique tout l'hiver, la température du sol grimpe et il pourra donc moins refroidir le fluide en été.

Afin d'évaluer les effets d'une éventuelle modification, on intègre tout au long de l'année les puissances consommées par les différents éléments consommant de l'électricité : les thermopompes principales et à CO2 ainsi que le chauffage du réservoir de distribution. La somme de ces énergies nous donne l'énergie totale consommée sur l'année. On intègre également la valeur absolue de la chaleur fournie au côté charge des thermopompes, car dans notre modèle cette chaleur n'est fournie à aucun élément. On obtient les résultats suivants :

- Énergie consommée : $1{,}505 \cdot 10^9$ kJ, dont :
  - PAC principales : $5{,}713 \cdot 10^8$ kJ ;
  - PAC CO2 : $7{,}868 \cdot 10^8$ kJ ;
  - réservoir : $1{,}47 \cdot 10^8$ kJ ;
- Énergie thermique fournie par la thermopompe : $2{,}679 \cdot 10^9$ kJ ;
- Le rapport de l'énergie utile sur l'énergie consommée, que l'on peut considérer comme une efficacité du système par rapport à la charge des thermopompes, est de 1,780.

On lance également une simulation en enlevant les « override » et en laissant les vannes être modulées en fonctions des consignes. Malheureusement, la présence des contrôleurs rend les équations du modèle trop complexes, ce qui cause des problèmes de convergence et donne des températures incohérentes pendant les périodes où les contrôleurs changent d'état.

5.2 Suggestions de modification

Maintenant le modèle du système actuel réalisé, on envisage des modifications sur le système de contrôle que l'on va pouvoir simuler afin d'évaluer si elle rendrait le système plus efficace. Au vu des conclusions sur le modèle existant, on choisit de garder la vanne de l'échangeur bloquée à 100%, car l'eau domestique a besoin d'être chauffée toute l'année et que la boucle Métro a justement tendance à se réchauffer en été. On choisit également de considérer les machines frigorifiques comme source de chaleur principale en hiver et la géothermie comme source de froid principale en été, d'où :

- En hiver, la vanne de couplage VLV_RET est ouverte à 100% mais la vanne de géothermie VLV_ALI est fermée. Ainsi la boucle Métro fournit la chaleur nécessaire aux thermopompes principales et à CO2 et à l'échangeur de la phase 4 mais n'en perd pas dans le puits géothermique.
- En été, la vanne de couplage est fermée et la vanne de géothermie est grande ouverte. Le sol n'a pas été chauffé pendant l'hiver et le puits géothermique, ainsi que la thermopompe à CO2, absorbent la chaleur fournie par les thermopompes.

On obtient les résultats énergétiques suivants :

- Énergie consommée : $1{,}518.10^9$ kJ, dont :
  - PAC principales : $5{,}509.10^8$ kJ ;
  - PAC CO2 : $7{,}773.10^8$ kJ ;
  - réservoir : $1{,}9.10^8$ kJ ;
- Énergie thermique fournie par la thermopompe : $2{,}788.10^9$ kJ ;
- Efficacité : 1,837.

Cette modification améliore l'efficacité du modèle, en particulier celle des thermopompes principales. De plus, on observe que, en prenant également une température du sol initiale à 12°C, la température du sol finale n'est que de 12,89°C. En effet, le sol n'est plus réchauffé en hiver, et en été il est refroidi par la thermopompe à CO2 pendant les périodes où les thermopompes principales sont éteintes. On peut donc considérer qu'on profite mieux de la géothermie.

On remarque cependant que l'énergie consommée par les résistances du réservoir a augmenté. En analysant les résultats de la simulation, on se rend compte que la raison est la perte d'efficacité de la thermopompe à CO2 en été. En effet, contrairement aux thermopompes principales, la thermopompe à CO2 est en mode chauffage toute l'année. Du fait de la fermeture de la valve de couplage en été, la température baisse dans la boucle géothermique, ce qui nuit à son efficacité.

On essaye alors une nouvelle modification du modèle qui consiste à garder la vanne de couplage ouverte à 100% toute l'année. On obtient les résultats suivants :

- Énergie consommée : $1{,}510.10^9$ kJ, dont :
  - PAC principales : $5{,}726.10^8$ kJ ;
  - PAC CO2 : $7{,}880.10^8$ kJ ;
  - réservoir : $1{,}492.10^8$ kJ ;
- Énergie thermique fournie par la thermopompe : $2{,}714.10^9$ kJ ;
- Efficacité : 1,798.

Dans cette configuration, le système consomme moins d'électricité, notamment le réservoir de distribution, mais la perte d'efficacité des thermopompes principales en été fait baisser l'efficacité globale du circuit.

Le tableau 5.1 propose la comparaison du point de vue énergétique entre le système actuel et les deux modifications proposées :

Tableau 5.1 Tableau comparatif des résultats des modèles actuel et modifiés

	Système actuel	**Modification 1**	**Modification 2**
Énergie consommée (kJ)	$1{,}505.10^9$	$1{,}518.10^9$	$1{,}510.10^9$
Dont PAC principales (kJ)	$5{,}713.10^8$	$5{,}509.10^8$	$5{,}726.10^8$
Dont PAC à CO2 (kJ)	$7{,}868.10^8$	$7{,}773.10^8$	$7{,}880.10^8$
Dont réservoir (kJ)	$1{,}47.10^8$	$1{,}9.10^8$	$1{,}492.10^8$
Énergie thermique fournie par les PAC principales (kJ)	$2{,}679.10^9$	$2{,}788.10^9$	$2{,}714.10^9$
Efficacité	1,78	1,837	1,798

La première modification proposée semble donc être le meilleur modèle. En effet, même si ce modèle consomme plus d'énergie que celui du système actuel, il est plus efficace. Il ne faut pas oublier que pour les 3 modèles étudiés, le comportement de la charge est le même et ne dépend pas du comportement des thermopompes principales. Si on appliquait ces modifications au système actuel, les thermopompes pourraient sans doute être allumées moins souvent car elles fourniraient plus de chaleur à la charge.

Cependant, avant d'effectuer ces modifications sur le système réel, il serait judicieux d'y installer plus de capteurs afin d'améliorer le modèle :

- Un débitmètre dans la boucle Métro : cette boucle comprend l'élément (les machines frigorifiques) qui semble pouvoir fournir suffisamment de chaleur pour tout le système en hiver, mais il est impossible d'évaluer réellement cette chaleur sans la présence d'un débitmètre. De plus, connaître la valeur réelle du débit pourrait permettre de confirmer ou non l'hypothèse de mauvais dimensionnement des pompes, et de pouvoir refaire les calculs concernant l'échangeur.
- Deux thermomètres, en entrée et en sortie, et un débitmètre, des côtés source et charge des thermopompes principales : elles sont l'élément principal de la boucle géothermique et pourtant c'est à cet endroit que l'on a le moins d'informations. Ces informations sont nécessaires pour observer leur comportement et valider le modèle.

- Un débitmètre proche du champ géothermique : bien que nous ayons pu évaluer le débit total en utilisant les capteurs présents dans les forages, ceux-ci ne semblent pas toujours bien fonctionner et ne permettent qu'une estimation du débit total.
- Un débitmètre et un thermomètre au niveau de la recirculation d'eau domestique, afin de mieux modéliser la température à l'entrée du réservoir de distribution.

La mise en place de ces capteurs permettraient de confirmer ou non les hypothèses émises pour le modèle actuel.

Rapport-Gratuit.com

CONCLUSION

Grâce à la documentation des différents éléments et à l'analyse des données recueillies par les capteurs, nous avons pu modéliser une grande partie du système de chauffage/refroidissement des résidences tel qu'il est actuellement.

On a cependant remarqué que lorsqu'on utilise pour la commande des vannes un contrôleur qui module la vanne pour atteindre une consigne, des erreurs de convergence apparaissent dans le modèle. C'est pourquoi, dans les modifications proposées, on contrôle les vannes en fonction du mode été/hiver du système.

En effectuant la simulation du système actuel, on se rend compte que les machines du marché Métro fournissent suffisamment de chaleur pour tout le système en hiver. Il ne faut donc plus envisager la géothermie comme une source de chaud importante mais surtout une source de froid en été. C'est sur cette idée, ainsi que sur l'amélioration de l'efficacité énergétique du système, que les modifications proposées sont basées.

La simulation de ces modifications montre effectivement une amélioration de l'efficacité et une meilleure utilisation de la géothermie possibles en n'ayant pas eu à modifier directement le système physique.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

RECOMMANDATIONS

Ce travail de recherche pourrait être approfondi et amélioré avec l'application des recommandations suivantes :

- Effectuer à nouveau l'analyse des données après l'installation de nouveaux capteurs, notamment au niveau de l'échangeur à plaques, et la comparer avec les suppositions émises dans ce mémoire.
- Refaire une estimation de la charge en chauffage/climatisation des résidences.
- Réaliser le modèle du côté charge des thermopompes principales.
- Modifier le modèle TRNSYS de la thermopompe à CO2 afin qu'il accepte un débit variable du côté source.
- Modifier le modèle TRNSYS global de façon à trouver la configuration la plus efficace pour des valeurs d'ouverture des vannes autres que 0% ou 100%, c'est-à-dire en utilisant le contrôle linéaire des vannes plutôt qu'un contrôle binaire (fermée ou ouverte).
- Enfin, valider le modèle amélioré en opérant les modifications sur le système réel.

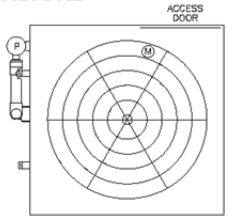
ANNEXE I

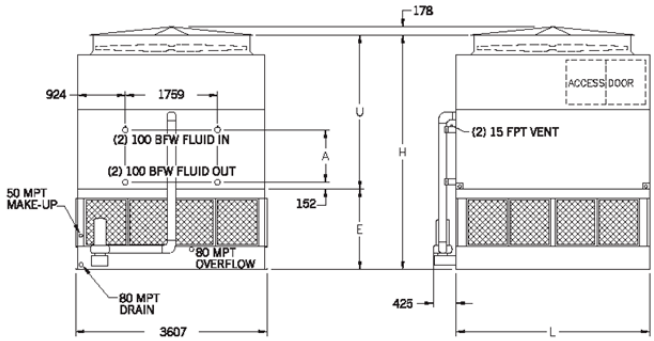
FICHE TECHNIQUE DE LA TOUR DE REFROIDISSEMENT

evapco

ATW Engineering Data & Dimensions

Models
ATW 144-3K to ATW 144-6N
ATW 168-3L to ATW 168-6N





Note: The number of coil connections doubles when the flow rate exceeds 56 l/s on Models ATW 144-3K thru ATW 168-6N. This required option is referred to as the High Flow coil configuration.

ATW Model Number†	Weights(kg)			Fans		Spray Pump		Coil Volume (Liters)	Remote Sump △			Dimensions ▲ (mm)				
	Shipping	Heaviest Section††	Operating	kW	m³/s	kW	l/s		Liters* Required	Conn. Size (mm)	Operating Weight (kg)	H	L	E	U	A
144-3K	6440	5275	10350	15	37.7	4.0	50.5	1181	1855	300	8575	4112	3651	1581	2530	565
144-3L	6465	5300	10375	18.5	40.1	4.0	50.5	1181	1855	300	8600	4112	3651	1581	2530	565
144-4K	7475	6310	11755	15	36.6	4.0	50.5	1548	1855	300	9985	4328	3651	1581	2746	781
144-4L	7500	6330	11780	18.5	39.0	4.0	50.5	1548	1855	300	10005	4328	3651	1581	2746	781
144-4M	7545	6375	11825	22	41.0	4.0	50.5	1548	1855	300	10050	4328	3651	1581	2746	781
144-5L	8485	7320	13135	18.5	37.8	4.0	50.5	1915	1855	300	11360	4543	3651	1581	2962	997
144-5M	8530	7365	13180	22	39.8	4.0	50.5	1915	1855	300	11410	4543	3651	1581	2962	997
144-6M	9605	8435	14620	22	38.5	4.0	50.5	2286	1855	300	12845	4759	3651	1581	3178	1213
144-6N	9715	8550	14735	30	41.8	4.0	50.5	2286	1855	300	12960	4759	3651	1581	3178	1213
168-3L	7305	5980	11895	18.5	44.9	4.0	56.8	1366	2157	300	9840	4264	4261	1734	2530	565
168-3M	7335	6010	11925	22	47.2	4.0	56.8	1366	2157	300	9870	4264	4261	1734	2530	565
168-4L	8525	7200	13545	18.5	43.6	4.0	56.8	1798	2157	300	11490	4480	4261	1734	2746	781
168-4M	8555	7230	13575	22	45.8	4.0	56.8	1798	2157	300	11520	4480	4261	1734	2746	781
168-5M	9690	8365	15140	22	44.5	4.0	56.8	2229	2157	300	13085	4696	4261	1734	2962	997
168-5N	9805	8480	15260	30	48.2	4.0	56.8	2229	2157	300	13205	4696	4261	1734	2962	997
168-6M	11060	9725	16935	22	43.1	4.0	56.8	2661	2157	300	14880	4912	4261	1734	3178	1213
168-6N	11165	9845	17050	30	46.7	4.0	56.8	2661	2157	300	14995	4912	4261	1734	3178	1213

† Model Number will end in "-2" for units with Series Flow piping configuration. Series Flow units may require additional coil connections and will require crossover piping.
†† Heaviest section is the coil/fan section.
* Liters shown is water in suspension in unit and piping. Allow for additional water in bottom of remote sump to cover pump suction and strainer during operation (300mm would normally be sufficient).
△ When a remote sump arrangement is selected, the spray pump, suction strainer and associated piping are omitted; the unit is provided with an oversized outlet to facilitate drainage to the remote sump.
▲ Unit dimensions and coil connections may vary slightly from catalog. See factory certified prints for dimensions, quantity of coil connections, and piping configuration. Coil connections are 100mm bevel for weld (BFW). Other connection types such as grooved for mechanical coupling or flanged are also available as options.

18

Figure-A I-1

ANNEXE II

FICHE TECHNIQUE DES THERMOPOMPES PRINCIPALES

Capacity Data for Water-to-Water Unit Size 310 60 Hertz — Low Temp Operation - anti-freeze required

SOURCE EWT	SOURCE Flow GPM	SOURCE WPD	HEATING Load EWT	HEATING Load GPM	HEATING Load LWT	HEATING Load WPD	HEATING Capacity Btuh	HEATING THA Btuh	HEATING Unit KW	HEATING LWT Source
30	64.0	16.9 (7.3 psi)	60	48.0	70.7	13.3	256,426	189,108	19.724	24.1
				64.0	68.1	16.9	258,583	192,567	19.342	24.0
				80.0	66.5	20.4	260,709	196,031	18.951	23.9
			120	48.0	129.5	13.3	228,435	121,588	31.306	26.2
				64.0	127.2	16.9	229,834	125,054	30.700	26.1
				80.0	125.8	20.4	233,021	130,238	30.115	25.9
	80.0	21.4 (8.8 psi)	60	48.0	71.0	13.3	263,977	195,999	19.917	25.1
				64.0	68.3	16.9	266,149	199,456	19.541	25.0
				80.0	66.7	20.4	268,260	202,922	19.144	24.9
			120	48.0	129.8	13.3	235,016	126,745	31.723	26.8
				64.0	127.4	16.9	236,400	130,213	31.113	26.7
				80.0	126.0	20.4	241,431	137,119	30.563	26.6
40	64.0	16.9 (7.3 psi)	60	48.0	73.1	13.3	313,347	240,784	21.261	32.5
				64.0	69.9	16.9	315,397	244,241	20.849	32.4
				80.0	68.0	20.4	319,140	249,425	20.426	32.2
			120	48.0	131.5	13.3	276,321	161,171	33.738	35.0
				64.0	128.8	16.9	280,977	168,086	33.077	34.7
				80.0	127.1	20.4	282,220	171,551	32.426	34.6
	80.0	21.4 (8.8 psi)	60	48.0	73.4	13.3	320,968	247,676	21.475	33.8
				64.0	70.1	16.9	322,999	251,130	21.057	33.7
				80.0	68.2	20.4	328,484	258,039	20.640	33.5
			120	48.0	131.9	13.3	284,765	168,053	34.196	35.8
				64.0	129.0	16.9	289,392	174,972	33.525	35.6
				80.0	127.3	20.4	290,634	178,437	32.873	35.5
50	64.0	16.9 (7.3 psi)	60	48.0	75.4	13.3	370,318	292,458	22.813	40.9
				64.0	71.6	16.9	372,288	295,921	22.375	40.8
				80.0	69.4	20.4	377,646	302,825	21.922	40.5
			120	48.0	133.6	13.3	326,074	202,484	36.212	43.7
				64.0	130.8	16.9	345,721	224,545	35.504	43.0
				80.0	128.3	20.4	333,312	214,585	34.787	43.3
	80.0	21.4 (8.8 psi)	60	48.0	75.9	13.3	381,434	302,792	23.042	42.4
				64.0	72.0	16.9	383,404	306,256	22.604	42.3
				80.0	69.7	20.4	388,748	313,163	22.146	42.2
			120	48.0	133.9	13.3	334,625	209,368	36.700	44.8
				64.0	130.6	16.9	339,100	216,274	35.988	44.6
				80.0	128.6	20.4	343,514	223,189	35.255	44.4
70	64.0	16.9 (7.3 psi)	60	48.0	80.4	13.3	489,725	400,975	26.004	57.5
				64.0	75.5	16.9	496,655	409,607	25.505	57.2
				80.0	72.5	20.4	501,827	416,515	24.996	57.0
			120	48.0	138.2	13.3	436,289	295,436	41.270	60.8
				64.0	133.8	16.9	440,481	302,354	40.471	60.6
				80.0	131.1	20.4	444,633	309,267	39.662	60.3
	80.0	21.4 (8.8 psi)	60	48.0	80.9	13.3	502,690	413,037	26.268	59.7
				64.0	76.0	16.9	511,307	423,390	25.759	59.4
				80.0	72.9	20.4	516,478	430,299	25.250	59.2
			120	48.0	138.7	13.3	448,527	305,763	41.830	62.4
				64.0	134.1	16.9	452,669	312,683	41.015	62.2
				80.0	131.4	20.4	456,800	319,593	40.201	62.0
85	64.0	16.9 (7.3 psi)	60	48.0	85.1	13.3	602,046	504,334	28.629	69.2
				64.0	79.0	16.9	608,804	512,968	28.080	69.0
				80.0	75.4	20.4	615,511	521,603	27.515	68.7
			120	48.0	142.3	13.3	534,903	379,790	45.448	73.1
				64.0	136.9	16.9	540,525	388,434	44.562	72.9
				80.0	133.7	20.4	546,111	397,076	43.667	72.6
	80.0	21.4 (8.8 psi)	60	48.0	85.8	13.3	618,562	519,843	28.924	72.0
				64.0	79.6	16.9	627,007	530,198	28.365	71.7
				80.0	75.8	20.4	631,976	537,113	27.795	71.6
			120	48.0	142.9	13.3	549,055	391,841	46.063	75.2
				64.0	137.4	16.9	556,368	402,211	45.168	74.9
				80.0	134.0	20.4	560,197	409,131	44.262	74.8

SOURCE EWT	SOURCE Flow GPM	COOLING Load EWT	COOLING Load GPM	COOLING Load LWT	COOLING Load WPD	COOLING Capacity Btuh	COOLING THR Btuh	COOLING Unit KW	COOLING LWT Source
40	64.0	55	48.0	39.9	13.3	361,337	415,632	15.908	53.0
			64.0	43.2	16.9	376,735	431,580	16.069	53.5
			80.0	45.2	20.4	390,547	445,927	16.226	53.9
		85	48.0	61.8	13.3	557,850	623,926	19.360	59.5
			64.0	66.8	16.9	582,689	649,470	19.567	60.3
			80.0	69.9	20.4	604,382	671,812	19.757	61.0
	80.0	55	48.0	39.6	13.3	368,520	422,137	15.710	50.6
			64.0	43.0	16.9	383,927	438,081	15.867	51.0
			80.0	45.0	20.4	399,344	454,033	16.024	51.4
		85	48.0	61.2	13.3	570,009	635,252	19.116	55.9
			64.0	66.4	16.9	594,852	660,801	19.323	56.5
			80.0	69.6	20.4	616,541	683,139	19.513	57.1
50	64.0	55	48.0	40.7	13.3	342,446	402,088	17.475	62.6
			64.0	43.8	16.9	357,779	418,027	17.653	63.1
			80.0	45.7	20.4	371,529	432,370	17.826	63.5
		85	48.0	63.2	13.3	522,697	595,744	21.402	68.6
			64.0	67.9	16.9	545,865	619,673	21.626	69.4
			80.0	70.9	20.4	565,863	640,405	21.841	70.0
	80.0	55	48.0	40.4	13.3	349,704	408,598	17.256	60.2
			64.0	43.6	16.9	365,055	424,542	17.429	60.6
			80.0	45.5	20.4	380,406	440,486	17.603	61.0
		85	48.0	62.8	13.3	533,354	605,483	21.134	65.1
			64.0	67.6	16.9	558,122	631,013	21.357	65.8
			80.0	70.6	20.4	576,515	650,140	21.572	66.3
70	64.0	55	48.0	42.4	13.3	301,923	374,673	21.316	81.7
			64.0	45.3	16.9	310,688	384,186	21.535	82.0
			80.0	46.7	20.4	332,288	406,519	21.750	82.7
		85	48.0	65.9	13.3	459,589	548,706	26.111	87.1
			64.0	70.0	16.9	479,376	569,411	26.380	87.8
			80.0	72.6	20.4	497,732	588,853	26.698	88.4
	80.0	55	48.0	42.1	13.3	309,359	381,206	21.051	79.5
			64.0	45.1	16.9	318,138	390,719	21.266	79.8
			80.0	46.3	20.4	346,146	419,460	21.481	80.5
		85	48.0	65.4	13.3	470,485	558,473	25.780	84.0
			64.0	69.7	16.9	488,653	577,572	26.053	84.4
			80.0	72.3	20.4	506,886	596,681	26.310	84.9
85	64.0	55	48.0	43.8	13.3	269,883	352,510	24.209	96.0
			64.0	46.2	16.9	280,136	363,609	24.457	96.4
			80.0	47.7	20.4	290,441	374,718	24.693	96.7
		85	48.0	67.8	13.3	413,249	514,952	29.799	101.1
			64.0	71.6	16.9	429,703	532,437	30.101	101.6
			80.0	73.8	20.4	447,505	551,480	30.464	102.2
	80.0	55	48.0	43.5	13.3	275,043	357,359	24.118	93.9
			64.0	46.0	16.9	286,901	370,064	24.367	94.3
			80.0	47.6	20.4	295,614	379,567	24.598	94.5
		85	48.0	67.5	13.3	421,098	521,532	29.427	98.0
			64.0	71.3	16.9	439,172	540,622	29.724	98.5
			80.0	73.6	20.4	457,246	559,711	30.022	99.0
90	64.0	55	48.0	44.2	13.3	260,189	345,708	25.057	100.8
			64.0	46.5	16.9	270,409	356,803	25.313	101.2
			80.0	48.0	20.4	280,681	367,907	25.557	101.5
		85	48.0	68.4	13.3	397,227	503,163	31.039	105.7
			64.0	72.1	16.9	413,634	520,643	31.353	106.3
			80.0	74.2	20.4	430,549	538,827	31.725	106.8
	80.0	55	48.0	44.0	13.3	264,977	350,511	25.061	98.8
			64.0	46.4	16.9	276,798	363,206	25.317	99.1
			80.0	47.9	20.4	285,483	372,710	25.557	99.3
		85	48.0	68.1	13.3	406,743	511,352	30.650	102.8
			64.0	71.8	16.9	421,549	527,231	30.965	103.2
			80.0	74.0	20.4	439,595	546,321	31.271	103.7
100	64.0	55	48.0	45.1	13.3	237,932	331,762	27.492	110.4
			64.0	47.2	16.9	249,659	344,449	27.773	110.8
			80.0	48.5	20.4	258,203	353,938	28.050	111.1
		85	48.0	69.7	13.3	367,506	482,684	33.747	115.1
			64.0	73.1	16.9	380,599	496,948	34.090	115.5
			80.0	75.1	20.4	396,922	514,414	34.425	116.1
	80.0	55	48.0	44.9	13.3	243,186	336,620	27.376	108.4
			64.0	47.0	16.9	254,912	349,307	27.657	108.7
			80.0	48.4	20.4	263,475	358,801	27.930	109.0
		85	48.0	69.4	13.3	373,928	487,681	33.329	112.2
			64.0	72.9	16.9	388,641	503,550	33.668	112.6
			80.0	74.8	20.4	406,583	522,622	33.999	113.1
110	80.0	55	64.0	47.5	16.9	239,956	341,885	29.865	118.5
			80.0	48.8	20.4	248,415	351,360	30.163	118.8
		85	64.0	73.6	16.9	364,698	489,401	36.537	122.2
			80.0	75.6	20.4	376,144	502,059	36.893	122.6

Abbreviations

EWT = Entering Water Temp.,°F
LWT = Leaving Water Temp.,°F
GPM = Gallons per minute
WPD = Water Pressure Drop, ft. of water
Btuh = Btu's per hour of heat
THA = Total heat absorbed from the source loop
THR = Total heat rejected to the source loop
KW = Kilowatts

All temperatures are degrees F

"Capacity" is Btuh transferred to and from load loop.
All data is with 100% water (no antifreeze).
Do not apply unit above 130°F LWT in heating mode.

Capacity Correction Factors (% by weight)

Methanol	10%	15%	20%
Cooling	1.00	.99	.99
Heating	.99	.98	.97

Ethanol	10%	15%	20%
Cooling	1.00	1.00	1.00
Heating	.99	.98	.97

Propylene Glycol	15%	20%	25%
Cooling	.98	.97	.96
Heating	.96	.95	.93

Figure-A II-1

ANNEXE III

FICHE TECHNIQUE DE LA THERMOPOMPE À CO2

7-4. Performance Chart

65℃ Hot water supply temperature							
Heat Source℃		Capacity	Inlet water Temperature				
Inlet	outlet		10℃	17℃	25℃	30℃	40℃
37	32	Heating	116. 3	111. 4	(102. 1)	(96. 9)	(83. 8)
		Cooling	101. 9	95. 7	(84. 1)	(78. 0)	(62. 9)
		Power	21. 6	22. 2	(24. 2)	(24. 5)	(26. 0)
22	17	Heating	106. 3	101. 8	93. 5	(87. 6)	(74. 8)
		Cooling	87. 6	82. 3	73. 1	(66. 3)	(52. 8)
		Power	22. 5	23. 1	24. 0	(24. 3)	(25. 6)
12	7	Heating	86. 5	82. 1	76. 4	72. 0	(62. 4)
		Cooling	67. 1	61. 7	54. 8	50. 2	(39. 1)
		Power	21. 2	21. 8	23. 2	23. 8	(24. 4)
-5	-9	Heating	52. 0	49. 9	46. 1	43. 6	(39. 3)
		Cooling	38. 6	35. 0	31. 7	28. 6	(22. 9)
		Power	17. 3	18. 4	18. 2	18. 8	(19. 7)

(kW)

90℃ Hot water supply temperature							
Heat Source ℃		Capacity	Inlet water Temperature				
Inlet	outlet		10℃	17℃	25℃	30℃	40℃
37	32	Heating	108. 8	101. 2	93. 1	71. 2	(40. 0)
		Cooling	89. 2	81. 1	72. 1	48. 8	(16. 8)
		Power	27. 3	26. 7	26. 9	27. 1	(27. 2)
22	17	Heating	99. 6	92. 6	85. 4	64. 7	(39. 2)
		Cooling	76. 6	69. 6	61. 7	40. 6	(14. 2)
		Power	27. 0	26. 4	26. 6	27. 0	(27. 1)
12	7	Heating	83. 3	76. 4	71. 8	(56. 0)	(35. 2)
		Cooling	60. 9	53. 9	48. 8	(33. 3)	(11. 5)
		Power	24. 8	24. 3	24. 9	(25. 3)	(25. 7)
-5	-9	Heating	50. 2	48. 5	(38. 2)	(28. 8)	(20. 8)
		Cooling	35. 3	33. 4	(22. 7)	(11. 9)	(2. 5)
		Power	19. 4	19. 6	(19. 0)	(19. 6)	(20. 2)

(kW)

*This unit has the upper limit of the amount of inlet water and the min. limit of chilled water to protect heat exchangers.
*The numbers in () shows the reference values because of the operation with water limitation.
*The values above are simutalion values when the difference temperature between inlet water and outlet water without the upper limit of the amount of inlet water.
*Install the constant flow valves attatched no to exceed the upper limit of the amount of inlet water at water inlets. The flow configuration of the constant flow valves attatched is 35L/min at a maximum.
*Install the equipment to be over the lower lmit of chilled water at cool water inlet and outlet.

Figure-A III-1

Rapport-Gratuit.com

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

AIE. 2014. « Key world energy statistics ». En ligne. 82 p. <http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld2014.pdf>. Consulté le 10 septembre 2014.

Al Raees, Nihal, Nabil Nassif et Fouad Al Rifaie. 2014. « The effect of ventilation and economizer on energy consumptions for air source heat pumps in schools ». *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 7, n°1, p. 58-65.

ASHRAE. 2002. Measurement of energy and demand savings, «ASHRAE Guideline». Atlanta, Ga. : ASHRAE, 170 p.

ASHRAE. 2011. HVAC Applications : Chapter 34 Geothermal Energy, SI Edition, «ASHRAE Handbook». Atlanta, Ga. : ASHRAE, 30 p.

Astrain, David, J.G. Vián et M. Domínguez. 2003. « Increase of COP in the thermoelectric refrigeration by the optimization of heat dissipation ». *Applied Thermal Engineering: sous-titre*, vol. 23, n°17, p. 2183-2200.

Byrne, Paul, Jacques Miriel et Yves Lenat. 2009. « Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO2 as a working fluid ». *International journal of Refrigeration*, vol. 32, n°7, p. 1711-1723.

ESMAP. 2012. « Guide géothermique : planification et financement de la production d'énergie ». En ligne. 170 p. <https://www.esmap.org/sites/esmap.org/files/ESMAP_Geothermal%20Handbook_FRENCH.pdf>. Consulté le 8 février 2015.

Ge, Y.T., S.A. Tassou. 2014. « Control optimizations for heat recovery from CO2 refrigeration systems in supermarket ». *Energy Conversion and Management*, vol. 78, (Février 2014), p. 245-252.

Gervais, Marc-André. 2007. « Etude de faisabilité portant sur l'implantation d'un réseau de chauffage de district alimenté par une usine papetière ». Mémoire de maîtrise en génie mécanique, Montréal, Ecole de Technologie Supérieure, 129 p.

Hydro-Québec. 2015. « A propos d'Hydro-Québec : notre énergie ». In *Hydro-Québec*. En ligne. <http://www.hydroquebec.com/a-propos-hydro-quebec/notre-energie/>. Consulté le 16 mai 2015.

Lamarche, Louis, Benoit Beauchamp. 2007. « A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes ». *Energy and Buildings*, vol. 39, n°2, p. 188-198.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Lamarche, Louis. 2013. *ENR825 : Thermique des énergies renouvelables : notes du chapitre sur la géothermie du cours ENR825*. Programme de Maîtrise en génie mécanique. Montréal : Ecole de Technologie Supérieure, pagination multiple 112 p.

Lemire, Nicolas. 1999. « Etude sur les systèmes de pompes à chaleur géothermiques ». Mémoire de maîtrise en génie mécanique, Montréal, Ecole Polytechnique de Montréal, 211 p.

Lorentzen, G. 1994. « Revival of carbon dioxide as a refrigerant ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 17, n°5, p. 292-301.

Lorentzen, G. 1995. « The use of natural refrigerants : a complete solution to the CFC/HCFC predicament ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 18, n°3, p. 190-197.

Nassif, Nabil. 2005. « Optimization of HVAC control system strategy using two-objective genetic algorithm ». Thèse de doctorat en génie, Montréal, Ecole de Technologie Supérieure, 209 p.

Nassif, Nabil. 2014. « Modeling and optimization of HVAC systems using artificial neural network and genetic algorithm ». *Building simulation*, vol. 7, n°3, p. 237-245.

Neksa, Petter, Havard Rekstad, G. Reza Zakeri et Per Arne Schiefloe. 1998. « CO2 heat pump water heater : characteristics, system design and experimental results ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, n°3, p. 172-179.

Neksa, Petter. 2002. « CO2 heat pump systems ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, n°4, p. 421-427.

Ressources Naturelles Canada. 2004. « Profil de projet d'innovation technologique en réfrigération : Aréna de Val-des-Monts ». En ligne. 8 p. <http://www.rncan.gc.ca/sites/www.nrcan.gc.ca/files/canmetenergy/files/Val-des-Monts_fr.pdf>. Consulté le 25 novembre 2014.

Ressources Naturelles Canada. 2012. «Base de données complète sur la consommation d'énergie ». In *Ressources Naturelles Canada*. En ligne. <http://oee.rncan.gc.ca/organisme/statistiques/bnce/apd/menus/evolution/tableaux_complets/liste.cfm>. Consulté le 18 juillet 2015.

Sawalha, Samer. 2013. « Investigation of heat recovery in CO2 trans-critical solution for supermarket refrigeration ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, n°1, p. 145-156.

Schmidt, E.L., K. Klöcker, N. Flacke et F. Steimle. 1998. « Applying the transcritical CO2 process to a drying heat pump ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, n°3, p. 202-211.

Wang, Shengwei, Zhenjun Ma. 2008. « Supervisory and Optimal Control of Building HVAC Systems : A Review ». *HVAC&R Research*, vol. 14, n°1, p. 3-32.

Yang, H., P. Cui et Z. Fang. 2010. « Vertical-borehole ground-coupled heat pumps : A review of models and systems ». *Applied Energy*, vol. 87, n°1, p. 16-27.