

Valorisation de la chaleur rejetée par un centre de données à l'aide d'une boucle énergétique

par

Catherine ST-PIERRE

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE
LA MAÎTRISE AVEC MÉMOIRE, CONCENTRATION ÉNERGIES
RENOUVELABLES ET EFFICACITÉ ÉNERGÉTIQUE
M. Sc. A

MONTRÉAL, LE 17 DÉCEMBRE 2024

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Catherine St-Pierre, 2024



Cette licence [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

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

M. Didier Haillot, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

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

M. Ricardo IZQUIERDO, président du jury
Département génie électrique à l'École de technologie supérieure

M. Louis LAMARCHE, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

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

LE 10 DÉCEMBRE 2024

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier les nombreuses personnes et organismes qui ont été instrumentaux dans la réalisation de ce projet.

Tout d'abord, je remercie mon directeur et co-directeur, les professeurs M. Didier Haillot et M. Stanislaw Kajl, pour leur soutien non seulement académique, mais aussi professionnel. Également, j'aimerais souligner l'engagement de M. Javier Beltran-Galindo qui a su allier la formation de la relève et l'augmentation de l'efficacité énergétique du campus par des projets étudiants comme celui de ce mémoire.

La réalisation de ce mémoire a été possible grâce au soutien financier du Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada (CRSNG) et du Fonds de recherche du Québec – Nature et technologies (FRQNT). Plus que du soutien financier, j'aimerais exprimer ma profonde gratitude pour la Fondation Arbour. C'est grâce à des initiatives comme leur programme de mentorat que j'ai pu être rencontrée par Mme Diane de Champlain. Son écoute attentive m'a aidée à traverser des périodes difficiles. Le partage de ses expériences et de ses connaissances m'a permis de progresser pour devenir une version plus confiante de moi-même.

Enfin, je souhaite remercier ma famille et mes proches pour leur présence et leur encouragement à l'aboutissement de ce projet dans une période particulière marquée par la pandémie de COVID-19.

Valorisation de la chaleur rejetée par un centre de données à l'aide d'une boucle énergétique

Catherine ST-PIERRE

RÉSUMÉ

Les centres de données sont nécessaires pour traiter l'information des activités numériques qui sont en croissance. Une hausse importante de la consommation électrique des centres de données est donc prévue. Étant donné que la majorité de l'électricité est convertie en chaleur, la valorisation de cette énergie est importante pour réduire l'impact environnemental et est très intéressante en climat froid comme au Québec. Cependant, la valorisation est complexe puisque cette chaleur fatale est de basse température.

L'objectif principal est de valoriser la chaleur dégagée par les serveurs de haute puissance appartenant à Calcul Québec afin de réduire l'impact environnemental des systèmes de chauffage, ventilation et de conditionnement de l'air (CVCA) de l'École de Technologie Supérieure (ÉTS). L'ÉTS est raccordée à un réseau de refroidissement urbain transportant non seulement la chaleur fatale mais aussi d'autres rejets de chaleur du campus. À l'aide de pompes à chaleur, l'énergie peut être extraite du retour de ce réseau de refroidissement. Le réseau de refroidissement est ainsi qualifié de boucle énergétique puisqu'elle permet de partager la chaleur entre bâtiments.

Les bâtiments impliqués dans la boucle énergétique ont été sélectionnés afin de favoriser les synergies. Cette sélection est effectuée à partir d'une cartographie des systèmes énergétiques du parc immobilier du campus. Les bâtiments existants A, B et D ainsi que les bâtiments futurs F et le Complexe Dow ont été sélectionnés.

Le potentiel de valorisation des systèmes CVCA des bâtiments sélectionnés a ensuite été déterminé. L'évolution des puissances thermiques en fonction du temps (profils énergétiques) est effectuée à partir de données enregistrées pour les bâtiments existants, et à partir de données de simulation pour les bâtiments futurs. À l'exception du pavillon D hébergeant le centre de données, le Complexe Dow est le bâtiment qui transfère et extrait le plus d'énergie de la boucle énergétique.

La faisabilité énergétique de la boucle énergétique a été démontrée. Pour les bâtiments futurs, les coûts électriques des pompes à chaleur raccordés à la boucle énergétique et leur coût en carbone opérationnel ont été comparés aux coûts d'une conception conventionnelle de chauffage. Selon cet analyse, la boucle énergétique posséderait des coûts opérationnels cinq fois moins élevés que le chauffage conventionnel. Compte tenu de ces résultats, il serait intéressant de poursuivre l'étude de la boucle énergétique en considérant, par exemple, l'inertie thermique et les coûts d'installation des pompes à chaleur.

VIII

Mots clés : Centre de données, chaleur fatale, valorisation, boucle énergétique, systèmes CVCA

Waste heat recovery of a data center using a district energy loop

Catherine ST-PIERRE

ABSTRACT

Data centers are necessary to process information from the growing digital activities. Therefore, an important increase in electricity consumption is anticipated. Since the majority of the electricity is converted into heat, recovering this energy is important to reduce environmental impact and is especially interesting in cold climates like Québec. However, this recovery is complex because the waste heat is at low temperature.

The main objective is to utilize the heat generated by high power servers belonging to Calcul Québec in order to reduce the environmental impact of the heating, ventilation, and air conditioning (HVAC) systems at École de Technologie Supérieure (ÉTS). ÉTS is served in part by an urban cooling network which transports not only waste heat from Calcul Québec, but also other heat rejection loads from the campus. Using heat pumps, energy can be extracted from the return of the cooling network. Thus, the cooling network is called a district energy loop since it allows buildings to share heat.

The buildings part of the district energy loop were selected to promote synergy. This selection was based on mapping the energy systems of the university. Existing buildings A, B and D, which houses Calcul Québec, as well as future buildings F and the Complexe Dow were selected.

Afterwards, the energy recovery potential from the HVAC systems of selected buildings was evaluated. The evolution of the thermal power over time (energy profiles) was conducted based on recorded data for the existing buildings and simulation data from the future buildings. With the exception of building D, which has the data center, the Complexe Dow is the building that transfers and extracts the most energy from the district energy loop.

The energy feasibility of the district energy loop was demonstrated. For the future buildings, the electrical costs of the heat pumps served by the district energy loop and their operational carbon costs were compared to those of a conventional heating design. According to this analysis, these operational costs of district energy loop is five times lower than conventional heating. Given these results, it would be interesting to continue the study of the energy loop by considering, for example, thermal inertia and the installation costs of the heat pumps.

Key words: data centers, waste heat, recovery, district energy loop, HVAC systems

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	5
1.1 Systèmes de refroidissement typiques	7
1.1.1 Système de refroidissement à l'air	10
1.1.2 Système de refroidissement liquide	11
1.2 Valorisation de la chaleur rejetée par les centres de données	15
1.2.1 Production de chaleur à l'échelle locale : chauffage de proximité	15
1.2.2 Production de chaleur à l'échelle d'un quartier : chauffage par boucle énergétique	18
1.3 Description de l'étude de cas	23
CHAPITRE 2 MÉTHODOLOGIE	27
2.1 Cartographier les caractéristiques techniques et énergétiques	27
2.2 Déterminer les potentiels de valorisation de chaleur dans les bâtiments sélectionnés	28
2.2.1 Bâtiments existants	29
2.2.2 Bâtiments futurs	29
2.3 Étudier la boucle énergétique permettant de réaliser la valorisation de chaleur identifiée à l'étape précédente	29
CHAPITRE 3 CARTOGRAPHIE ET SÉLECTION DES BÂTIMENTS À L'ÉTUDE	31
3.1 Cartographie des systèmes énergétiques du campus	31
3.2 Description des systèmes CVCA des bâtiments sélectionnés	37
3.2.1 Pavillon B (#2)	37
3.2.2 Bâtiment D (#6)	38
3.2.3 Pavillon A (#7)	39
3.2.4 Complexe Dow (#8)	40
3.2.5 Bâtiment F (#13)	41
3.3 Principe de valorisation et définition des termes utilisés	43
CHAPITRE 4 DÉTERMINATION DU POTENTIEL DE VALORISATION	47
4.1 Analyse énergétique des bâtiments existants	47
4.1.1 Pavillon A	48
4.1.2 Pavillon B	63
4.1.3 Pavillon D	72
4.2 Bâtiments futurs	72
4.2.1 Pavillon F	72
4.2.2 Complexe Dow	83
CHAPITRE 5 ÉTUDE DE LA BOUCLE ÉNERGÉTIQUE	97
5.1 Profils énergétiques à l'échelle de chaque bâtiment analysé	97
5.2 Profil énergétique à l'échelle de la boucle énergétique	106

5.2.1	Profil énergétique considérant le CD fonctionnel.....	107
5.2.2	Profil énergétique considérant le CD en panne.....	111
5.3	Couts opérationnels de la boucle et comparaison avec une stratégie de chauffage conventionnelle	115
CONCLUSION		129
RECOMMANDATIONS		133
ANNEXE I	DESCRIPTION DES SYSTÈMES CVCA DES BÂTIMENTS EXCLUS	135
ANNEXE II	COMPLÉMENTS DE L'ANALYSE DU PAVILLON A	143
ANNEXE III	COMPLÉMENTS DE L'ANALYSE DU PAVILLON B.....	163
ANNEXE IV	COMPLÉMENTS DE L'ANALYSE DES BÂTIMENTS FUTURS	179
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES		183

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1	Distribution de la chaleur et de la température des ETI constituant un serveur standard Adapté de Davies, Maidment, & Tozer (2016, p. 299)6
Tableau 1.2	Systèmes de refroidissement typiques ainsi que les températures de valorisation associées14
Tableau 3.1	Cartographie du campus sous la perspective de boucle énergétique33
Tableau 3.2	Bâtiments sélectionnés pour l'étude37
Tableau 3.3	Termes utilisés dans l'étude44
Tableau 5.1	Profil énergétique mensuel des bâtiments existants.....98
Tableau 5.2	Profil énergétique mensuel des bâtiments futurs99
Tableau 5.3	Évolution mensuelle de l'énergie récupérée, extraite et transférée sans considéré le CD de CQ112
Tableau 5.4	La puissance maximale à facturer et l'énergie électrique consommée du chauffage avec et sans boucle énergétique120
Tableau 5.5	Coûts opérationnels avec et sans boucle énergétique125
Tableau 5.6	Coûts opérationnels annuels avec et sans la boucle énergétique126

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1 Répartition de la consommation énergétique d'un CD Données tirées de Cho, Lim, & Kim (2012).....	5
Figure 1.2 Schématisation des systèmes de refroidissement typiques	9
Figure 1.3 L'évolution des infrastructures de distribution de chaleur de quartier Adapté de Programme des Nations-Unies pour l'Environnement, 2015 et de Lindhe, Javed, Johansson, & Bagge, 2022.....	19
Figure 1.4 Schématisation du réseau d'eau glacée de l'ÉCCU	24
Figure 2.1 Schématisation de la boucle énergétique	30
Figure 3.1 Plan du campus de l'ÉTS Tiré de l'École de Technologie Supérieure, (2019)	32
Figure 3.2 Schématisation des termes utilisés pour l'analyse des BEM.....	35
Figure 3.3 Nomenclature utilisée et principe de valorisation.....	43
Figure 4.1 Schématisation des boucles d'eau mitigée du pavillon A	49
Figure 4.2 Schéma de l'UTA-10.....	51
Figure 4.3 Évolution annuelle de la chaleur récupérée par l'UTA-10 et températures extérieures associées.....	53
Figure 4.4 Présentation de l'UTA-17.....	54
Figure 4.5 Récupération annuelle de chaleur de l'UTA-17	56
Figure 4.6 Raccordement des deux sections de la boucle d'eau mitigée du pavillon A.....	57
Figure 4.7 L'écart de température de l'eau glycolée à la TR-4	58
Figure 4.8 Relation entre la chaleur calculée et déduite au pavillon A.....	59
Figure 4.9 L'écart de température de l'eau glycolée à la TR-9	60
Figure 4.10 La chaleur valorisable à la TR-9	62
Figure 4.11 Schématisation de la boucle d'eau mitigée du pavillon B.....	64

Figure 4.12	Description du système de récupération UTA-101 du pavillon B.....	65
Figure 4.13	La chaleur récupérée annuelle de l'UTA-101.....	67
Figure 4.14	Localisation des sondes de températures à la TR-102.....	68
Figure 4.15	La chaleur valorisable à la suite des critères d'exclusion.....	69
Figure 4.16	La chaleur valorisable annuelle de la TR-102.....	70
Figure 4.17	La chaleur fournie à la BEM au pavillon B.....	71
Figure 4.18	Configuration architecturale typique du pavillon F.....	73
Figure 4.19	Données horaires de chauffage (a) et du compresseur (b) du pavillon F prélevées de Simeb.....	75
Figure 4.20	Fonctionnement de REF-RECUP du pavillon F.....	77
Figure 4.21	Principe de calcul au pavillon F.....	78
Figure 4.22	Comparaison entre la demande de refroidissement des zones internes et la chaleur requise à l'évaporateur de REF-RECUP.....	80
Figure 4.23	Chaleur extraite et transférée à l'ÉCCU et consommation électrique de REF-RECUP par le pavillon F.....	81
Figure 4.24	Comparaison de l'énergie extraite et transférée à l'ÉCCU par le pavillon F.....	82
Figure 4.25	Résumé architectural du Complexe Dow simulé en 2021.....	84
Figure 4.26	Raccordement du Complexe Dow à l'ÉCCU.....	85
Figure 4.27	Données horaires de chauffage (a), du compresseur du modèle Simeb-1 (b) et du compresseur du modèle Simeb-2 (c) du Complexe Dow.....	87
Figure 4.28	Les besoins horaires de refroidissement du Complexe Dow.....	88
Figure 4.29	Raccordement du Complexe Dow à l'ÉCCU.....	89
Figure 4.30	Comparaison entre les besoins de chauffage et la chaleur au condenseur de RR desservant les salles informatiques du Complexe Dow.....	92
Figure 4.31	Chaleur extraite et transférée à l'ÉCCU par le Complexe Dow.....	93
Figure 4.32	Comparaison de l'énergie extraite et à transférer à l'ÉCCU au Complexe Dow.....	94

Figure 5.1	L'évolution horaire de la chaleur transférée par les salles informatiques et la chaleur extraite au Complexe Dow.....	102
Figure 5.2	Évolution mensuelle des énergies des bâtiments considérés	104
Figure 5.3	Schéma conceptuel de la boucle énergétique.....	106
Figure 5.4	Évolution énergétique mensuelle de la boucle énergétique	108
Figure 5.5	Évolution annuelle de la chaleur transférée et extraite	110
Figure 5.6	Évolution horaire de la puissance thermique transférée incluant la chaleur récupérée mais sans le pavillon D	114
Figure 5.7	Cas étudiés dans la comparaison du coût d'opération.....	116
Figure 5.8	Comparaison entre la boucle énergétique et le chauffage conventionnel en puissance et en énergie électrique	121

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ASHRAE	American Society for Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineers
BE	Boucle énergétique
BEM	Boucle d'eau mitigée
CCM	Centre des collections muséales
CC	Chauffage conventionnel
CD	Centre de données
CDU	Unité de refroidissement (<i>coolant distribution unit</i>)
COP	Coefficient de performance
CPU	Unité centrale de traitement
CQ	Calcul Québec
CRAC	Computer room air conditioning unit
CRAH	Computer room air-handler
CTT	Centre de technologie thermique
CVCA	Chauffage, ventilation et de conditionnement d'air
DX	Système à détente directe (Direct expansion)
ÉCCU	Énergir, chaleur et climatisation urbaines
ECD	Eau chaude domestique
ETI	Équipements de technologies de l'information
ÉTS	École de technologie supérieure
GES	Gaz à effet de serre
INRS	Institut National de la Recherche Scientifique

LEED	Leadership in Energy and Environmental Design
MEUB	Modélisation énergétique urbaine des bâtiments
PaC	Pompe à chaleur
PAC	Pompe à chaleur au Complexe Dow
PRP	Potentiel de réchauffement planétaire
RDC	Rez-de-chaussée
REF-RECUP	Refroidisseur de récupération de chaleur
RR	Refroidisseur de récupération de chaleur au Complexe Dow
SRA	Système de refroidissement à l'air
SRL	Système de refroidissement liquide
TR	Tour de refroidissement
UTA	Unité de traitement d'air
VAV	À volume variable
VLV-DER	Valve de dérivation

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

C_p	Chaleur spécifique (kJ/(kg*K))
Q	Énergie thermique (kWh)
gpm	Gallon par minute
h	Heure
Δ	Intervalle
ρ	Masse volumique (kg/m ³)
min	Minute
\dot{w}	Puissance électrique (kW)
\dot{q}	Puissance thermique (kW)
η	Rendement (%)
t	Temps (minute ou heure)
V_{it}	Vitesse du ventilateur (%)
\dot{V}	Débit volumique, pour l'air (m ³ /s), pour un liquide (L/s)

Indices et exposants

A	Bâtiment A
Alim	Alimentation
B	Bâtiment B
Chauf	Chauffage
Comp	Compresseur
Cond	Condenseur
Dow	Complexe Dow

EXT	Extérieure
F	Bâtiment F
n	Instant n
Ref	Refroidissement
Ref-CVCA	Le refroidissement des systèmes CVCA
Ref-Info	Le refroidissement des équipements informatiques
Ret	Retour
SP	Après le serpentin
TR-102	Tour de refroidissement 102
TR-4	Tour de refroidissement 4
TR-9	Tour de refroidissement 9
UTA-10	Unité de traitement d'air 10
UTA-101	Unité de traitement d'air 101
UTA-17	Unité de traitement d'air 17
Vent	Ventilateur

INTRODUCTION

L'importante augmentation de la demande de service numérique, engendrée notamment par l'augmentation annuelle du nombre d'utilisateurs d'Internet de 30 % entre 2010 et 2020, se traduit par une plus grande charge sur les centres de données (IEA, 2021). Les centres de données (CD) sont des salles ou bâtiments où les serveurs et autres équipements informatiques hébergent et traitent l'information. À ce jour, la consommation électrique des CD est demeurée constante en raison de mesures d'efficacité d'énergie (Masanet, Shehabi, Lei, Smith, & Koomey, 2020). Toutefois, l'augmentation de la consommation est envisagée, car certaines mesures ont atteint leurs limites (Andrae, 2020 ; Avgerinou, Bertoldi, & Castellazzi, 2017). Puisque les CD convertissent la majorité de l'électricité en chaleur (Ebrahimi, Jones, & Fleischer, 2014), la valorisation de cette importante quantité d'énergie est essentielle pour réduire leur impact environnemental. Cependant, la basse température de cette chaleur, les différentes technologies de refroidissement et l'important investissement initial complexifient la valorisation.

La valorisation de la chaleur dégagée par les CD est intéressante pour les climats froids comme le Québec. Dans cette province du Canada, près d'un tiers de l'énergie consommée en 2018 est attribuable au secteur des bâtiments, dont la moitié de cette énergie est dédiée au chauffage des locaux (Whitmore & Pineau, 2021). L'importance de la consommation d'énergie des bâtiments se reflète dans le développement immobilier de l'École de technologie supérieure (ÉTS). La mise en œuvre de mesures énergétiques concrètes a permis à ce que le campus soit 64 % plus performant que la moyenne québécoise : entre 2014 et 2015, l'intensité énergétique annuelle du campus était de 0,48 GJ/m² alors que celle de la moyenne universitaire québécoise était de 1,34 GJ/m² (« ÉTS : Efficacité énergétique », s.d.). Un inventaire des émissions de gaz à effet de serre (GES) de 2018-2019 souligne que 94 % des GES proviennent de la vapeur utilisée notamment pour le chauffage, alors que la vapeur ne représente que 25 % de l'énergie consommée. La réduction de la consommation en vapeur est donc importante pour améliorer le bilan carbone du campus et de lutter contre les changements climatique

Une autre piste de réduction de l'impact énergétique réside dans le développement immobilier du campus. Les systèmes énergétiques des 11 bâtiments actuels ont été conçus et installés au cas par cas. En raison de l'augmentation de l'effectif étudiant, le parc immobilier du campus ajoutera bientôt deux nouveaux bâtiments. L'un est en phase de construction alors que l'autre, dont les besoins énergétiques prévus sont importants, est en conception. Une vision holistique du parc immobilier actuel et futur permettra d'identifier des synergies possibles et ainsi réduire l'impact environnemental de l'ensemble. En plus de salles de cours et de laboratoires de recherche, les bâtiments accueillent également le CD de Calcul Québec (CQ), mettant des serveurs informatiques de haute puissance à la disposition du milieu de la recherche.

Dans une perspective de développement durable, cette recherche vise à proposer une stratégie pour valoriser la chaleur générée par un centre de données (CD) composé des serveurs de Calcul Québec (CQ) dans le but de réduire l'impact environnemental et l'impact économique des systèmes de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air (CVCA) de l'ÉTS. Cette stratégie s'intégrerait dans une approche globale de valorisation des rejets de chaleur des autres bâtiments du campus.

Les objectifs spécifiques de ce mémoire sont :

- Cartographier les caractéristiques techniques et énergétiques des bâtiments du campus afin de sélectionner les bâtiments;
- Déterminer les potentiels de valorisation de chaleur dans les bâtiments sélectionnés;
- Évaluer une boucle énergétique permettant de réaliser la valorisation de chaleur identifiée à l'étape précédente.

Ce mémoire est composé de cinq chapitres afin d'atteindre ces objectifs spécifiques. Dans le CHAPITRE 1, une revue de littérature dresse, dans un premier temps, les systèmes de refroidissement typiques permettant de comprendre le transfert de la chaleur rejetée par des CD, dans un deuxième temps, les méthodes pour valoriser cette chaleur dans le but d'identifier une valorisation adéquate aux serveurs de CQ. Cette valorisation serait effectuée à l'aide d'une boucle énergétique. La méthodologie est ensuite décrite dans le CHAPITRE 2. Le CHAPITRE

3 présente la cartographie des systèmes CVCA du campus permettant la sélection des bâtiments intéressants à intégrer dans la boucle énergétique. L'analyse énergétique des bâtiments sélectionnés est présentée dans le CHAPITRE 4 afin de déterminer le potentiel de valorisation. L'étude de la boucle énergétique est effectuée en deux volets au CHAPITRE 5. Le premier volet est une étude thermique visant à évaluer la pré faisabilité énergétique. Le deuxième volet est l'étude sommaire des coûts opérationnels visant à comparer la boucle énergétique à une conception CVCA conventionnelle.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

La valorisation de la chaleur fatale d'un centre de données (CD) est le sujet de ce mémoire. La littérature souligne que la valorisation de la chaleur rejetée par un CD est étroitement dépendante du système refroidissant les équipements de technologies de l'information (ETI) (Ebrahimi et al., 2014 ; Gupta & Puri, 2021). On définit les ETI comme les équipements de traitement de données (p. ex. serveurs), de stockage (p. ex. disque dur) et de réseau (p. ex. les commutateurs de réseau ou *switch* en anglais). Le système de refroidissement représente une proportion importante de la consommation énergétique d'un CD. Illustrée à la Figure 1.1, Cho, Lim et Kim (2012) proposent une distribution typique de l'énergie consommée dans laquelle les systèmes de refroidissement représentent 38 %.

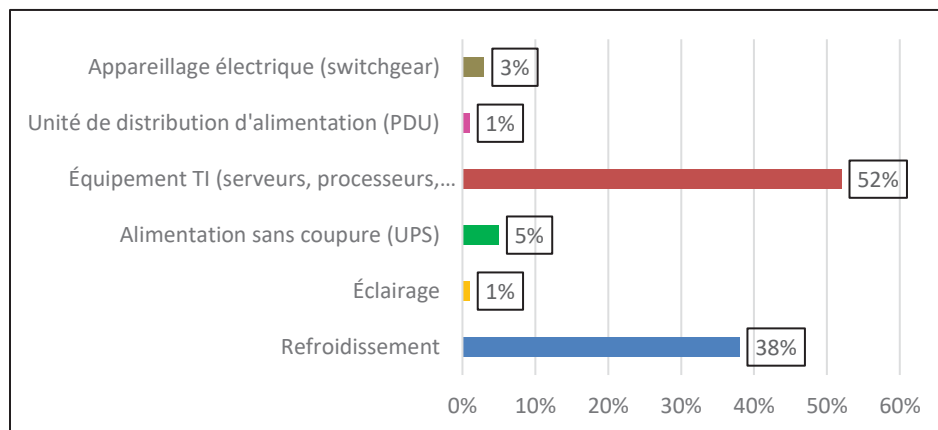


Figure 1.1 Répartition de la consommation énergétique d'un CD
Données tirées de Cho, Lim, & Kim (2012)

Pour refroidir un CD, l'énergie doit en être extraite, et est donc rejetée. Il est important de comprendre que le type de système de refroidissement influence la température de cette énergie rejetée, et ainsi, l'exergie. Cette dernière peut être définie comme le « travail maximal que l'on peut techniquement et théoriquement retirer [...] qui évolue réversiblement entre un état quelconque et son état d'équilibre avec le milieu ambiant » (« Exergie. Anergie », s.d.).

Autrement dit, la température est un indicateur de la qualité de l'énergie. Elle détermine comment la chaleur rejetée peut être valorisée.

Dans un CD, on retrouve différents ETI. Ceux rejetant de la chaleur ont été recensés au Tableau 1.1. Davies, Maidment et Tozer (2016) ainsi que Brunschwiler et al. (2009) ont recensé les caractéristiques thermiques de ces ETI et notamment la température de jonction. Cette température est définie comme la température maximale du semi-conducteur permettant une opération sécuritaire et efficace lorsque l'ETI est en fonctionnement (Intel, s.d.). La température de jonction n'est pas la température à la surface du boîtier de l'ETI.

Tableau 1.1 Distribution de la chaleur et de la température des ETI
constituant un serveur standard
Adapté de Davies, Maidment, & Tozer (2016, p. 299)

ETI	Proportion de la chaleur générée	Température de jonction (°C)
Microprocesseurs (p. ex : unités centrale de traitement, <i>CPU</i> en anglais)	30 %	85
Convertisseur DC-DC	10 %	50
Processeur d'entrée/sortie	3 %	40
Redresseur-onduleur	25 %	55
Puce mémoire	11 %	70
Ventilateur	9 %	30
Disque dur	6 %	45
Carte mère	3 %	40

Le Tableau 1.1 montre que, dans un serveur, il existe des écarts significatifs dans la proportion de la chaleur générée et dans la température de jonction entre les différents ETI. En outre, il faut noter que certains chercheurs considèrent des températures de jonction différentes. Par exemple, Schmidt et Notohardjono (2002) considèrent 100 °C comme la température maximale pour les microprocesseurs. Cependant la majorité de la littérature s'accorde sur une température de jonction maximale de 85 °C (Nadjahi, Louahlia, & Lemasson, 2018).

Pour ne pas dépasser cette température de jonction maximale, les ETI doivent être refroidis. Dans un premier temps, les systèmes de refroidissement typiques ainsi que les types de valorisation de technologie mature seront présentés. Il faut noter que les systèmes de refroidissement et types de valorisation émergente sont exclus, puisqu'ils ne sont pas pertinents à l'étude de cas de l'ÉTS. Par la suite, une valorisation adaptée au cas de l'ÉTS sera identifiée.

1.1 Systèmes de refroidissement typiques

Les systèmes de refroidissement couramment employés dans les CD sont abordés dans cette section.

La Figure 1.2 schématise ces systèmes et est séparée en trois sections : la salle informatique où se situe l'ETI, la salle technique où se situent les équipements CVCA du bâtiment et l'extérieur. Cette répartition permet de visualiser les transferts thermiques de la source de chaleur (ETI) au système de refroidissement et au rejet de chaleur vers l'extérieur. Dans la salle informatique, on retrouve les équipements terminaux qui captent la chaleur des ETI. Dans la littérature, le fluide caloporteur captant la chaleur des ETI permet de catégoriser les systèmes de refroidissement. Les systèmes de refroidissement à l'air (SRA) utilisent de l'air alors que les systèmes de refroidissement liquide (SRL) utilisent des liquides n'effectuant pas de changement de phase.

La Figure 1.2 présente d'abord les méthodes de SRA les plus utilisées: le système de climatisation de salle informatique (*Computer room air conditioning unit*, CRAC en anglais) et le système de refroidissement de salle informatique (*Computer room air handler*, CRAH en anglais). Il faut souligner que la traduction française de CRAC engendre l'utilisation du terme climatisation, bien que l'application ne se rapporte pas au confort humain. L'utilisation du terme climatisation permet également de distinguer le CRAC du CRAH. Parmi les inconvénients des SRA, on peut citer le risque dans ce type de système que l'air froid d'alimentation court-circuite les ETI de façon à ne pas les refroidir. Ce phénomène est nommé *cold air bypass* dans la littérature anglaise (Chethana & Sadashive Gowda, 2021). Encore

parmi les inconvénients du SRA, on peut citer le risque que l'air chaud, ayant traversé l'ETI, soit recirculé dans la salle de façon à créer des zones chaudes et à se mélanger à l'air froid d'alimentation. Ce phénomène est nommé *hot air recirculation* dans la littérature anglaise (Chethana & Sadashive Gowda, 2021). Selon Tatchell-Evans et al., ces deux problématiques conduisent, respectivement, à l'augmentation du débit de l'air alimenté et à la diminution de la température de consigne de l'air alimenté, ce qui augmente la consommation d'énergie (Tatchell-Evans, Kapur, Summers, Thompson, & Oldham, 2017). Ces deux problématiques peuvent être mitigées par une conception SRA avec confinement où des parois physiques séparent des rangées où l'air froid est soufflé (dites allées froides), des rangées où l'air froid alimenté absorbe la chaleur en traversant les ETI (dites allées chaudes). Également, pour le même transfert d'énergie et la même température, la capacité thermique massique, significativement supérieure des liquides en comparaison à celle de l'air, engendre une réduction du débit d'un SRL. Autrement dit, le SRA devrait soit augmenter le débit d'air alimenté, soit diminuer la température de l'air afin de satisfaire aux mêmes besoins de refroidissement que le SRL: le SRA consomme davantage d'énergie au niveau des ventilateurs ou du système de refroidissement comparativement au SRL. Dans ce cas, l'efficacité de refroidissement du SRL est supérieure à celle du SRA, pour les mêmes besoins de refroidissement. L'American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) prévoit que l'augmentation des puissances électriques des ETI, et donc de la chaleur générée, encourage la transition du SRA vers le SRL (American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), 2021). L'ASHRAE est une organisation de référence qui établit des normes pour le domaine du CVCA.

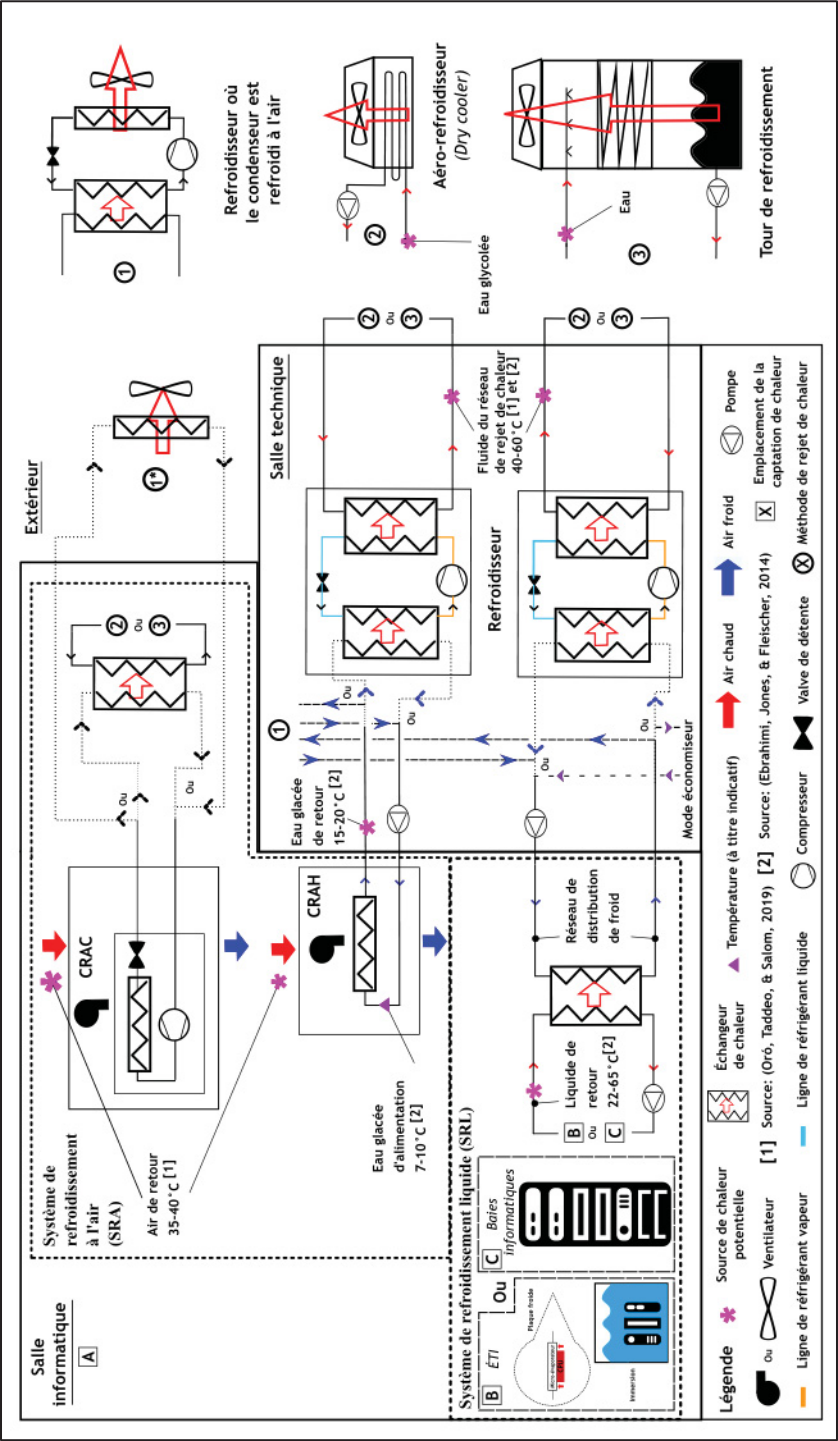


Figure 1.2 Schématisation des systèmes de refroidissement typiques

1.1.1 Système de refroidissement à l'air

Le CRAC et le CRAH agissent en refroidissant l'air ayant préalablement absorbé la chaleur des ETI. Le CRAC consiste à installer des unités utilisant un système à détente directe (DX), alors que le CRAH consiste à installer des unités qui sont raccordées à un système d'eau glacée alimenté par un refroidisseur centralisé. Autrement dit, le CRAC comprend de multiples systèmes DX, alors que le CRAH ne comprend qu'un refroidisseur centralisé. Les deux méthodes peuvent évacuer la chaleur au moyen d'un réseau d'eau glycolée raccordé à un aérorefroidisseur (*Dry cooler* en anglais) (Figure 1.2, cercle 2), au moyen d'un réseau d'eau raccordé à une tour de refroidissement (Figure 1.2, cercle 3) ou au moyen d'un condenseur refroidi à l'air (Figure 1.2, cercle 1* pour le CRAC et cercle 1 pour le CRAH). Pour ce dernier, la distinction entre le CRAC et le CRAH est effectuée afin de souligner que c'est le réfrigérant présent dans la salle informatique qui se fait refroidir par l'air pour le CRAC (cercle 1*) alors que c'est le condenseur du refroidisseur qui se fait refroidir par l'air pour le CRAH (cercle 1). L'appellation fluide du réseau de rejet de chaleur est utilisée pour désigner l'eau glycolée circulant à travers l'aérorefroidisseur (Figure 1.2, cercle 2) ou l'eau de la tour de refroidissement (Figure 1.2, cercle 3). Oró et al. (2019) soulignent que les systèmes CRAH et CRAC sont semblables du point de vue de la valorisation de chaleur. Comme indiqué par des astérisques à la Figure 1.2, les auteurs identifient l'air de retour de la salle informatique à des températures d'environ 35-40 °C (Oró, Taddeo, & Salom, 2019). Les auteurs ont évalué que la température du fluide du réseau de rejet de chaleur pour le CRAH s'étend de 40-50 °C (Oró et al., 2019). Cependant, cette température dépend du fonctionnement du refroidisseur. Par exemple, le type de réfrigérant utilisé et la température à l'évaporateur influencent la température du réseau de rejet de chaleur. Une revue de la littérature effectuée par Ebrahimi et al. estime une température du réseau de rejet de chaleur pour les systèmes SRL fonctionnant de manière semblable au CRAH à 50-60 °C. Une plage de température étendue de 40-60 °C est donc illustrée à la Figure 1.2.

Evans (2012) mentionne que le CRAC est généralement utilisé pour une capacité électrique des ETI inférieure à 100 kW, puisque le coût d'achat des unités DX du CRAC est vraisemblablement moins élevé que le coût d'achat du refroidisseur centralisé du CRAH. Pour une puissance supérieure à 100 kW, Evans mentionne que le CRAH est préférable au CRAC. En effet, la meilleure efficacité du CRAH, engendrant des coûts d'opération inférieurs au CRAC, permet de compenser pour les plus grands coûts d'investissement (American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), 2012). Il faut souligner que le CRAH a l'avantage d'effectuer la climatisation des autres locaux du bâtiment dans lequel le CD est situé (Evans, 2012).

1.1.2 Système de refroidissement liquide

Après les CRAC et les CRAH, la Figure 1.2 illustre les systèmes de refroidissement liquide (SRL). Puisque l'objectif de ce mémoire porte sur la valorisation de la chaleur rejetée et non sur les systèmes de refroidissement des CD, les équipements captant la chaleur des ETI dans le cas des SRL ne seront que sommairement abordés.

La capture de la chaleur peut se faire de plusieurs façons. Comme illustré à la Figure 1.2 partie B, la chaleur peut être absorbée à l'aide de plaques froides en contact avec les ETI dégageant une quantité significative de chaleur comme les unités centrales de traitement (CPU) et puce mémoire. La plaque froide est composée d'un matériau conducteur comme du cuivre ou de l'aluminium dans lequel circule le fluide caloporteur qui est habituellement de l'eau (Anandan & Ramalingam, 2008).

Un autre type de SRL consiste à immerger des composantes informatiques ou un serveur, contenus dans un récipient étanche, verticalement dans un réservoir de liquide diélectrique. L'immersion favorise l'uniformité de la température et un meilleur fonctionnement de l'ETI (Pambudi et al., 2022).

Comme illustré à la Figure 1.2 partie C, un autre type de SRL agit au niveau des baies informatiques et consiste à installer un échangeur air-eau absorbant la chaleur de l'ETI. L'échangeur peut être installé dans les rangées (*In Row* en anglais) ou à l'arrière des baies informatiques (*Rear door cooling* en anglais) (Capozzoli & Primiceri, 2015). Peu importe la méthode de capture utilisée, le liquide de retour entre dans un échangeur pour transférer la chaleur au réseau de distribution de froid.

Ebrahimi et al. ont effectué une revue de la littérature dans laquelle les auteurs définissent une plage de température du liquide de retour du SRL entre 22 °C et 65 °C pour les SRL (Ebrahimi et al., 2014). La plage de température de 22-65 °C est corroborée par des expériences pratiques. Hnayno et al. (2022) ont étudié un SRL dans lequel de l'eau d'alimentation à 35 °C absorbe la chaleur de l'ETI pour atteindre une température de 55 °C (Hnayno et al., 2022). Zimmermann et al (2012) ont étudié l'impact de l'augmentation de température de l'eau d'alimentation sur un prototype nommé *Aquasar*. Lorsque la température de l'eau alimentée passe de 30 °C à 60 °C, une augmentation de la consommation électrique des ETI d'environ 7 % a été trouvée (Zimmermann et al., 2012). Les auteurs soulignent que cette augmentation de consommation électrique est compensée par l'augmentation de la qualité de la chaleur, ce qui se traduit par l'augmentation du nombre d'applications dans laquelle cette chaleur peut être valorisée. Par exemple, le chauffage des espaces par radiateurs périmétriques nécessite une plus grande température du fluide caloporteur comparativement au chauffage par plancher radiant.

Une similitude existe entre le CRAH et le SRL : les deux types de refroidissement utilisent un réseau d'eau dans lequel la chaleur capturée de la salle informatique est rejetée. Cependant, le réseau de distribution de froid du SRL est à plus haute température que le réseau d'eau glacée du CRAH. En effet, l'évaporateur du réseau de distribution de froid doit refroidir le liquide de retour qui est de 22-65 °C, alors que l'eau glacée d'alimentation du CRAH est à température de 7-10 °C (Ebrahimi et al., 2014). Le rejet de chaleur du SRL peut se faire de la même façon que pour le CRAH : par un refroidisseur dont le condenseur est refroidi à l'air, un aérorefroidisseur (*dry cooler*) ou une tour de refroidissement. Comme mentionné à la section 1.1.1, la température du réseau de rejet de chaleur dépend du fonctionnement du refroidisseur.

La Figure 1.2 montre une plage de température de 40-60 °C se basant sur deux revues de la littérature (Oró et al., 2019) et (Ebrahimi et al., 2014).

Il est pertinent de souligner que les conditions extérieures peuvent être utilisées pour réduire la consommation d'énergie au niveau des refroidisseurs à l'aide de deux modes économeurs. Premièrement, un mode économeur sur le circuit d'air (*air-side free cooling* en anglais) consiste à acheminer indirectement à l'aide d'un échangeur ou directement l'air froid extérieur dans la salle informatique afin de diminuer ou éliminer le refroidissement mécanique et donc la consommation d'énergie liée à l'étape de compression. Deuxièmement, un mode économeur sur le circuit d'eau (*water-side free cooling* en anglais) permet de contourner le refroidisseur lorsque les conditions extérieures permettent l'utilisation d'un aérorefroidisseur ou une tour de refroidissement. À la Figure 1.2, on remarque qu'il est possible d'utiliser un mode économeur sur le circuit d'eau à condition que la température du réseau de distribution du SRL soit appropriée pour effectuer l'échange thermique avec l'extérieur. Lorsqu'un de ces modes est utilisé, la quantité de chaleur fatale est très faible puisque le refroidisseur est peu utilisé, voire inutilisé, dans certaines conditions extérieures.

Cette section a permis de décrire les systèmes de refroidissement des ETI les plus répandus. Une synthèse est présentée au Tableau 1.2.

Tableau 1.2 Systèmes de refroidissement typiques ainsi que les températures de valorisation associées

Fluide caloporteur	Emplacement de la captation de la chaleur	Système récupérant la chaleur	Sources de chaleur potentielle	Température de la source de chaleur potentielle (°C)
Air	Salle	Système de climatisation de salle informatique (<i>CRAC</i>)	Air de retour	35-40 ^A
			Eau glycolée ou eau du réseau de rejet de chaleur	40-50 ^A
		Système de refroidissement de salle informatique (<i>CRAH</i>)	Air de retour	35-40 ^A
			Eau glacée de retour	15-20 ^A
			Eau glycolée ou eau du réseau de rejet de chaleur	40-50 ^A
Liquide	Baie informatique	Échangeur air/eau au-dessus ou dans les rangées (<i>In-row</i>) ou à l'arrière (<i>Rear door heat exchanger</i>)	Liquide de retour de l'ETI (eau ou liquide diélectrique)	22-65 ^B
	ETI	Par plaques froides ou immersion	Eau glycolée ou eau du réseau de rejet de chaleur	50-60 ^B

A : (Oró, Taddeo, & Salom, 2019)

B : (Ebrahimi, Jones, & Fleischer, 2014)

Le Tableau 1.2 présente le fluide caloporteur, l'emplacement de la captation de chaleur, le système récupérant la chaleur, les sources de chaleur potentielle ainsi que les températures auxquelles la chaleur peut être valorisée. Les éléments de ce tableau sont schématisés à la Figure 1.2. Par exemple, l'emplacement de la captation de chaleur est identifié par des lettres situées dans des encadrés à la Figure 1.2. Le terme liquide de retour, utilisé à la Figure 1.2 pour fins de concision, fait référence à de l'eau ou du liquide diélectrique situé dans la salle informatique. Le Tableau 1.2 met en évidence que la qualité de la chaleur fatale est tributaire de la conception du système de refroidissement et de la source de chaleur. Il faut souligner que le Tableau 1.2 décrit les systèmes de refroidissement qui ne sont pas conçus pour valoriser la chaleur rejetée. Puisque l'évaporateur du refroidisseur CRAH est à plus faible température que celui du SRL, il est probable que la température au condenseur du CRAH soit aussi inférieure que celui du SRL. Cependant, il serait possible d'augmenter la température de la source de

chaleur potentielle du CRAH en augmentant la consommation au compresseur du refroidisseur. Autrement dit, l'opération du refroidisseur peut être modifiée de façon à rehausser la qualité de la chaleur dans un objectif de valorisation.

Toujours selon la perspective de la qualité de la chaleur, les types de valorisation typiques sont abordés dans la prochaine section.

1.2 Valorisation de la chaleur rejetée par les centres de données

Les types de valorisation typiques sont abordés dans cette section. La description de la production de chaleur à l'échelle locale précède celle à l'échelle d'un quartier.

1.2.1 Production de chaleur à l'échelle locale : chauffage de proximité

La chaleur fatale peut être utilisée pour satisfaire complètement ou partiellement les besoins de chauffage de proximité du CD. On entend par chauffage de proximité l'utilisation de la chaleur fatale pour une application située dans un unique autre bâtiment. Autrement dit, cette valorisation se rapporte à une relation unidirectionnelle entre le CD, qui émet la chaleur, et un autre bâtiment, qui la consomme. Le cas où la valorisation s'effectue par le chauffage à l'échelle d'un quartier est abordé à la section 1.2.2. Le chauffage de proximité est adapté aux régions urbaines dans lesquelles la majorité de la population mondiale demeure (Commission et al., 2017). L'intérêt de ce type de valorisation est renforcé par le fait que le chauffage est le poste de consommation d'énergie le plus important d'un bâtiment québécois (Whitmore & Pineau, 2021). Bruno et al. (2021) ont été mandatés par le ministère de l'Énergie et des Ressources Naturelles (MERN) afin d'évaluer le potentiel de valorisation des rejets thermiques du Québec. Des analyses préliminaires techno-économiques et de cycle de vie de cinq études de cas montrent que des projets peuvent être mutuellement bénéfiques pour les émetteurs et les consommateurs de chaleur (Marcotte et al., 2021). Cette étude a aussi permis l'élaboration d'une carte interactive géolocalisant les émetteurs et les consommateurs de chaleur, qui a été rendue publique par le gouvernement afin de faciliter la prise de décision pour ces types projets (Archives des nouvelles relatives à l'Énergie et aux Ressources naturelles, 2022). Transition

Énergétique, organisme offrant des programmes d'aide financière au Québec, invite des organismes à soumettre un appel d'offres pour bénéficier d'un soutien monétaire (« Projets de valorisation des rejets thermiques - Appel à propositions | Affaires | Innovation et transition énergétiques », s.d.). Autrement dit, le gouvernement québécois reconnaît le potentiel de réduction de consommation d'énergie et d'émission de carbone du chauffage de proximité et l'encourage par diverses mesures.

Oró et al. (2018) ont étudié la faisabilité de chauffer une piscine intérieure située à Barcelone en Espagne en valorisant la chaleur d'un CD de manière mutuellement bénéfique pour les deux parties prenantes. Le CD utilise un SRL par plaques froides avec rejet de chaleur par aérorefroidisseur qui satisfait au maximum 80 % de la charge de refroidissement et un CRAC conventionnel pour subvenir au reste. Une piscine semi-olympique de 2 500 m³ ayant un point de consigne de l'eau à 25 °C et initialement chauffée par une chaudière au gaz naturel est considérée. Un échangeur de chaleur permet de transférer la chaleur du CD à la piscine. Une étude numérique à l'aide de TRNSYS est effectuée. Un CD de cinq baies informatiques pouvant consommer jusqu'à 118 kW est sélectionné afin de pouvoir répondre à l'ensemble des besoins annuels de chauffage de la piscine. Les chercheurs étudient quatre scénarios afin de déterminer la configuration de refroidissement qui permet de réduire la consommation énergétique holistique du bâtiment hébergeant le CD et du bâtiment hébergeant la piscine. Ces scénarios diffèrent selon le nombre de serveurs qui sont connectés en série (où l'entrée de l'eau refroidie est la sortie d'un autre serveur) et en parallèle (la sortie de l'eau est uniforme pour chaque serveur).

Dans l'étude d'Oró et al. (2018), les auteurs maintiennent une température de l'eau refroidie à l'entrée des ETI à 20 °C en rejetant, en premier, la chaleur reliée à la piscine olympique à l'aide d'un échangeur et, en deuxième, par un refroidisseur et aérorefroidisseur. La température de l'eau refroidie sortant des ETI et le débit volumique de l'eau refroidie varient selon les scénarios, ce qui influence non seulement la grandeur de la chaleur pouvant être transférée à la piscine, mais aussi la consommation du SRL (refroidisseurs et aérorefroidisseurs) et du système DX pour le CRAC. L'étude considère également la consommation électrique des ETI.

Les auteurs ont noté une augmentation de la consommation électrique des ETI pouvant aller jusqu'à 2 % lorsque la température à l'entrée des ETI augmente dans les scénarios connectés en série (Oró et al., 2018). L'étude a montré que l'augmentation du nombre de serveurs connectés en série entraîne une augmentation de l'électricité consommée par les ETI et le CRAC, mais une diminution de l'énergie de refroidissement du SRL. Pour l'autre bâtiment, on considère que l'eau de la piscine de 25 °C peut être chauffée à 30 °C, en premier, par l'échange de chaleur du CD et ensuite par une chaudière au gaz naturel. La température de sortie de l'eau de refroidissement du CD est ce qui impacte notamment la consommation de gaz naturel.

L'étude holistique d'Oró et al. (2018) montre que la configuration selon laquelle tous les serveurs sont connectés en série est optimale parmi les configurations étudiées afin de diminuer la consommation des deux bâtiments. En effet, ce scénario permet une économie énergétique de plus de 30 % pour le CD en comparaison à un CD typique refroidi à l'air dont la chaleur est évacuée à l'extérieur. Ce scénario permet aussi une économie de 60 % pour le chauffage de la piscine en comparaison de l'utilisation d'une chaudière au gaz naturel sans valorisation (Oró et al., 2018). La période de retour sur investissement est inférieure à trois ans en considérant un horizon de 15 ans, un coût d'implantation de 55 000 € et une vente de la chaleur fatale par l'opérateur du CD à 70 % du prix du gaz naturel. (Oró et al., 2018) L'analyse économique exclut le coût en carbone et des subventions. La viabilité économique est suggérée.

Ljungqvist et al. ont étudié la faisabilité de chauffer deux serres en Suède à partir de la chaleur fatale d'un CD de 1 MW sur une période d'une année. Le CD est refroidi à l'air et utilise du confinement avec un mode économiseur sur le circuit d'air. L'air de retour ayant capté la chaleur des ETI est la source de chaleur utilisée. Les propriétés de l'enveloppe du Boden Type DC One, un CD existant, sont implémentées dans le logiciel de simulation IDA ICE 4.8. L'air évacué du CD est l'air d'alimentation des serres dans la simulation. Deux serres dans lesquelles des tomates sont cultivées, l'une de 2 000 m² et l'autre de 10 000 m², sont étudiées. Pour chaque bâtiment, deux modes de production sont étudiés : une production partielle du 1^{er} mars au 15 octobre et une production annuelle avec lampes horticoles pour les périodes où la ressource solaire est insuffisante pour les cultures. Ainsi, un total de quatre simulations sont

effectuées. La fraction du chauffage effectuée par l'air évacué du CD est respectivement, en production partielle et annuelle, 98 % et 90 % pour la petite serre, alors qu'elle est de 62 % et de 50 % pour la seconde (Ljungqvist et al., 2021). La serre de 10 000 m² reflète davantage les serres en opération en Suède dont les coûts supérieurs en énergie sont compensés par une plus grande production, ce qui contribue à un plus faible coût de revient (Ljungqvist et al., 2021).

On remarque que le chauffage de proximité permet de créer une synergie à une petite échelle. Cependant, il requiert une collaboration entre le CD et le consommateur de chaleur dans laquelle les responsabilités de chacun sont à définir. Par exemple, la responsabilité d'opérer et d'effectuer le maintien de l'infrastructure permettant le transport de la chaleur est à clarifier. Oro et al. (2018) ont mentionné qu'une réglementation appropriée rendra plus fréquente l'adoption du chauffage de proximité (Oro et al., 2018).

1.2.2 Production de chaleur à l'échelle d'un quartier : chauffage par boucle énergétique

L'injection de la chaleur rejetée par un CD au sein d'une infrastructure transportant de l'énergie entre plusieurs bâtiments (*District Heating* en anglais, appelé réseau de chaleur dans ce mémoire) est présentée comme la valorisation la plus viable dans la littérature (Amiri, Madadian, Bahrani, & Ghoreishi-Madiseh, 2021). Contrairement au chauffage de proximité, le chauffage à l'échelle d'un quartier permet de valoriser la chaleur entre plusieurs bâtiments. Il convient de présenter l'évolution des réseaux de chaleur, qui se décline en génération comme vue à la Figure 1.3, afin de comprendre le choix de nomenclature adopté dans ce mémoire. Il faut souligner que PaC fait référence à une pompe à chaleur.

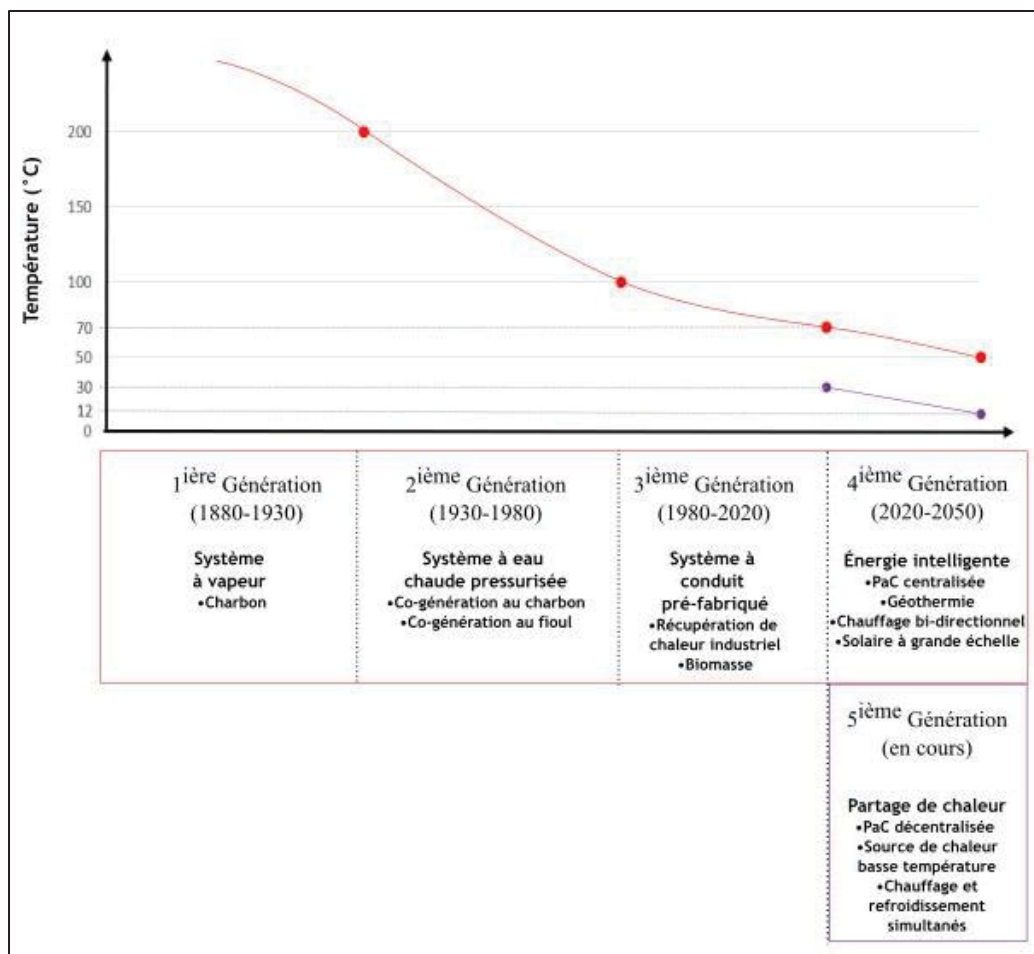


Figure 1.3 L'évolution des infrastructures de distribution de chaleur de quartier
 Adapté de Programme des Nations-Unies pour l'Environnement, 2015
 et de Lindhe, Javed, Johansson, & Bagge, 2022

De la Figure 1.3, on observe une diminution de la température du fluide caloporteur, ce qui permet à la fois de diminuer les pertes de chaleur et de permettre l'intégration d'énergies renouvelables comme la biomasse, le solaire et la géothermie dans les trois dernières générations (Programme des Nations-Unies pour l'Environnement, 2015 ; Letellier-Duchesne, 2019 ; von Rhein, Henze, Long, & Fu, 2019). Les réseaux de chaleur de la 2^e génération et de la 3^e génération sont les plus fréquents (Werner, 2017). Buffa et al ont effectué une revue de la littérature dans laquelle la distinction entre la 4^e et la 5^e génération est ambiguë (Buffa, Cozzini, D'Antoni, Baratieri, & Fedrizzi, 2019). D'une part, la plage de température

d'opération est différente. Une plage de 50-70 °C caractérise un réseau de 4^e génération alors qu'une plage de 12-32 °C se rapporte au réseau de 5^e génération (Lindhe et al., 2022). Un réseau de 4^e génération peut directement effectuer le chauffage, tandis qu'un réseau de 5^e génération nécessite des PaC pour pouvoir climatiser ou chauffer. D'autre part, le principe de partage d'énergie peut se retrouver autant dans le réseau de 5^e génération que dans le réseau de 4^e génération (Buffa et al., 2019). Par partage d'énergie, on entend que le rejet de chaleur fatale de bâtiments exothermiques peut être valorisé par d'autres bâtiments ayant des besoins de chauffage au même moment. La mixité des usages favorise les moments où des besoins en chauffage et en refroidissement peuvent être simultanément satisfaits partiellement ou entièrement, de manière à réduire la consommation d'énergie du réseau. Énergir, distributeur de gaz naturel québécois, associe ce principe de partage d'énergie au concept de boucle énergétique (Bélanger, 2021). Le Chapitre local de l'ASHRAE-Montréal adopte aussi le même terme (Bouchard & Rondeau, s.d.). Le Réseau Énergie et bâtiments, une organisation dont la mission est de « [mettre] en commun l'expérience des membres afin de maximiser et maintenir la performance énergétique des bâtiments » (« Comité: Boucles Énergétiques », s.d.), possède un comité sur les boucles énergétiques. Ainsi, l'infrastructure permettant de partager la chaleur entre bâtiments à l'échelle d'un quartier est qualifiée de boucle énergétique dans ce mémoire. Le terme réseau de chaleur est utilisé pour désigner une infrastructure ne permettant pas de partager la chaleur entre bâtiments.

Deux boucles énergétiques valorisant la chaleur fatale d'un CD ont été analysées par Leroy (2020) dans une étude de préfaisabilité. La première boucle énergétique comprend un réseau de refroidissement, ayant une température d'alimentation de 6 °C, et un réseau de chaleur de 4^e génération, ayant une température d'alimentation de 70 °C permettant de satisfaire directement les besoins de chauffage. La chaleur du réseau de refroidissement peut être transmise à l'aide d'une PaC centralisée au réseau de chauffage à condition qu'il y ait chauffage et refroidissement simultané. Il est supposé que la PaC centralisée possède un coefficient de performance (COP) constant de 3. Dans le cas où le chauffage et le refroidissement ne sont pas simultanés, une PaC utilisant les égouts comme source ou puits de

chaleur permet de répondre aux besoins de chauffage ou de refroidissement. Le COP de ce PaC est de 2,5 en mode chauffage (extraction de chaleur des égouts) et de 4 en mode refroidissement (rejet de chaleur dans les égouts). La deuxième boucle énergétique consiste en un unique réseau maintenu à des températures de 15-35 °C. Des PaC décentralisées sont raccordées à ce réseau et permettent de puiser ou rejeter la chaleur. Les PaC sont situées dans chaque bâtiment et possèdent un COP de 3 en mode chauffage et de 4 en mode refroidissement. Une PaC centralisée raccordée aux égouts est utilisée lorsque les charges de chauffage et de refroidissement de la boucle énergétique sont déséquilibrées. Dans le cas où l'énergie rejetée par les bâtiments dépasse l'énergie extraite, la PaC centralisée rejette le surplus de chaleur dans les égouts (COP de 6). Dans le cas où l'énergie extraite dépasse l'énergie rejetée par les bâtiments, la PaC centralisée extrait la chaleur des égouts (COP de 6). L'étude considère un CD de 12 MW de puissance électrique (considérée constante), qui est refroidi par le réseau de refroidissement dans le cas de la première boucle énergétique, et une PaC décentralisée (COP de 6) dans le cas de la deuxième boucle énergétique.

L'étude de Leroy en 2020 utilise l'approche par bilan d'énergie. Ce modèle en régime permanent additionne ou soustrait les flux d'énergie selon une base horaire afin de conserver une température constante dans les boucles. Les résultats de la boucle énergétique comprenant deux réseaux selon l'approche par bilan d'énergie sont comparés avec les résultats d'une approche dynamique utilisant TRNSYS. L'approche dynamique permet de considérer, notamment, l'effet de la température sur les performances des PaC. La consommation électrique annuelle du modèle par bilan d'énergie est 14 % supérieure à celle obtenue par TRNSYS, puisque le COP du modèle en régime permanent est inférieur au modèle dynamique. Cependant, la consommation électrique pendant la semaine ayant la plus grande pointe électrique (en hiver) n'est que de 1,4 % supérieure pour le modèle en régime permanent que le modèle dynamique. La valorisation de la chaleur a permis de subvenir aux besoins de chauffage d'environ 75,7 GWh/année dans le modèle dynamique et de 76,3 GWh/année pour le modèle en régime permanent. Les besoins de refroidissement sont évalués à 72,1 GWh/année dans le modèle dynamique, et à 72,9 GWh/année dans le modèle de bilan

d'énergie. (Leroy, 2020) Ainsi, Leroy conclut que les résultats des deux approches sont similaires.

L'étude de Leroy en 2020 adresse trois aspects qui ont été soulignés dans la revue de la littérature Huang et al. en 2020. Ces auteurs ont recensé de nombreuses études analysant la valorisation de la chaleur fatale d'un CD au sein d'une boucle énergétique. Le premier aspect concerne la nécessité d'utiliser des PaC afin de rehausser la faible température de la chaleur fatale à des niveaux utilisables par des boucles énergétiques (Huang et al., 2020). Le deuxième aspect concerne la performance des PaC, qui dépend de nombreux facteurs comme les températures d'opération du côté source et puits de chaleur, le nombre d'étages du cycle à compression de vapeur ainsi que le réfrigérant utilisé (Davies et al., 2016). Pour une température au condenseur de 70 °C et l'utilisation du réfrigérant R134a, Davies et al (2016) ont étudié l'efficacité d'une PaC valorisant la chaleur d'un CD pour des nombres de cycles de compression et des températures d'évaporation variés. Les auteurs ont trouvé que le COP varie entre 3,1 et 6,3 (Davies et al., 2016), ce qui concorde avec les hypothèses de Leroy. Cette large plage de performance a été citée par Wahlroos et al. comme des performances typiques pour des PaC alimentant des réseaux de chaleur (Wahlroos, Pärssinen, Rinne, Syri, & Manner, 2018). Le troisième aspect souligné par Huang et al. se rapporte à la temporalité et à l'équilibre des rejets de chaleur et des besoins de chauffage. En l'absence de stockage thermique, la quantité de chaleur rejetée par le CD devrait être simultanée et égale au besoin de chauffage afin d'éviter l'évacuation de la chaleur fatale vers l'extérieur.

L'intégration de la chaleur fatale dans des boucles énergétiques pour le chauffage de quartier est présentement appliquée. Par exemple, la boucle énergétique située en Espoo (Finlande) et opérée par Forum valorise actuellement environ 2,8 MW de chaleur d'un CD opéré par l'entreprise de télécommunication Ericsson (Hiltunen & Syri, 2020). Cette valorisation s'effectue dans le cadre d'une politique de tarification dynamique dans laquelle Forum offre d'acheter la chaleur résiduelle de moins de 5 MW émise par ses clients (Hiltunen & Syri, 2020). Situé en Odense (Danemark), un CD de Meta, la société mère de Facebook, récupère la chaleur fatale de ses ETI refroidis à l'air à l'aide d'un échangeur de chaleur dans lequel circule

de l'eau (Murray, 2022). L'eau est pompée par l'opérateur d'une boucle énergétique (Fjernvarme Fyn) et acheminée à des pompes à chaleur permettant d'augmenter la température de 27 °C à 70 °C, ce qui fournit environ 100 000 MWh par année, soit l'équivalent des besoins en chauffage d'environ 7 000 domiciles (Edelman, 2020). Ces exemples d'application renforcent l'intérêt de ce type de valorisation.

Cette section a permis de décrire les valorisations typiques de la chaleur rejetée par les ETI. Il a été vu que le chauffage à l'échelle d'un quartier est présenté comme la valorisation la plus viable dans la littérature, mais possède aussi une large plage de température de chaleur rejetée s'étendant de 15-90 °C en raison de l'utilisation des PaC.

1.3 Description de l'étude de cas

La description des systèmes de refroidissement typiques effectuée à la section 1.1 a permis de mettre en évidence que le type de système de refroidissement impacte la qualité de la chaleur. À la section 1.2, la relation entre la qualité de la chaleur et les types de valorisation typiques étudiés dans la littérature a été abordée. Les paragraphes qui suivent abordent, tout d'abord, une description sommaire du système de refroidissement du CD de Calcul Québec (CQ). Ensuite, une stratégie de valorisation convenable à l'étude de cas de ce mémoire est identifiée.

Calcul Québec est une organisation à but non lucratif dont la mission est de contribuer à l'avancement des connaissances en fournissant des systèmes informatiques de pointe à la communauté de recherche. Les ETI sont répartis dans diverses universités. (« Qui sommes-nous? », s.d.) Calcul Québec possède un SRL dans lequel une importante quantité de chaleur (2 MW en 2021) serait rejetée dans l'eau glacée du réseau de refroidissement de quartier appartenant à Énergir, chaleur et climatisation urbaines (ÉCCU). L'ÉCCU opère un réseau d'eau chaude, de vapeur et d'eau glacée permettant de répondre aux besoins énergétiques de plus du tiers des bâtiments du centre-ville. La fiabilité de l'ÉCCU est telle qu'il n'y a eu aucune panne depuis sa création en 1947. Certains autres bâtiments de l'ÉTS, comme le pavillon A et B, sont également raccordés à ce réseau de refroidissement de quartier. Ce dernier dessert aussi

un quartier de l'industrie du multimédia et des résidences en copropriétés. (« 5 choses à savoir sur Énergir, chaleur et climatisation urbaines... », 2021). Les refroidisseurs desservant CQ sont situés dans la centrale thermique. Ils sont donc éloignés et difficilement accessibles. Autrement dit, les condenseurs de ces refroidisseurs, qui constituent une source de chaleur potentielle et intéressante, sont donc inaccessibles pour une valorisation sur le site de l'ÉTS. Une représentation simplifiée du réseau d'eau glacée de l'ÉCCU est présentée à la Figure 1.4.

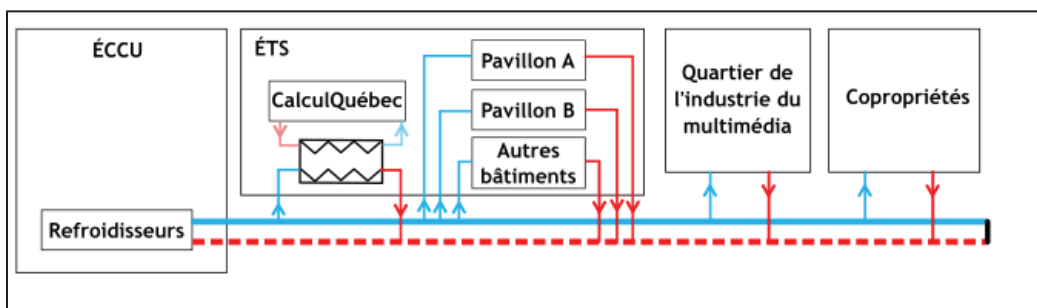


Figure 1.4 Schématisation du réseau d'eau glacée de l'ÉCCU

Une contrainte importante caractérise notre étude de cas : l'unique source de chaleur potentielle de CQ étant accessible à l'ÉTS est le retour de l'eau glacée l'ÉCCU (environ 15 °C). Cette valorisation de la chaleur rejetée pourrait permettre de réduire la capacité des refroidisseurs de l'ÉCCU et par conséquent la chaleur rejetée par ses condenseurs. Elle pourrait aussi combler une partie des besoins de l'ÉTS. Cependant, dans ce cas, l'utilisation de PaC serait sans doute nécessaire pour augmenter la température de cette chaleur à valoriser. Aucune étude de cas ayant ce type de contrainte n'a été retrouvée dans la littérature scientifique.

Considérant que le refroidissement de CQ est effectué par le réseau d'eau glacée de l'ÉCCU desservant également d'autres bâtiments de l'ÉTS, l'analyse du potentiel de la valorisation par chauffage au sein d'une boucle énergétique a été choisie comme étude de cas. En effet, ceci permettrait de desservir d'autres bâtiments du campus, puisqu'il y a des bâtiments exothermiques et endothermiques parmi le parc immobilier de l'ÉTS. Il pourrait être intéressant de combiner les divers rejets de chaleur de l'ÉTS, incluant les rejets de Calcul Québec, afin de chauffer d'autres bâtiments. De plus, le campus est en développement : un

nouveau bâtiment est en phase de conception. Les systèmes CVCA pourraient être conçus de manière à intégrer la valorisation de la chaleur fatale. L'infrastructure de transport d'énergie existe déjà sur le campus, ce qui pourrait réduire les coûts d'investissement du projet de valorisation. Contrairement au chauffage de proximité, le chauffage par boucle énergétique permettra d'exploiter la synergie entre plusieurs bâtiments du campus. Comme dans des boucles énergétiques existantes, des PaC peuvent être utilisées afin d'augmenter la température des sources de rejets pour obtenir les températures désirées. En résumé, l'analyse de l'intérêt d'une boucle énergétique est donc l'objet de notre étude et la méthodologie sélectionnée sera présentée au prochain chapitre.

CHAPITRE 2

MÉTHODOLOGIE

Dans une approche de développement durable, ce mémoire a comme objectif de proposer une stratégie diminuant l'impact environnemental et l'impact économique des systèmes CVCA de l'ÉTS en valorisant la chaleur générée par les serveurs de CQ.

Pour atteindre cet objectif, la méthodologie suivante est proposée :

1. Cartographier les caractéristiques techniques et énergétiques des bâtiments du campus afin de sélectionner les bâtiments à l'étude;
2. Déterminer les potentiels de valorisation de chaleur dans les bâtiments sélectionnés;
3. Étudier la boucle énergétique permettant de réaliser la valorisation de chaleur identifiée à l'étape précédente.

Ces étapes sont décrites dans les prochaines sections.

2.1 Cartographier les caractéristiques techniques et énergétiques

L'étude des échanges de chaleur entre bâtiments à l'échelle d'un quartier à l'aide de boucles énergétiques fait partie de la discipline de modélisation énergétique urbaine des bâtiments, MEUB (*Urban Building Energy Modeling* en anglais) (Letellier-Duchesne, Nagpal, Kummert, & Reinhart, 2018). MEUB comprend deux catégories : par approche descendante (*top-down*) et par approche ascendante (*bottom-up*) (Ali, Shamsi, Hoare, Mangina, & O'Donnell, 2021). L'approche descendante considère la demande énergétique d'une région (p. ex. ville) comme point de départ pour ensuite la raffiner à plus petite échelle (p. ex. quartier) (Reinhart & Cerezo Davila, 2016). L'approche ascendante se base sur la consommation énergétique des bâtiments pour ensuite prévoir le comportement énergétique d'un quartier (Letellier-Duchesne, 2019). La littérature montre que cette dernière approche convient à l'étude de mesures d'efficacité énergétique du secteur urbain (Ali et al., 2021). Le choix d'utiliser l'approche ascendante (*bottom-up*) est proposé dans notre cas.

L'approche ascendante étant choisie, il convient en premier lieu de cartographier les bâtiments du campus, c'est-à-dire établir un portrait sommaire des systèmes énergétiques du parc immobilier de l'ÉTS. La cartographie est effectuée en considérant des critères pertinents à une boucle énergétique tels que le raccordement à l'ÉCCU, les types de chauffage, la récupération de chaleur existante, la présence de boucle d'eau mitigée et le niveau de coût (faible, moyen ou élevé) pour l'intégration du bâtiment à une boucle énergétique. Cette cartographie permettra de sélectionner les bâtiments qui sont pertinents à une boucle énergétique et est présentée à la section 3.2.

2.2 Déterminer les potentiels de valorisation de chaleur dans les bâtiments sélectionnés

Après avoir cartographié et sélectionné les bâtiments à l'étude, il est nécessaire de déterminer l'évolution des puissances thermiques en fonction du temps, c'est-à-dire les besoins et rejets de chaleur en fonction du temps associé à chaque bâtiment. Afin de simplifier le discours, on utilise le terme « profils énergétiques » dans le mémoire. Ce mémoire se concentre sur les systèmes de chauffage et de climatisation. D'autres systèmes énergétiques d'un bâtiment, comme l'éclairage, sont exclus de l'étude. Les profils énergétiques sont élaborés à partir de deux types de données, qui peuvent être de type monitoré ou de type numérique. Les données monitorées peuvent être obtenues dans des bâtiments existants, alors que les données numériques permettent d'estimer les profils de bâtiments futurs. Pour les deux types de données, l'outil choisi pour estimer les profils énergétiques est Matlab, un logiciel produit par MathWorks et orienté vers le calcul scientifique. L'utilisation de Matlab permet non seulement d'uniformiser les deux types de données en imposant un intervalle de temps horaire, mais aussi d'analyser les données brutes afin d'écarter les données aberrantes. La procédure d'obtention des données est différente si le bâtiment est existant ou si sa construction est planifiée.

2.2.1 Bâtiments existants

Dans une volonté de diminuer la consommation énergétique du campus, les bâtiments existants de l'ÉTS possèdent non seulement des capteurs permettant de suivre leur performance en direct, mais aussi d'un système d'enregistrements des données. Ces données se retrouvent dans les systèmes de gestion technique des bâtiments (*Building Automated System* en anglais) Metasys ou enteliWEB. Les données sont, généralement, enregistrées à des intervalles de temps de cinq minutes. L'extraction des données enregistrées est effectuée avec *Trend eXtraction tool*, permettant d'exporter les mesures dans un fichier texte. L'évaluation des profils énergétiques des bâtiments existants est effectuée à l'aide de données enregistrées.

2.2.2 Bâtiments futurs

Les bâtiments futurs sont à l'étape de conception et, par définition, ne sont pas en opération. L'évaluation des profils énergétiques se base alors sur des simulations énergétiques effectuées dans le cadre de projets étudiants antérieurs (Briand, 2021 ; Chabot, 2020). Ces simulations, effectuées à l'aide de Simeb, permettent d'obtenir les consommations énergétiques sur une base horaire. Simeb est un logiciel développé par Hydro-Québec pour faciliter l'intégration de mesures d'efficacité énergétique dans la conception en estimant leur impact sur la consommation d'énergie. (« Simeb - Simulation énergétique des bâtiments », s.d.). Le logiciel utilise le moteur de calcul DOE 2.2. Ce moteur est un prédécesseur d'EnergyPlus.

2.3 Étudier la boucle énergétique permettant de réaliser la valorisation de chaleur identifiée à l'étape précédente

Après avoir estimé les profils énergétiques, il faut établir les liens énergétiques entre les bâtiments, soit la boucle énergétique. Un bilan d'énergie sera effectué en prenant en considération la boucle énergétique comme volume de contrôle.

Comme expliqué dans la revue de la littérature, une boucle énergétique se caractérise par le partage d'énergie entre bâtiments. Une boucle énergétique peut qualifier un réseau de chaleur

de 5^e génération dans lequel un seul réseau maintenu à des températures ambiantes (15-25 °C) permet à la fois de chauffer et à la fois de refroidir les bâtiments équipés de PaC décentralisées. La boucle énergétique est schématisée à la Figure 2.1.

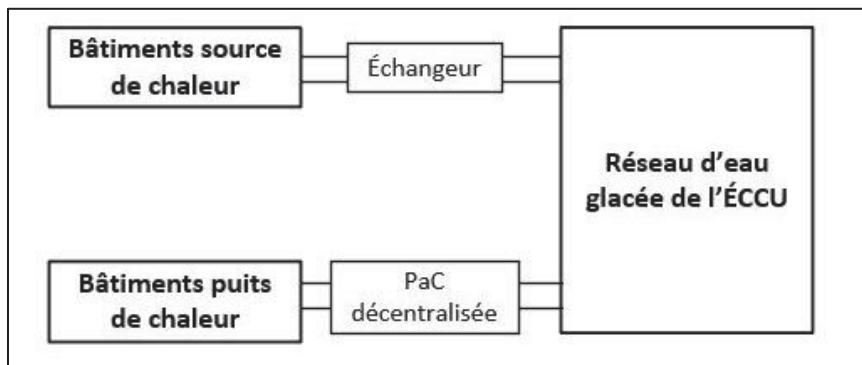


Figure 2.1 Schématisation de la boucle énergétique

La Figure 2.1 montre la récupération de chaleur contenue dans l'eau glacée de retour (environ 15 °C) du réseau de refroidissement. Ceci permet d'utiliser l'infrastructure existante de l'ÉCCU. Situées dans les bâtiments sélectionnés comme puits de chaleur, des PaC décentralisées seront utilisées pour rehausser la qualité de la chaleur contenue dans le retour d'eau glacée. Cette chaleur a été rejetée par Calcul Québec et par d'autres bâtiments sources. Il n'est pas nécessaire que des PaC décentralisées soient installées dans des bâtiments sélectionnés comme source de chaleur, puisque la température d'alimentation de l'eau glacée (7 °C) permet un rejet de chaleur direct à l'aide d'échangeur. Il convient de rappeler qu'il n'est pas envisageable de valoriser la chaleur rejetée par les refroidisseurs centraux alimentant le réseau d'eau glacée. En effet, la distance entre la source de chaleur (condenseur des refroidisseurs) et les bâtiments puits de chaleur est de quelques kilomètres.

CHAPITRE 3

CARTOGRAPHIE ET SÉLECTION DES BÂTIMENTS À L'ÉTUDE

L'objectif de ce chapitre est de sélectionner les bâtiments qui sont intéressants à inclure dans notre étude de cas. Pour ce faire, la cartographie des systèmes énergétiques du campus est effectuée afin de présenter sommairement les systèmes CVCA de chaque bâtiment. L'analyse de ces systèmes énergétiques permettra de sélectionner les bâtiments apparaissant les plus pertinents pour la boucle énergétique. Ces derniers feront ensuite l'objet d'une présentation plus détaillée dans le but de déterminer s'ils sont considérés comme source ou puits de chaleur. Le rôle des bâtiments permet ensuite de développer le principe de valorisation.

3.1 Cartographie des systèmes énergétiques du campus

Le développement immobilier du campus de l'ÉTS est alimenté par la croissance de l'effectif étudiant. Du déménagement dans Griffintown en 1997 à l'inauguration de quatre nouveaux pavillons au courant de la dernière décennie en passant par l'agrandissement du pavillon principal en 2006, les bâtiments ont été conçus au cas par cas. La Figure 3.1 situe les 11 bâtiments actuels totalisant 245 525 m² de superficie brute et les deux bâtiments futurs du campus, le nouveau pavillon F en construction et le futur Complexe Dow en conception. Les deux bâtiments futurs peuvent totaliser 144 260 m².

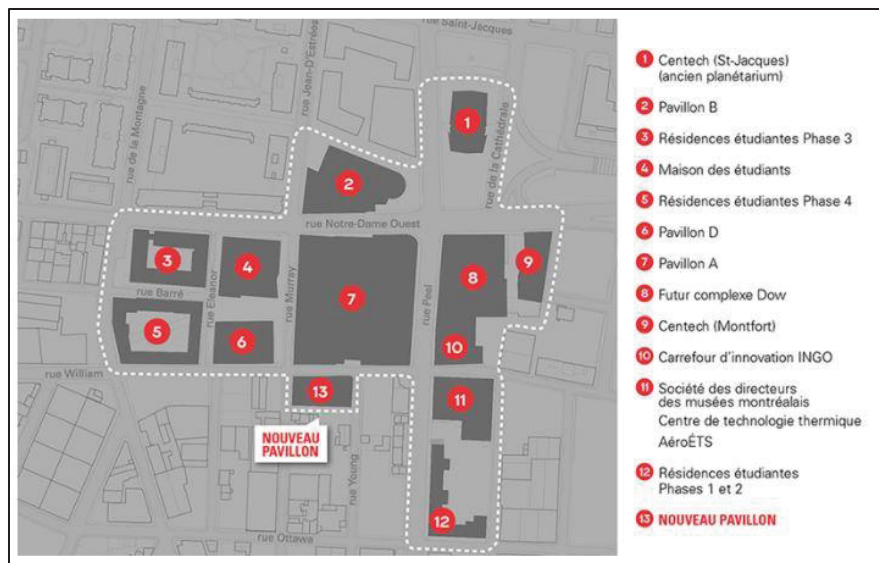


Figure 3.1 Plan du campus de l'ÉTS
Tiré de l'École de Technologie Supérieure (2019)

À l'aide d'une vision holistique du campus, l'objectif est d'identifier les bâtiments à incorporer dans notre étude de cas parmi ceux présentés dans la Figure 3.1. Les critères suivants sont considérés dans la sélection :

- Raccordement au réseau existant d'eau glacée de l'ÉCCU;
- Source d'énergie utilisée pour le chauffage : la vapeur, la géothermie ou l'électricité;
- Type de chauffage : hydronique, air ou plinthes électriques;
- Coût de l'intégration des bâtiments à la boucle énergétique;
- Présence de boucle d'eau mitigée;
- Récupération de chaleur existante.

Le Tableau 3.1 présente l'ensemble du campus selon la numérotation des bâtiments de la Figure 3.1 et selon les critères utilisés pour la sélection. L'ANNEXE I présente plus d'informations sur les systèmes CVCA. Les critères sont décrits ci-après.

Tableau 3.1 Cartographie du campus sous la perspective de boucle énergétique

Id.	Nom	Année de construction ou d'inauguration	Superficie brutes (m ²)	Raccord à l'eau glacée (ÉCCU)	Source d'énergie (chauffage)						Coût de l'intégration des bâtiments à la boucle énergétique	Boucle d'eau mitigée	Récupération de chaleur existante	Retenu dans l'étude
					Vapeur (ÉCCU)	Géothermie	Électricité	Hydronique	Air	Plinthes électriques				
1	Centech (St-Jacques)	2008	4003				P			N	Élevé			
2	Pavillon B	2004	31269	I	I			P		N	Faible	I	I	X
3	Résidences étudiantes phase 3	2008	34335			P	P		P	N	Élevé		P	
4	Maison des étudiants (pavillon E)	2015	21568				P	P		N	Moyen		N	
5	Résidences étudiantes phase 4	2012	18787			P	P		P	N	Élevé		P	
6	Pavillon D	2019	17154	I			P			N	Moyen			
7	Pavillon A	1997	77731	I	I			P		N	Faible	I	I	X
8	Complexe Dow	En conception	130960											X
9	Centech Monteford (pavillon de l'industrie)	1930	1934				P			N	Élevé			
10	Centre d'innovation InGo	2012	9737	I	I			P		N	Moyen	I	N	
11	Centre des collections muséales (CCM), Centre de technologie thermique (CTT) et AéroETS	CCM:2002 CTT:2003 AéroETS: 2008	15375	I	I			P			Faible	I	N	
12	Résidences phase 1 et 2	Phase #1:1998 Phase #2: 2000	13632		I*1			P			Moyen	I		
13	Pavillon F	Prévue 2024	13300	I	I*2			P			Faible		N	X

Légende I: intéressant P: Potentiellement intéressant N: Inintéressant

Note: * signifie utilisation indirecte de vapeur via la production de l'eau de chauffage à partir de la vapeur au bâtiment #11 (1) ou au bâtiment #7 (2)

Le réseau d'eau glacée de l'ÉCCU impacte le choix de la boucle énergétique de l'ÉTS à étudier. Dans la boucle énergétique étudiée, le réseau d'eau glacée peut être considéré comme le réseau transportant l'énergie entre les bâtiments du campus. Les bâtiments raccordés à ce réseau ont l'avantage par rapport à d'autres bâtiments.

La source d'énergie utilisée pour le chauffage permet d'identifier les bâtiments raccordés au réseau de vapeur de l'ÉCCU. Puisque l'ÉTS vise à décarboner le campus, les bâtiments intéressants à inclure dans la boucle énergétique sont ceux qui consomment indirectement des combustibles fossiles à l'aide du réseau de vapeur. La catégorie « Électricité » comprend les bâtiments ayant une chaudière ou ayant des plinthes électriques comme type de chauffage, qui est abordé au prochain paragraphe.

Le type de chauffage permet de montrer la compatibilité avec une boucle énergétique. Trois catégories sont utilisées selon l'équipement de réchauffe terminal ou chauffage périphérique. On utilise la catégorie « Plinthes électriques » si le corps de chauffe est à l'électricité. On utilise la catégorie « Hydronique » si le corps de chauffe est à l'eau. Dans le cas où le fluide caloporteur est de l'air chaud, on utilise la catégorie « Air ». Un chauffage existant par plinthes électriques exige la conversion pour être raccordé avec la boucle énergétique. Le chauffage hydronique et à l'air sont compatibles avec la boucle énergétique à condition que la température de l'eau chaude soit adéquate.

Les trois critères précédents, c'est-à-dire le raccordement aux réseaux de l'ÉCCU, la source d'énergie ainsi que le type de chauffage, permettent d'évaluer de manière qualitative le coût de l'intégration des bâtiments à la boucle énergétique. On parle d'intégration, puisque c'est non seulement le coût de raccordement, mais aussi les modifications aux systèmes CVCA existants qui sont à considérer. Il y a trois niveaux de coût. Puisque le réseau d'eau glacée de l'ÉCCU représente une infrastructure de transport d'énergie, les bâtiments qui y sont raccordés ont un faible coût de raccordement à la boucle énergétique. Si un bâtiment est raccordé au réseau d'eau glacée de l'ÉCCU et possède des systèmes CVCA à l'eau ou à l'air, ce bâtiment est évalué à un niveau de coût « faible ». Pour les bâtiments n'étant pas raccordés au réseau

d'eau glacée de l'ÉCCU et possédant des plinthes électriques, le niveau de coût est évalué à un niveau de coût « élevé ». Le niveau de coût « moyen » est attribué au bâtiment dans deux cas. Le premier cas est lorsque le bâtiment est raccordé à l'ÉCCU mais possède du chauffage par plinthes électriques. Le deuxième cas est lorsque le bâtiment n'est pas raccordé à l'ÉCCU mais possède du chauffage à l'eau ou l'air.

Un critère qui renforce la sélection d'un bâtiment est la présence d'une boucle d'eau mitigée (BEM). Une BEM est une infrastructure qui facilite l'échange de chaleur à l'intérieur du bâtiment. Afin de comprendre l'intérêt d'une BEM, il convient d'expliquer les termes associés. Le vocabulaire est présenté à la Figure 3.2.

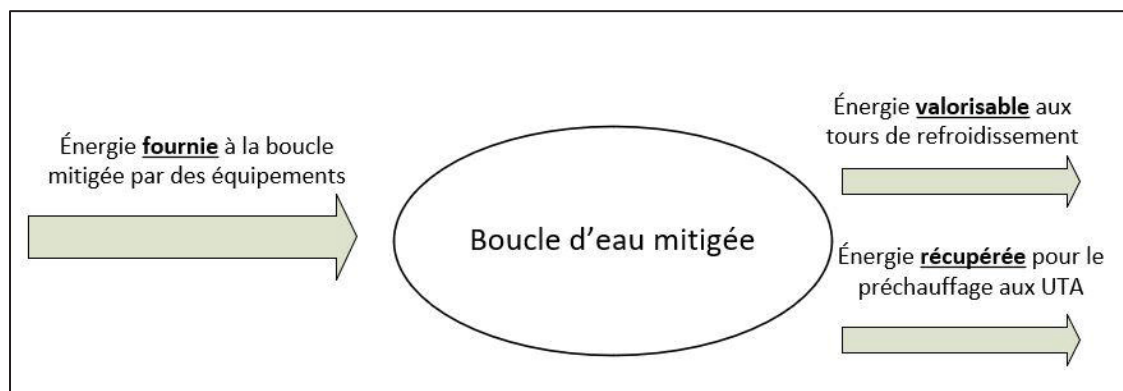


Figure 3.2 Schématisation des termes utilisés pour l'analyse des BEM

La BEM absorbe la chaleur rejetée par les refroidisseurs ou les thermopompes installés dans le bâtiment qui desservent certains locaux 24/24 ou certains procédés spécifiques. L'énergie de la BEM est soit partiellement récupérée par les unités de traitement d'air (UTA), soit rejetée par les tours de refroidissement (TR). La chaleur rejetée pourra être valorisable à la boucle énergétique. La chaleur rejetée par les TR est donc ci-après nommée énergie valorisable. Bien que la chaleur récupérée par les UTA préchauffe l'air neuf, les systèmes CVCA ont été conçus sans cette récupération et ils ont une certaine flexibilité de pouvoir, si besoin, utiliser cette énergie à la boucle énergétique de l'ÉTS au lieu de l'utiliser localement au niveau du bâtiment. Les bâtiments ayant une BEM sont intéressants à inclure dans l'étude de cas.

Un autre critère pouvant renforcer la sélection d'un bâtiment est la récupération de chaleur. Elle peut être qualifiée d'intéressante (noté I au Tableau 3.1), de potentiellement intéressante (noté P au Tableau 3.1) ou d'inintéressante (noté N au Tableau 3.1) selon la perspective d'une boucle énergétique. La récupération de chaleur d'une BEM afin de préchauffer l'air neuf, qui est effectuée au bâtiment #2 et #7, est intéressante, puisque la déviation de la chaleur récupérée vers la boucle énergétique n'impacte pas significativement le fonctionnement des systèmes existants qui ont été conçus sans cette récupération. Le préchauffage de l'air neuf est également effectué à l'aide de la récupération de chaleur sur l'air évacué dans les bâtiments #4, #5, #10 et #11. Ces derniers sont équipés d'un récupérateur à débit inversé (communément appelé récupérateur à cassettes) ou d'une roue thermique. Il faut se rappeler que la boucle énergétique nécessite que la chaleur soit contenue dans un liquide sans quoi il est requis d'avoir un équipement comme une PaC air-eau. Ce type de récupération exploitant la chaleur contenue dans l'air est donc inintéressant. Un autre type de récupération consiste à utiliser les rejets de chaleur d'une machine frigorifique d'une épicerie à grande surface afin de préchauffer l'eau d'aqueduc, ce qui est effectué au bâtiment #3. L'eau préchauffée est ensuite chauffée une seconde fois par des PaC géothermiques afin de fournir l'eau chaude domestique (ECD) aux résidences étudiantes de la phase 3 et phase 4 (bâtiment #5). L'impact de la récupération des rejets de chaleur de la machine frigorifique dans la boucle énergétique serait à analyser. Ainsi, ce type de récupération est potentiellement intéressante. Un autre type de récupération consiste à utiliser la chaleur contenue dans le réseau hydronique climatisant les zones internes pour le chauffage du réseau hydronique périphérique. Le bâtiment #4 ainsi que la conception des systèmes CVCA du bâtiment #13 considèrent ce type de récupération. L'impact de la déviation de la chaleur récupérée vers la boucle énergétique doit être analysé. Ce type de récupération est jugé inintéressant.

L'ensemble de ces critères mène à la sélection des bâtiments à étudier. Pour renforcer la rentabilité d'une boucle énergétique, les bâtiments ayant un niveau de coût faible pour l'intégration à la boucle énergétique sont présélectionnés. Les bâtiments #2, #7, #8, #11 et #13 sont donc présélectionnés. Parmi cette présélection, les bâtiments #2 et #7 se démarquent par la présence d'une BEM permettant la récupération de chaleur. Également, les bâtiments #8 et

#13 se démarquent puisque ce sont de nouveaux bâtiments de l'ÉTS. Ils peuvent avoir les systèmes CVCA compatibles aux critères d'utilisation de la boucle énergétique. Ils peuvent donc, en principe, être considérés comme les bâtiments sélectionnés à l'étude. Comme vu plus loin, le bâtiment #13 qui est en construction prévoit l'utilisation des réseaux de l'ÉCCU. Le bâtiment #11 est constitué de la société muséale, du CTT et de l'AéroÉTS. La société muséale possède des systèmes CVCA devant opérer dans des conditions particulières afin de conserver les œuvres. Le CTT et AéroÉTS ne possèdent pas de besoins ou de surplus de chaleur significatifs. En raison des conditions particulières devant être maintenues par la société muséale et le potentiel vraisemblablement limité du CTT/AéroÉTS, le bâtiment #11 est exclu. Le Tableau 3.2 présente la sélection des bâtiments étudiés.

Tableau 3.2 Bâtiments sélectionnés pour l'étude

Bâtiment existant	Bâtiments futurs
Pavillon A	Complexe Dow
Pavillon B	Pavillon F

La prochaine sous-section précise si les bâtiments sélectionnés sont considérés comme source ou puits de chaleur dans la boucle énergétique. Puisque le CD de CQ est hébergé au bâtiment D (#6), ce dernier est également décrit.

3.2 Description des systèmes CVCA des bâtiments sélectionnés

L'aménagement des quatre bâtiments sélectionnés ainsi qu'une description sommaire des systèmes CVCA sont présentés dans cette section, afin d'identifier les bâtiments comme source ou puits de chaleur.

3.2.1 Pavillon B (#2)

Ce bâtiment comprend quatre étages. Au RDC, ce bâtiment abrite une coopérative étudiante qui offre des produits et services adaptés à la vie universitaire, une franchise de restauration

rapide, le resto-pub « Le 100 génies », le comptoir des services des technologies de l'information ainsi que le centre de la petite enfance « *Technoflos* ». Les salles de classe sont présentes à tous les étages. Laboratoires et bureau du Service des enseignements généraux occupent le deuxième étage. Un centre sportif, doté d'une salle d'entraînement et de gymnases, se situe aux deux derniers étages. Le bâtiment possède un stationnement intérieur.

Il convient de rappeler que l'ECD du pavillon B est préparée au pavillon A. Le réseau hydronique de chauffage est alimenté par la vapeur de l'ÉCCU, dont la pression a été réduite au pavillon A.

Le pavillon B possède une BEM dont la chaleur peut être soit rejetée à une TR soit récupérée pour préchauffer l'air neuf. Ainsi, le bâtiment B est sélectionné comme source de chaleur dans la boucle énergétique. Comme le pavillon A, l'énergie récupérée et l'énergie valorisable de la BEM sont quantifiées (voir section 4.1.2). Ces évaluations sont nécessaires pour estimer l'apport potentiel à la boucle énergétique.

3.2.2 Bâtiment D (#6)

Construit en 2019, ce bâtiment héberge les clubs étudiants ainsi que l'Association étudiante de l'ÉTS. Parmi les 17 154 m², il y a des ateliers comme une salle de soudure et de peinture qui sont situés au RDC. Des espaces collaboratifs ouverts sont disponibles à la communauté étudiante. Un tunnel le relie au pavillon A et au pavillon E. Les serveurs de CQ occupent deux salles du sous-sol de ce pavillon. Le plus puissant superordinateur uniquement dédié à la recherche scientifique canadienne, nommé Narval, a été mis en opération en décembre 2021 (Calcul Québec, 2021b) . Narval consomme 850 kW (Calcul Québec, 2021a). Au moment de rédiger ces lignes, la puissance électrique de Calcul Québec est approximativement 2 MW. Une puissance d'environ 5 MW est prévue dans une phase future (M. Stanescu, communication personnelle, 3 février 2022).

Ce bâtiment est entièrement électrique. Le pavillon D utilise la plateforme enteliWEB, programmé par *Régulvar*, comme logiciel de gestion de bâtiment et non Metasys. L'ECD est produite par des chauffe-eaux électriques installés aux étages. Une unité, possédant un récupérateur à cassettes, prétraite l'air extérieur pouvant alimenter les autres systèmes de ventilation. En effet, ces derniers peuvent être directement alimentés en air frais. Advenant le cas où la récupération est insuffisante, des serpentins électriques, se trouvant dans les boîtes à volume variable (VAV), peuvent être utilisés. Le chauffage peut aussi être assuré par des plinthes électriques placées dans les zones périphériques. Une unité de traitement d'air (UTA) dessert la salle de peinture au RDC. La climatisation est assurée par des serpentins dans lesquels l'eau glacée de l'ÉCCU circule.

Les deux salles hébergeant les serveurs du sous-sol du pavillon D utilisent un SRL où la chaleur est captée à l'aide d'*In-row* (salle HA) et de *Rear door heat exchanger* (salle HPC). Le lecteur est invité à consulter la section 1.1.2 pour la description de ces méthodes de refroidissement. L'eau retournant des baies informatiques rejette la chaleur à l'eau glacée de l'ÉCCU via des échangeurs eau-eau.

Seul le rejet de chaleur de Calcul Québec est retenu dans la boucle énergétique. En effet, le chauffage du pavillon D est entièrement électrique, ce qui empêche la synergie entre bâtiments.

3.2.3 Pavillon A (#7)

Ce pavillon est le bâtiment principal du campus. Il occupe une ancienne brasserie Dow/O'Keefe. Un stationnement intérieur est disponible. Des tunnels permettent le déplacement vers les pavillons B, D et E. La cafétéria et la bibliothèque se retrouvent au rez-de-chaussée (RDC). Les quatre étages suivants accueillent salles de classe et bureaux des divers départements et services. Cependant, l'ajout de nouveaux bâtiments au campus entraîne le déplacement des salles de cours vers ceux-ci.

La vapeur de l'ÉCCU, après que la pression a été réduite, est utilisée pour le chauffage de l'ECD, l'eau de chauffage et la cafétéria. Des plinthes et serpentins électriques servent d'appoint lorsque nécessaires. Le chauffage de l'ECD inclut aussi l'ECD du pavillon B. Il faut souligner que la station de réduction de pression de vapeur est située dans le stationnement souterrain. Cette station cause une augmentation considérable de la température. Un projet de fin d'étude à l'hiver 2016 de l'équipe 12-B a proposé une conception d'un système de récupération de chaleur qui permet une récupération moyenne de 32 kW (Fall, Gamba, Stefano, & St-Louis, 2016). Des refroidisseurs de 2 813 kW (800 tonnes) et de 1 583 kW (450 tonnes) ont été remplacés par le raccordement au réseau de l'eau glacée de l'ÉCCU. Des horaires de fonctionnement modulent les systèmes CVCA. Des détecteurs de présence modulent également l'éclairage.

Le pavillon A comprend deux boucles d'eau mitigée (BEM) qui sont raccordées à deux tours de refroidissement (TR) distinctes. Une partie de la chaleur de chaque BEM est récupérée pour préchauffer l'air neuf. Ainsi, le bâtiment A est sélectionné comme source de chaleur parce qu'une quantité importante de chaleur peut être encore transférée dans la boucle énergétique. Puisque les deux systèmes de récupération d'énergie diminuent l'énergie pouvant être transférée à la boucle énergétique, la récupération d'énergie de ces deux systèmes ainsi que l'énergie valorisable des tours de refroidissement sont quantifiées à la section 4.1.1.

3.2.4 Complexe Dow (#8)

Ce complexe, formé de deux bâtiments, est l'ancienne brasserie Dow qui est devenue vacante à 90 % au début des années 1990 (Briand, 2021). Au moment d'écrire ces lignes, l'architecture du bâtiment futur n'est pas déterminée. Puisque dans ce mémoire la simulation Simeb effectuée par Briand en 2021 serait utilisée, la description de l'architecture qui suit porte sur les hypothèses sous-adjacentes à cette simulation.

L'architecture considère une superficie brute de 130 960 m² répartie sur 11 niveaux hors-sol et quatre niveaux de sous-sol. Selon les prévisions d'un cabinet d'architecture de 2019, des

bureaux et laboratoires de l'Institut National de la Recherche Scientifique (INRS) et de la Télé-Université Québec sont anticipés au sous-sol. Les départements de génie électrique et de génie logiciel et des technologies de l'information seraient quant à eux hébergés aux autres niveaux. Des salles informatiques sont aussi prévues. L'inauguration de ce nouveau complexe est planifiée pour 2026-2027 (Lasalle, 2021).

Compte tenu de la superficie prévue, il est vraisemblable que les besoins en chauffage et les besoins de refroidissement soient importants. Ainsi, le futur Complexe Dow pourrait être considéré à la fois comme un puits de chaleur et une source de chaleur dans la boucle énergétique. Les systèmes de chauffage et de climatisation ne sont pas encore déterminés, ce qui permet de concevoir les systèmes de CVCA compatibles au raccordement avec la boucle énergétique. Il convient de réitérer que l'évaluation des besoins de chauffage est effectuée à l'aide d'une simulation énergétique effectuée dans le cadre d'un projet de maîtrise (Briand, 2021) dont l'objectif était d'étudier des mesures d'économies d'énergie. La description de la simulation est effectuée à la section 4.2.2.

Après description des systèmes CVCA des bâtiments intéressants pour notre étude, les bâtiments A et B sont a priori des sources de chaleur. Pour les bâtiments F et le Complexe Dow, c'est plus complexe, puisqu'en fonction du système étudié, ils peuvent être source de chaleur ou puits de chaleur.

Afin de coupler ces sources et ces puits, la sous-section suivante explicite le principe de valorisation au sein de la boucle énergétique ainsi que les termes utilisés.

3.2.5 Bâtiment F (#13)

Puisque le bâtiment est en construction, la description est basée sur des échanges avec des membres du personnel du service de gestion des actifs immobiliers et les plans pour constructions de 2019. Ces plans ont été utilisés pour élaborer la simulation du bâtiment F.

Le bâtiment de cinq niveaux hors-sol posséderait ses espaces techniques comme une salle mécanique et un local d'entreposage au sous-sol. Au RDC, des imprimantes 3D, des installations pour réalité virtuelle et capture de mouvements seront aménagées. Un café étudiant, un local communautaire, un hall d'exposition, un atrium, des salles de travail seront présents au niveau 1. Au niveau 2, des studios et locaux informatiques appuieront un nouveau programme d'études en design numérique. Les locaux du niveau 3 seront majoritairement des salles de classe. Des bureaux à aire ouverte, des bureaux fermés, des salles de travail domineront le niveau 4. Le niveau 5 serait similaire au niveau 4, à l'exception de la présence d'espaces administratifs et de l'absence de balcon. Le niveau 6 comprendrait un apprentis mécanique et un toit vert. L'architecture serait marquée par la présence de parois vitrées, augmentant l'apport de l'éclairage naturel. Aucun stationnement n'est prévu (Chabot, 2020). Un jardin de rue au coin William et Murray (Binet-Vandal, 2019) et un jardin accessible par la rue Young sont planifiés.

Ce bâtiment a été conçu de façon à effectuer de la récupération de chaleur. Les locaux internes étant les salles de classe, ateliers et autres pièces souvent occupées seraient raccordés à l'évaporateur d'un refroidisseur à récupération de chaleur (REF-RECUP). Le condenseur de REF-RECUP desservirait les zones périphériques. Ainsi, les zones périphériques seront chauffées par le refroidissement des zones internes. Si les besoins de chauffage des zones périphériques ne sont pas comblés, la chaleur contenue dans le retour de l'eau glacée de l'ÉCCU serait utilisée. Il faut noter que le retour de l'eau glacée contient la chaleur des serveurs de Calcul Québec. Advenant le cas où les besoins de chauffage ne seront tout de même pas comblés, l'énergie manquante serait prélevée de la vapeur de l'ÉCCU à l'aide d'un échangeur de chaleur situé au pavillon A. Il faut souligner que la vapeur de l'ÉCCU est utilisée uniquement en dernier recours. Advenant le cas où le REF-RECUP ne comble pas les besoins en refroidissement des zones internes, l'alimentation d'eau glacée de l'ÉCCU est injectée dans l'alimentation du réseau de refroidissement.

L'ECD serait produite par un chauffe-eau électrique. La ventilation serait effectuée par UTA à débit variable. Une UTA desservirait les zones internes et un autre UTA desservirait les zones

périphériques. L'air neuf de ces UTA proviendrait d'une unité d'air frais muni d'un récupérateur à cassette afin de réduire les besoins de chauffage de l'air neuf.

En considérant la boucle d'eau glacée de l'ÉCCU comme volume de contrôle, le bâtiment F pourrait être considéré comme puits de chaleur lorsque le retour de l'eau glacée de l'ÉCCU, possédant la chaleur rejetée par Calcul Québec, est utilisé pour répondre aux besoins de chauffage. Le bâtiment F pourrait être considéré comme source de chaleur lorsque l'alimentation de l'ÉCCU est utilisée pour répondre aux besoins de refroidissement. Le bâtiment F est donc considéré comme source et puits de chaleur dans ce mémoire.

3.3 Principe de valorisation et définition des termes utilisés

Les termes utilisés pour nommer les transferts thermiques entre les bâtiments et la boucle énergétique sont illustrés à la Figure 3.3.

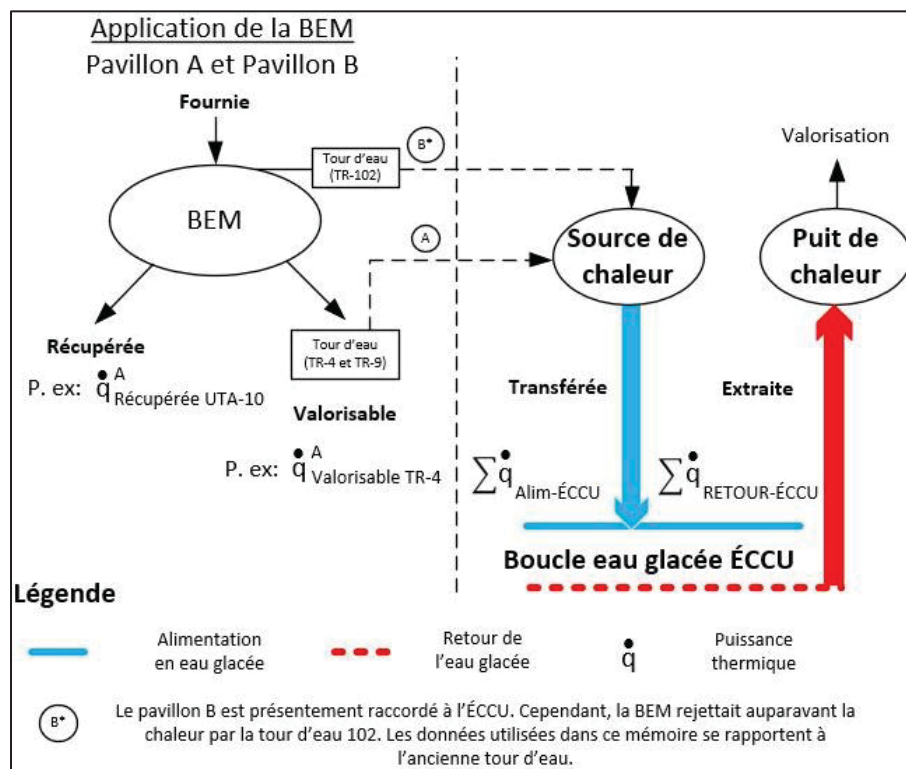


Figure 3.3 Nomenclature utilisée et principe de valorisation

La Figure 3.3 est départagée en deux sections. Pour les pavillons A et B, la section de gauche montre que l'énergie fournie à la BEM peut être soit récupérée au sein du pavillon, soit rejeté à la TR et de ce fait valorisable. En effet au lieu d'être rejetée par une TR et non utilisée, cette énergie peut être transférée comme source de chaleur à la boucle d'eau glacée de l'ÉCCU.

La Figure 3.3 montre un astérisque pour la chaleur valorisable de la TR-102, puisque les données utilisées dans ce mémoire se rapportent au TR-102. Il faut noter que le pavillon B est présentement raccordé à l'eau glacée de l'ÉCCU.

Un bâtiment peut fonctionner en mode de source de chaleur en transférant la chaleur à l'alimentation de la boucle de l'ÉCCU ou en mode de puits de chaleur en extrayant la chaleur du retour de la boucle de l'ÉCCU. Le Tableau 3.3 résume les termes utilisés dans le mémoire.

Tableau 3.3 Termes utilisés dans l'étude

	Terme	Définition
Bâtiment avec la BEM	Chaleur fournie	L'énergie ou la puissance fournie à une boucle d'eau mitigée (BEM). Elle représente la somme de la chaleur valorisable et celle récupérée.
	Chaleur récupérée	L'énergie ou la puissance récupérée à l'intérieur du bâtiment (pour préchauffer l'air neuf par exemple).
	Chaleur valorisable	L'énergie ou la puissance transférée aux tours de refroidissement (TR) (pouvant être récupérée à l'intérieur du bâtiment ou rejetée à l'ÉCCU).
Relation avec l'ÉCCU	Chaleur transférée à l'ÉCCU	L'énergie ou la puissance absorbée par l'eau glacée de l'ÉCCU.
	Chaleur extraite	L'énergie ou la puissance extraite du retour de l'ÉCCU pour répondre aux besoins divers du bâtiment.
Rôle du bâtiment	Source de chaleur	Bâtiment qui transfère de la chaleur dans l'ÉCCU. Notation utilisée $\dot{q}_{Alim-ÉCCU}$.
	Puit de chaleur	Bâtiment qui extrait de la chaleur de l'ÉCCU. Notation utilisée $\dot{q}_{Retour-ÉCCU}$.

En résumé; dans ce chapitre, la première partie a permis la sélection des bâtiments qui sont considérés dans ce mémoire à partir des systèmes CVCA : des bâtiments existants (pavillons A et B) et des bâtiments futurs (bâtiment F et du Complexe Dow) et bien entendu le CD au bâtiment D. Dans une deuxième partie, la description des systèmes CVCA de ces bâtiments a été réalisée. Ceci a conduit au principe de valorisation et à la définition de termes qui seront utilisés dans ce mémoire, notamment dans le prochain chapitre qui vise à détermination le potentiel de valorisation énergétique au sein d'une boucle.

CHAPITRE 4

DÉTERMINATION DU POTENTIEL DE VALORISATION

Ce chapitre porte sur l'évaluation des profils énergétiques annuels des bâtiments sélectionnés au chapitre précédent. Tout d'abord, l'analyse énergétique des bâtiments existants est présentée et suivie de celle des bâtiments futurs. Ces analyses permettront de déterminer l'énergie transférée et extraite de la boucle énergétique.

À titre de rappel, la définition des termes chaleur fournie, récupérée et valorisable a été effectuée au chapitre précédent et schématisée à la Figure 3.2.

4.1 Analyse énergétique des bâtiments existants

Cette section porte sur l'analyse des données des pavillons A, B et D. Elle se base sur des données enregistrées avec Metasys. L'évaluation de l'énergie récupérée précède celle de l'énergie valorisable. La période d'analyse s'étale du 1^{er} mai 2018 au 30 avril 2019 afin d'obtenir une période de chauffage ininterrompue. Cette période limite également les perturbations dans le fonctionnement des systèmes engendrées par la pandémie Covid-19 à l'hiver 2020.

Dans la section 4.1, l'équation permettant de déterminer l'énergie thermique des bâtiments à partir de la puissance thermique revient à plusieurs reprises. Dans un souci de concision, elle n'est expliquée qu'une seule fois. Elle s'applique à l'ensemble des bâtiments existants. L'équation (4.1) montre que, pour une période donnée, l'énergie thermique est égale à la somme de la puissance thermique de $n=1$ à $n=\max$, où \max est le nombre d'échantillons de cinq minutes dans la période de calcul. Il faut souligner que les données de monitoring sont échantillonnées à des pas de temps de cinq minutes ($\Delta\tau$ est donc de 5/60) et les données numériques sont horaires (donc $\Delta\tau$ d'un) on utilise un. Dans la section 4.2, une approche similaire est adoptée pour déterminer l'énergie électrique à partir de la puissance électrique selon l'équation (4.2).

$$Q = \sum_{n=1}^{n=\max} \dot{q}_n * \Delta\tau \quad (4.1)$$

$$E = \sum_{n=1}^{\max} \dot{w}_n * \Delta\tau \quad (4.2)$$

Où :

Q	Énergie thermique pour une période donnée (kWh)
\dot{q}_n	Puissance thermique au pas de temps n (kW)
E	Énergie électrique pour une période donnée (kWh)
\dot{w}_n	Puissance électrique au pas de temps n (kW)
$\Delta\tau$	Pas de temps (hr)

4.1.1 Pavillon A

Cette section présente les profils énergétiques des systèmes UTA-10, UTA-17, TR-4 et TR-9 du pavillon A. L'ANNEXE II présente des informations complémentaires, soit la correspondance entre l'appellation des données de Metasys et celles utilisées dans les calculs (Tableau-A II-1), les données brutes provenant de Metasys et l'analyse d'anomalies des systèmes CVCA du pavillon A.

La Figure 4.1 schématise les BEM du pavillon A en 2019. Le rejet de chaleur s'effectuait à l'aide de tours de refroidissement TR-4 et TR-9, chaque BEM utilise une TR. Des thermopompes sont raccordées sur les BEM pour effectuer la climatisation. Les locaux desservis sont des laboratoires équipés de presses, de microscopes électroniques et de compresseurs.

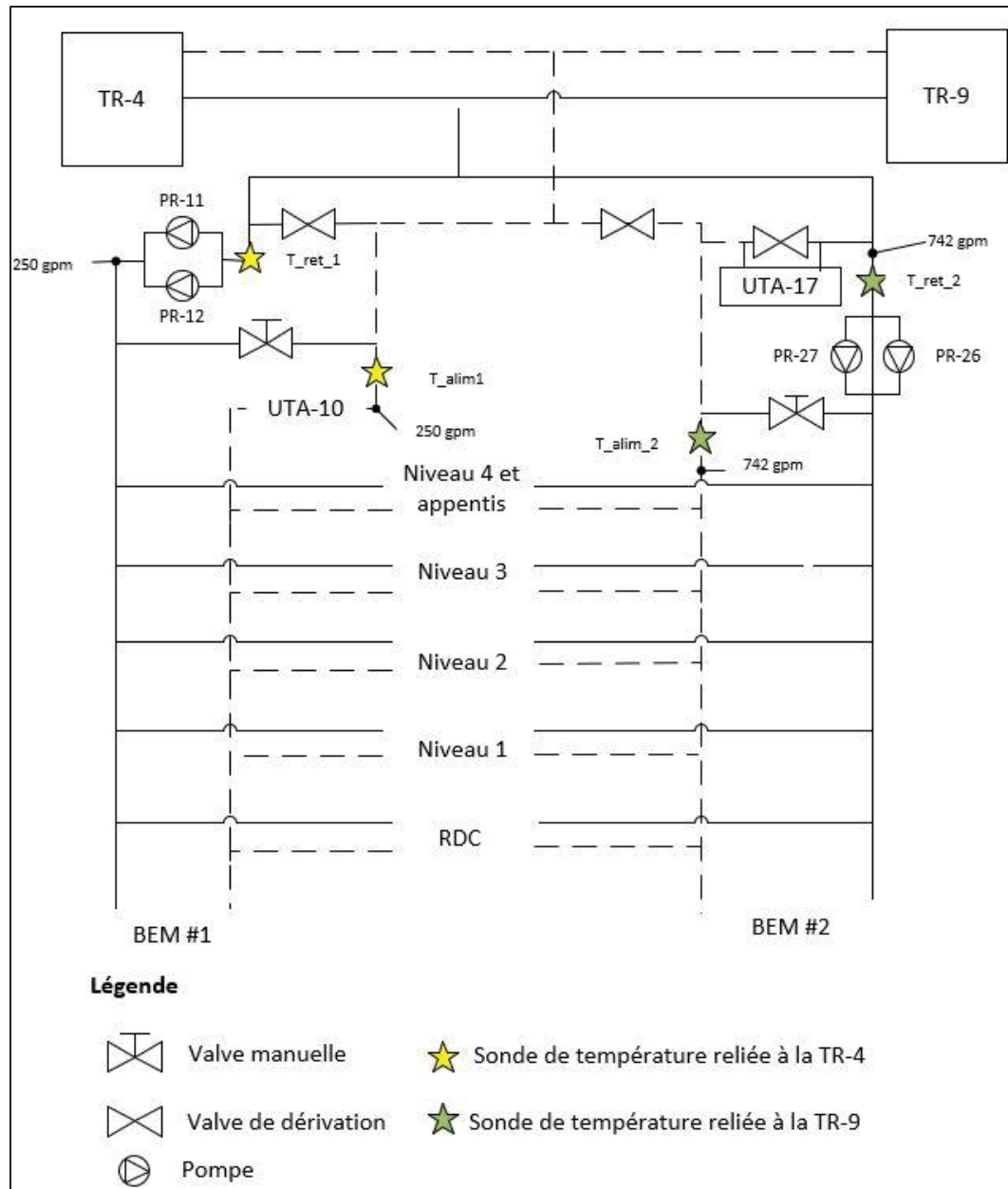


Figure 4.1 Schématisation des boucles d'eau mitigée du pavillon A

La Figure 4.1 illustre les pompes PR-11 et PR-12 qui font circuler de l'eau glycolée composée d'éthylène glycol à 50 % et qui absorbe la chaleur des locaux pour la rejeter à la TR-4. Ces pompes fonctionnent en alternance. Les pompes PR-26 et PR-27 fonctionnent de manière similaire pour effectuer le rejet de chaleur par la TR-9. Les raccords à l'unité de traitement d'air 10 (UTA-10) et à l'unité de traitement d'air 17 (UTA-17) a pour but d'effectuer

le préchauffage de systèmes à 100 % d'air frais. Les étoiles représentent les sondes de température avec lesquelles les calculs ont été effectués. On remarque que le raccordement des sondes de l'UTA-10 à la TR-4 est différent de celui de l'UTA-17 à la TR-9. Cette particularité est abordée à la section 4.1.1.4.

Il y a donc quatre énergies récupérées et valorisables potentiellement intéressantes à exploiter et se rapportent à la TR-4, à la TR-9, à l'UTA-10 et à l'UTA-17. L'analyse spécifique de ces énergies est abordée aux prochaines sections.

4.1.1.1 Énergie récupérée à l'UTA-10

Présenté à la Figure 4.2, ce système dessert des ateliers et des laboratoires. Le serpentin, dont la tuyauterie est verte, effectue le préchauffage de ce système 100 % air extérieur. Les données encadrées en rouge servent à calculer la chaleur récupérée selon l'équation (4.3). Les données encadrées en orange sont utilisées pour définir une condition selon laquelle la récupération est considérée. On note sur cette même figure qu'une roue enthalpique permet de récupérer à la fois la chaleur sensible et l'humidité de l'air évacué, afin de réduire les besoins en chaleur et en humidification.

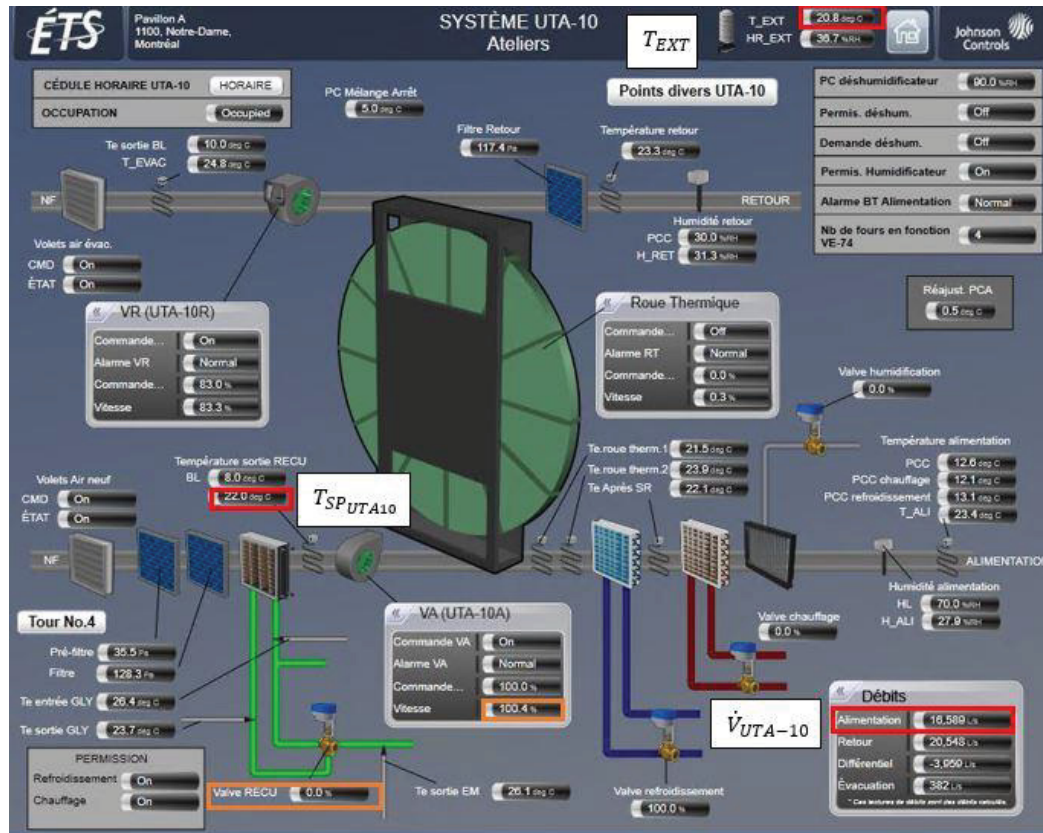


Figure 4.2 Schéma de l'UTA-10

$$\dot{q}_{Récupérée\ UTA-10}^A = \dot{V}_{UTA-10} * \rho * C_p * (T_{SP_{UTA10}} - T_{EXT}) \quad (4.3)$$

Où :

$\dot{q}_{Récupérée\ UTA-10}^A$	Chaleur récupérée à l'UTA-10 (kW)
\dot{V}_{UTA-10}	Débit volumique de l'air calculé par Metasys (m ³ /s)
ρ	Masse volumique de l'air, estimée à 1,212 (kg/m ³)
C_p	Chaleur spécifique de l'air, estimée à 1,007 (kJ/(kg*K))
$T_{SP_{UTA10}}$	Température après le serpentin de préchauffage (°C)
T_{EXT}	Température extérieure (°C)

L'absence de données dans certaines périodes nécessite une interpolation linéaire afin d'approximer les données manquantes. Puisque les données sont généralement échantillonnées

toutes les cinq minutes, c'est ce pas de temps qui a été choisi. Il y a donc 105 120 données pour l'année. Il est important de connaître le nombre de données manquantes afin d'évaluer l'impact sur l'analyse.

La variable T_{EXT} était l'unique variable problématique. En effet, il manquait 3 473 données (3,3 % de l'année). L'intervalle de temps dans lequel il n'y a aucune donnée enregistrée consécutive est d'au maximum 12 jours. Cet intervalle se produit du 18 janvier 9 h 45 au 30 janvier 9 h 20, une période importante de chauffage. Puisque la récupération est fortement influencée par la température extérieure et que cette période est significative, les données manquantes ont été extraites de la variable Metasys $UTA-10.T_{EXT}$ indiquant la température extérieure qui est échantillonnée au 30 min. Malgré la perte de précision, cette manière de compléter les données permet de quantifier les récupérations de manière plus réaliste à cette période où les besoins de chauffage sont importants.

La chaleur récupérée calculée selon l'équation (4.3) est considérée après avoir appliqué trois critères. Tout d'abord, pour qu'il y ait récupération, l'UTA-10 doit être en fonctionnement, c'est-à-dire lorsque le ventilateur est en marche. Un seuil sur la vitesse du ventilateur a été imposé, puisque \dot{V}_{UTA-10} calculé par Metasys est non nul lorsque le ventilateur est éteint. Une vitesse du ventilateur d'au minimum de 45 % est nécessaire pour considérer la chaleur récupérée, ce qui correspond à un débit d'environ 7 465 L/s. Ensuite, une ouverture minimale de la valve de récupération (identifié *Valve RECU* sur Metasys à la Figure 4.2) de 5 % est imposée pour considérer la récupération. Le troisième critère consiste à exclure les 29 pas de temps où la chaleur récupérée calculée est négative à la suite de l'application des critères sur le ventilateur et sur l'ouverture de la valve de récupération. Puisque les 29 pas de temps où la chaleur récupérée est négative représentent moins de 0,1 % de l'année et que leur écart de température est faiblement négatif par rapport aux écarts de température pour lesquels il y a récupération, la chaleur de ces 29 pas de temps est considérée nulle.

L'application de ces trois critères mène à l'évolution annuelle de la puissance thermique récupérée qui est présentée à la Figure 4.3. La température extérieure, illustrée en noire, a aussi

été tracée et ne comprend que les valeurs qui sont considérées. En effet, la température extérieure n'est pas affichée si la chaleur calculée ne satisfait pas aux trois critères.

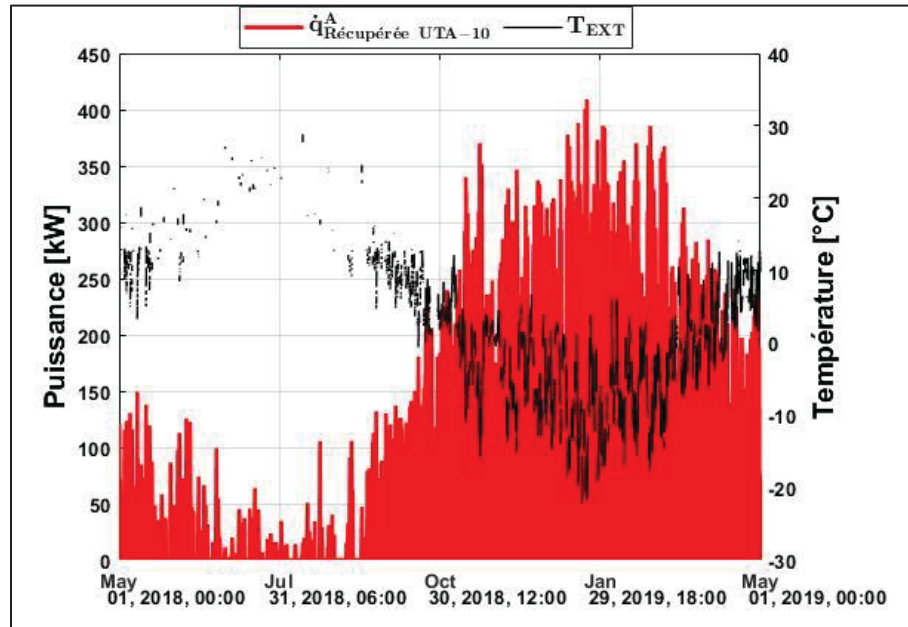


Figure 4.3 Évolution annuelle de la chaleur récupérée par l'UTA-10 et températures extérieures associées

On remarque à la Figure 4.3 qu'il y a très peu de chaleur récupérée en saison estivale. En effet, la chaleur récupérée du 1^{er} mai au 31 août ne représente que 0,01 % de la chaleur récupérée annuelle. Il y a deux cas pour lesquels la chaleur est considérée en période estivale. Le premier cas est lors du démarrage matinal lorsque les températures extérieures sont faibles. Le deuxième cas est lorsqu'il y a des anomalies au niveau du préchauffage. Bien qu'elle soit plus faible à l'été qu'à l'hiver, la chaleur récupérée de ces deux cas est considérée.

L'énergie thermique récupérée à l'UTA-10 est déterminée à l'aide de l'équation (4.1).

4.1.1.2 Énergie récupérée à l'UTA-17

Les calculs de cette section ont comme objectif d'évaluer l'énergie récupérée par l'air à l'UTA-17 qui est nécessaire à la quantification de l'énergie valorisable par la TR-9. Le système UTA-17 est présenté à la Figure 4.4.

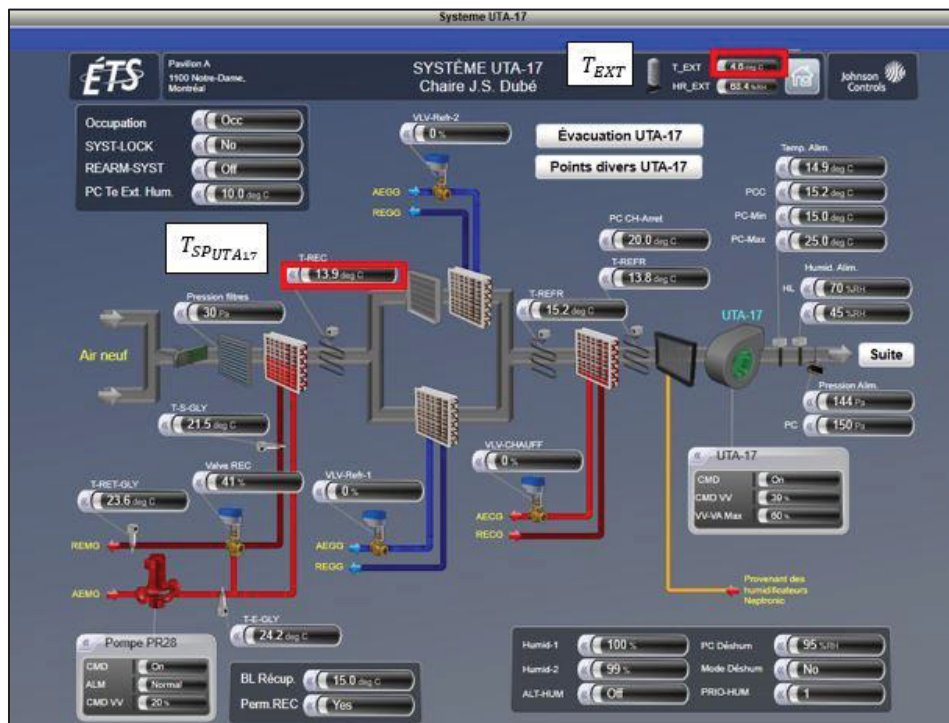


Figure 4.4 Présentation de l'UTA-17

Desservant le laboratoire STEP et cinq pièces de la chaire de recherche J.S. Dubé, l'UTA-17 est à 100 % d'air frais. Le ventilateur possède un variateur de vitesse. Le système est muni d'un serpentin de préchauffage relié à la section de la boucle d'eau mitigée desservie par la TR-9. Le refroidissement peut être effectué par deux serpentins, disposés parallèlement entre eux, qui sont reliés à la boucle froide. Dans le cas où le préchauffage est insuffisant, un serpentin de chauffage est utilisé. Les données encadrées en rouge servent à estimer la chaleur récupérée, effectuée selon l'équation (4.4).

$$\dot{q}_{R\acute{e}cup\acute{e}r\acute{e}e\ UTA-17}^A = \dot{V}_{UTA-17} * \rho * Cp * (T_{SP_{UTA17}} - T_{EXT_{UTA17}}) \quad (4.4)$$

Où :

$\dot{q}_{R\acute{e}cup\acute{e}r\acute{e}e\ UTA-17}^A$	Chaleur récupérée à l'UTA-17 (kW)
\dot{V}_{UTA-17}	Débit volumique de l'air calculé par Metasys à l'UTA-17 (m ³ /s)
ρ	Masse volumique de l'air, estimée à 1,212 kg/m ³
Cp	Chaleur spécifique de l'air, estimée à 1,007 (kJ/(kg*K))
$T_{SP_{UTA17}}$	Température après le serpentin de préchauffage de l'UTA-17 (°C)
$T_{EXT_{UTA17}}$	Température extérieure à l'UTA-17 (°C)

Comme dans l'analyse de l'UTA-10, l'analyse des données enregistrées de l'UTA-17 est effectuée. Dans l'équation (4.4), il faut noter que les données du terme $T_{EXT_{UTA17}}$ proviennent d'une sonde de température extérieure (variable Metasys *UTA-17.T_EXT*) qui est différente de celle des autres UTA du pavillon A (variable Metasys *ETSR4.DIVERS.T_EXT*). Également, la sonde de température utilisée échantillonne les températures extérieures aux 30 min et non aux 5 min : l'interpolation linéaire est utilisée pour obtenir un intervalle de temps uniforme de 5 min. Il manque 98 % des enregistrements des températures extérieures ($T_{EXT_{UTA17}}$) et des températures après le serpentin de préchauffage ($T_{SP_{UTA17}}$, variable Metasys *T_REC*) pour mai 2018. L'analyse débute donc en juin 2018 : l'analyse porte sur 96 192 données au lieu de 105 120 données. L'absence de données en mai n'est pas problématique, puisque la fonction du système est de préchauffer l'air alors que les besoins en mai se rapportent davantage au refroidissement. En excluant le mois de mai de l'analyse, le nombre et la période de données manquantes des autres variables sont négligeables.

Similairement au traitement des données enregistrées de l'UTA-10, trois critères sont appliqués afin de considérer la chaleur calculée à l'aide de l'équation (4.4). La récupération est considérée lorsque le débit d'air (\dot{V}_{UTA-17}) est supérieur à 2 600 L/s (environ 50 % du débit maximal du ventilateur). Ensuite, l'ouverture minimale de la valve de récupération (identifiée par Valve REC sur la Figure 4.4) est la même que pour l'UTA-10. Autrement dit, la

récupération est considérée lorsque l'ouverture de cette valve est d'au minimum 5 %. Après avoir appliqué les deux précédents critères, il y a 220 pas de temps où la chaleur récupérée calculée est négative. Le troisième critère consiste à exclure les 220 pas de temps qui représentent moins de 0,2 % de l'année.

La Figure 4.5 présente la chaleur récupérée à l'UTA-17. Il faut noter que l'application des critères sur le débit d'air, l'ouverture de la valve de récupération et le différentiel de température entraîne l'absence de données à la Figure 4.5.

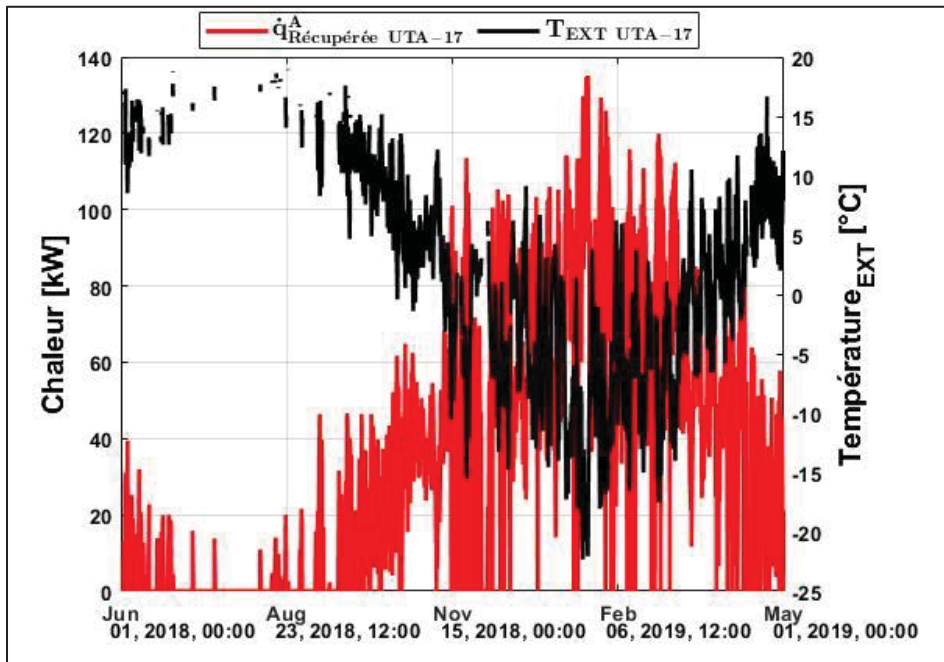


Figure 4.5 Récupération annuelle de chaleur de l'UTA-17

Le profil est semblable à celui de l'UTA-10 : la chaleur récupérée de la période estivale est plus faible que celle de la période hivernale.

Similairement à l'UTA-10, l'énergie récupérée à l'UTA-17 ($Q_{Recup\ UTA-17}^A$) est calculée à l'aide de l'équation (4.1).

4.1.1.3 Énergie valorisable à la TR-4

La Figure 4.6 présente les installations de rejet de chaleur des BEM du pavillon A sur Metasys.

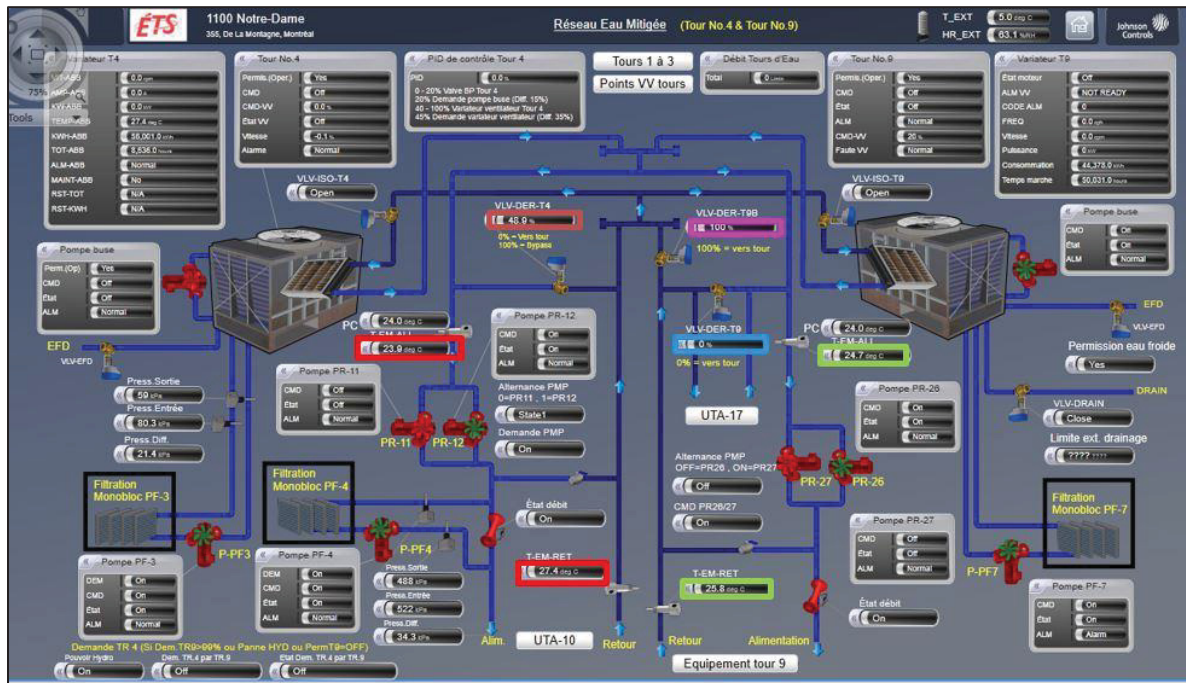


Figure 4.6 Raccordement des deux sections de la boucle d'eau mitigée du pavillon A

Les données encadrées en rouge à la Figure 4.6 sont utilisées pour calculer la chaleur valorisable à la TR-4 selon l'équation (4.5). Afin d'éviter le gèle, le fluide caloporteur est de l'eau glycolée avec 50 % d'éthylène glycol. Les données encadrées de couleur vert, bleu, brun et magenta sont traitées aux sections suivantes.

$$\dot{q}_{\text{Valorisable TR-4}}^A = \dot{V}_{\text{TR-4}} * \rho * C_p * (T_{\text{Ret TR-4}} - T_{\text{Alim TR-4}}) \quad (4.5)$$

Où :

$\dot{q}_{\text{Valorisable TR-4}}^A$ Chaleur valorisable au niveau de la TR-4 (kW)

$\dot{V}_{\text{TR-4}}$ Débit volumique mesuré par Caltech à la TR-4, considéré constant à 15,78 L/s (250 gpm)

ρ	Masse volumique de l'eau glycolée à 25 °C, 1 071 (kg/m ³)
Cp	Chaleur spécifique de l'éthylène glycol à 25 °C, 3,300 kJ/(kg*K)
$T_{Ret\ TR-4}$	Température de retour de la BEM à la TR-4 (°C)
$T_{Alim\ TR-4}$	Température d'alimentation de la BEM à la TR-4 (°C)

Les températures mesurées à la sortie de la TR-4 le 22 janvier 2019 à 9 h 20, 9 h 25 et à 11 h 45 sont jugées aberrantes. Elles sont respectivement de 0,8 °C, 3,4 °C et 5,4 °C, ce qui est significativement inférieur au point de consigne de 29 °C (ajustable) à cet emplacement du réseau. De plus, l'eau glycolée au retour de l'UTA-10, qui est à l'entrée de la TR-4, est minimalement à 9,5 °C. La chaleur valorisable pour ces pas de temps a donc été écartée.

La Figure 4.7 présente le différentiel de température ($T_{Ret\ TR-4} - T_{Alim\ TR-4}$) de l'équation (4.5). On remarque qu'il y a des valeurs négatives qui débutent le 25 octobre.

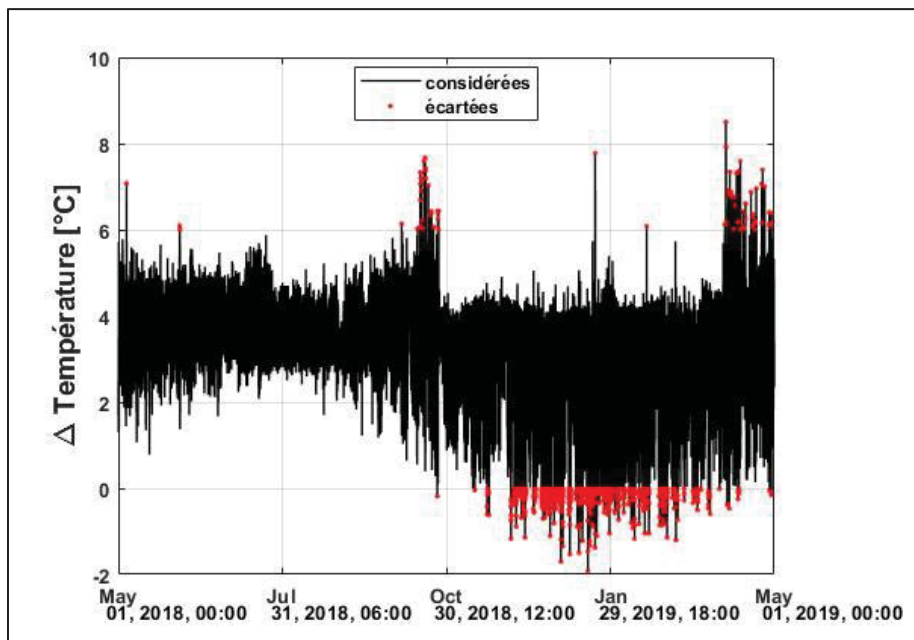


Figure 4.7 L'écart de température de l'eau glycolée à la TR-4

La Figure 4.7 montre 886 pas de temps où le différentiel de température est négatif. Également, on remarque des différences de températures allant jusqu'à 8,5 °C (équivalent à une chaleur de

468 kW) qui est près de trois fois de l'écart de température moyenne de 3 °C (équivalent à une chaleur de 165 kW). Pour éviter de considérer une chaleur valorisable erronée, les 71 pas de temps où les écarts de température sont supérieurs à 6 °C ont été réduits à 6 °C (équivalent à 335 kW). La valeur maximale considérée est le double de la moyenne observée. Également, les écarts de température négatifs sont exclus. Ce changement engendre une diminution de l'énergie rejetée à la TR-4 de 0,01 % par rapport au cas où ce critère n'est pas appliqué, ce qui est négligeable.

De façon similaire à l'UTA-10 et l'UTA-17, l'énergie fournie à la TR-4 est calculée selon l'équation (4.1).

4.1.1.4 Énergie fournie à la TR-9

Les données disponibles pour quantifier l'énergie valorisable à la TR-9 sont encadrées en vert à la Figure 4.6. Contrairement au raccordement de l'UTA-10 avec la TR-4, les sondes en vert sont situées de façon à mesurer simultanément la récupération à l'UTA-17 et la valorisation à la TR-9. La Figure 4.8 permet de départager la chaleur calculée à l'aide des enregistrements Metasys et la chaleur déduite.

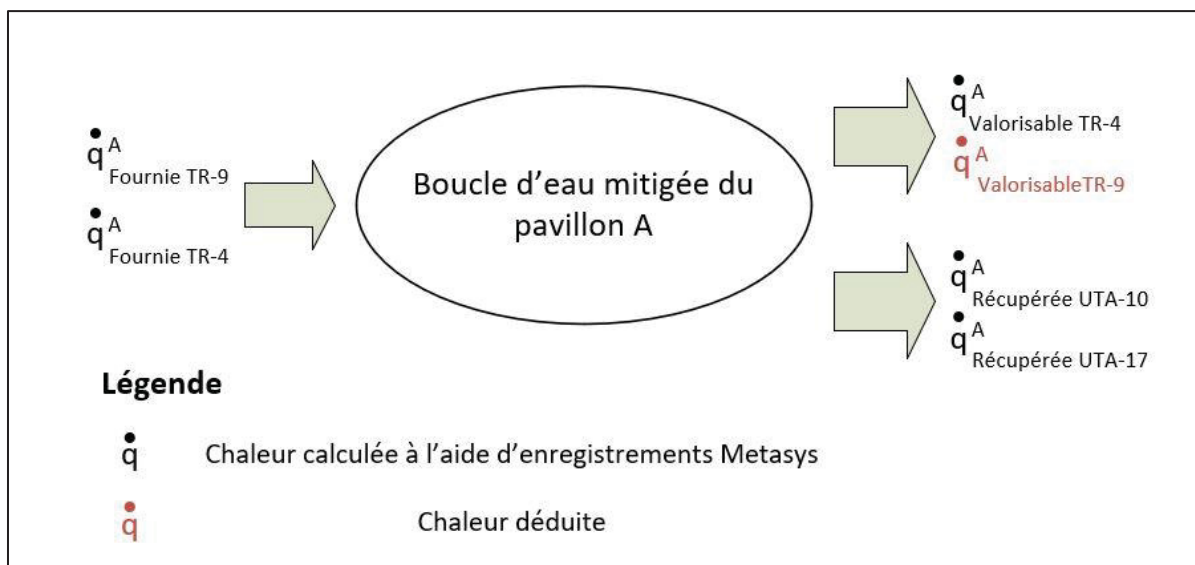


Figure 4.8 Relation entre la chaleur calculée et déduite au pavillon A

Ainsi, il faut tout d'abord déterminer la chaleur fournie à la TR-9 ($\dot{q}_{Fournie\ TR-9}^A$) pour ensuite déduire l'énergie valorisable à la TR-9 ($\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}^A$).

L'équation (4.6) quantifie la chaleur fournie à la TR-9. Le fluide caloporteur est de l'eau glycolée avec 50 % d'éthylène glycol.

$$\dot{q}_{Fournie\ TR-9}^A = \dot{V}_{Fournie\ TR-9} * \rho * Cp * (T_{Ret\ TR-9} - T_{Alim\ TR-9}) \quad (4.6)$$

Où :

$\dot{q}_{Fournie\ TR-9}^A$	Chaleur fournie à la TR-9 (kW)
$\dot{V}_{Fournie\ TR-9}$	Débit volumique mesuré par Caltech à la TR-9 de 46,82 L/s (742 gpm)
ρ	Masse volumique de l'éthylène glycol à 25 °C, 1 071 kg/m ³
Cp	Chaleur spécifique de l'éthylène glycol à 25 °C, 3,300 kJ/(kg*K)
$T_{Ret\ TR-9}$	Température de retour de la BEM à la TR-9 (°C)
$T_{Alim\ TR-9}$	Température d'alimentation de la BEM à la TR-9 (°C)

L'évolution annuelle des différentiels de température de l'eau glycolée est montrée à la Figure 4.9 .

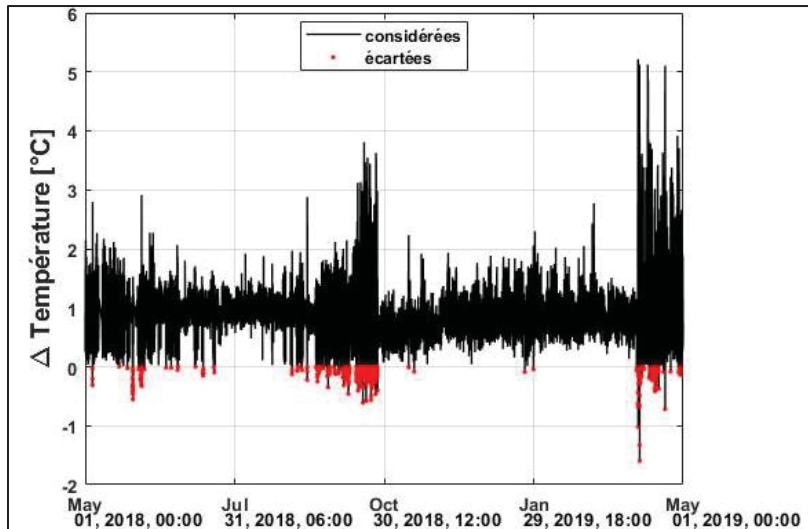


Figure 4.9 L'écart de température de l'eau glycolée à la TR-9

La Figure 4.9 montre des écarts de température négatifs qui sont au nombre de 506. À l'exception de trois pas de temps (représentant 0,6 % des écarts négatifs), les écarts négatifs sont d'au minimum -0,7 °C. À l'instar de la TR-4, les écarts négatifs de la TR-9 ont été écartés de l'analyse. Également observé à la Figure 4.9, on remarque des écarts allant jusqu'à 5,2 °C (équivalent à une chaleur de 860 kW) qui est 6,5 fois de la température moyenne de 0,8 °C (équivalent à une chaleur de 130 kW). Puisque le débit considéré à la TR-9 est de 46,82 L/s (742 gpm) alors que le débit de la TR-4 est de 15,78 L/s (250 gpm), la chaleur fournie à la TR-9 ($\dot{q}_{Fournie\ TR-9}^A$) est davantage influencée par les variations de l'écart de température. Une approche similaire à la TR-4 est appliquée afin d'éviter de considérer une chaleur erronée. L'écart de température à partir duquel la chaleur fournie est considérée erronée est de 2 °C (équivalent à 330 kW), soit près du double de la moyenne. Les écarts de température supérieurs à 2 °C ont donc été réduits à 2 °C.

L'énergie fournie à la TR-9 est calculée selon l'équation (4.1). L'énergie valorisable de la TR-9 est traitée à la section suivante.

4.1.1.5 Énergie valorisable à la TR-9

À la Figure 4.6, les données encadrées en bleu et magenta sont utilisées dans l'analyse de la chaleur valorisable à la TR-9 ($\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}$). La chaleur valorisable est déterminée en soustrayant l'énergie récupérée par l'air à l'UTA-17 de l'énergie fournie par l'eau glycolée à la TR-9 selon l'équation (4.7). Le calcul diffère de l'énergie valorisable à la TR-4, puisque les sondes de température sont placées de sorte à mesurer l'énergie récupérée à l'UTA-17 et l'énergie valorisable à la TR-9 (voir Figure 4.1 de la section 4.1.1).

$$\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}^A = \dot{q}_{Fournie\ TR-9}^A - \dot{q}_{Récupérée\ UTA-17}^A \quad (4.7)$$

Où :

$$\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}^A \quad \text{Chaleur valorisable à la TR-9 (kW)}$$

$\dot{q}_{Fournie\ TR-9}^A$ Chaleur fournie à la TR-9 (kW)
 $\dot{q}_{Récupérée\ UTA-17}^A$ Chaleur récupérée à l'UTA-17 (kW)

La Figure 4.10 présente l'évolution annuelle de $\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}^A$.

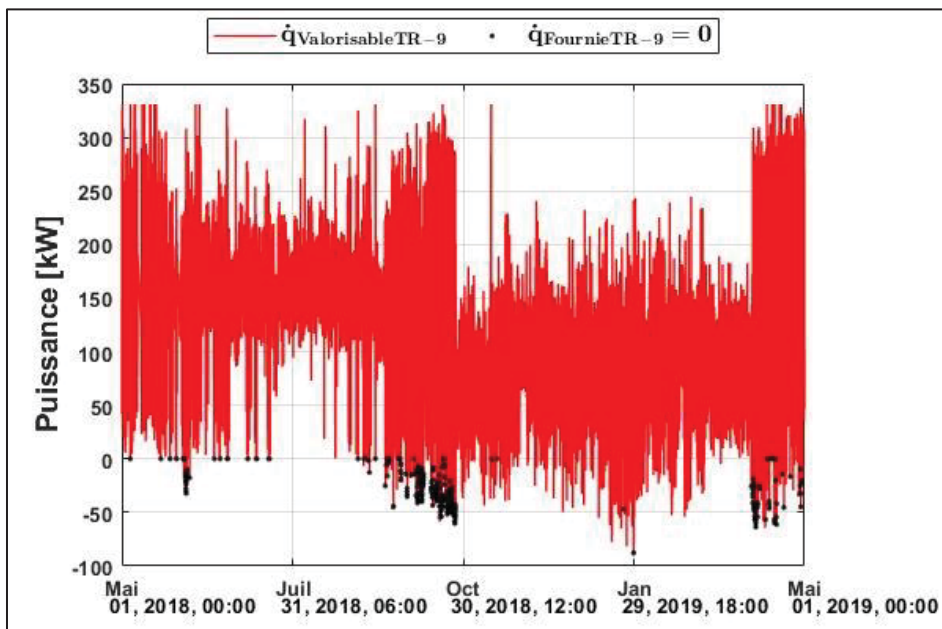


Figure 4.10 La chaleur valorisable à la TR-9

Il y a 2 062 pas de temps où la chaleur valorisable la TR-9 est négative. Parmi ceux-ci, il y a 355 pas de temps où la chaleur fournie à la TR-9 est considérée nulle et la chaleur récupérée à l'UTA-17 est non nulle. $\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}^A$ est considérée à 0 kW lors de ces 355 pas de temps. En excluant ces 355 pas de temps, le nombre de pas de temps où $\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}^A$ est négative passe de 2 062 à 1 707. La grandeur de la chaleur valorisable à la TR-9 des 1 707 pas de temps négatifs ne représente que 0,4 % de $\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}^A$ annuelle (sans les valeurs négatives). Aucune tendance n'a été observée entre $\dot{q}_{Fournie\ TR-9}^A$, $\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}^A$, $\dot{q}_{Récupérée\ UTA-17}^A$, $T_{Ret\ TR-9}$, $T_{Alim\ TR-9}$ et les valves, c'est-à-dire la valve de récupération de l'UTA-10 (Valve REC,) la valve de dérivation contournant la TR-9 et l'UTA-17 (VLV-DER-T9), la valve modulant le débit à la TR-9 (VLV-DER-T9B). Considérant l'impact énergétique négligeable et le fait que ces 1 707 pas de temps ne représentent que 1,6 % de l'année, $\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}^A$ est

considérée nulle à ces 1 707 pas de temps. L'énergie annuelle considérée s'élève à 920 663 kWh.

L'énergie valorisable à la TR-9 est calculée selon l'équation (4.1).

4.1.2 Pavillon B

Cette section porte sur les énergies récupérée et valorisable du bâtiment B qui sont potentiellement intéressantes à exploiter dans la boucle énergétique. Dans un premier temps, la description de la boucle d'eau mitigée (BEM) est présentée. Cette BEM possède un système de récupération d'énergie et une TR. Ensuite, la détermination de l'énergie récupérée précède l'analyse de l'énergie valorisable à la TR. Un complément d'information se retrouve à l'annexe ANNEXE III, soit la correspondance entre l'appellation des données de Metasys et celle utilisée pour le pavillon B, les données brutes provenant de Metasys et l'analyse d'anomalies des systèmes CVCA du pavillon B.

La Figure 4.11 illustre la boucle d'eau mitigée (BEM) du pavillon B qui absorbe la chaleur de thermopompes effectuant la climatisation des salles de télécom et d'autres locaux qui doivent fonctionner 24/24. Le fluide caloporteur de la BEM du pavillon B est un mélange eau et éthylène glycol de 50 %. Les pompes PC-103 et PC-104 fonctionnent en alternance afin de faire circuler l'eau glycolée. La chaleur est soit récupérée à l'UTA-101, soit rejetée à la tour de refroidissement 102 (TR-102). Les étoiles représentent les sondes de température avec lesquelles l'évaluation de la chaleur valorisable est effectuée. Les identifiants des sondes à la Figure 4.11 sont ceux de Metasys. L'UTA-101 est un système 100 % air neuf qui alimente la garderie et le resto-pub. L'UTA-101 est doté d'un serpentin bimode permettant le préchauffage de l'air neuf ou la climatisation.

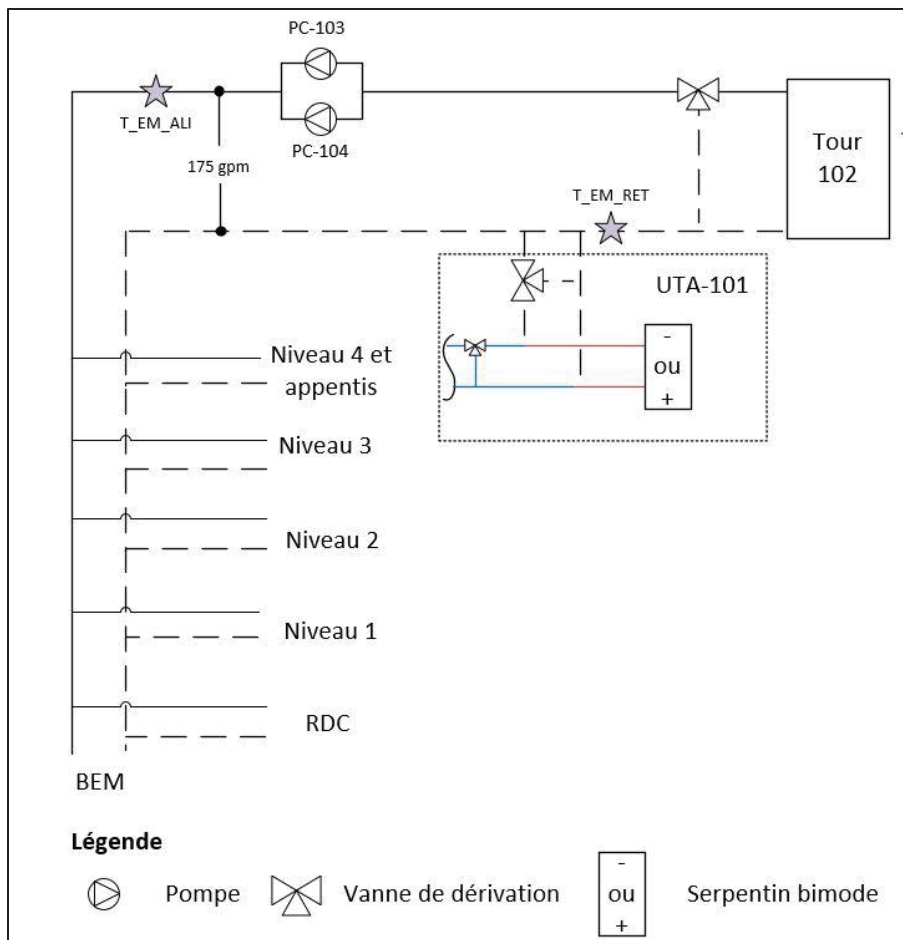
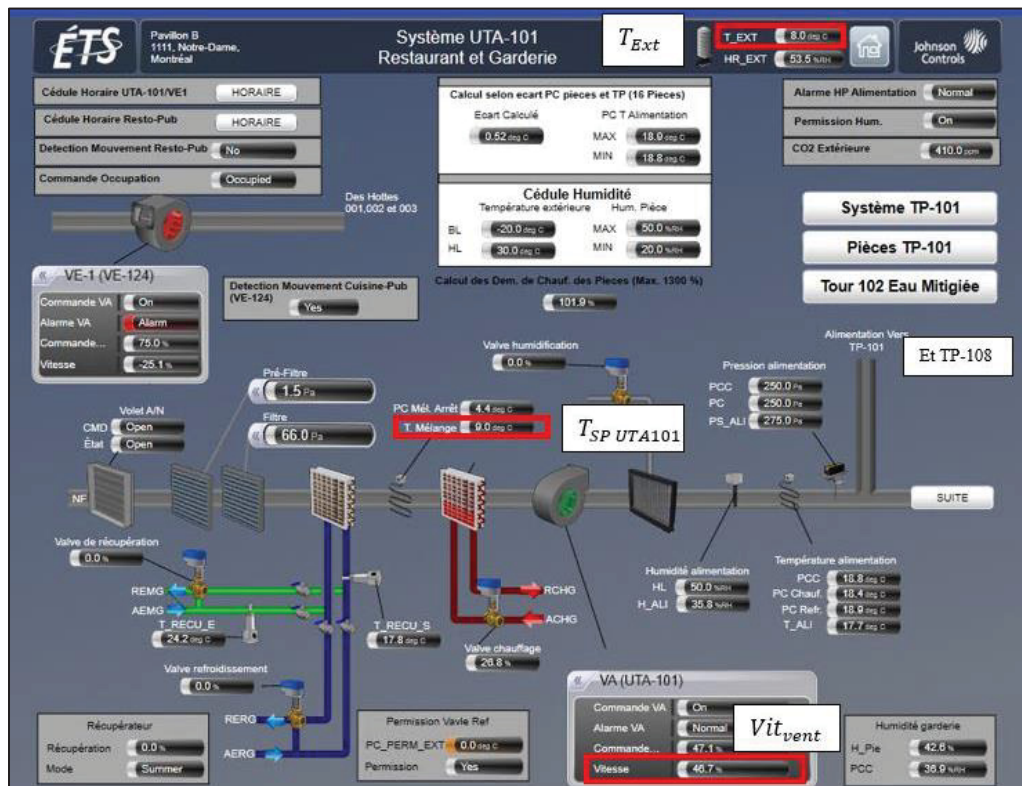


Figure 4.11 Schématisation de la boucle d'eau mitigée du pavillon B

Il convient de rappeler que le refroidisseur principal de 1 760 kW (500 tonnes), qui alimentait les systèmes CVCA du bâtiment (y compris le serpentin de l'UTA-101), n'est plus en fonctionnement au pavillon B. Également, la TR-102 n'est plus en opération au moment de la rédaction de ce mémoire. Le rejet de chaleur ainsi que l'approvisionnement en eau refroidie se font maintenant à l'aide d'échangeurs de chaleur reliés à la boucle d'eau glacée de l'ÉCCU. Ce nouveau raccordement n'est pas considéré dans ce mémoire, puisque les données à la base de l'analyse ont été échantillonnées avant ce changement. L'hypothèse selon laquelle la chaleur valorisable et la chaleur récupérée en 2018-2019 ne sont pas impactées par le raccordement à l'eau glacée de l'ÉCCU est posée.

4.1.2.1 Énergie récupérée à l'UTA-101

Une partie de l'eau glycolée de la BEM peut être déviée vers l'UTA-101 pour effectuer du préchauffage (voir Figure 4.11 et Figure 4.12). Ce système est à 100 % d'air frais. L'UTA-101 est en fonctionnement de 6 h à 2 h les jours de semaine et le samedi. Il dessert une garderie/CPE (indiquée par TP-101), une pouponnière (indiquée par TP-108) et le restaurant-pub (conduite allant vers la droite). La tuyauterie verte achemine l'eau glycolée de la BEM vers un serpentin bimode pouvant également effectuer du refroidissement. Lorsqu'il y a un préchauffage, l'énergie valorisable à la TR-102 est diminuée. Les données encadrées en rouge sont utilisées pour l'évaluation de la chaleur récupérée.



La chaleur récupérée par l'air est calculée à l'aide de l'équation (4.8).

$$\dot{q}_{R\acute{e}cup\acute{e}r\acute{e}e\ UTA-101}^B = \dot{V}_{design_UTA-101} * Vit_{vent} * \rho * Cp * (T_{SP\ UTA101} - T_{Ext}) \quad (4.8)$$

Où :

$\dot{q}_{R\acute{e}cup\acute{e}r\acute{e}e\ UTA-101}^B$	Chaleur récupérée à l'UTA-101 (kW)
$\dot{V}_{design_UTA-101}$	Débit de conception du ventilateur déduit des rapports <i>Caltech</i> et de <i>Calibrair</i> , estimé à 4,486 m ³ /s
Vit_{vent}	Vitesse du ventilateur (%)
ρ	Masse volumique de l'air, estimé à 1,212 kg/m ³
Cp	Chaleur spécifique de l'air, estimé à 1,007 kJ/(kg*K)
$T_{SP\ UTA-101}$	Température après le serpentin de récupération UTA-101 (°C)
T_{Ext}	Température extérieure (°C)

Le débit d'air traversant le serpentin est quantifié en multipliant le débit de conception du ventilateur ($\dot{V}_{design_UTA-101}$) par sa vitesse (Vit_{vent}). Le débit de conception est déterminé en additionnant les débits spécifiés de chaque zone desservie par l'UTA-101 qui proviennent des rapports d'équilibrage. Les enregistrements des termes Vit_{vent} et $T_{SP\ UTA-101}$ n'ont pas de périodes de données manquantes significatives. Cependant, les données de T_{Ext} sont manquantes dans la période s'étendant du 18 janvier 9 h 50 au 30 janvier 9 h 15. Puisque cette période d'environ 12 jours se retrouve dans une période de chauffage, les données manquantes ont été prélevées d'une autre donnée Metasys. L'interpolation linéaire selon un pas de temps de cinq minutes est effectuée. Il y a donc 105 120 données pour chaque terme de l'équation.

Les critères permettant de considérer la chaleur récupérée à l'UTA-101 sont les suivants :

- Vitesse du ventilateur minimal de 45 %;
- Ouverture minimale de 5 % de la valve de récupération;
- Écart de température ($T_{SP\ UTA101} - T_{Ext}$) positif.

Il faut souligner qu'il y a trois pas de temps où la chaleur récupérée a été jugée anormale. Des changements ont été apportés.

La Figure 4.13 illustre la chaleur récupérée de l'UTA-101. L'absence de chaleur récupérée à proximité du 24 décembre et du 22 avril se produit, respectivement, aux vacances de Noël et de Pâques. Les locaux étant inoccupés, il est attendu qu'il n'y ait aucune récupération. On observe que le préchauffage commence le 12 octobre et termine le 30 avril. La chaleur récupérée est plus grande pour le mois de janvier, ce qui est attendu puisque c'est le mois le plus froid. Les besoins en chauffage sont donc importants.

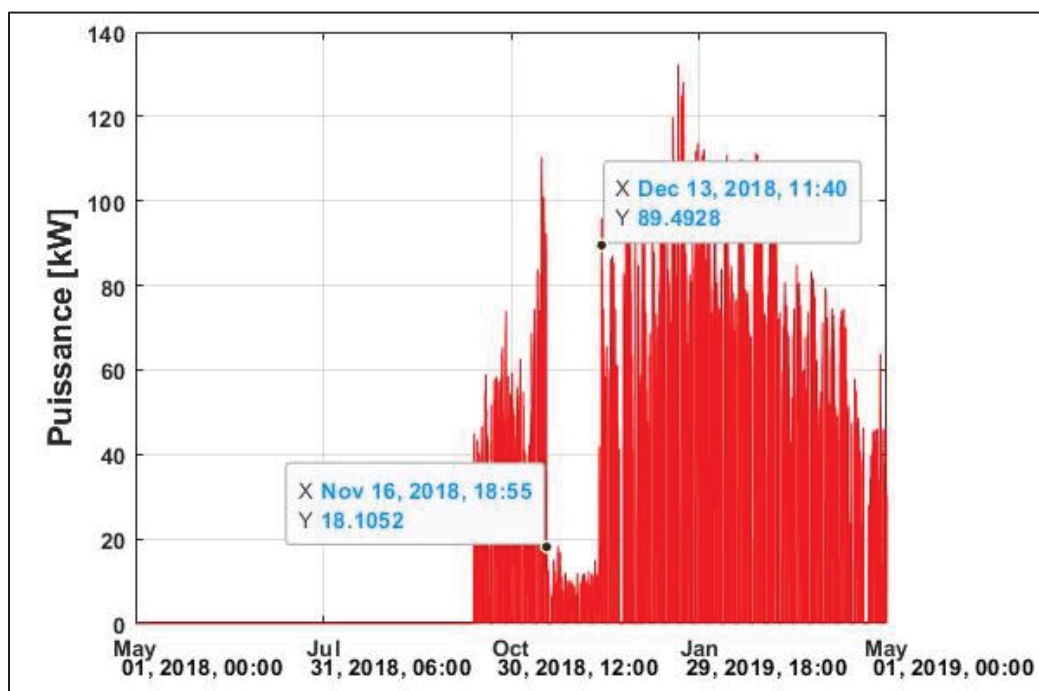


Figure 4.13 La chaleur récupérée annuelle de l'UTA-101

Également à la Figure 4.13, on remarque une diminution de la récupération entre le 16 novembre et le 13 décembre, ce qui est inattendu puisque les besoins en chaleur augmentent vraisemblablement en hiver pendant les mois de novembre à janvier. Cette diminution est abordée à l'analyse conjointe avec la chaleur valorisable à la TR-102 de la section 4.1.2.3.

L'énergie récupérée est calculée selon l'équation (4.1). L'énergie récupérée à l'UTA-101 est abordée conjointement avec l'énergie fournie par la TR-102, qui est l'objet de la section suivante.

4.1.2.2 Énergie valorisable à la TR-102

La section de la BEM du pavillon B comportant la TR-102 est illustrée à la Figure 4.14.

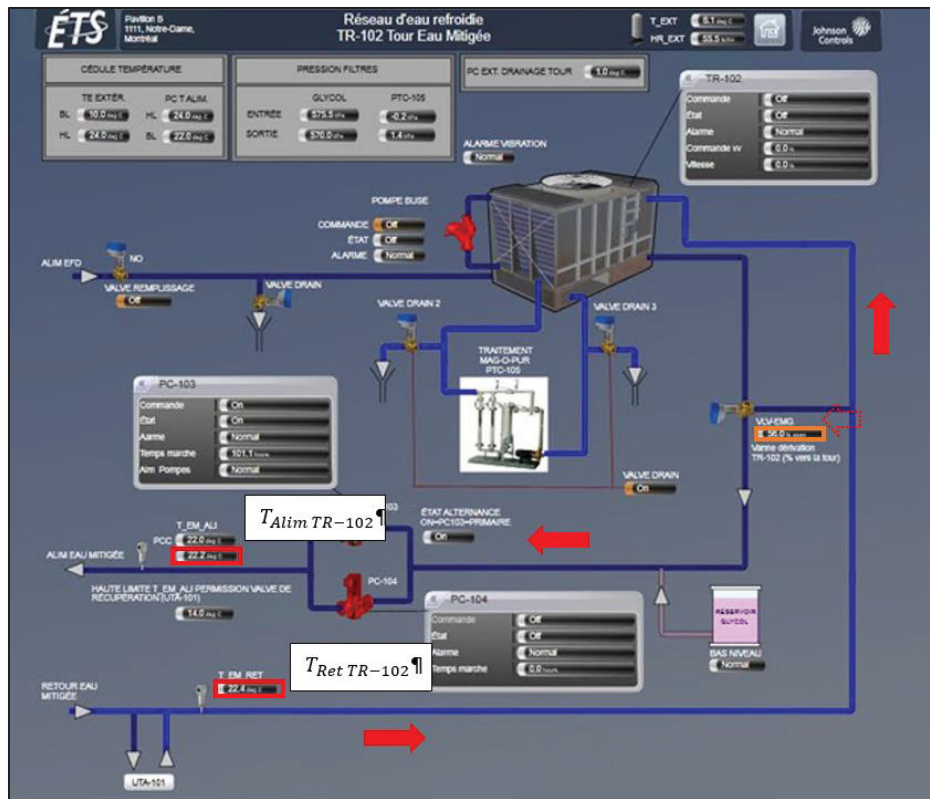


Figure 4.14 Localisation des sondes de températures à la TR-102

La chaleur valorisable est calculée selon l'équation (4.9).

$$\dot{q}_{Valorisable\ TR-102}^B = \dot{V}_{TR-102} * \rho * Cp * (T_{Ret\ TR-102} - T_{Alim\ TR-102}) \quad (4.9)$$

Où :

$\dot{q}_{Valorisable\ TR-102}^B$	Chaleur valorisable à la TR-102 (kW)
\dot{V}_{TR-102}	Débit volumique mesuré par Caltech, estimée constante à 11 L/s (175 gpm)
ρ	Masse volumique de l'éthylène glycol 50 % à 25 °C, estimée à 1071 kg/m ³
C_p	Chaleur spécifique de l'éthylène glycol 50 % à 25 °C, estimée à 3,300 kJ/(kg*K)
$T_{Ret\ TR-102}$	Température de retour de la BEM obtenue de Metasys (°C)
$T_{Alim\ TR-102}$	Température d'alimentation de la BEM obtenue de Metasys (°C)

Les critères permettant de considérer la chaleur récupérée à l'UTA-101 sont les suivants :

- Ouverture minimale de 10 % de la valve de dérivation;
- Écart de température ($T_{Ret\ TR-102} - T_{Alim\ TR-102}$) positif.

Il faut souligner que des données jugées anormales ont été modifiées. La Figure 4.15 illustre la chaleur valorisable à la suite de l'application des critères d'exclusion.

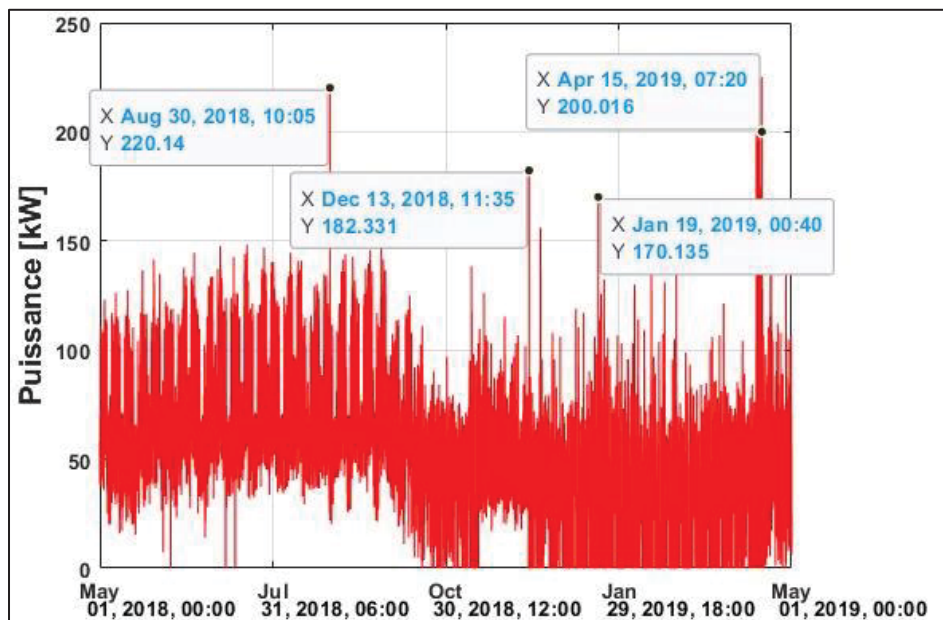


Figure 4.15 La chaleur valorisable à la suite des critères d'exclusion

La Figure 4.15 montre que certaines données sont significativement supérieures à la tendance. En considérant une chaleur maximale de 150 kW, il y a 31 pas de temps où la chaleur est jugée élevée. À l'exception de quatre pas de temps, elles se produisent du 12 au 15 avril.

De manière similaire à l'énergie récupérée à l'UTA-101, l'énergie thermique valorisable sur une période donnée est déterminée à l'aide de l'équation (4.1). La somme de l'énergie des 31 pas de temps jugés erronés est égale à 466 kWh. L'énergie annuelle s'élevant à 410 050 kWh avec ces données, l'énergie de ces 31 pas de temps ne représente que 0,11 % du total annuel, ce qui est négligeable. Ainsi, l'exclusion de ces pas de temps est effectuée.

La Figure 4.16 illustre la chaleur valorisable de la TR-102. On remarque que la chaleur entre le 16 novembre et le 13 décembre n'est jamais nulle. Cette particularité est abordée à la prochaine section.

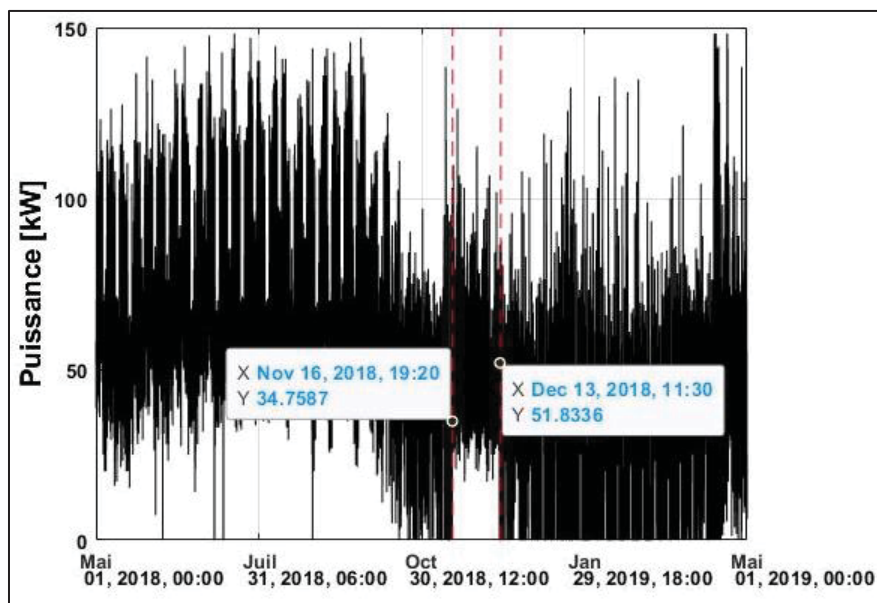


Figure 4.16 La chaleur valorisable annuelle de la TR-102

4.1.2.3 Puissance thermique fournie à la BEM du pavillon B

Cette section étudie l'impact de la diminution de la puissance récupérée observée à la Figure 4.13 se produisant entre le 16 novembre et le 13 décembre. La Figure 4.17 illustre la somme de la puissance récupérée à l'UTA-101 et celle valorisable à la TR-102. Autrement dit, la Figure 4.17 montre la puissance fournie à la TR-102 du pavillon B qui peut être mise à profit dans une boucle énergétique.

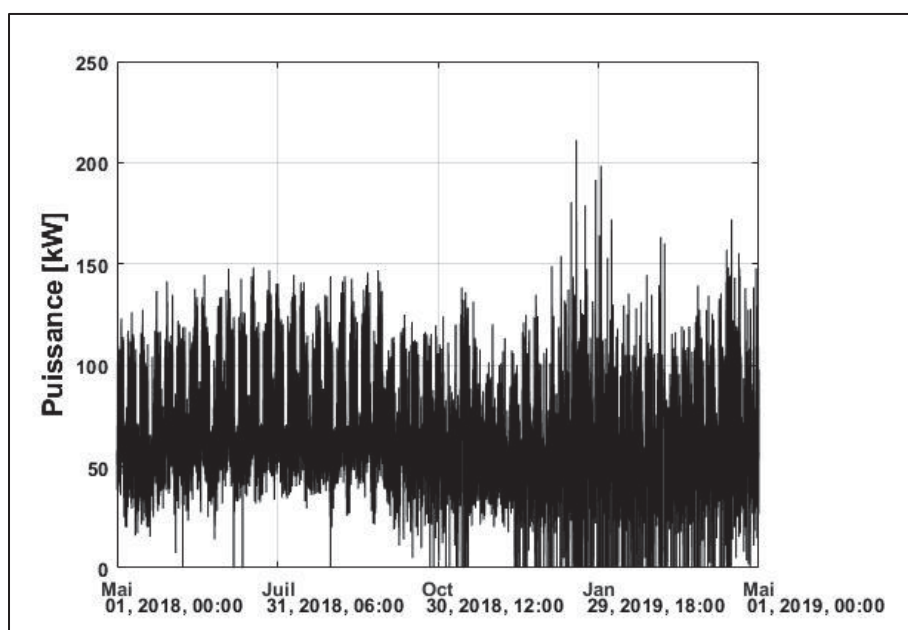


Figure 4.17 La chaleur fournie à la BEM au pavillon B

Bien que la cause de la diminution de la chaleur récupérée à l'UTA-101 entre le 16 novembre et le 13 décembre soit non identifiée, le profil de la puissance suit la tendance observée aux autres mois. En effet, la puissance fournie à la BEM du pavillon B varie de 30 kW à 120 kW pendant cette période, ce qui concorde avec le reste de l'année. Une particularité de cette période est qu'il n'y a pas de puissance fournie inférieure à 15 kW. La diminution de la récupération par l'UTA-101 pendant cette période n'est donc pas problématique, puisque la puissance fournie, étant le total de la puissance valorisable et récupérée, n'en est pas significativement influencée.

4.1.3 Pavillon D

Cette section porte sur le profil énergétique du pavillon D. Il faut souligner que le CD du pavillon D est en cours de branchement au moment de la rédaction de ce chapitre. La variation de la puissance du CD de juillet 2021 au février 2022 montre que la puissance électrique consommée est approximativement de 2 MW (M. Stanescu, communication personnelle, 16 février 2022). Puisqu'on suppose que l'entièreté de l'énergie électrique est convertie en chaleur (Ebrahimi et al., 2014), on suppose que la chaleur transférée par CD ($\dot{q}_{Alim-ECCU}^D$) est de 2 MW de façon constante pendant l'année. L'énergie mensuelle valorisable de CQ est approximativement de 1 488 000 kWh.

4.2 Bâtiments futurs

Cette section présente le traitement des données des bâtiments sélectionnés qui ne sont pas en opération, c'est-à-dire le pavillon F et le Complexe Dow. Les données proviennent des simulations Simeb, effectuées dans le cadre de projets de maîtrise antérieurs, qui ont été modifiées. L'explication détaillée des modifications apportées à ces simulations ainsi qu'un complément d'information pour les bâtiments futurs se retrouvent à l'ANNEXE IV.

4.2.1 Pavillon F

Le bâtiment F est à la fois un puits de chaleur et une source de chaleur. Il est question d'étudier si les besoins de chauffage des espaces pourraient être comblés par la boucle énergétique. Des plans d'architectures, de mécaniques, un projet de maîtrise et un rapport de simulation énergétique d'une firme de génie-conseil constituent les sources de données pour cette étude. La Figure 4.18 présente un étage type du pavillon F.

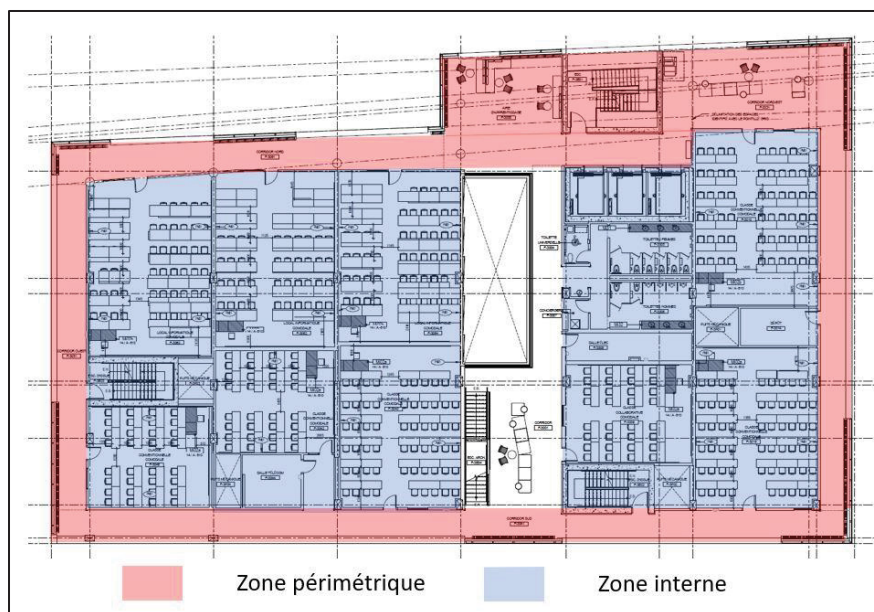


Figure 4.18 Configuration architecturale typique du pavillon F

On remarque à la Figure 4.18 que les salles de classe sont situées dans les zones internes alors que les corridors constituent les zones périmétriques. Cette configuration architecturale permet aux systèmes mécaniques de récupérer la chaleur provenant du refroidissement des zones internes afin de chauffer les zones externes. Cette récupération de chaleur se fait par le refroidisseur récupération de chaleur (nommé REF-RECUP).

Les prochaines sous-sections abordent, respectivement, le traitement des informations provenant des multiples sources de données et le calcul de l'énergie qui pourrait être transférée ou extraite d'une boucle énergétique.

4.2.1.1 Traitement des données disponibles

Une simulation énergétique du pavillon F a été effectuée dans le cadre d'un projet de maîtrise en 2020 afin d'étudier des mesures d'efficacité énergétique (Chabot, 2020). La simulation, effectuée à l'aide de Simeb©, comprend de multiples modèles énergétiques. Le modèle de référence a été sélectionné. Ce modèle a été ajusté selon les informations disponibles et mises

à jour dans le but d'estimer les besoins de chauffage (\dot{q}_{CHAUF}^F) et les besoins de refroidissement (\dot{q}_{REF}^F). Les modifications suivantes ont été effectuées:

- La période d'analyse, à partir de laquelle les données météorologiques sont obtenues, a été changée. Initialement du 1^{er} janvier 2015 au 31 décembre 2015, la période a été modifiée pour s'étendre du 1^{er} mai 2018 à 30 avril 2019;
- La superficie des murs extérieurs et de fenestration a été modifiée de façon à mieux refléter les plans d'architecture;
- Le chauffage par pompe à chaleur du modèle de référence est remplacé par le chauffage par chaudière électrique, ce qui facilite l'extraction des besoins de chauffage du bâtiment;
- Le COP nominal annuel de REF-RECUP proposé par génie-conseil de 2,94 en mode chauffage est considéré;
- L'ajout de récupération de chaleur sur l'air évacué par roues thermiques est effectué, afin de simuler la récupération planifiée dans les plans de construction;
- Les horaires d'exploitation pour des zones fonctionnant en tout temps ont été changés.

Les besoins de chauffage (\dot{q}_{CHAUF}^F) et la consommation du compresseur de Simeb ($\dot{w}_{Simeb\ Comp}^F$) sont prélevés des données de la simulation énergétique. L'évolution annuelle de \dot{q}_{CHAUF}^F et $\dot{w}_{Simeb\ Comp}^F$ est affichée à la Figure 4.19.

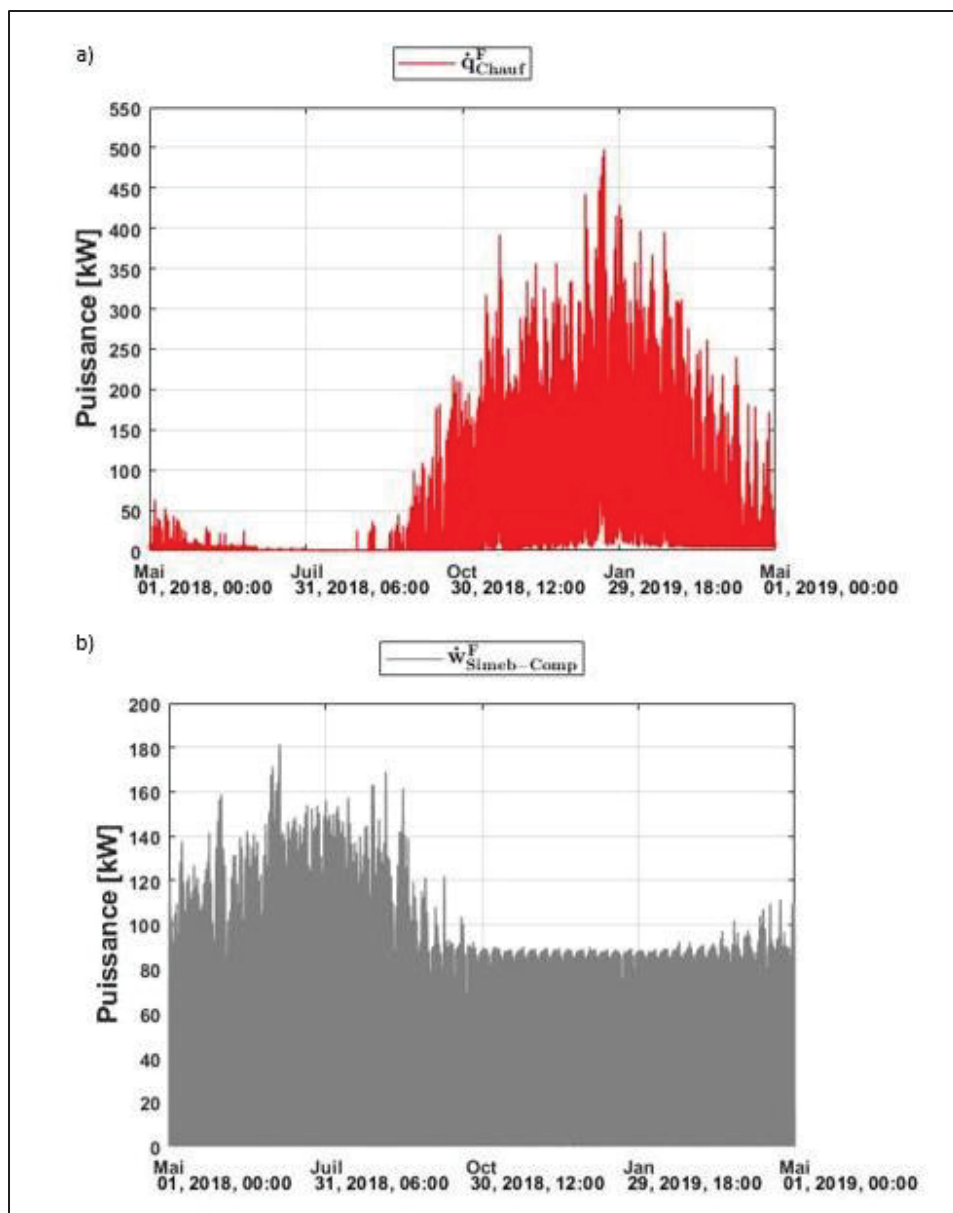


Figure 4.19 Données horaires de chauffage (a) et du compresseur (b) du pavillon F prélevées de Simeb

La Figure 4.19 montre la consommation de chauffage de Simeb qui représente les besoins de chauffage (\dot{q}_{CHAUF}^F) puisque le modèle énergétique possède une chaudière électrique. On remarque que ces derniers sont importants entre octobre et mars. Il faut souligner que Simeb simule un refroidisseur sans la récupération de chaleur entre les zones internes et externes telle qu'effectuée par REF-RECUP. Le refroidisseur de Simeb est donc simulé pour couvrir les

besoins de refroidissement (\dot{q}_{REF}^F). En utilisant les données horaires de puissance du compresseur ($\dot{w}_{Simeb\ Comp}^F$), l'équation (4.10) permet de déterminer les besoins horaires de refroidissement.

$$\dot{q}_{REF}^F = COP_{Simeb-REF}^F * \dot{w}_{Simeb\ Comp}^F \quad (4.10)$$

Où :

\dot{q}_{REF}^F	Besoins de refroidissement du pavillon F (kW)
$COP_{Simeb-REF}^F$	Coefficient de performance en refroidissement simulé dans Simeb
$\dot{w}_{Simeb\ Comp}^F$	Puissance électrique horaire du compresseur de refroidisseur de Simeb du pavillon F (kW)

Le coefficient de performance ($COP_{Simeb-REF}^F$) du refroidisseur de Simeb initialement à 5,63 est changé à 2,94. Ce dernier est déterminé à partir des conditions d'opération des plans mécaniques pour construction. En effet, les plans mécaniques et les fiches techniques mentionnent un coefficient de performance combiné, considérant la capacité de chauffage et de refroidissement. La température d'alimentation de la boucle d'eau glacée de l'ÉCCU et de l'évaporateur de REF-RECUP est de 7 °C. Pour une température à l'évaporateur de 7-15 °C (45-57 °F) et une température relativement constante au condenseur de 54-43 °C (130-110 °F), le COP est admis constant égal à 2,94. La valeur calculée est jugée conservatrice, puisqu'il est possible que le système de contrôle puisse varier la plage de température du côté condenseur en fonction de la température d'extérieure de manière à augmenter le COP .

La section suivante aborde les étapes qui ont permis de déterminer l'énergie qui pourrait être transférée ou extraite d'une boucle énergétique pour combler les besoins de refroidissement et de chauffage du pavillon F.

4.2.1.2 Quantification de l'énergie transférée et extraite

La Figure 4.20 schématise le fonctionnement du système CVCA du bâtiment F qui serait intégré à une boucle énergétique. Elle intègre les données issues de Simeb (\dot{q}_{CHAUF}^F et \dot{q}_{REF}^F), le groupe refroidisseur récupération de chaleur (REF-RECUP) et la boucle d'eau glacée de l'ÉCCU.

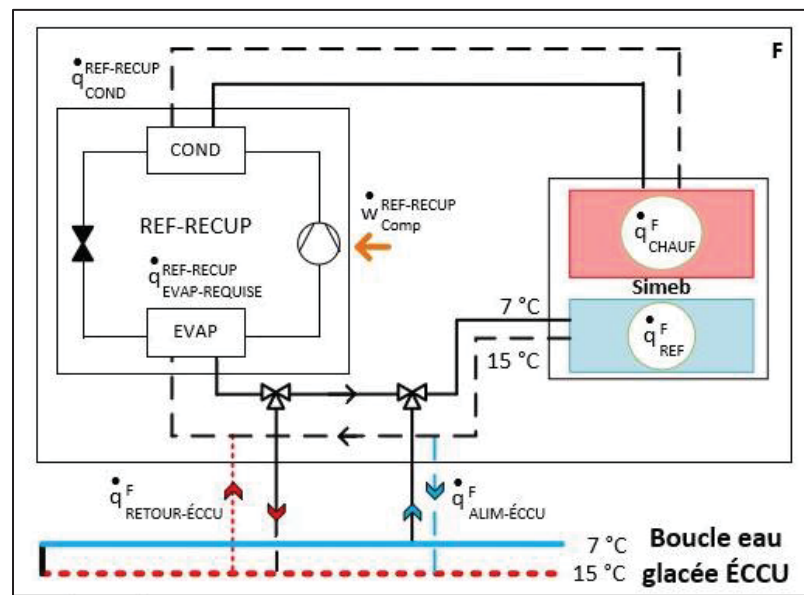


Figure 4.20 Fonctionnement de REF-RECUP du pavillon F

À la Figure 4.20, on observe que la chaleur provenant du refroidissement des zones internes (\dot{q}_{REF}^F) est récupérée par REF-RECUP de manière à chauffer les zones externes (\dot{q}_{CHAUF}^F). Dans le cas où la récupération est insuffisante, il faut extraire de la chaleur du retour de l'ÉCCU ($\dot{q}_{Retour-ÉCCU}^F$). Dans le cas où la récupération dépasse les besoins de chauffage, il faut transférer une portion du refroidissement des zones internes à l'ÉCCU ($\dot{q}_{Alim-ÉCCU}^F$). Le principe de calcul est illustré à la Figure 4.21. À chaque pas de temps horaire, les équations (4.11) à (4.14) permettent de déterminer la puissance électrique de REF-RECUP ($\dot{W}_{Comp}^{REF-RECUP}$), $\dot{q}_{Retour-ÉCCU}^F$ et $\dot{q}_{Alim-ÉCCU}^F$.

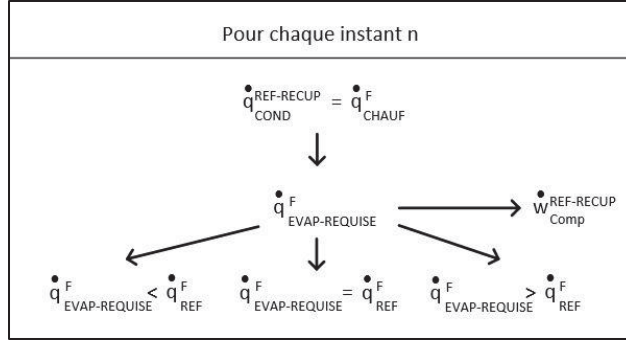


Figure 4.21 Principe de calcul au pavillon F

REF-RECUP opère afin que la chaleur fournie par le condenseur (\dot{q}_{COND}^F) soit égale aux besoins de chauffage des zones périphériques (\dot{q}_{CHAUF}^F). L'équation (4.11) permet de déterminer la chaleur à l'évaporateur de REF-RECUP qui est requise pour répondre aux besoins de chauffage ($\dot{q}_{EVAP-REQUIRE}^F$). Lorsque la chaleur requise à l'évaporateur ($\dot{q}_{EVAP-REQUIRE}^F$) est inférieure au refroidissement des zones internes (\dot{q}_{REF}^F), il est nécessaire de transférer partiellement de la chaleur des zones internes à l'eau glacée de l'ÉCCU ($\dot{q}_{ALIM-ÉCCU}^F$), quantifiée à l'aide de l'équation (4.13). Dans ce cas, il n'y a aucune chaleur extraite du retour de l'ÉCCU ($\dot{q}_{RETOUR-ÉCCU}^F$ est nulle). Lorsque la chaleur requise à l'évaporateur ($\dot{q}_{EVAP-REQUIRE}^F$) dépasse les besoins de refroidissement (\dot{q}_{REF}^F), il est nécessaire de prélever la chaleur du retour de l'ÉCCU ($\dot{q}_{RETOUR-ÉCCU}^F$) estimée à l'aide de l'équation (4.14). Dans ce cas, il n'y a aucune chaleur transférée à l'alimentation de l'ÉCCU ($\dot{q}_{ALIM-ÉCCU}^F$ est nulle).

$$\dot{q}_{EVAP-REQUIRE_n}^F = \dot{q}_{CHAUF_n}^F / \left(1 + \frac{1}{COP_{Ref}^{REF-RECUP}} \right) \quad (4.11)$$

$$\dot{w}_{Comp-REF-RECUP_n}^F = \frac{\dot{q}_{EVAP-REQUIRE_n}^F}{COP_{Ref}^{REF-RECUP}} \quad (4.12)$$

Si $\dot{q}_{EVAP-REQUIRE}^F < \dot{q}_{REF}^F$:

$$\dot{q}_{REF_n}^F = \dot{q}_{EVAP-REQUIRE_n}^F + \dot{q}_{Alim-ECCU_n}^F \quad (4.13)$$

$$\text{Donc } \dot{q}_{Alim-ECCU_n}^F = \dot{q}_{REF_n}^F - \dot{q}_{EVAP-REQUIRE_n}^F$$

$$\begin{aligned}
& \dot{q}_{Retour-ECCU_n}^F = 0 \\
& \text{Si } \dot{q}_{EVAP-REQUIRE}^F = \dot{q}_{REF}^F : \\
& \quad \dot{q}_{Retour-ECCU_n}^F = 0 \\
& \quad \dot{q}_{Alim-ECCU_n}^F = 0 \\
& \text{Si } \dot{q}_{EVAP-REQUIRE}^F > \dot{q}_{REF}^F : \\
& \quad \dot{q}_{EVAP-REQUIRE_n}^F = \dot{q}_{REF_n}^F + \dot{q}_{Retour-ECCU_n}^F \tag{4.14} \\
& \text{Donc } \dot{q}_{Retour-ECCU_n}^F = \dot{q}_{EVAP-REQUIRE_n}^F - \dot{q}_{REF_n}^F \\
& \quad \dot{q}_{Alim-ECCU_n}^F = 0 \\
& \text{Si } \dot{q}_{EVAP-REQUIRE}^F = 0 : \\
& \quad \dot{q}_{Alim-ECCU_n}^F = \dot{q}_{REF_n}^F \\
& \quad \dot{w}_{Comp-REF-RECUP_n}^F = 0
\end{aligned}$$

Où :

$COP_{Ref}^{REF-RECUP}$	Coefficient de performance en mode refroidissement de REF-RECUP
$\dot{q}_{EVAP-REQUIRE_n}^F$	Chaleur absorbée à l'évaporateur de REF-RECUP du pavillon F afin de répondre aux besoins de chauffage des zones périphériques au pas de temps n (kW)
$\dot{q}_{CHAUF_n}^F$	Besoins de chauffage des zones périphériques du pavillon F au pas de temps n (kW)
$\dot{q}_{Retour-ECCU_n}^F$	Chaleur extraite du retour de l'eau glacée de l'ÉCCU au pas de temps n (kW)
$\dot{q}_{Alim-ECCU_n}^F$	Chaleur transférée à l'alimentation de l'ÉCCU au pas de temps n (kW)
$\dot{w}_{Comp-REF-RECUP_n}^F$	Puissance électrique du compresseur de REF-RECUP au pas de temps n (kW)

La Figure 4.22 montre la chaleur requise à l'évaporateur ($\dot{q}_{EVAP-REQUIRE}^F$) afin de répondre aux besoins de chauffage et les besoins de refroidissement des zones internes (\dot{q}_{REF}^F).

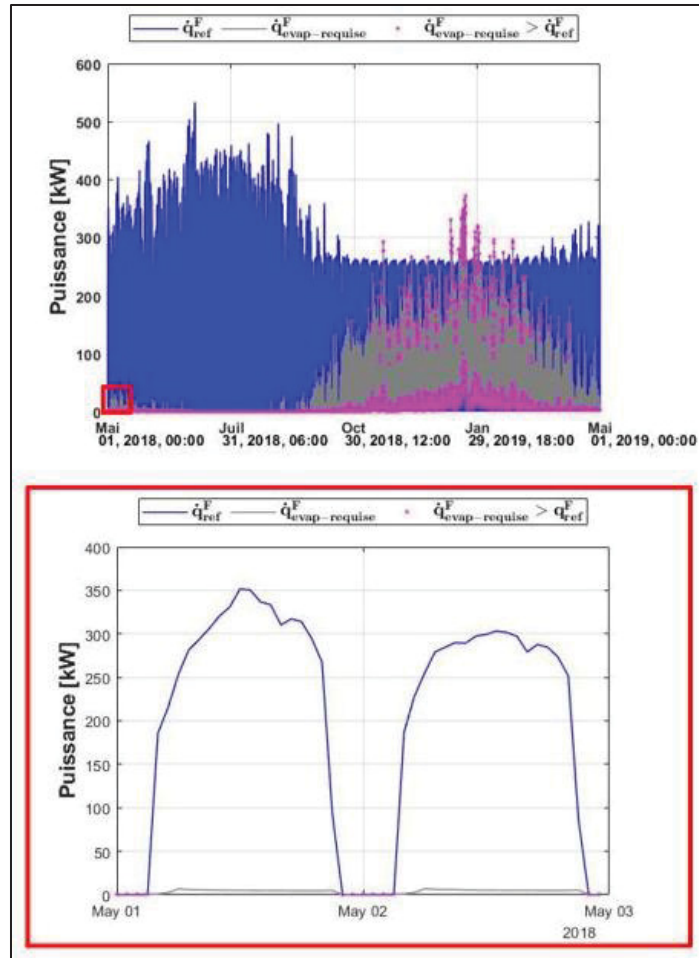


Figure 4.22 Comparaison entre la demande de refroidissement des zones internes et la chaleur requise à l'évaporateur de REF-RECUP

On remarque à la Figure 4.22 qu'il y a 2 744 heures où \dot{q}_{REF}^F est inférieure à $\dot{q}_{EVAP-REQUIRE}^F$, ce qui engendre une chaleur extraite ($\dot{q}_{RETOUR-ÉCCU}^F$). Entre mai et septembre, il y a 1 152 heures pour lesquelles les besoins de chauffage doivent être comblés par l'ÉCCU. La chaleur extraite entre mai et octobre se produise entre 20 h et 5 h. La chaleur entre mai et octobre ne représente que 3 % des besoins annuels de chauffage devant être comblés par l'ÉCCU. La puissance électrique maximale du compresseur ($\dot{w}_{Comp-REF-RECUP}^F$) est d'au maximum 15 kW entre mai et octobre, alors qu'elle est d'au maximum 110 kW dans les autres mois. Ainsi, la chaleur est négligée entre mai et octobre, puisque l'impact est négligeable dans les calculs de

la boucle énergétique. Entre octobre et avril, il y a 1 592 heures pour lesquelles les besoins de chauffage doivent être partiellement comblés par l'ÉCCU.

La Figure 4.23 montre la chaleur transférée à l'ÉCCU ($\dot{q}_{ALIM-ÉCCU}^F$), la chaleur extraite du retour de l'ÉCCU ($\dot{q}_{RETOUR-ÉCCU}^F$) et la puissance électrique du compresseur ($\dot{w}_{Comp-REF-RECUP}^F$).

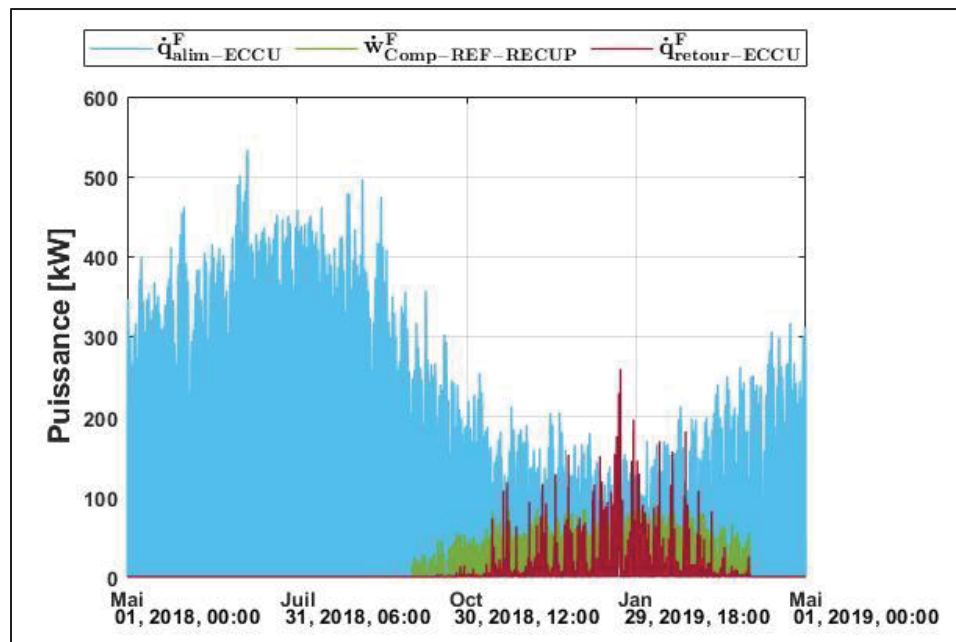


Figure 4.23 Chaleur extraite et transférée à l'ÉCCU et consommation électrique de REF-RECUP par le pavillon F

On remarque à la Figure 4.23 qu'il y a une quantité significative de chaleur transférée à la boucle de l'ÉCCU en hiver comparativement à celle de la chaleur extraite de l'ÉCCU. Les charges de climatisation sont supérieures aux charges de chauffage. Il serait intéressant d'analyser l'opération du récupérateur de chaleur sur l'air évacué afin d'observer si la récupération engendre ces charges de climatisation.

L'énergie extraite ($Q_{Retour-ÉCCU}^F$) et l'énergie transférée ($Q_{Alim-ÉCCU}^F$) à l'ÉCCU sont déterminées à l'aide de l'équation (4.1) alors que l'énergie électrique au compresseur REF-

RECUP ($E_{Comp-REF-RECUP}^F$) pour une période donnée est déterminée à l'aide de l'équation (4.2).

La Figure 4.24 présente l'énergie thermique au pavillon F.

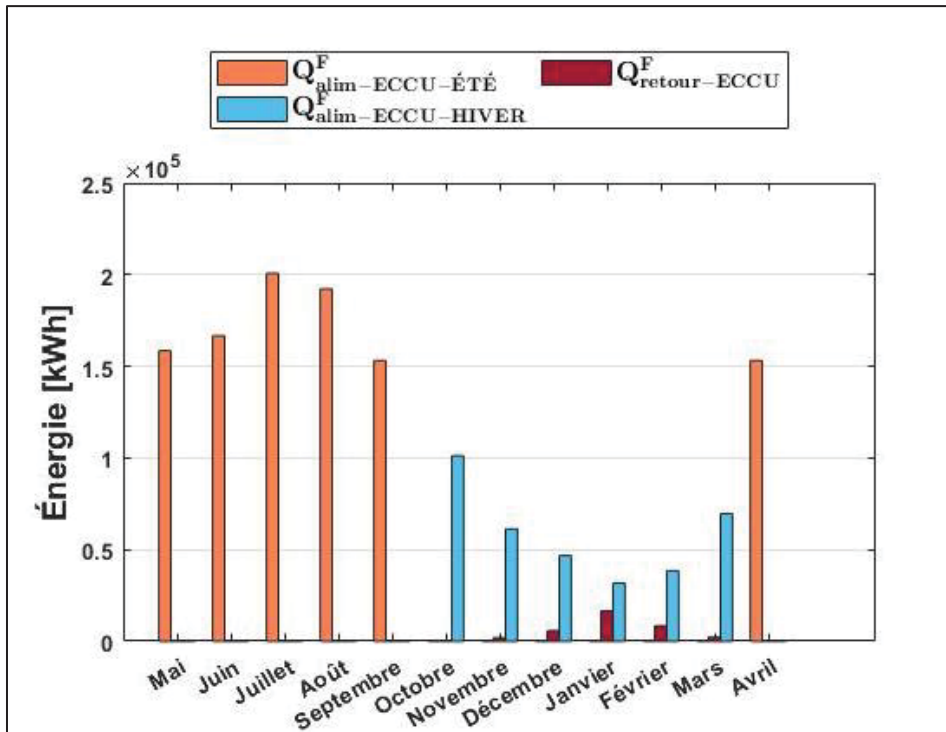


Figure 4.24 Comparaison de l'énergie extraite et transférée à l'ECCU par le pavillon F

L'énergie thermique transférée à l'ECCU ($Q_{Alim-ECCU}^F$ été et $Q_{Alim-ECCU}^F$ hiver) est présentée en deux couleurs. Les valeurs en bleu ($Q_{Alim-ECCU}^F$ hiver) représentent les mois où REF-RECUP opère pour couvrir le chauffage des zones périphériques. Les valeurs en orange ($Q_{Alim-ECCU}^F$ été) représentent les mois où les besoins en refroidissement des zones internes sont couverts directement par l'ECCU. Il est observé que l'énergie transférée est supérieure à l'énergie extraite en hiver.

Cette section a décrit le traitement des données du bâtiment F. Le deuxième bâtiment futur, le Complexe Dow, est abordé à la prochaine section.

4.2.2 Complexe Dow

Contrairement au bâtiment F, il n'y a pas de plans mécaniques qui peuvent être consultés. Ainsi, les données utilisées proviennent d'une simulation énergétique effectuée dans le cadre d'un projet de maîtrise de 15 crédits en 2021 (Briand, 2021). Un résumé des informations pertinentes est présenté ci-après.

- La simulation se base sur des documents de 2019 présentant :
 - Trois versions architecturales;
 - Une description des vocations sommaire qui n'est plus valable à l'heure de la rédaction de ce mémoire. Par exemple, des laboratoires de l'institut national de la recherche scientifique (INRS) et de l'université TÉLUQ étaient considérés en 2019, mais ne sont plus planifiés;
 - Des informations incomplètes pour la simulation énergétique.
- De nombreuses hypothèses ont été prises afin de pouvoir élaborer la simulation. Par exemple, une répartition spatiale des locaux par type de vocation (établir le zonage) devait être posée en hypothèse;
- Le modèle simulé est un bâtiment en un bloc d'une superficie simulée de 84 234 m² répartie sur 11 étages et quatre niveaux sous-sol.

Bien que ce modèle de simulation énergétique ne soit certainement pas celui du bâtiment proposé pour la construction dans le futur, les résultats seront du même ordre de grandeur et donc utile pour la simulation de la boucle énergétique de l'ÉTS.

La quantification des besoins de chauffage et de climatisation du Complexe Dow et donc l'énergie extraite et transférée à l'ÉCCU obtenu avec le modèle est présentée dans la section 4.2.2.2. Avant cela il est important d'aborder sommairement les changements effectués à la simulation ainsi que les besoins de chauffage et de climatisation.

4.2.2.1 Intégration du Complexe Dow dans la boucle énergétique

La forme du bâtiment simulé est illustrée à la Figure 4.25.

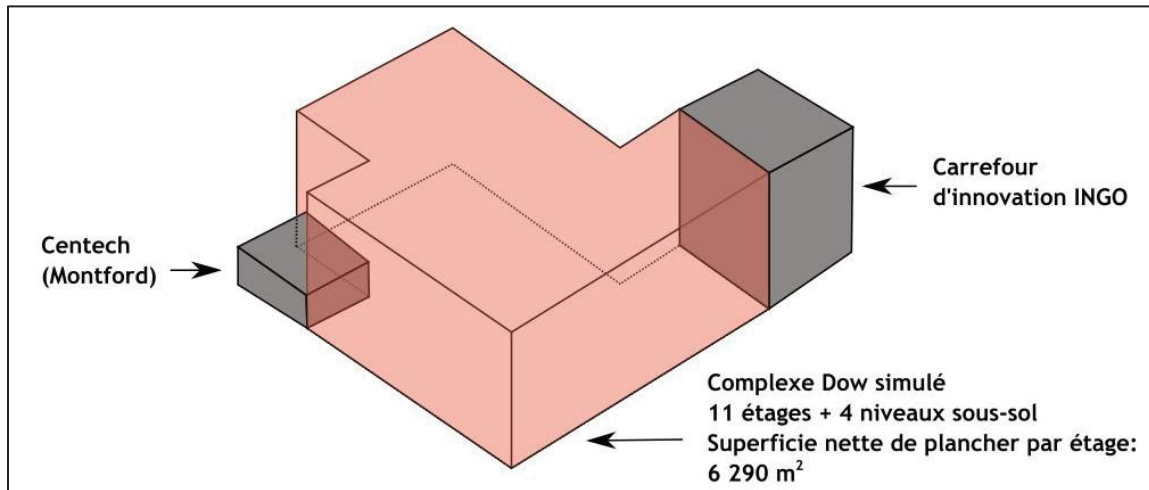


Figure 4.25 Résumé architectural du Complexe Dow simulé en 2021

On remarque que les zones internes sont plus nombreuses que les zones périphériques. Cette forme architecturale est propice à la récupération de chaleur provenant du refroidissement des zones internes dans le but de chauffer les zones périphériques, de manière similaire au pavillon F. D'autres scénarios relatifs à la forme du bâtiment, mais aussi les vocations des locaux peuvent être réalisés. Pour les besoins de ce mémoire, on suppose qu'un refroidisseur récupérateur de chaleur (RR) est employé afin de valoriser la chaleur des salles informatiques pour le chauffage des zones périphériques. La Figure 4.26 présente ce RR ainsi que le raccordement du Complexe Dow à l'ÉCCU.

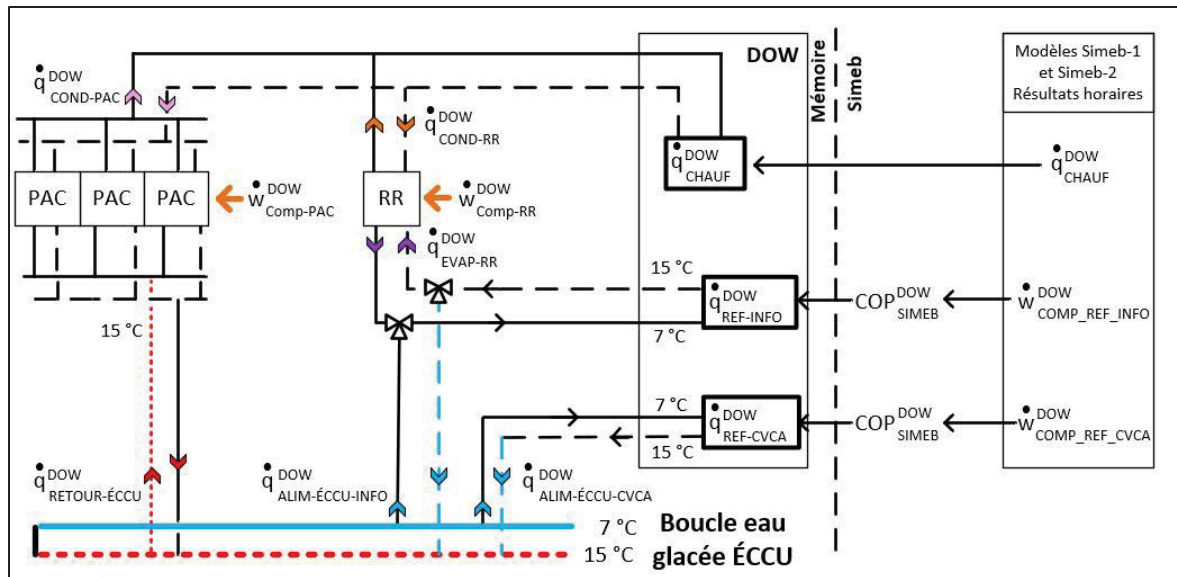


Figure 4.26 Raccordement du Complexe Dow à l'ÉCCU

À la section gauche de la Figure 4.26, on remarque que le Complexe Dow possède des boucles hydroniques de chauffage et de refroidissement. Dans le cas où la chaleur du condenseur de RR est insuffisante pour répondre aux besoins de chauffage, les besoins résiduels de chauffage sont comblés par des pompes à chaleur (PAC) utilisant le retour à 15 °C de la boucle d'eau glacée de l'ÉCCU ($\dot{q}_{\text{RETOUR-ÉCCU}}^{\text{DOW}}$).

La section droite de la Figure 4.26 schématise le processus d'extraction des résultats de la simulation requis par notre étude. Les données horaires $\dot{q}_{\text{CHAUF}}^{\text{DOW}}$ et $\dot{q}_{\text{Ref-CVCA}}^{\text{DOW}}$ sont fournies par le modèle principal de Simeb (nommé ci-dessous comme Simeb-1), mais les besoins horaires de refroidissement des salles informatiques ($\dot{q}_{\text{Ref-info}}^{\text{DOW}}$) ne sont pas disponibles dans ce modèle. Un autre modèle est alors créé. Le premier (Simeb-1) inclut les systèmes #10 et #11 dédiés aux salles informatiques et le deuxième (Simeb-2) dans lequel ces deux systèmes sont exclus. La différence de résultats de ces deux modèles présente les besoins ($\dot{q}_{\text{Ref-info}}^{\text{DOW}}$). Cependant, les modèles de Simeb ne fournissent que les besoins horaires de refroidissement sous forme des puissances de compresseurs des refroidisseurs utilisés ($\dot{w}_{\text{Comp-Ref-Info}}^{\text{DOW}}$ et $\dot{w}_{\text{Comp-Ref-CVCA}}^{\text{DOW}}$). Les COP de ces refroidisseurs doivent être alors pris en considération.

Les caractéristiques du modèle sont les suivantes :

- Parmi les nombreux modèles du fichier Simeb (Briand, 2021), le modèle avec une faible consommation de chauffage est sélectionné (fichier Simeb peut être fourni sur demande) ;
- 20 systèmes CVCA VAV avec le contrôle d'air neuf par l'économiseur. La récupération de chaleur sur l'air évacué est effectuée par la roue thermique ayant une efficacité sensible de 70 %;
- Deux systèmes CVCA (#10 et #11) dédiés aux locaux (600 m²) regroupant les équipements informatiques de puissance installée de 200 W/m² avec les caractéristiques principales suivantes : systèmes VAV et minimum d'air neuf constant. Il faut noter que le modèle Simeb ne comprend pas RR permettant la récupération de chaleur du condenseur par les systèmes de chauffage du bâtiment;
- La période d'analyse est du 1^{er} mai 2018 à 30 avril 2019 pour qu'elle concorde avec la période de monitoring dans les bâtiments A et B.

L'évolution annuelle de \dot{q}_{CHAUF}^{DOW} , $\dot{w}_{Comp-Ref-Info}^{DOW}$ et $\dot{w}_{Comp-Ref-CVCA}^{DOW}$ est affichée à la Figure 4.27. Il convient de noter que la Figure 4.27 b) comprend des salles informatiques fonctionnant continuellement : la puissance du compresseur n'est jamais nulle.

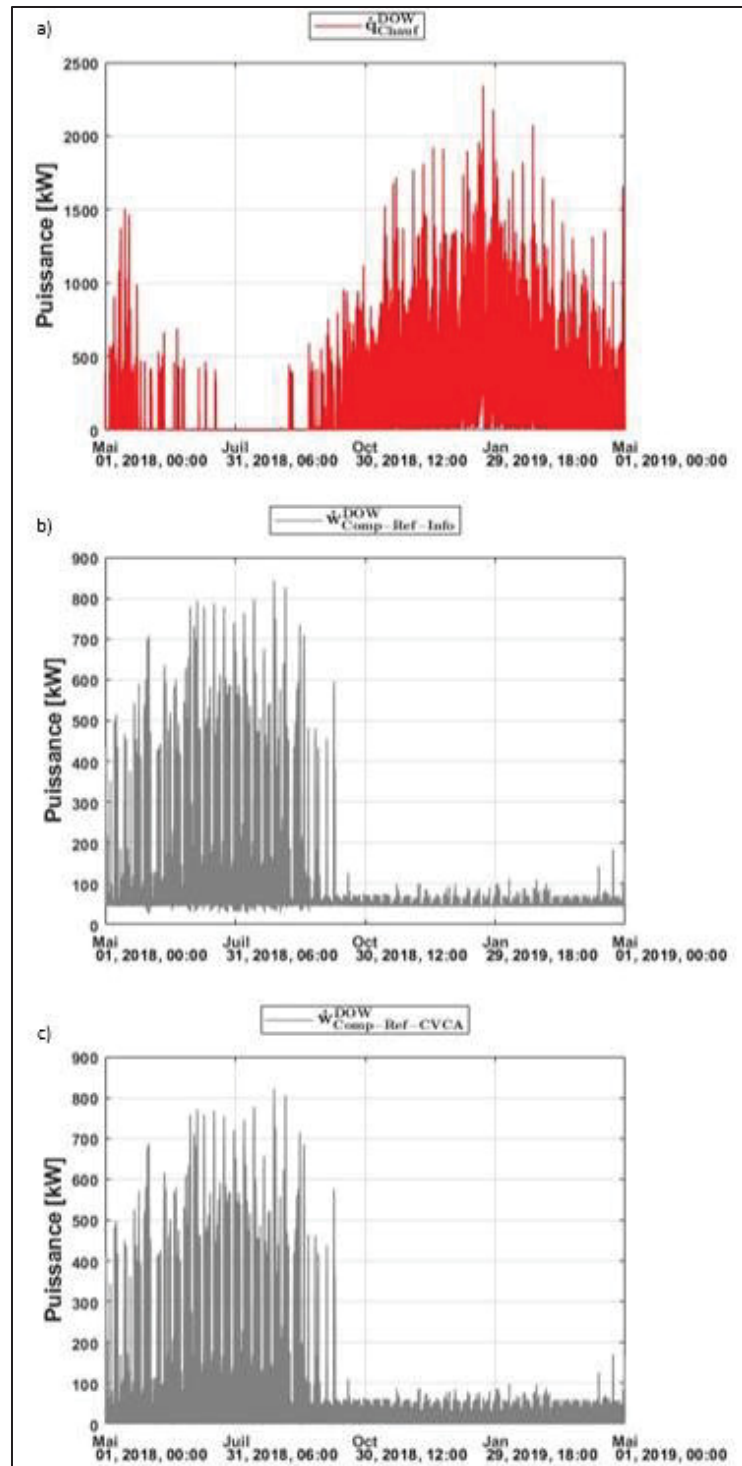


Figure 4.27 Données horaires de chauffage (a), du compresseur du modèle Simeb-1 (b) et du compresseur du modèle Simeb-2 (c) du Complexe Dow

La Figure 4.28 montre $\dot{q}_{Ref-info}^{DOW}$ et $\dot{q}_{Ref-CVCA}^{DOW}$.

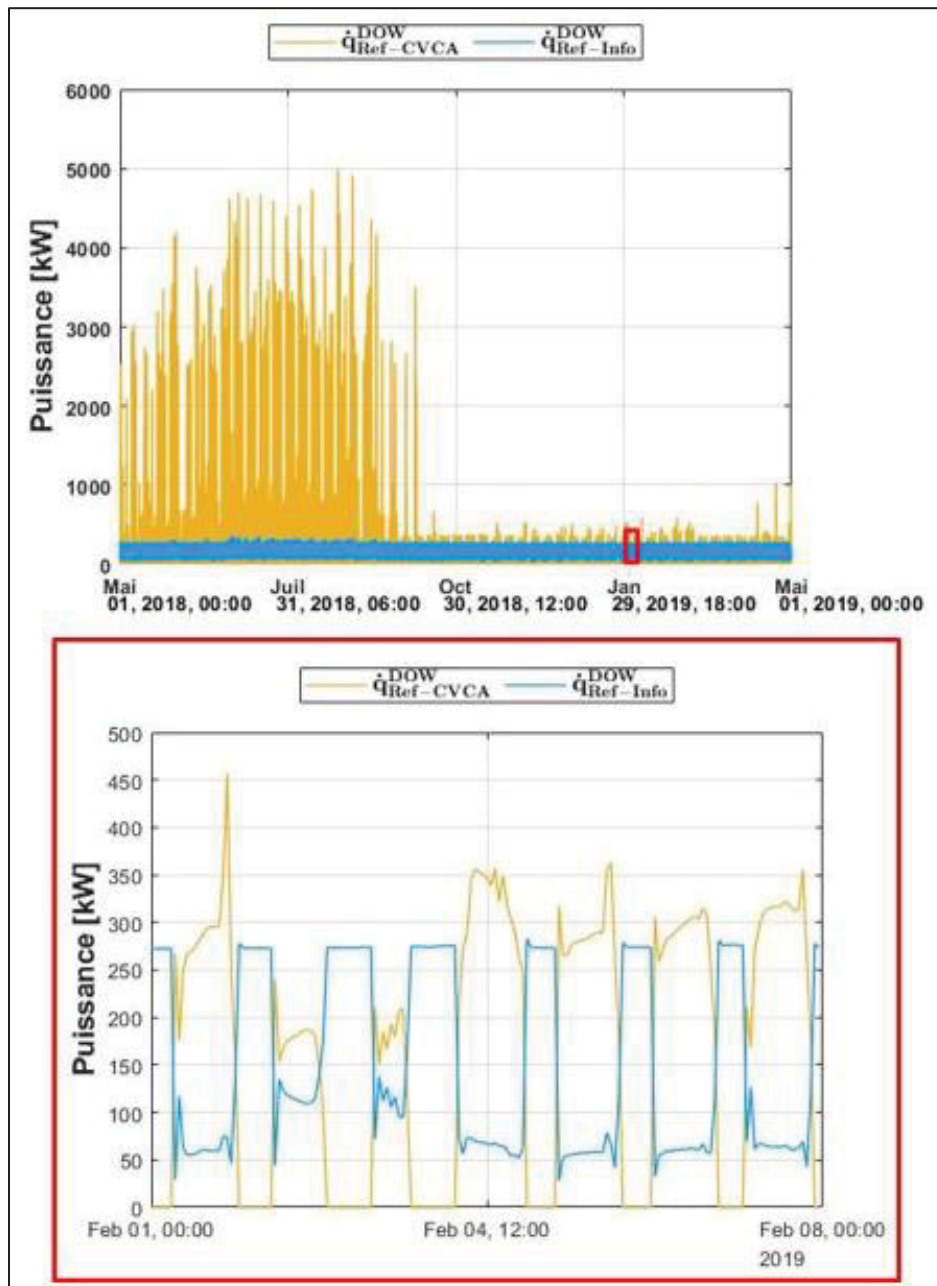


Figure 4.28 Les besoins horaires de refroidissement du Complexe Dow

À la Figure 4.28, on remarque que les besoins de refroidissement des salles informatiques ($\dot{q}_{Ref-info}^{DOW}$) ne sont jamais nuls et relativement répétitifs. Les besoins de refroidissement des systèmes CVCA ($\dot{q}_{Ref-CVCA}^{DOW}$) sont nuls la nuit.

La section suivante aborde les étapes permettant de déterminer l'énergie qui pourrait être extraite et transférée avec l'ÉCCU.

4.2.2.2 Quantification de l'énergie transférée et extraite

Afin de faciliter la compréhension des étapes de calcul, une version allégée de la Figure 4.26 est rapportée à la Figure 4.29.

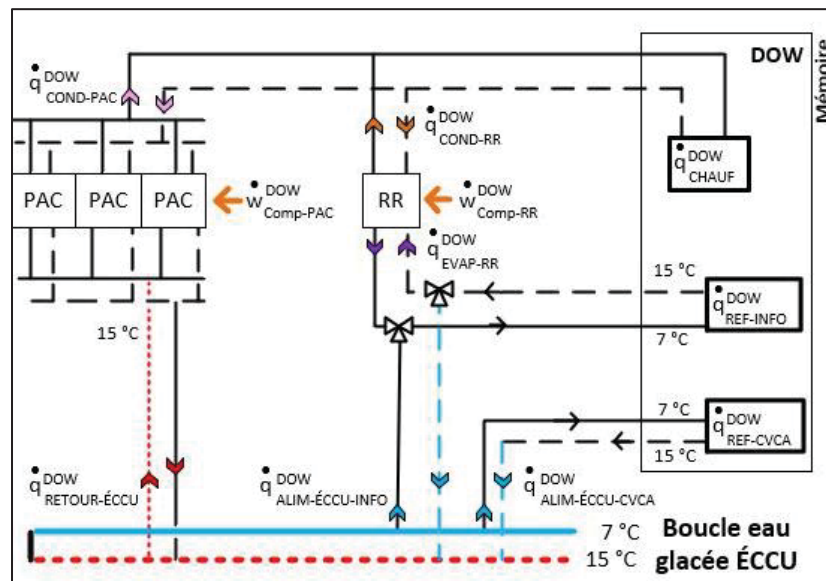


Figure 4.29 Raccordement du Complexe Dow à l'ÉCCU

On remarque la présence de deux PaC à la Figure 4.29. RR récupère en priorité les charges de refroidissement des salles de serveurs ($\dot{q}_{Ref-info}^{DOW}$) pour combler les besoins de chauffage (\dot{q}_{CHAUF}^{DOW}). Dans le cas où les besoins de chauffage ne sont pas comblés, la PAC extrait de la chaleur de l'ÉCCU. À chaque pas de temps horaire, l'équation (4.15) évalue la chaleur au condenseur de RR qui permet de déterminer si la récupération de chaleur des salles

informatiques est inférieure, égale ou supérieure aux besoins de chauffage. Les équations (4.16) à (4.21) permettent de déterminer la chaleur transférée et extraite selon les trois cas.

$$\dot{q}_{Cond-RR_n}^{DOW} = \dot{q}_{Ref-info_n}^{DOW} * \left(1 + \frac{1}{COP_{Ref-RR}^{DOW}}\right) \quad (4.15)$$

$$\dot{q}_{Alim-ECCU-CVCA_n}^{DOW} = \dot{q}_{Ref-CVCA_n}^{DOW} \quad (4.16)$$

Si $\dot{q}_{Cond-RR_n}^{DOW} < \dot{q}_{CHAUF_n}^{DOW}$:

$$\text{Puisque } \dot{q}_{EVAP-RR_n}^{DOW} = \dot{q}_{Ref-info_n}^{DOW} \text{ et } \dot{q}_{Alim-ECCU-Info_n}^{DOW} = 0 \quad (4.17)$$

$$\dot{w}_{Comp-RR_n}^{DOW} = \frac{\dot{q}_{Ref-info_n}^{DOW}}{COP_{Ref-RR}^{DOW}}$$

$$\dot{q}_{Cond-PAC_n}^{DOW} = \dot{q}_{Chauf_n}^{DOW} - \dot{q}_{Cond-RR_n}^{DOW} \quad (4.18)$$

$$\text{Donc } \dot{q}_{RETOUR-ÉCCU_n}^{DOW} = \dot{q}_{Cond-PAC_n}^{DOW} / \left(1 + \frac{1}{COP_{Ref-PAC}^{DOW}}\right)$$

$$\dot{w}_{Comp-PAC_n}^{DOW} = \frac{\dot{q}_{Retour-ECCU_n}^{DOW}}{COP_{Ref-PAC}^{DOW}}$$

Si $\dot{q}_{Cond-RR_n}^{DOW} = \dot{q}_{CHAUF_n}^{DOW}$:

$$\dot{w}_{Comp-RR_n}^{DOW} = \frac{\dot{q}_{Ref-info_n}^{DOW}}{COP_{Ref-RR}^{DOW}}$$

$$\dot{q}_{RETOUR-ÉCCU_n}^{DOW} = 0$$

$$\dot{q}_{Alim-ECCU-Info_n}^{DOW} = 0$$

$$\dot{q}_{Alim-ECCU_n}^{DOW} = \dot{q}_{Alim-ECCU-CVCA_n}^{DOW}$$

Si $\dot{q}_{Cond-RR_n}^{DOW} > \dot{q}_{CHAUF_n}^{DOW}$:

$$\dot{q}_{RETOUR-ÉCCU_n}^{DOW} = 0 \quad (4.19)$$

$$\dot{q}_{EVAP-RR_n}^{DOW} = \dot{q}_{Chauf_n}^{DOW} / \left(1 + \frac{1}{COP_{Ref-RR}^{DOW}}\right)$$

$$\dot{w}_{Comp-RR_n}^{DOW} = \frac{\dot{q}_{EVAP-RR_n}^{DOW}}{COP_{Ref-RR}^{DOW}}$$

$$\dot{q}_{Alim-ECCU-Info_n}^{DOW} = \dot{q}_{Ref-info_n}^{DOW} - \dot{q}_{EVAP-RR_n}^{DOW} \quad (4.20)$$

$$\dot{q}_{Alim-ECCU_n}^{DOW} = \dot{q}_{Alim-\acute{E}CCU-CVCA_n}^{DOW} + \dot{q}_{Alim-ECCU-INFO_n}^{DOW} \quad (4.21)$$

Où :

COP_{Ref-RR}^{DOW}	Coefficient de performance de RR du Complexe Dow (supposé à 4)
$\dot{q}_{Ref-info_n}^{DOW}$	Puissance horaire de refroidissement des équipements informatiques (système #10 et système #11) (kW)
$\dot{q}_{Cond-RR_n}^{DOW}$	Chaleur au condenseur de RR du Complexe Dow afin de répondre aux besoins de chauffage au pas de temps n (kW)
$\dot{w}_{Comp-RR_n}^{DOW}$	Puissance électrique du compresseur de RR au pas de temps n (kW)
$\dot{q}_{Alim-ECCU-INFO_n}^{DOW}$	Portion de la puissance horaire de refroidissement des équipements informatiques qui est assumée par l'eau glacée de l'ÉCCU au pas de temps n (kW)
$COP_{Ref-PAC}^{DOW}$	Coefficient de performance de PAC du Complexe Dow (supposé à 4)
$\dot{q}_{Cond-PAC_n}^{DOW}$	Chaleur au condenseur de PAC du Complexe Dow afin de répondre aux besoins de chauffage résiduels au pas de temps n
$\dot{w}_{Comp-PAC_n}^{DOW}$	Puissance électrique du compresseur de PAC au pas de temps n (kW)
$\dot{q}_{CHAUF_n}^{DOW}$	Besoins de chauffage du Complexe Dow au pas de temps n (kW)
$\dot{q}_{RETOUR-\acute{E}CCU_n}^{DOW}$	Chaleur extraite du retour de l'eau glacée de l'ÉCCU au pas de temps n (kW)
$\dot{q}_{Alim-ECCU_n}^{DOW}$	La somme de la chaleur transférée à l'alimentation de l'ÉCCU par le système CVCA et les équipements informatiques du Complexe Dow au pas de temps n (kW)
$\dot{q}_{Ref-CVCA_n}^{DOW}$	Puissance horaire de refroidissement des systèmes CVCA au pas de temps n (kW)
$\dot{q}_{Alim-\acute{E}CCU-CVCA_n}^{DOW}$	Chaleur transférée à l'ÉCCU par les systèmes CVCA au pas de temps n (kW)
$\dot{q}_{EVAP-RR_n}^{DOW}$	Portion de la puissance horaire de refroidissement des équipements informatiques qui est absorbée à l'évaporateur de RR du Complexe Dow afin de répondre aux besoins de chauffage au pas de temps n (kW)

L'équation (4.16) montre que la chaleur transférée à l'ÉCCU pour le refroidissement des systèmes CVCA ($\dot{q}_{Alim-ÉCCU-CVCA_n}^{DOW}$) est indépendante de la récupération RR ($\dot{q}_{Cond-RR}^{DOW}$). Puisque le fonctionnement de RR dépendant des charges de chauffage, il est nécessaire de calculer la puissance électrique du compresseur de RR ($\dot{w}_{Comp-RR}^{DOW}$) selon les trois cas. On remarque que le coefficient de performance du RR (COP_{Ref-RR}^{DOW}) et de PAC ($COP_{Ref-PAC}^{DOW}$) sont supposés à 4. En effet, on remarque à la Figure 4.27 que la pointe de chauffage est approximativement de 2,5 MW. Deux thermopompes Carrier de modèle 30XWHP-1162 permettent d'obtenir une capacité qui est convenable à cette pointe en chauffage.

La Figure 4.30 montre les besoins de chauffage (\dot{q}_{CHAUF}^{DOW}) et la chaleur au condenseur de RR ($\dot{q}_{Cond-RR}^{DOW}$).

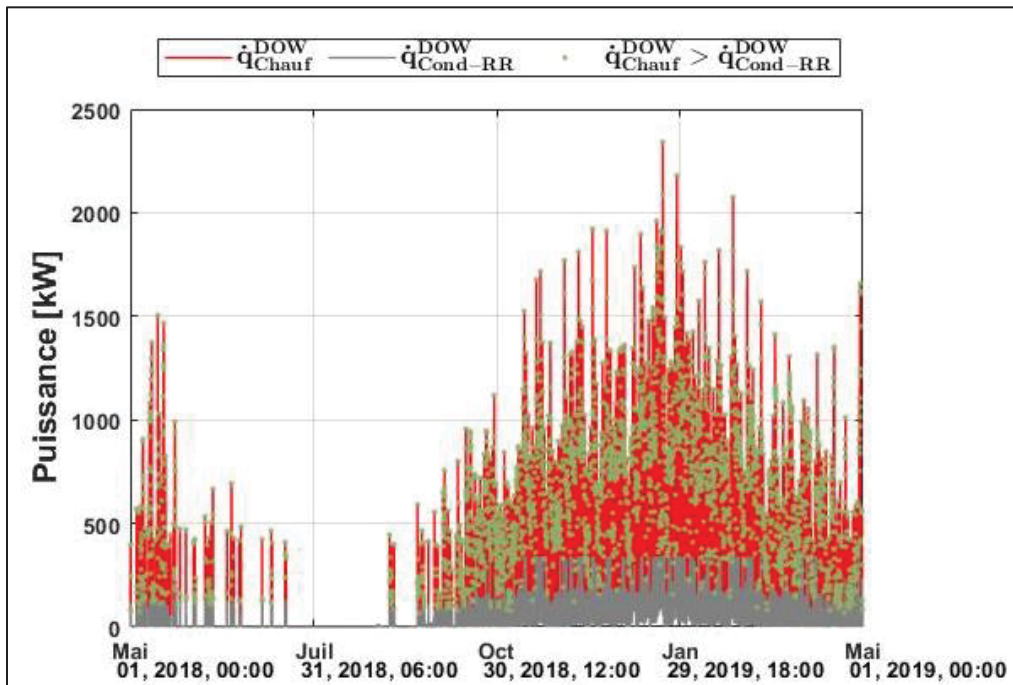


Figure 4.30 Comparaison entre les besoins de chauffage et la chaleur au condenseur de RR desservant les salles informatiques du Complexe Dow

La Figure 4.30 montre qu'il y a 3 361 heures où $\dot{q}_{Cond-RR}^{DOW}$ est inférieure à \dot{q}_{CHAUF}^{DOW} , ce qui engendre l'extraction de chaleur par PaC ($\dot{q}_{RETOUR-ÉCCU}^{DOW}$). Entre mai et septembre, il y a 308 heures pour lesquelles les besoins de chauffage doivent être comblés par PAC qui extrait la chaleur de l'ÉCCU. La chaleur extraite entre mai et septembre, soit la somme $\dot{q}_{RETOUR-ÉCCU}^{DOW}$ pendant cette période, ne représente que 4 % des besoins annuels de chauffage devant être comblés par l'ÉCCU (soit $\dot{q}_{RETOUR-ÉCCU}^{DOW}$ annuel). Cependant, on observe à la Figure 4.30 qu'une capacité horaire de chauffage de 1,5 MW est requise dans cette période (14 mai à 18 h). Ainsi, contrairement au pavillon F, l'extraction de chaleur par PaC ($\dot{q}_{RETOUR-ÉCCU}^{DOW}$) entre mai et septembre est prise dans les calculs de la boucle énergétique. On conserve donc $\dot{q}_{Cond-PAC}^{DOW}$, $\dot{W}_{Comp-PAC}^{DOW}$ et $\dot{q}_{RETOUR-ÉCCU}^{DOW}$ calculées entre mai et septembre. Entre octobre et avril, il y a 3 053 heures pour lesquelles les besoins de chauffage doivent être partiellement comblés par PAC qui extrait la chaleur de l'ÉCCU.

La Figure 4.31 montre la chaleur transférée à l'ÉCCU ($\dot{q}_{ALIM-ÉCCU}^{DOW}$) et la chaleur extraite du retour de l'ÉCCU ($\dot{q}_{RETOUR-ÉCCU}^{DOW}$).

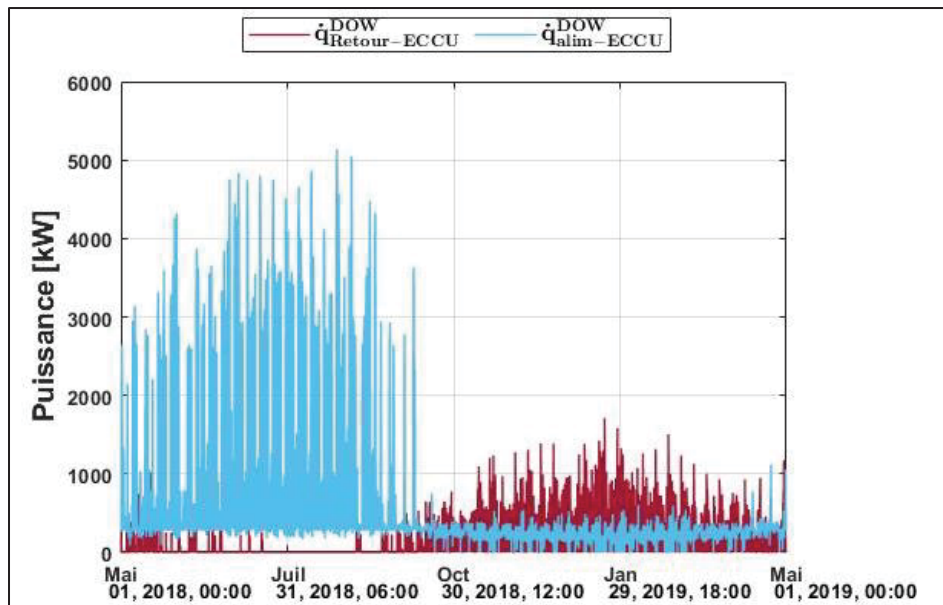


Figure 4.31 Chaleur extraite et transférée à l'ÉCCU par le Complexe Dow

On remarque à la Figure 4.31 qu'il n'y a pas une quantité significative de chaleur à transmettre à la boucle de l'ÉCCU en hiver comparativement à celle de la chaleur extraite de l'ÉCCU ($\dot{q}_{ALIM-ÉCCU}^{DOW}$). Ceci est contraire au bâtiment F. Ce constat peut s'expliquer par RR qui récupère uniquement la chaleur des équipements informatiques alors que le pavillon F récupère la chaleur des zones internes.

L'énergie extraite ($Q_{Retour-ECCU}^{DOW}$), l'énergie transférée à l'ÉCCU ($Q_{Alim-ECCU}^{DOW}$) du Complexe Dow sont déterminées à l'aide de l'équation (4.1) alors que l'énergie électrique au compresseur RR ($E_{Comp-RR}^{DOW}$) et PAC ($E_{Comp-PAC}^{DOW}$) pour une période donnée sont déterminées à l'aide de l'équation (4.2).

La Figure 4.32 présente l'énergie thermique au Complexe Dow.

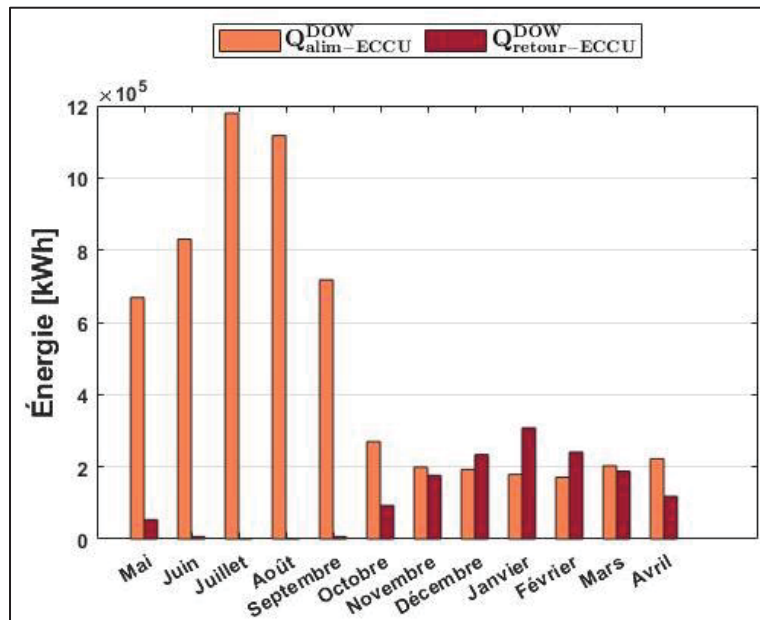


Figure 4.32 Comparaison de l'énergie extraite et transférée à l'ÉCCU au Complexe Dow

À la Figure 4.32, on remarque que l'énergie extraite de l'ÉCCU ($Q_{Retour-ECCU}^{DOW}$) est supérieure à l'énergie thermique transférée à l'ÉCCU ($Q_{Alim-ECCU}^{DOW}$) pendant les mois de décembre, janvier et février. Pendant ces mois, la valorisation de la chaleur des salles informatiques par RR ($\dot{q}_{Cond-RR}^{DOW}$) est donc insuffisante pour répondre aux besoins de chauffage des zones périphériques (\dot{q}_{CHAUF}^{DOW}).

Ce chapitre présente l'analyse des bâtiments considérés. Le pavillon A, B sont sources de chaleur, alors que le pavillon F et le Complexe Dow sont à la fois source et puits de chaleur. La section suivante présente l'analyse des interactions entre les bâtiments au sein de la boucle énergétique.

CHAPITRE 5

ÉTUDE DE LA BOUCLE ÉNERGÉTIQUE

Ce chapitre est composé de trois parties.

Premièrement, les profils énergétiques, calculés aux précédents chapitres sur les pavillons A, B, F ainsi que sur le futur Complexe Dow ont été réunis dans l'objectif de les comparer.

Deuxièmement, l'analyse des synergies entre les bâtiments existants et futurs est abordée. La boucle d'eau glacée de l'ÉCCU sera considérée comme infrastructure de transport de la chaleur. L'impact d'une panne du CD sera analysé.

Troisièmement, les coûts opérationnels de la boucle énergétique sont comparés aux coûts opérationnels dans le cas où les bâtiments futurs possèderaient des systèmes de chauffage conventionnel. Les coûts opérationnels incluent l'électricité et aussi le coût en carbone.

5.1 Profils énergétiques à l'échelle de chaque bâtiment analysé

Le profil énergétique des bâtiments existants et futurs sont présentés respectivement au Tableau 5.1 et Tableau 5.2. Il faut noter que l'énergie valorisable à la TR-4 est mesurée alors que l'énergie valorisable de la TR-9 est déterminée indirectement par bilan d'énergie (voir section 4.1.1.4).

Tableau 5.1 Profil énergétique mensuel des bâtiments existants

Mois	Énergie (kWh)									
	Pavillon A					Pavillon B			Pavillon D	
	Fournie à la BEM TR-4		Fournie à la BEM TR-9		Transférée (alim-ÉCCU) (colonne 2+4)	Récupérée l'UTA-101	Valorisable TR-102	Valorisable CQ		
	Récupérée l'UTA-10	Valorisable TR-4	Récupérée l'UTA-17	Valorisable TR-9						
	<i>I*</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>		
Mai	4468	153274	N/A	103734	257008	0	45028	1488000		
Juin	942	154632	1669	106426	261058	0	47987	1440000		
Juillet	123	161352	66	117092	278444	0	54288	1488000		
Août	111	155339	203	122378	277717	0	52244	1488000		
Sept.	2283	145905	3838	92469	238374	0	49706	1440000		
Oct.	30896	137356	20141	58649	196005	10179	35179	1488000		
Nov.	84461	103656	29999	48756	152412	13273	29877	1440000		
Déc.	95859	89246	43916	56205	145451	13308	26623	1488000		
Jan.	107385	84432	60249	45910	130342	33336	12922	1488000		
Fév.	93712	79446	47642	44501	123947	29871	10572	1344000		
Mars	84551	104129	43420	57582	161711	26260	18253	1488000		
Avril	52152	110461	20556	66961	177422	15161	26907	1440000		
Total	556943	1479229	271700	920663	2399892	141388	409585	17520000		

* Ces numéros sont référencés dans le texte pour faciliter la compréhension

Tableau 5.2 Profil énergétique mensuel des bâtiments futurs

Énergie (kWh)										
Pavillon F					Complexe Dow					
Mois	Transférée (alim-ÉCCU)	Extraite (retour-ÉCCU)	Comp. REF-RECUP	Transférée salles info. (alim-ÉCCU-Info)	Comp. RR	Extraite (retour-ÉCCU)	Comp. PAC	Transférée CVCA (alim-ÉCCU- CVCA)	'Transférée (alim-ÉCCU) (colonne 12+16)	
										COP _{Ref} = 4
					COP _{Ref} = 2,9	11	12			13
Mai	158488	0	0	86551	4168	57589	14397	581803	668354	
Juin	166627	0	0	100361	1604	7257	1814	729890	830251	
Juil.	200724	0	0	122496	419	1767	442	1056409	1178905	
Août	192229	0	0	120145	0	0	0	997116	1117261	
Sept.	153113	0	0	101360	1558	7256	1814	616044	717403	
Oct.	101147	165	7602	72208	7171	99293	24823	197600	269808	
Nov.	61282	1879	18660	64056	9845	188203	47051	134823	198879	
Déc.	46728	5844	25127	64259	12017	249728	62432	127604	191863	
Jan.	31748	16598	34448	48119	15953	328445	82111	129827	177946	
Fév.	38412	8344	25415	51977	11932	256795	64199	118500	170477	
Mars	69576	2289	17292	67560	10412	200545	50136	134611	202171	
Avril	153113	0	0	67039	7871	125988	31497	154830	221868	
Total	1373186	35119	128544	966128	82949	1522868	380717	4979057	5945185	

* Ces numéros sont référencés dans le texte pour faciliter la compréhension

Au pavillon A, on remarque au Tableau 5.1 que l'UTA-10 (colonne 1) récupère généralement plus d'énergie que l'UTA-17 (colonne 3). Comme expliqué à la section 4.1.1.2, il convient de rappeler que l'absence d'enregistrements de températures extérieures (T_{EXT}) et de températures après le serpentin de préchauffage ($T_{SP_{UTA17}}$) au mois de mai 2018 engendre l'exclusion de ce mois dans l'analyse de l'UTA-17. Contrairement à l'énergie récupérée à l'UTA-10 et l'UTA-17, il n'y a aucune récupération entre les mois de mai à septembre à l'UTA-101 (colonne 6). Ceci est attendu puisqu'il n'y a qu'un seul serpentin pouvant soit préchauffer l'air de l'UTA-101 soit le refroidir.

On remarque également que l'énergie valorisable à la TR-9 (colonne 4) est inférieure à celle de la TR-4 (colonne 2). L'énergie valorisable de la TR-4 diminue de septembre à février, ce qui peut s'expliquer par l'opération de l'UTA-10 (colonne 1) qui récupère une partie de l'énergie qui serait autrement rejetée et devenant ainsi valorisable.

Au pavillon B, on note qu'il y a davantage d'énergie récupérée à l'UTA-101 (colonne 6) aux mois de janvier, février et mars que d'énergie valorisable à la TR-102 (colonne 7).

Les systèmes de récupération sont, en ordre croissant de l'énergie annuelle, l'UTA-101 (141 388 kWh), l'UTA-17 (271 700 kWh) et l'UTA-10 (556 943 kWh). Les systèmes dont l'énergie est valorisable sont, en ordre croissant d'énergie annuelle, la TR-102 (409 585 kWh), la TR-9 (920 663 kWh) et la TR-4 (1 479 229 kWh).

Au pavillon D, on remarque que l'énergie mensuelle valorisable de CQ est en moyenne de 1 460 000 kWh.

Au Tableau 5.2, on remarque que l'énergie transférée par le pavillon F (colonne 9) entre les mois de novembre à mars est non négligeable. Ceci indique que le refroidissement des zones internes, additionné à l'énergie électrique du compresseur de REF-RECUP, dépasse les besoins de chauffage. Il y a donc un surplus d'énergie provenant des zones internes qui doit être transmise à la boucle énergétique. Il serait possible de réduire l'énergie transférée à la boucle énergétique en utilisant un cycle économiseur sur l'air extérieur (*free cooling*). Ce cycle économiseur devrait être régulé de sorte à ne pas agir au détriment de la récupération des zones internes. La récupération des zones internes devrait être prioritaire face au cycle économiseur

afin d'éviter l'extraction et le transfert simultanés dans la boucle énergétique pour répondre aux besoins de chauffage.

De plus, l'énergie extraite (colonne 10) et l'énergie électrique du compresseur REF-RECUP au pavillon F (colonne 11) sont nuls entre les mois de mai et septembre inclusivement et au mois d'avril, puisque la puissance de chauffage pour le pavillon F est négligeable pendant cette période. En effet, comme observé à la Figure 4.19, la puissance maximale de chauffage est d'environ 50 kW pendant cette période alors que la pointe de chauffage du pavillon F est d'environ 500 kW. Il faut souligner que la consommation électrique du compresseur REF-RECUP (colonne 11) regroupe à la fois l'énergie électrique permettant de récupérer la chaleur des zones internes et à la fois l'énergie électrique permettant d'extraire la chaleur de la boucle énergétique s'il y a lieu et la chaleur extraite doit compléter les besoins de chauffage des zones externes.

Au Complexe Dow, on remarque au Tableau 5.2 que l'énergie transférée par les salles informatiques (colonne 12) est inférieure à l'énergie transférée par les systèmes CVCA (colonne 16), ce qui est attendu puisque les besoins de refroidissement des salles informatiques sont inférieurs au besoin de refroidissement des systèmes CVCA (voir Figure 4.28).

On remarque que l'énergie transférée par les salles informatiques (colonne 12) entre les mois de novembre à mars est non négligeable par rapport à l'énergie extraite (colonne 14). Cette tendance peut être expliquée à l'aide de la Figure 5.1 montrant l'évolution horaire de ces colonnes.

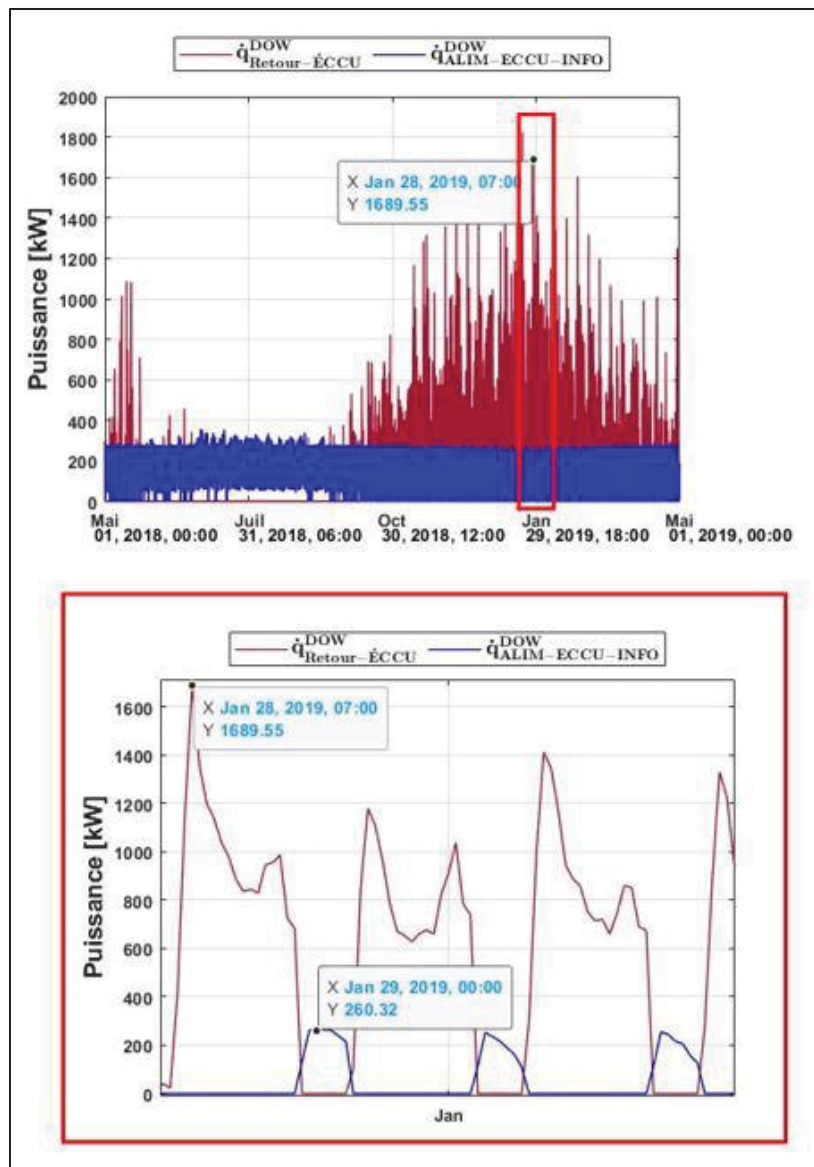


Figure 5.1 L'évolution horaire de la chaleur transférée par les salles informatiques et la chaleur extraite au Complexe Dow

À partir de 7 h au 28 janvier, on constate à la Figure 5.1 que de la chaleur est extraite de la boucle énergétique tandis que la chaleur transférée des salles informatiques est nulle. À minuit le 29 janvier, la chaleur extraite devient nulle alors que la chaleur des salles informatiques est transférée. Les salles informatiques entre novembre et mars ne transfèrent donc pas la chaleur lorsque de la chaleur est extraite.

On observe au Tableau 5.2 que l'énergie extraite (colonne 14) n'est pas négligeable entre les mois de mai et septembre inclusivement, puisque la puissance de chauffage est significative comme vu à la Figure 4.30. En effet, elle s'élève à 1,5 MW entre mai et septembre alors que la pointe de chauffage du Complexe Dow est de 2,5 MW. La puissance de 1,5 MW est élevée et devrait être étudiée pendant la future conception des systèmes CVCA du Complexe Dow. L'énergie électrique consommée par le compresseur de RR (colonne 13) est inférieure à celle de PAC (colonne 15). Ceci est attendu, puisque la chaleur au condenseur de RR ($\dot{q}_{Cond-RR}^{DOW}$) est significativement inférieure aux besoins de chauffage du Complexe Dow (\dot{q}_{Chauf}^{DOW}) comme vu à la Figure 4.30. L'écart entre \dot{q}_{Chauf}^{DOW} et $\dot{q}_{Cond-RR}^{DOW}$ doit être comblé par la PAC. Puisque la PAC est uniquement utilisée pour extraire l'énergie, il est normal que le rapport entre l'énergie extraite (colonne 14) et l'énergie électrique de PAC (colonne 15) soit égal au $COP_{Ref-PAC}^{DOW}$ de 4 (1 522 868 / 380 717).

Tracée à l'aide d'un script source libre (Evan, 2022), la Figure 5.2 illustre l'évolution mensuelle des énergies pour les bâtiments existants et pour les bâtiments futurs à l'exception de l'énergie valorisable de Calcul Québec puisque la puissance du CD est considérée constante (voir section 4.1.3).

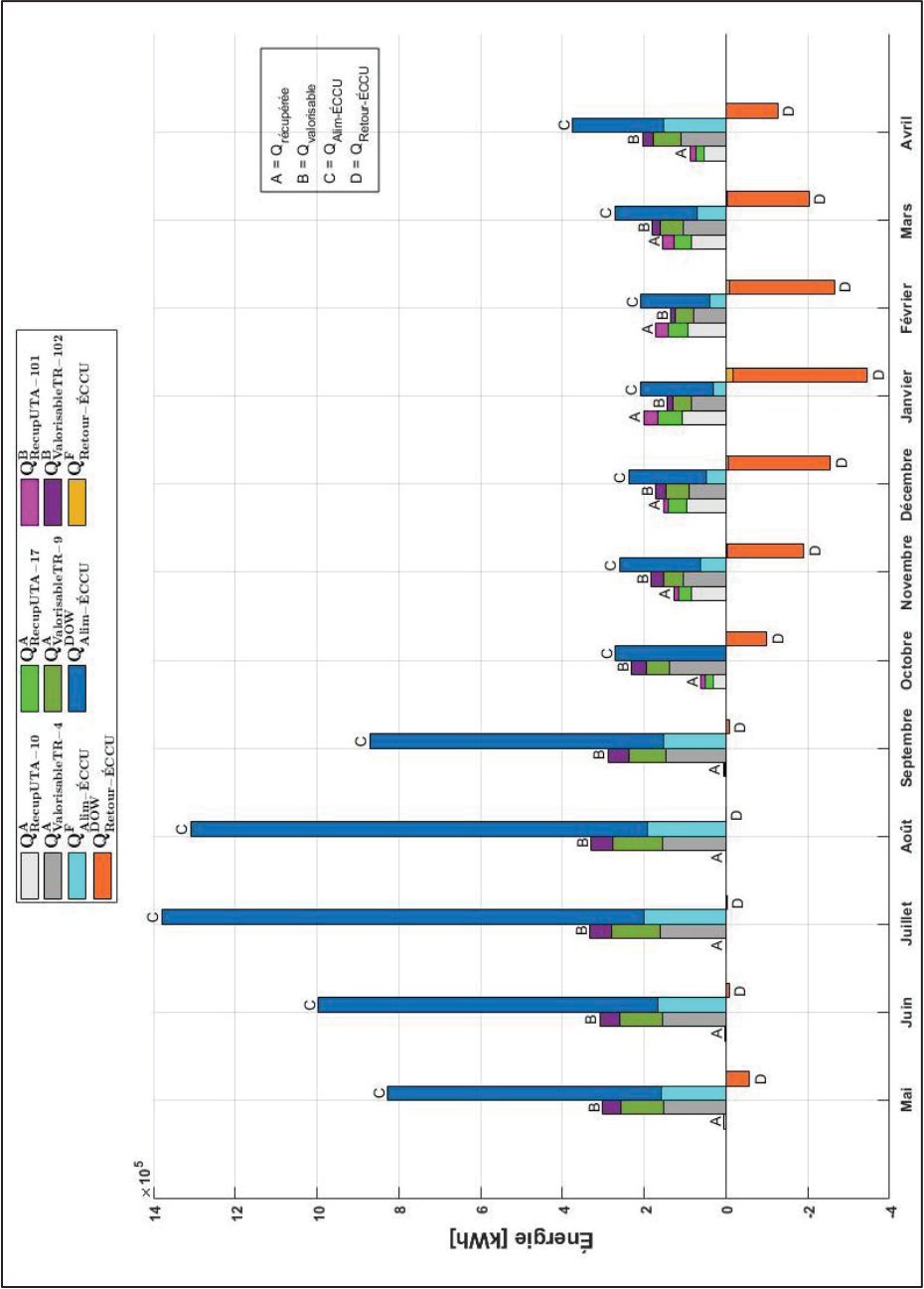


Figure 5.2 Évolution mensuelle des énergies des bâtiments considérés

Les énergies illustrées à la Figure 5.2 sont empilées de façon à comparer les énergies échangées de différentes façons. L'empilement indiqué par « A » au-dessus de la barre représente les énergies récupérées : $Q_{Recup\ UTA-10}^A$, $Q_{Recup\ UTA-17}^A$ et $Q_{Recup\ UTA-101}^B$. L'empilement étiqueté par « B » représente les énergies valorisables : $Q_{Valorisable\ TR-4}^A$, $Q_{Valorisable\ TR-9}^A$ et $Q_{Valorisable\ TR-102}^B$. L'empilement « C » illustre l'énergie transférée à l'ÉCCU pour climatiser le pavillon F et le Complexe Dow : $Q_{Alim-ECCU}^F$ et $Q_{Alim-ECCU}^{DOW}$. Ces derniers trois empilements sont de signe opposé à l'empilement « D ». Ce dernier représente les énergies extraites de la boucle énergétique pour les bâtiments futurs ($Q_{Retour-ECCU}^F$ et $Q_{Retour-ECCU}^{DOW}$), tandis que l'empilement « B » et « C » représentent les énergies transférées à la boucle énergétique. Puisque les énergies de l'empilement « A » pourraient potentiellement être transférées à la boucle énergétique, cet empilement est également considéré comme positif.

On observe à la Figure 5.2 que les énergies récupérées (empilement « A ») sont négligeables de mai à septembre en rapport aux énergies valorisables (empilement « B »), ce qui est attendu puisque les besoins de climatisation sont supérieurs aux besoins de chauffage. D'octobre à décembre, les énergies récupérées augmentent pour dépasser les énergies valorisables au mois de janvier et février. Ceci est attendu puisque ces deux mois sont parmi les plus froids de l'année à Montréal. La tendance de la diminution des énergies récupérées lors de l'augmentation de la température extérieure est également suivie en mars et avril : les énergies récupérées redeviennent inférieures au cours de ces mois. Dans l'empilement « A », on remarque que $Q_{Recup\ UTA-10}^A$ est supérieure aux autres bandes. La composante majoritaire de l'empilement « B » est également affiliée à la BEM se rapportant à l'UTA-10 : $Q_{Valorisable\ TR-4}^A$ est supérieure aux autres énergies valorisables. Ces observations sont aussi évoquées dans l'analyse de tableaux 5.1 et 5.2.

On note que les bandes de l'empilement « C », représentant les énergies transférées à l'ÉCCU, sont supérieures à l'empilement « D », représentant les énergies extraites du retour de l'ÉCCU. Ceci peut être expliqué par la présence de REF-RECUP au pavillon F et de PAC au Complexe Dow qui permettent de répondre aux besoins de chauffage. D'autres observations sont notées en regardant les bandes qui composent un empilement. Dans l'empilement « C », l'énergie thermique transférée à l'ÉCCU par le Complexe Dow est jusqu'à six fois supérieure à celle du

pavillon F (1 178 905/ 200 724 en juillet). Cette tendance est aussi observée pour l'énergie thermique extraite de l'empilement « D ». En janvier, l'énergie extraite par PAC du Complexe Dow (328 445 kWh) est près de 20 fois supérieure à celle par REF-RECUP du pavillon F (34 448 kWh). L'écart significatif entre la superficie brute du bâtiment F (13 300 m²) et du Complexe Dow (130 960 m²) peut expliquer ces tendances. Les différences de vocation peuvent également expliquer ces tendances. Alors que la vocation principale des deux bâtiments est l'enseignement et la recherche, il faut souligner que seul le Complexe Dow considère des laboratoires ayant des charges de procédés, ce qui fait augmenter la consommation énergétique.

Cette sous-section compare les énergies récupérées, valorisables ainsi que transférées et extraites de l'ÉCCU. Les deux prochaines sous-sections traiteront de la boucle énergétique dans laquelle les bâtiments existants et futurs transfèrent et extraient la chaleur de l'ÉCCU.

5.2 Profil énergétique à l'échelle de la boucle énergétique

Maintenant que les profils énergétiques ont été présentés et comparés, le potentiel de la boucle énergétique peut être évalué.

La boucle énergétique est présentée à la Figure 5.3.

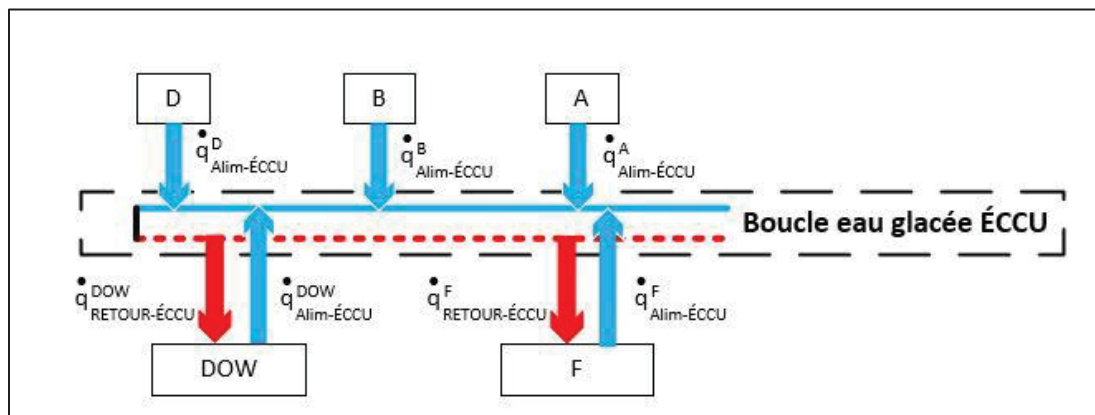


Figure 5.3 Schéma conceptuel de la boucle énergétique

La Figure 5.3 montre que la boucle d'eau glacée de l'ÉCCU est un moyen de transport de la chaleur. L'énergie transférée par le pavillon A est l'énergie valorisable $\dot{q}_{Valorisable\ TR-4}^A$ et $\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}^A$. L'énergie transférée par le pavillon B est l'énergie valorisable $\dot{q}_{Valorisable\ TR-102}^B$. Il convient de rappeler que la chaleur récupérée n'est pas illustrée dans la Figure 5.3, puisqu'elle est utilisée au sein des bâtiments. L'énergie transférée, illustrée par des flèches bleues, est de sens opposé à l'énergie extraite, illustrée par des flèches rouges. On cherche à déterminer si l'énergie transférée concorde temporellement avec l'énergie extraite de façon à ne pas nécessiter une source d'énergie en appoint à la boucle énergétique. La temporalité de l'énergie transférée et extraite est donc importante.

Comme observé à la colonne 8 du Tableau 5.1, l'énergie transférée par le CD au pavillon D est une composante prépondérante de la boucle énergétique. Ainsi, il est pertinent d'analyser la boucle énergétique dans laquelle le CD serait en panne.

Les deux sous-sections suivantes abordent, respectivement, le profil énergétique considérant le CD fonctionnel et considérant le CD en panne. Dans chaque sous-section, l'analyse est présentée tout d'abord à l'échelle mensuelle et ensuite à l'échelle horaire.

5.2.1 Profil énergétique considérant le CD fonctionnel

Les équations (5.1) et (5.2) servent à quantifier, respectivement, l'énergie transférée mensuelle ($Q_{Transférée}$) et l'énergie extraite mensuelle ($Q_{Extraite}$). La Figure 5.4 illustre les résultats.

$$Q_{Transférée} = Q_{CD}^D + Q_{Alim-ECCU}^A + Q_{Alim-ECCU}^B + Q_{Alim-ECCU}^F + Q_{Alim-ECCU}^{DOW} \quad (5.1)$$

$$Q_{Extraite} = Q_{Retour-ECCU}^F + Q_{Retour-ECCU}^{DOW} \quad (5.2)$$

Où :

$Q_{Transférée}$	Énergie absorbée par l'eau glacée de l'ÉCCU (kWh)
$Q_{Extraite}$	Énergie extraite du retour de l'ÉCCU pour le chauffage du pavillon F et Complexe Dow (kWh)

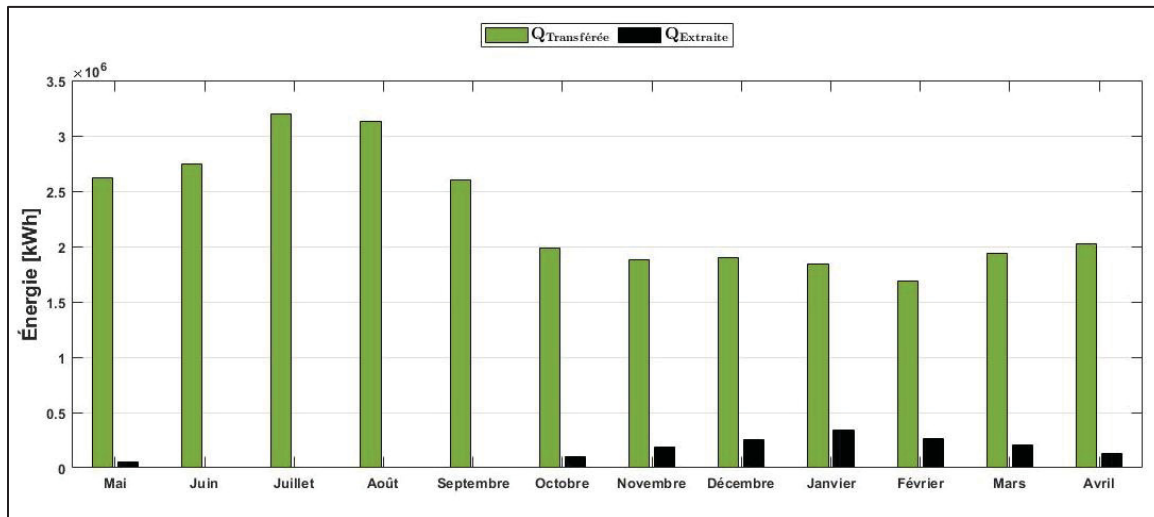


Figure 5.4 Évolution énergétique mensuelle de la boucle énergétique

À la Figure 5.4, on note que les bandes noires représentant l'énergie extraite ne sont pas visibles de juin à septembre inclusivement (voir les valeurs à la colonne 14 du Tableau 5.2). Pendant ces mois, la variation de l'énergie transférée est de l'ordre de 600 000 kWh : l'énergie transférée en juin est de 3 200 361 kWh alors que l'énergie transférée en septembre n'est que de 2 598 596 kWh. Entre octobre à avril, on observe que les bandes noires sont visibles. La variation de l'énergie transférée entre octobre à avril est de l'ordre de 330 000 kWh, ce qui est près de la moitié de celle entre juin à septembre. En effet, l'énergie transférée en avril est de 2 019 310 kWh alors que l'énergie transférée en février n'est que de 1 687 408 kWh. Cette variation annuelle suit l'évolution de $Q_{Alim-ECCU}^{DOW}$ comme vue à la Figure 4.32 ou la colonne 17 au Tableau 5.2. À l'exception du CD, il faut se rappeler que le Complexe Dow est le principal fournisseur de chaleur dans la boucle énergétique. La variation de l'énergie transférée à l'ÉCCU par le Complexe Dow entre juin et septembre est de l'ordre de 461 000 kWh alors qu'elle est de l'ordre de 100 000 kWh entre octobre et avril (voir colonne 17 au Tableau 5.2).

La variation de l'énergie extraite suit une courbe en cloche centrée en janvier. L'énergie extraite varie de 328 445 kWh en janvier à 0 kWh en août.

Également, on remarque que l'énergie transférée est significativement supérieure à l'énergie extraite servant au chauffage du Complexe Dow et du pavillon F. En effet, l'écart mensuel minimal se produit au mois de février lorsque l'énergie transférée (1 687 408 kWh) est minimale et que l'énergie extraite (265 139 kWh) est maximale. Cette dernière est presque six fois inférieure à l'énergie transférée pour ce même mois. L'écart maximal se produit au mois de juillet lorsque l'énergie transférée (3 200 361 kWh) est maximale et l'énergie extraite n'est que de 1 767 kWh (voir colonne 14 du Tableau 5.2).

Il est important de souligner que les résultats de ce mémoire découlent des données de monitoring pour 2018-2019 ainsi que des simulations Simeb. Il est possible que la vocation des locaux desservis par les systèmes CVCA existants change, ce qui modifierait l'énergie transférée. La conception du Complexe Dow n'est pas à une étape avancée. Le profil énergétique réel du Complexe Dow une fois construite ne va pas être celui de ce mémoire. Les résultats du Complexe Dow ne servent qu'à donner une approximation de grandeur de l'énergie transférée et extraite.

L'analyse de l'énergie mensuelle montre que l'énergie transférée est supérieure à l'énergie extraite. Cependant, cette analyse ne permet pas d'évaluer la simultanéité des opérations en mode source et puits de chaleur. C'est ce qui motive l'analyse en termes de puissance thermique. On cherche à vérifier, à l'échelle horaire, si la puissance thermique transférée concorde temporellement avec la puissance extraite.

Les équations (5.3) et (5.4) servent à quantifier, respectivement, la puissance transférée ($\dot{q}_{Transférée}$) et extraite ($\dot{q}_{Extraite}$).

$$\dot{q}_{Transférée} = \dot{q}_{Alim-ECCU}^D + \dot{q}_{Alim-ECCU}^A + \dot{q}_{Alim-ECCU}^B + \dot{q}_{Alim-ECCU}^{DOW} + \dot{q}_{Alim-ECCU}^F \quad (5.3)$$

$$\dot{q}_{Extraite} = \dot{q}_{RETOUR-ECCU}^{DOW} + \dot{q}_{RETOUR-ECCU}^F \quad (5.4)$$

Où :

$\dot{q}_{Transférée}$	Puissance thermique absorbée par l'eau glacée de l'ÉCCU (kW)
$\dot{q}_{Extraite}$	Puissance thermique extraite du retour de l'ÉCCU pour le chauffage du pavillon F et Complexe Dow (kW)

La Figure 5.5 montre l'évolution annuelle de la puissance thermique transférée ($\dot{q}_{Transférée}$) et extraite ($\dot{q}_{Extraite}$).

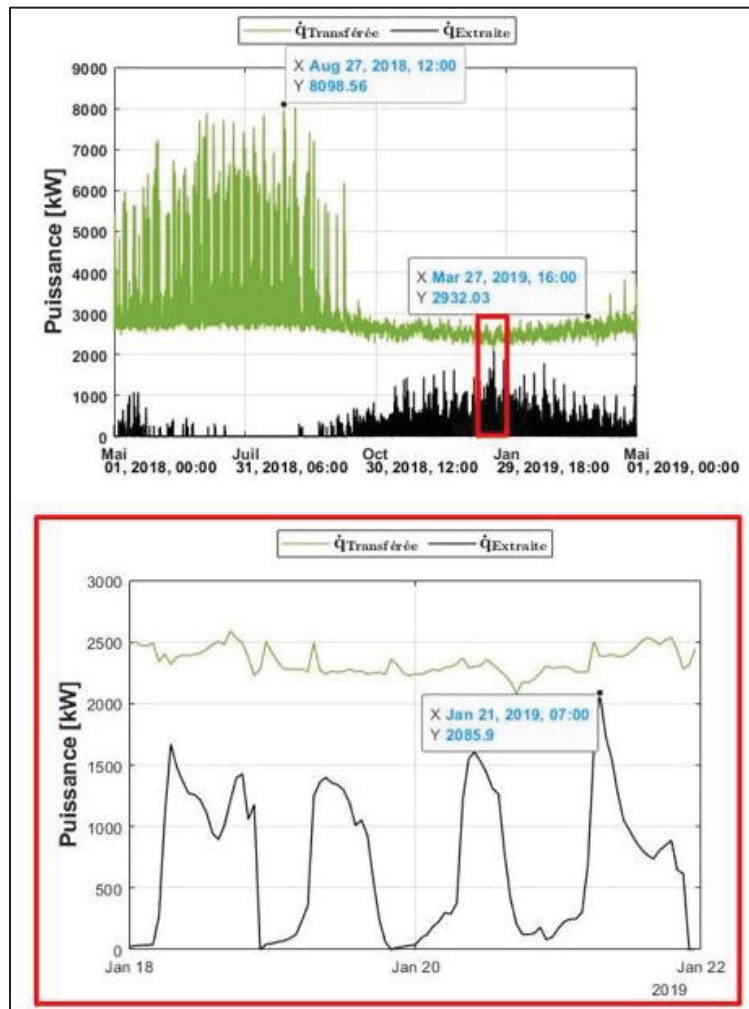


Figure 5.5 Évolution annuelle de la chaleur transférée et extraite

On remarque à la Figure 5.5 que la chaleur transférée est toujours supérieure à la chaleur extraite. Il n'y a aucun déficit horaire. Entre mai et septembre, la chaleur transférée minimale et maximale sont, respectivement, de 2 469 kW et 8 099 kW. Entre novembre et mars, la chaleur transférée minimale et maximale sont, respectivement, de 2 080 kW et 2 932 kW. Étant donné que le CD transfère 2 MW (constant) et que le Complexe Dow est un bâtiment dominant autant pour la chaleur transférée et extraite, les allures de courbes de puissance sur la Figure 5.5 et la Figure 4.31 sont semblables. Évidemment, la courbe verte sur la Figure 5.5 ne descend jamais en dessous de 2 MW.

À la Figure 5.5, l'écart minimal entre la chaleur transférée et extraite se produit le 21 janvier à 7 h 00 et s'élève à 298 kW. L'écart maximal se produit lorsque la chaleur transférée est maximale et que la chaleur extraite est nulle. L'écart maximal horaire est de 8 099 kWh et se produit le 27 août à 12 h 00. Il est intéressant de noter que le mois dans lequel il y a l'écart maximal horaire diffère du mois où l'écart maximal mensuel se produit (en juillet comme vu au Tableau 5.3). Il faut souligner que l'analyse considère que la chaleur transférée est instantanément absorbée par la boucle d'eau glacée, et peut instantanément servir au chauffage.

L'objectif de cette sous-section était d'évaluer l'utilisation de la chaleur transférée pour chauffer les bâtiments qui sont le Complexe Dow et le pavillon F. L'analyse considère la boucle d'eau glacée de l'ÉCCU comme moyen de transport de la chaleur. L'analyse énergétique mensuelle et horaire montrent que l'énergie ou la chaleur transférée est toujours supérieure à celle extraite selon les hypothèses actuelles. Puisque le pavillon D hébergeant le CD est le bâtiment transférant le plus d'énergie, il est pertinent d'analyser le cas où CQ serait en panne et ne transférerait plus d'énergie dans la boucle énergétique. Ce cas est abordé à la sous-section suivante.

5.2.2 Profil énergétique considérant le CD en panne

L'analyse à l'échelle mensuelle précède l'analyse à l'échelle horaire.

Dans ce cas de défaillance, l'énergie récupérée au sein des bâtiments A et B pourrait potentiellement être transférée à la boucle énergétique. Il faut se rappeler que les systèmes CVCA des pavillons A et B ont été conçus sans cette récupération et le transfert mentionné ci-dessus est tout à fait faisable.

Le Tableau 5.3 montre $Q_{Récupérée}$, $Q_{Extraite}$ et l'énergie transférée mensuelle sans le CD ($Q_{Transférée}^*$).

Tableau 5.3 Évolution mensuelle de l'énergie récupérée, extraite et transférée sans considéré le CD de CQ

Mois	Énergie (kWh)		
	Récupérée	Extraite	Transférée* sans pavillon D
Mai	4 468	57 589	1 128 878
Juin	2 612	7 257	1 305 922
Juil.	189	1 767	1 712 361
Août	314	0	1 639 452
Sept.	6 121	7 256	1 158 596
Oct.	61 216	99 459	500 992
Nov.	127 733	190 082	442 450
Déc.	153 083	255 573	410 665
Jan.	200 971	345 042	352 958
Fév.	171 224	265 139	343 408
Mars	154 232	202 834	451 711
Avril	87 869	125 988	579 310

On constate des tendances similaires entre le Tableau 5.3 et la Figure 5.4. Dans le cas où le CD de CQ ne transférerait plus d'énergie à la boucle, l'écart maximal se produirait tout de même au mois de juillet : $Q_{Transférée}^*$ est de 1 712 361 kWh alors que l'énergie extraite n'est que de 1 767 kWh. Cependant, l'écart minimal se produirait au mois de janvier. $Q_{Transférée}^*$ au mois de janvier ne serait que de 352 958 kWh alors que l'énergie extraite est de 345 042 kWh. L'analyse à l'échelle mensuelle montre qu'il n'y aurait pas de mois déficitaire où

l'énergie transférée sans CD est inférieure à l'énergie extraite. L'analyse à l'échelle horaire est abordée dans ce qui suit.

Puisque la Figure 5.5 montre qu'il n'y a qu'un surplus de 298 kW au 21 janvier à 7 h 00, il est évident qu'il y aurait un déficit énergétique à cette heure si la puissance thermique transférée par le pavillon D, considérée constante à 2 MW, n'est plus considérée. Cependant, la puissance thermique récupérée horaire au sein des bâtiments pourrait potentiellement éliminer ce déficit et autres moments déficitaires. L'équation (5.5) détermine la puissance thermique récupérée ($\dot{q}_{Récupérée}$) pouvant potentiellement être transférée à la boucle énergétique.

$$\dot{q}_{Récupérée} = \dot{q}_{UTA-10}^A + \dot{q}_{UTA-17}^A + \dot{q}_{UTA-101}^B \quad (5.5)$$

Où :

$\dot{q}_{Récupérée}$ Puissance thermique récupérée au sein des bâtiments et pouvant être transférée à la boucle énergétique (kW)

La Figure 5.6 présente la puissance thermique horaire transférée incluant la récupération et sans le pavillon D ($\dot{q}_{Transférée}^{*Récupérée}$).

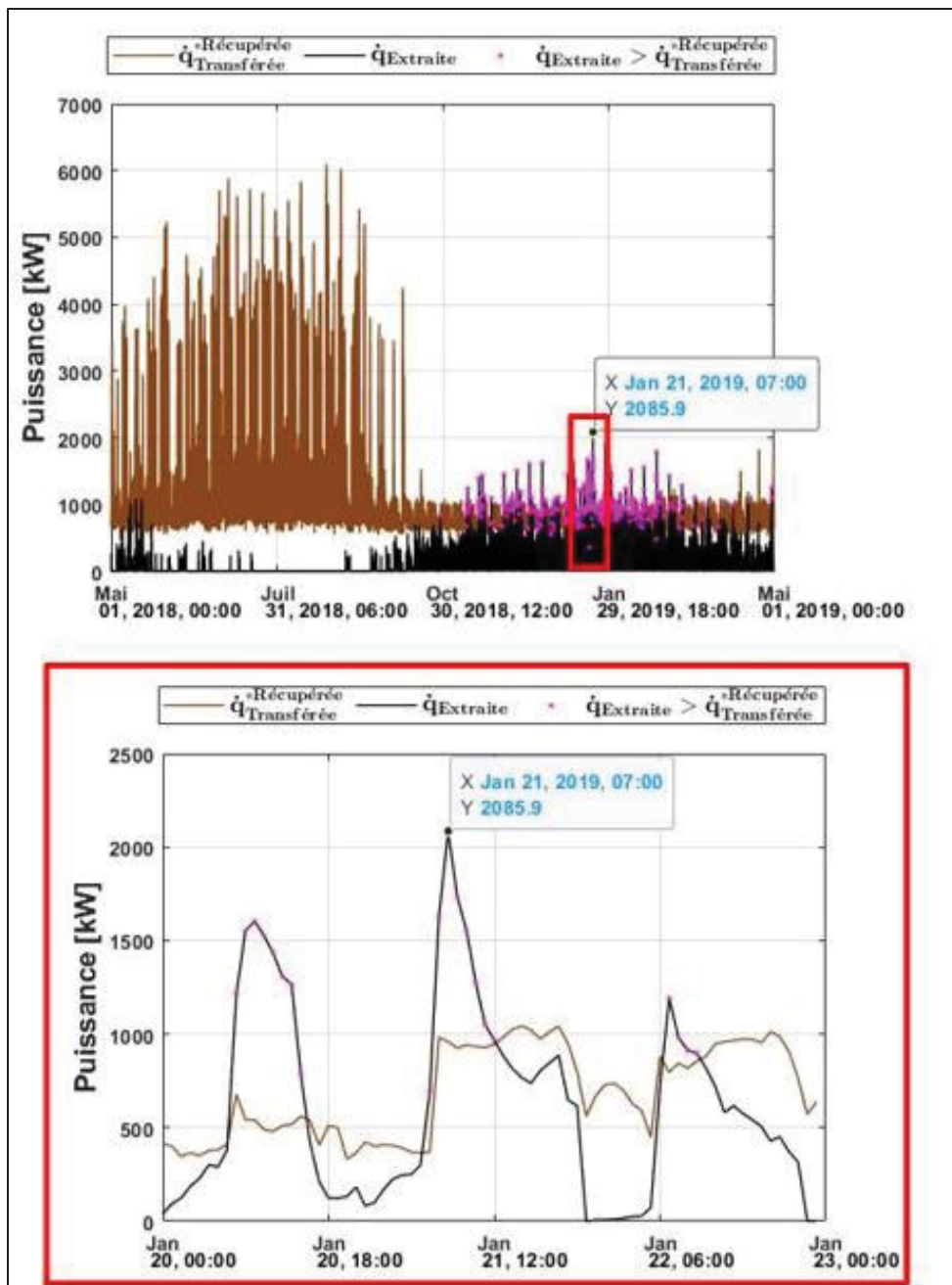


Figure 5.6 Évolution horaire de la puissance thermique transférée incluant la chaleur récupérée mais sans le pavillon D

On remarque à la Figure 5.6 qu'il y aurait 318 heures où la puissance thermique extraite serait supérieure à la puissance thermique valorisable sans CD incluant à la puissance thermique récupérée. Ces moments déficitaires se produiraient d'octobre à avril. Environ 50 % des

moments déficitaires se produiraient entre 6 h et 8 h, ce qui serait attendu en raison de l'augmentation matinale des points de consigne de chauffage. Le déficit maximal se produirait le 21 janvier à 7 h 00 et s'élèverait à 1 126 kW. Cette analyse horaire permet de souligner que le CD de CQ au pavillon D est une source de chaleur critique à la boucle énergétique. Il faudra prévoir les séquences de contrôle prédictif pour une période avec moment déficitaire ou un appoint d'énergie.

L'objectif de cette sous-section était d'évaluer l'impact d'une panne du CD. Le CD est une source de chaleur essentielle sans quoi il y aurait des déficits de chaleur entre octobre et avril. L'analyse énergétique considérant le fonctionnement normal du CD ne montre aucun déficit. Ainsi, la boucle énergétique proposée semble tout de même pertinente. Une étude très sommaire de l'impact économique et environnement de la boucle énergétique est abordée à la prochaine section.

5.3 Coûts opérationnels de la boucle et comparaison avec une stratégie de chauffage conventionnelle

L'objectif de cette section est de comparer, pour les bâtiments futurs, le coût opérationnel pour le chauffage à l'aide de la boucle énergétique (BE, cas a, Figure 5.7) par rapport au coût opérationnel pour un chauffage conventionnel (CC, cas b, Figure 5.7). Dans ce dernier cas, on suppose que les besoins de chauffage sont couverts par une chaudière électrique et des plinthes électriques (rendement $\eta = 100\%$).

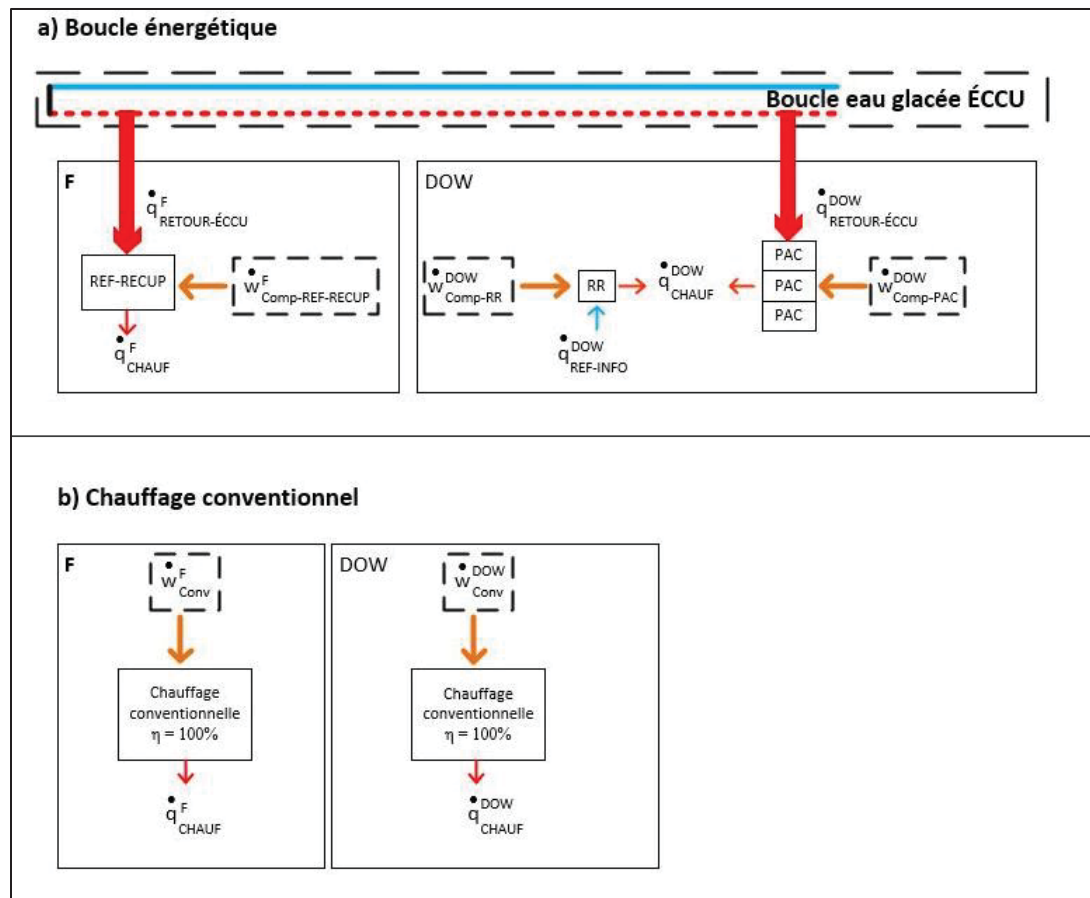


Figure 5.7 Cas étudiés dans la comparaison du coût d'opération

La Figure 5.7 montre que le coût opérationnel de chauffage avec la boucle énergétique se rapporte à REF-RECUP du bâtiment F ainsi qu'à RR et PAC au Complexe Dow. Le coût opérationnel du chauffage conventionnel est déterminé par les chaudières électriques (ou plinthes électriques) qui couvrent les besoins de chauffage du bâtiment F et Complexe Dow.

Il convient de rappeler que l'énergie électrique des pompes de circulation est négligée. Le coût en carbone opérationnel associé à la consommation électrique est considéré. L'évaluation du coût de la consommation électrique précède le coût en carbone opérationnel.

Le coût de la consommation électrique est évalué selon le tarif L d'Hydro-Québec. Ce tarif de grande puissance requiert un abonnement annuel dont la puissance souscrite est d'au minimum

5 000 kW. La puissance souscrite est la puissance minimale que le client s'engage à payer. Elle diffère de la puissance à facturer, qui correspond à la puissance maximale appelée au cours de la période de facturation. Dans le cas où la puissance à facturer est inférieure à la puissance souscrite, une pénalité est facturée. La puissance constitue une des deux composantes principales du tarif L, la consommation électrique étant la deuxième. Utilisant le tarif en vigueur le 1^{er} avril 2024, le calcul de la facturation sans pénalité et sans option est décrit à l'équation (5.6). Il faut noter que pour ce tarif d'affaires, il n'y a pas de frais d'accès au réseau.

$$C_{elec} = C_{Puissance} + C_{Énergie} = P * 14,234 \frac{\$}{kW} + E * 0,03619 \frac{\$}{kWh} \quad (5.6)$$

Où :

C_{elec}	Coût de l'électricité selon le tarif L (\$)
$C_{Puissance}$	Coût de la puissance maximale appelée pendant la période de facturation (\$)
$C_{Énergie}$	Coût de l'énergie électrique pendant la période de facturation (\$)
P	Puissance électrique à facturer pendant la période de consommation (kW)
E	Consommation électrique pendant la période de consommation (kWh)

Il faut se rappeler que les données avec lesquelles les puissances et les consommations électriques du pavillon F et Complexe Dow sont calculées sur un pas de temps horaire et proviennent de Simeb. Dans le cas de la boucle énergétique, en supposant que le COP est constant pendant l'année, la puissance appelée maximale des pompes à chaleur (PaC) pendant les périodes de facturation est déterminée à l'aide de l'équation (5.7) et l'énergie mensuelle est déterminée à l'aide de l'équation (5.8). Il faut aussi se souvenir que l'électricité de REF-RECUP au pavillon F est consommée, en priorité, pour la récupération de chaleur des zones internes, et ensuite, pour l'extraction de chaleur de la boucle énergétique. De même, au Complexe Dow, la récupération de chaleur des salles informatiques par RR s'effectue en priorité. Ensuite, PAC comble tout déficit si besoin. L'analyse économique est basée sur les résultats énergétiques, qui sont basés sur les équations du Chapitre 4. Tel que décrit dans ce

chapitre, l'analyse est conservatrice puisqu'elle entraine une augmentation, somme toute relative, de la consommation électrique des compresseurs.

On détaille ci-dessous les calculs de puissance et d'énergie pour le cas a) de la Figure 5.7.

$$P_{mois}^{BE} = \left(\dot{W}_{Comp-REF-RECUP_n}^F + \dot{W}_{Comp-RR_n}^{DOW} + \dot{W}_{Comp-PAC_n}^{DOW} \right)_{Max\ mois} \quad (5.7)$$

$$E_{mois}^{BE} = E_{Comp-REF-RECUP}^F + E_{Comp-RR}^{DOW} + E_{Comp-PAC}^{DOW} \quad (5.8)$$

Où :

P_{mois}^{BE}	Puissance électrique maximale appelée par les compresseurs des PaC de la boucle énergétique pendant le mois (kW)
$\dot{W}_{Comp-REF-RECUP_n}^F$	Puissance électrique du compresseur de REF-RECUP au pas de temps n (kW)
$\dot{W}_{Comp-RR_n}^{DOW}$	Puissance électrique horaire du compresseur de RR du Complexe Dow (kW)
$\dot{W}_{Comp-PAC_n}^{DOW}$	Puissance électrique horaire du compresseur de PAC du Complexe Dow (kW)
E_{mois}^{BE}	Énergie électrique des compresseurs des PaC raccordés à la boucle énergétique pendant le mois (kWh)

Pour le cas b) de la Figure 5.7, le chauffage conventionnel, la puissance appelée maximale pendant les périodes de facturation est déterminée à l'aide de l'équation (5.9). L'énergie mensuelle à facturer est déterminée selon l'équation (5.10). Ainsi, les énergies électriques (E_{Conv}^F) et (E_{Conv}^{DOW}) sont estimées de manière semblable à l'équation 4.2 où les puissances horaires sont les besoins de chauffage du pavillon F (\dot{q}_{CHAUF}^F) et du Complexe Dow (\dot{q}_{Chauf}^{DOW}).

$$P_{mois}^{Conv} = \left(\dot{W}_{Conv_n}^F + \dot{W}_{Conv_n}^{DOW} \right)_{Max\ mois} \quad (5.9)$$

$$\begin{aligned} E_{mois}^{Conv} &= \sum_{n=1}^{max} (\dot{W}_{Conv_n}^F + \dot{W}_{Conv_n}^{DOW}) = \sum_{n=1}^{max} (\dot{q}_{CHAUF_n}^F + \dot{q}_{Chauf_n}^{DOW}) \\ &= E_{Conv}^F + E_{Conv}^{DOW} \end{aligned} \quad (5.10)$$

Où :

P_{mois}^{Conv}	Puissance électrique maximale appelée pendant le mois dans le cas du chauffage conventionnel (kW)
\dot{W}_{Conv}^F	Puissance électrique horaire de l'équipement de chauffage conventionnel du pavillon F (kW)
\dot{W}_{Conv}^{DOW}	Puissance électrique horaire de l'équipement de chauffage conventionnel du Complexe Dow (kW)
E_{mois}^{Conv}	Énergie électrique pendant le mois dans le cas du chauffage conventionnel (kWh)

Le Tableau 5.4 et la Figure 5.8 présentent la puissance électrique maximale mensuelle des compresseurs (P_{mois}^{BE}), la puissance électrique maximale mensuelle du chauffage conventionnel (P_{mois}^{Conv}), les consommations électriques des compresseurs des PaC de la boucle énergétique (E_{mois}^{BE}) et l'énergie électrique mensuelle du chauffage conventionnel (E_{mois}^{Conv}).

Tableau 5.4 La puissance maximale à facturer et l'énergie électrique consommée du chauffage avec et sans boucle énergétique

Mois	Puissance maximale à facturer (kW)			Énergie électrique (kWh)					
				Boucle énergétique (BE)			Chauffage conventionnel (CC)		
	BE	CC	Pav. F Comp. REF- RECUP	Complexe Dow Comp. RR	Complexe Dow Comp. PAC	Total	Pav. F	Complexe Dow	Total
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Mai	301	1505	0	4168	14397	18566	0	92828	92828
Juin	138	692	0	1604	1814	3418	0	17090	17090
Juil.	93	464	0	419	442	861	0	4305	4305
Août	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Sept.	118	590	0	1558	1814	3372	0	16860	16860
Oct.	277	1329	7602	7171	24823	39596	29952	159970	189922
Nov.	443	2109	18660	9845	47051	75555	73520	284477	357997
Déc.	473	2269	25127	12017	62432	99576	98999	372246	471245
Jan.	595	2840	34448	15953	82111	132512	135726	490320	626046
Fév.	515	2470	25415	11932	64199	101545	100135	380652	480787
Mars	422	2028	17292	10412	50136	77841	68130	302744	370873
Avril	332	1658	0	7871	31497	39368	0	196839	196839

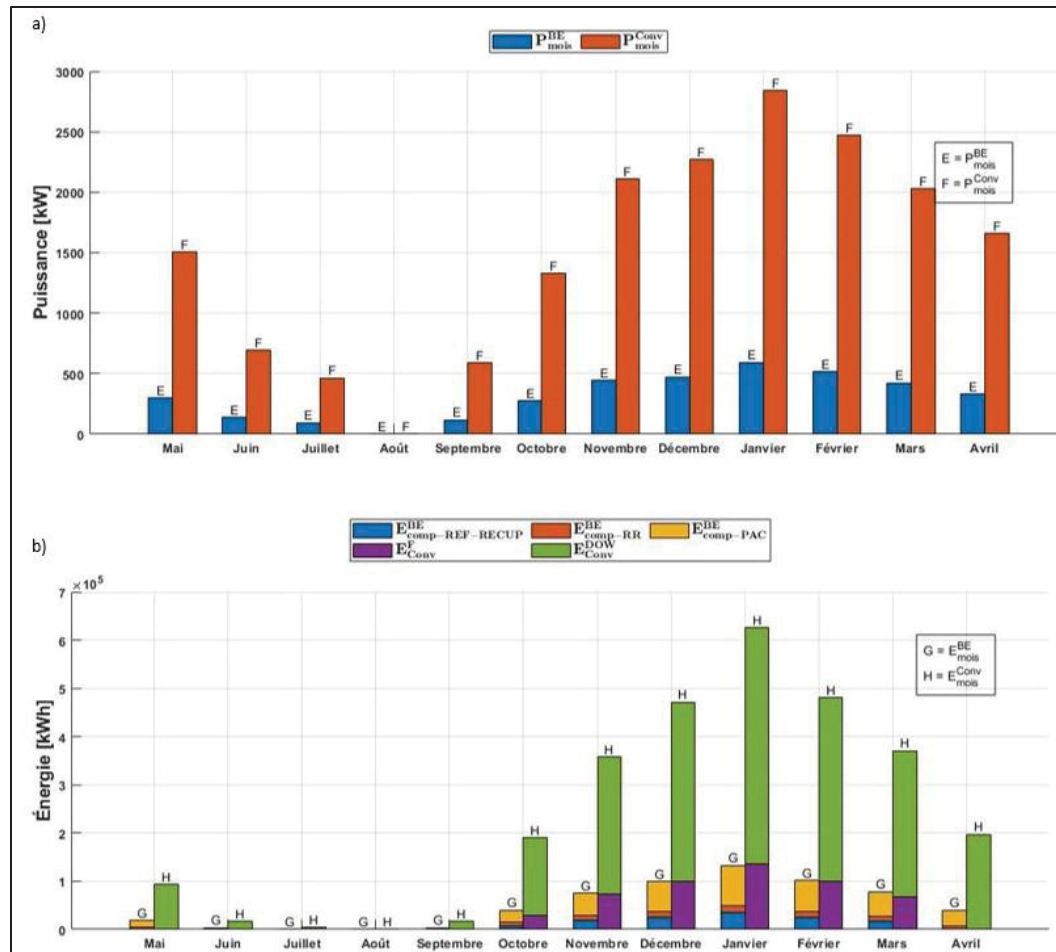


Figure 5.8 Comparaison entre la boucle énergétique et le chauffage conventionnel en puissance et en énergie électrique

On observe à la section a) de la Figure 5.8 que la puissance électrique des systèmes de chauffage conventionnel est significativement supérieure à celle des compresseurs des PaC de la boucle énergétique à l'exception du mois d'août (puissance nulle dans les deux cas). Par exemple, la puissance avec boucle énergétique (colonne 1 du Tableau 5.4) et sans (colonne 2 du Tableau 5.4) sont respectivement de 473 kW et 2 269 kW en décembre.

Cette tendance se maintient pour l'énergie électrique (section b) de la Figure 5.8). Par exemple, l'électricité consommée avec boucle énergétique (colonne 6 du Tableau 5.4) et sans (colonne 9 du Tableau 5.4) sont respectivement de 132 512 kWh et 626 046 kWh en janvier. Il convient de rappeler que l'énergie électrique au pavillon F avec la boucle énergétique a été considérée nulle entre mai et septembre ainsi qu'en avril (colonne 3 du Tableau 5.4), puisque la puissance

maximale de chauffage pendant cette période est négligeable (50 kW) comparativement à la puissance de pointe du bâtiment (500 kW) . Ainsi l'énergie électrique du pavillon F est aussi considérée nulle sans la boucle énergétique (colonne 7 du Tableau 5.4).

Les énergies électriques qui se rapportent au Complexe Dow sont les composantes prépondérantes de leur empilement, que ce soit dans l'empilement « G » représentant la boucle énergétique ou dans l'empilement « H » représentant le chauffage conventionnel. Les deux empilements présentent le même profil, soit approximativement celui d'une courbe en cloche où l'énergie maximale est centrée sur janvier. L'allure est jugée approximative puisque l'énergie au mois de mai et juin sont supérieures à celles de juillet et d'août. Dans le chauffage avec boucle énergétique, le pavillon F représente au maximum 26 % de l'empilement « G » (34 448 / 132 512 en janvier). À l'exception d'août, l'énergie mensuelle minimale consommée par le compresseur RR (419 kWh) et PAC (442 kWh) du Complexe Dow se produit en juillet. L'énergie maximale $E_{Comp-RR}^{DOW}$ (15 953 kWh) et $E_{Comp-PAC}^{DOW}$ (82 111 kWh) se produit en janvier.

En conclusion, la Figure 5.8 indique que la puissance et l'énergie électrique du chauffage avec boucle énergétique sont significativement inférieures à celles sans boucle énergétique. Cet écart peut s'expliquer par deux éléments. Tout d'abord, l'utilisation de REF-RECUP, RR et PAC permettent de bonifier l'énergie à l'évaporateur de façon à combler les besoins de chauffage. Par exemple, c'est $\dot{q}_{RETOUR-ÉCCU}^{DOW}$ additionnée à $\dot{w}_{Comp-PAC}^{DOW}$ qui permet de subvenir à \dot{q}_{CHAUF}^{DOW} . Également, l'énergie à l'évaporateur de REF-RECUP, RR et PAC est de l'énergie récupérée dans le cas avec boucle énergétique. L'énergie à l'évaporateur est soit de l'énergie récupérée des zones internes (REF-RECUP), des salles informatiques (RR) ou de l'énergie extraite (REF-RECUP et PAC). L'énergie extraite est de l'énergie qui a été transférée par les autres bâtiments. Un avantage majeur de la boucle énergétique par rapport au chauffage conventionnel est que l'énergie « dépensée » est uniquement l'énergie électrique des compresseurs.

Après le calcul du coût opérationnel électrique, intéressons-nous au coût en carbone.

Le coût en carbone opérationnel est déterminé selon l'équation (5.11)

$$C_{\text{Carbone}} = E_{\text{elec}} * F_{\text{Électricité}} * P_{\text{carbone}} \quad (5.11)$$

Où :

C_{Carbone}	Coût annuel du carbone opérationnel (\$)
E	Consommation électrique (kWh)
$F_{\text{Électricité}}$	Facteur d'émission de l'électricité ($kg\ CO_2\text{é}/kWh$)
P_{carbone}	Prix associé aux émissions de carbone (\$/ $kg\ CO_2\text{é}$)

Transition Énergétique Québec estime le facteur d'émission de l'électricité québécoise à $0,567\ kg\ CO_2\text{é}/GJ$ (Transition énergétique Québec, 2019) . Le $F_{\text{Électricité}}$ est évalué à $0,00204\ kg\ CO_2\text{é}/kWh$. Il faut noter qu'environ 99 % de l'électricité au Québec est produite à partir d'hydroélectricité. Il faut préciser que ce facteur ne tient pas compte des émissions de GES entraînées par les réservoirs créés par les barrages hydroélectriques. Le facteur d'émission utilisé convient à l'objectif de ce mémoire qui est d'évaluer sommairement le carbone opérationnel et non de faire une analyse du cycle de vie.

Le P_{carbone} a comme objectif d'intégrer les externalités négatives dans la prise de décision afin de freiner la crise climatique. En effet, les prévisions sont alarmantes : elles incluent, par exemple, l'augmentation en nombre et en gravité de feux de forêt, extrêmes climatiques et de périodes d'insécurité alimentaire (Pörtner et al., 2022). Les approches pour déterminer le prix associé aux émissions de carbone sont nombreuses. Au Québec, un système de plafonnement et d'échange de droit d'émission (SPEDE), également appelé marché du carbone, est en vigueur. Le gouvernement distribue des unités d'émissions de GES aux émetteurs qui sont des organisations ayant des activités polluantes (cimenterie, aluminerie, etc.). Les unités d'émissions constituent le plafond auquel l'organisation peut polluer. Ce plafond est progressivement diminué. Dans le cas où l'organisation est incapable de respecter ses unités, elle doit acheter des unités d'émissions mises en vente sur le marché. Dans le cas où une organisation parvient à émettre moins de GES que leurs unités attribuées, cette organisation

peut vendre ses unités sur le marché. Des organisations n'étant pas soumises aux marchés du carbone peuvent aussi participer au marché en achetant des unités d'émissions. Tout en ayant un prix minimal fixé par le gouvernement, le prix du carbone est déterminé selon l'offre et la demande. Au niveau fédéral, une taxe carbone comprenant deux composantes est plutôt appliquée. La première composante est une redevance sur les combustibles. La deuxième composante se rapporte aux grandes industries qui sont soumises à un système de tarification fondé sur le rendement. Alors que le SPEDE au Québec impose un plafonnement des émissions de GES qui entraîne un prix du carbone, la tarification au niveau du Canada fixe le prix du carbone qui entraîne une réduction des émissions. Le prix du carbone en vigueur depuis le 1^{er} avril 2024 au niveau du Canada est utilisé dans le cadre de cette étude. Étant de 80 \$/ tonne $CO_2\text{é}$ (M. des F. Canada, 2021), le P_{carbone} est donc estimé à 0,08 \$/ kg $CO_2\text{é}$.

Les émissions de GES associées à la consommation d'électricité des compresseurs des PaC de la boucle énergétique s'élèvent à 1 209 kg $CO_2\text{é}$, tandis que celles du chauffage conventionnel s'élèvent à 5 766 kg $CO_2\text{é}$. Le carbone opérationnel du chauffage conventionnel est près de cinq fois supérieur au carbone opérationnel de la boucle énergétique. Cet écart est attendu, puisque la boucle énergétique considère une récupération de chaleur à l'aide de RR avant de subvenir aux besoins de chauffage du Complexe Dow. Le pavillon F possède aussi une récupération de chaleur entre les zones internes et périmétriques à l'aide de REF-RECUP. De plus, les PaC de la boucle énergétique possèdent une meilleure performance en chauffage que les équipements sans boucle énergétique. Par exemple, la PAC du Complexe Dow ne nécessite que le cinquième de l'énergie électrique de l'équipement de chauffage conventionnel ($COP_{\text{Chauf-PAC}}^{\text{DOW}} = 5$) pour combler le même besoin de chauffage.

Le coût en carbone opérationnel ainsi que le coût électrique sont présentés au Tableau 5.5.

Tableau 5.5 Coûts opérationnels avec et sans boucle énergétique

Mois	Coûts de l'électricité (\$)						Coûts en carbone (\$)	
	Boucle énergétique			Chauffage conventionnel			Boucle énergétique	Chauffage conventionnel
	Puissance (Éq. 5.7)	Énergie (Éq. 5.8)	Total	Puissance (Éq. 5.9)	Énergie (Éq. 5.10)	Total		
Mai	4283	672	4955	21416	3359	24776	3	15
Juin	1971	124	2095	9856	618	10474	1	3
Juil.	1321	31	1353	6607	156	6763	0	1
Août	0	0	0	0	0	0	0	0
Sept.	1681	122	1803	8404	610	9014	1	3
Oct.	3944	1433	5377	18918	6873	25792	6	31
Nov.	6304	2734	9039	30020	12956	42975	12	58
Déc.	6732	3604	10336	32296	17054	49350	16	77
Jan.	8467	4796	13262	40425	22657	63081	22	102
Fév.	7335	3675	11010	35162	17400	52562	17	79
Mars	6012	2817	8829	28872	13422	42294	13	61
Avril	4720	1425	6145	23600	7124	30724	6	32
Total	52772	21432	74204	255576	102229	357805	97	461

Au Tableau 5.5, on remarque que le coût de la puissance électrique est la composante prépondérante dans les coûts opérationnels. À l'exception d'août, le coût électrique représente au minimum 98 % de la boucle énergétique (1 321 \$ de 1 353 \$ en juillet) et au minimum 98 % sans boucle énergétique (6 607 \$ de 6 763 \$ en juillet). Entre novembre et mars où les besoins de chauffage sont importants, l'énergie représente au maximum 36 % des coûts électriques dans le cas avec (4 796 \$ de 13 262 \$ en janvier) et sans boucle énergétique (22 657 \$ de 63 081 \$ en janvier).

Le Tableau 5.6 présente les coûts opérationnels annuels.

Tableau 5.6 Coûts opérationnels annuels avec et sans la boucle énergétique

Coûts		Boucle énergétique	Chauffage conventionnel
Coûts énergétiques (\$)	Puissance électrique	52 772	255 576
	Énergie électrique	21 432	102 229
Coût en carbone opérationnel (\$)	Électricité	97	461
Total (\$)		74 301	358 266

On remarque au Tableau 5.6 que les coûts associés aux émissions de GES ne représentent qu'environ 0,13 % des coûts annuels : ces coûts sont donc négligeables. Le faible facteur d'émission de l'électricité québécoise explique cette observation. Également, le prix du carbone actuel est jugé trop peu élevé pour encourager l'utilisation d'énergie plus propre (Organisation de coopération et de développement économiques, 2021). Le gouvernement canadien prévoit augmenter la taxe carbone pour atteindre 170 \$/ *tonne* CO_2_e en 2030 (E. et C. climatique Canada, 2021).

Le Tableau 5.6 montre également que les coûts électriques du chauffage conventionnel sont significativement supérieurs à ceux de la boucle énergétique. Annuellement, la consommation électrique des compresseurs des PaC de la boucle énergétique coûte, selon le tarif L d'Hydro-Québec, 74 204 \$ alors que la consommation électrique des équipements de production de chaleur sans la boucle énergétique coûte 357 805 \$. Les coûts électriques du chauffage conventionnel sont environ 4,8 fois ceux du chauffage avec boucle énergétique. Cet écart peut être expliqué par un avantage majeur de la boucle énergétique par rapport au chauffage conventionnel. En effet, l'énergie extraite de la boucle énergétique est de l'énergie qui est récupérée, puisqu'elle provient des rejets de chaleur qui seraient autrement transmis à l'ÉCCU. Elle est considérée comme gratuite dans l'analyse, mais cette hypothèse pourrait changer considérablement selon les ententes futures avec l'ÉCCU.

Ce chapitre a permis d'analyser la boucle énergétique ainsi que d'étudier sommairement l'impact environnemental et économique par rapport au chauffage conventionnel. Annuellement, l'énergie et la puissance thermique transférée à l'ÉCCU sont suffisantes pour couvrir les besoins de chauffage du pavillon F et du Complexe Dow selon les hypothèses posées. Il convient de souligner que la conception du Complexe Dow, deuxième bâtiment en importance dans la boucle énergétique, n'est pas avancée et que les besoins et les consommations considérés dans ce mémoire permettent de donner un ordre de grandeur, mais ne devraient pas être considérés comme des prévisions opérationnelles de ce bâtiment. Les coûts opérationnels considèrent la puissance et l'énergie électrique des compresseurs des PaC la boucle énergétique et des équipements de chauffage conventionnel ainsi que le carbone opérationnel de cette électricité. Pour la boucle énergétique, le coût opérationnel s'élève à 74 301 \$ /année. Pour le chauffage conventionnel, le coût opérationnel s'élève à 358 266 \$/année. L'écart significatif dans les coûts opérationnels peut être expliqué par la performance supérieure des pompes à chaleurs et par l'énergie extraite qui est récupérée à partir de l'énergie transférée à l'ÉCCU. L'énergie extraite a été considérée comme gratuite. La boucle énergétique semble donc intéressante selon ses coûts opérationnels électriques. L'analyse économique devrait être poursuivie en intégrant l'impact tarifaire entre l'ÉCCU et l'ÉTS, engendré par l'extraction de chaleur du réseau d'eau glacée de l'ÉCCU.

CONCLUSION

Plusieurs auteurs prévoient l'augmentation de la consommation énergétique des centres de données (CD) (Andrae, 2020 ; Avgerinou et al., 2017). Puisque la majorité de l'électricité consommée par les CD est convertie en chaleur, la valorisation de cette énergie est intéressante dans une perspective de développement durable. L'objectif de ce mémoire était de proposer un moyen de valoriser la chaleur fatale des serveurs informatiques de haute puissance de Calcul Québec (CQ) afin de diminuer l'impact environnemental et l'impact économique des systèmes CVCA de l'ÉTS.

Les serveurs de CQ sont refroidis par une boucle d'eau glacée de l'ÉCCU, qui dessert également d'autres bâtiments du campus. Cette boucle transporte non seulement la chaleur fatale de CQ, mais aussi d'autres rejets de chaleur des systèmes CVCA. Ainsi son potentiel en tant qu'infrastructure de partage d'énergie est étudié dans ce mémoire. La boucle d'eau glacée de l'ÉCCU est ainsi qualifiée de boucle énergétique puisqu'elle permettrait aux systèmes CVCA de transférer et/ou extraire de la chaleur.

Afin d'identifier des synergies possibles entre bâtiments, une cartographie des systèmes énergétiques du parc immobilier de l'ÉTS a été dressée au CHAPITRE 3. Des critères pertinents à une boucle énergétique tels que le raccordement à l'ÉCCU, les types de chauffage, la récupération de chaleur existante, la présence de boucle d'eau mitigée et le niveau de coût (faible, moyen ou élevé) pour l'intégration du bâtiment à une boucle énergétique ont été considérés. Cette cartographie a mené à la sélection des bâtiments existants A, B et D (hébergeant CQ). Les bâtiments futurs : « pavillon F et Complexe Dow » ont également été sélectionnés.

Le CHAPITRE 4 a permis de déterminer le potentiel de valorisation des systèmes CVCA des bâtiments sélectionnés. Les besoins et rejets de chaleur en fonction du temps associé à chaque bâtiment (profils énergétiques) ont été déterminés. À la section 4.1.1 analysant le bâtiment A, les profils énergétiques des systèmes de récupération UTA-10, UTA-17 ainsi que des systèmes

TR-4 et TR-9 ont été établis. À la section 4.1.2 analysant le bâtiment B, les profils énergétiques du système de récupération UTA-101 ainsi que du système TR-102 ont été dressés. Se basant sur des communications avec du personnel de l'ÉTS, la chaleur rejetée par CQ a été considérée constante et approximativement de 2 MW. Le profil des bâtiments futurs a été établi à partir de simulation Simeb effectuée dans le cadre de projet de maîtrise antérieur. Dans le pavillon F décrit à la section 4.2.1, un refroidisseur récupérateur de chaleur (REF-RECUP) permettant de chauffer les zones périmétriques à l'aide du refroidissement des zones internes a été considéré. Dans le Complexe Dow décrit à la section 4.2.2, un autre refroidisseur récupérateur de chaleur (RR) valorisant la chaleur des salles informatiques de ce bâtiment pour le chauffage des zones périmétriques est considéré. Dans le cas où cette récupération est insuffisante, une pompe à chaleur (PAC) pourrait extraire de l'énergie de la boucle énergétique.

Le CHAPITRE 5 a permis d'étudier la boucle énergétique. Le résumé des profils énergétiques est tout d'abord effectué à la section 5.1. L'énergie mensuelle et annuelle des systèmes est comparée. L'énergie annuelle qui est récupérée aux systèmes UTA-10, UTA-17 et UTA-101 est de, respectivement, 556 943 kWh, 271 700 kWh et 141 388 kWh. L'énergie annuelle qui est valorisable aux systèmes TR-4, TR-9 et TR-102 est de, respectivement, 1 479 229 kWh, 920 663 kWh et 409 585 kWh. Au pavillon F, l'énergie extraite de la boucle énergétique a été négligée entre mai et septembre ainsi qu'en avril. Contrairement au pavillon F, l'énergie extraite du Complexe Dow n'a pas été négligée entre mai et septembre ainsi qu'en avril, parce que la puissance de chauffage pendant cette période était significative et représentait jusqu'à 60 % de la puissance maximale de chauffage. Toujours dans le Complexe Dow, l'énergie électrique de RR était inférieure à l'énergie électrique de PAC. L'énergie transférée par les salles informatiques était inférieure à l'énergie transférée par les systèmes CVCA. À l'exception du CD au pavillon D, il a été remarqué que le Complexe Dow est la source ainsi que le puits de chaleur prépondérante. L'énergie transférée annuelle de ce bâtiment (5 945 185 kWh) dépassait significativement celle du pavillon F (1 373 186 kWh). L'énergie extraite annuelle du Complexe Dow (1 522 868 kWh) dépassait significativement celle du pavillon F (35 119 kWh).

La section 5.2 a analysé la boucle énergétique qui absorbe l'énergie transférée du pavillon A (TR-4 et TR-9), du pavillon B (TR-102), du pavillon D (CD de Calcul Québec), du pavillon F et du Complexe Dow afin d'extraire l'énergie nécessaire au chauffage du pavillon F et du Complexe Dow. Il a été observé que l'énergie mensuelle transférée à la boucle énergétique est non seulement suffisante pour combler l'énergie mensuelle extraite de celle-ci, mais aussi que la puissance horaire transférée est suffisante pour combler la puissance extraite. Une situation hypothétique dans laquelle le CD serait en panne et ne transférerait plus d'énergie a été abordée. Afin de pallier les déficits énergétiques potentiels, l'énergie récupérée a été transmise à la boucle énergétique. Bien que l'énergie mensuelle transférée et récupérée était toujours suffisante, la puissance horaire transférée et récupérée ne serait plus suffisante pour combler la puissance extraite pendant 318 heures qui s'étendraient entre octobre et avril. Cette analyse hypothétique a permis de soulever que le CD de Calcul Québec est une composante critique de la boucle énergétique.

La section 5.3 a permis de comparer le chauffage par boucle énergétique au cas où les bâtiments futurs ont des équipements de chauffage conventionnel électrique. La comparaison porte sur les coûts opérationnels qui comprennent deux composantes. Le coût électrique des compresseurs des pompes à chaleur raccordées à la boucle énergétique et le coût électrique des équipements de chauffage conventionnel ont été considérés. Le coût en carbone associé aux émissions de carbone de l'électricité consommée a été considéré. Selon le tarif L d'Hydro-Québec et un coût en carbone de 80 \$/ *tonne CO_{2e}*, le coût électrique et en carbone sont respectivement de 74 204 \$ et 97 \$ pour la boucle énergétique et de 357 805 \$ et 461 \$ pour le chauffage conventionnel. L'écart significatif entre le coût électrique sans et avec la boucle énergétique serait attribuable à l'énergie extraite. Cette dernière est récupérée, puisqu'elle provient de l'énergie transférée à la boucle énergétique. L'impact économique et environnemental très sommaire de la boucle énergétique semble donc intéressant.

Le projet de recherche présente des limites :

- Les données de monitoring de l'année 2018-2019 pourraient s'écarter de l'opération actuelle des systèmes CVCA qui évolue selon l'occupation des locaux. Le profil

énergétique du Complexe Dow, déterminé dans ce mémoire à partir des informations disponibles, pourrait donc s'écarter de l'opération réel du bâtiment;

- L'analyse du coût électrique exclut la consommation d'énergie des pompes de circulation;
- L'impact tarifaire pour extraire l'énergie de la boucle d'eau glacée de l'ÉCCU n'est pas considéré.

Afin de poursuivre l'analyse de la boucle énergétique, des recommandations sont formulées.

RECOMMANDATIONS

Pour approfondir l'étude de la boucle énergétique, il est recommandé de :

1. Étudier le cas d'une boucle énergétique propre à l'ÉTS permettant d'effectuer du chauffage à basse température (40-50 °C). Cette boucle serait alimentée à l'aide d'une station centralisée de PaC qui extrairait la chaleur de la boucle d'eau glacée de l'ÉCCU. Au lieu d'avoir des PaC décentralisées dans chaque bâtiment, ce cas pourrait tirer profit des équipements de plus grandes capacités et de meilleures efficacités;
2. Simuler la boucle énergétique à l'aide d'un outil thermique dynamique afin d'optimiser l'opération de la boucle et d'étudier l'intégration de stockage thermique comme par exemple, les puits existants de géothermie à l'ÉTS ;
3. Mettre à jour les profils énergétiques. Pour les bâtiments existants et pour le pavillon F qui est en cours de construction, des données de monitoring pourront être utilisées. Pour le Complexe Dow, des données de simulations reflétant la conception planifiée pourront être utilisées;
4. Discuter avec l'ÉCCU à propos des modalités entourant l'utilisation du réseau d'eau glacée comme boucle énergétique. Loin d'être exhaustive, une liste des modalités est proposée dans ce qui suit:
 - a. Impact sur la tarification existante et future. Puisque l'énergie extraite provient de l'énergie transférée à l'eau glacée, il pourrait être possible que l'énergie de refroidissement mesurée par l'ÉCCU soit réduite. La réduction de la facture énergétique de l'ÉTS en raison de la valorisation au sein du campus est à discuter;
 - b. Le coût d'achat et d'installation des pompes à chaleur qui extrairaient la chaleur du retour de l'eau glacée;
 - c. L'organisation qui va opérer et maintenir les pompes à chaleur extrayant la chaleur du retour de l'eau glacée devrait être clarifiée.
5. Considérer le coût d'opération des pompes de circulation au sein des bâtiments futurs.

ANNEXE I

DESCRIPTION DES SYSTÈMES CVCA DES BÂTIMENTS EXCLUS

Les bâtiments abordés dans la cartographie énergétique des systèmes CVCA et n'ayant pas été retenus dans ce mémoire sont décrits dans cette annexe. Il faut noter que la numérotation des bâtiments suit la Figure 3.1.

Centech, St-Jacques (#1)

Ce bâtiment de forme circulaire accueille une partie du Centre de l'entrepreneuriat technologique (nommé Centech) propulsé par l'ÉTS. Sa forme circulaire témoigne de son passé en tant qu'ancien Planétarium Dow. Des espaces comme des salles de réunion forment la majorité des locaux de cet accélérateur d'entreprises technologiques et de collaboration industrielle (« Centech | Grand prix du patrimoine pour la réhabilitation du Planétarium Dow », 2019). Ajouté en 2008, le Centech possède 4 003 m² sur deux étages.

Un système économiseur, dans lequel une quantité de l'air vicié est ajouté à l'air extérieur, est employé. L'objectif de ce système est d'assurer la qualité de l'air intérieure en fournissant une quantité adéquate d'air extérieur tout en réduisant les charges de chauffage et de climatisation en la mélangeant avec de l'air de retour. La salle de télécom possède un refroidisseur pour évacuer la chaleur des équipements. Situés à l'entrée des locaux, des serpentins et plinthes électriques sont utilisés pour le chauffage d'appoint dans les espaces alimentés en air frais. Un aérotherme assure le chauffage d'appoint pour les pièces non ventilées comme les salles mécaniques. La majorité des locaux ont des détecteurs de présence pour moduler l'éclairage selon les besoins.

En raison de la présence d'équipements CVCA électriques rendant impossible la récupération de chaleur par l'intermédiaire de la boucle énergétique et des systèmes économiseurs valorisant la chaleur de l'air évacué, ce bâtiment est exclu de l'étude.

Résidences de la phase 3 (#3)

Construit en 2008, ce bâtiment de neuf étages possède 266 appartements qui peuvent être des studios ou logements ayant de 1-3 chambre à coucher. Ils totalisent 462 lits. Les deux sous-sols servent de stationnements. Une épicerie à grande surface est installée au RDC. La superficie totale s'élève à 34 335 m². La Figure-A I-1 illustre le partage des systèmes énergétiques entre les résidences de la phase 3 et de la phase 4.

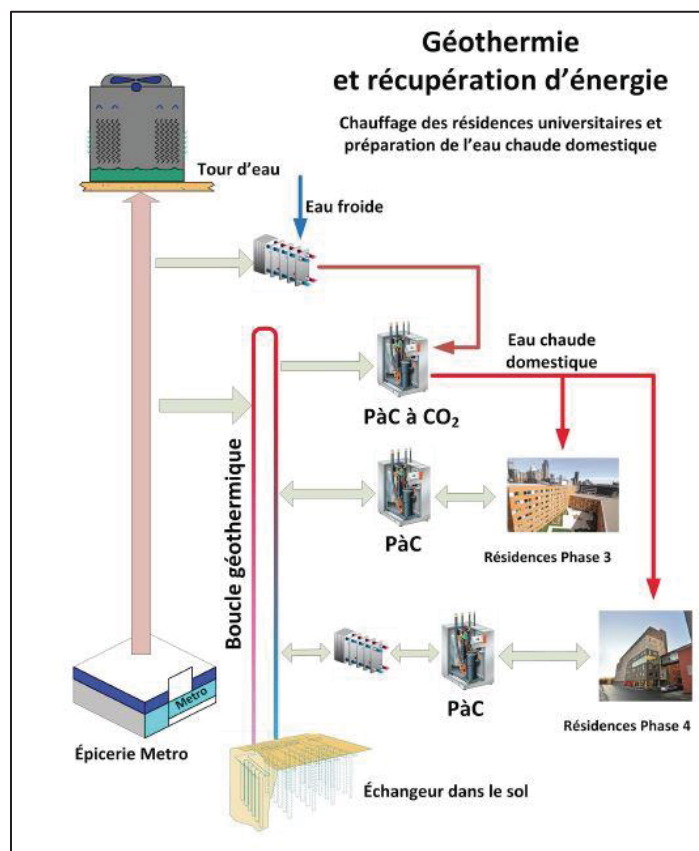


Figure-A I-1 Sources de chaleur des résidences phase 3 et phase 4
 Tirée de Beltran-Galindo & Kajl (2020)

À la Figure-A I-1, on remarque que 18 puits géothermiques de 137 m (450 ') de profondeurs sont partagés avec les résidences de la phase 4. Un échangeur de chaleur assure le raccordement

avec les résidences de la phase 4. Les réservoirs d'eau chaude domestique (ECD) des résidences phase 3 ont été surdimensionnés à un point tel qu'il était possible de répondre aux besoins en ECD de la phase 4. La conception actuelle permet d'alimenter en ECD les deux résidences. Les rejets de chaleur des machines frigorifiques de l'épicerie sont utilisés pour préchauffer l'eau de l'aqueduc de la ville de Montréal. Ensuite, des pompes à chaleur (PaC) à CO₂ complètent le chauffage de l'ECD à l'aide de la chaleur acheminée par la boucle géothermique.

L'équilibre thermique annuel dans le sol est important pour assurer le maintien des performances des équipements reliés à la boucle géothermique. Avant que les résidences de la phase 4 soient construites et raccordées à la boucle géothermique, la combinaison des mesures d'efficacité énergétique et les séquences de contrôle entraînaient, à l'hiver, une extraction de chaleur des puits géothermiques moindre qu'anticipée. Le refroidissement des puits à l'hiver était inférieur à l'ajout de chaleur à l'été, ce qui est surprenant pour les conditions climatiques de Montréal. L'ajout d'une autre résidence a permis d'absorber une partie du surplus de chaleur. Le couplage aux tours d'eau de l'épicerie permet de rejeter la chaleur excédentaire de façon à effectuer l'équilibre annuel. Dans les deux résidences, le chauffage des espaces communs est assuré par des planchers radiants alimentés par les pompes à chaleur connectées à la boucle géothermique. Des plinthes électriques assurent un chauffage d'appoint au besoin.

Les deux systèmes de ventilation sont à 100 % d'air frais. Le soufflage se fait dans les corridors et les espaces communs. L'évacuation réalisée dans les appartements est centralisée de manière à récupérer la chaleur à l'aide de deux récupérateurs à débit inversé (communément appelé récupérateur à cassettes). Le principe de fonctionnement consiste à alterner le sens d'écoulement de l'air neuf et de l'air vicié à travers deux cassettes. Lorsqu'une cassette reçoit l'air évacué, elle emmagasine l'énergie alors que l'autre cassette rejette son énergie pour chauffer l'air d'alimentation. Lorsque le volet change de position, les écoulements sont inversés de façon à ce que la première cassette décharge l'énergie accumulée tandis que la deuxième cassette se recharge à l'aide de l'air vicié. Dans les appartements, elle se fait par les hottes de cuisine et les ventilateurs de salles de bains. Elle se fait aussi dans les locaux

techniques. La chaleur extraite de l'air vicié permet de réduire les besoins en chauffage de l'air neuf. Des serpentins situés dans les conduites de ventilation assurent le refroidissement et le chauffage. Ils sont alimentés par quatre PaC de la marque *Mammoth* raccordées à la boucle géothermique.

Les résidences de la phase 3 sont exclues de l'analyse, puisqu'elles possèdent des puits géothermiques dont l'équilibre thermique annuel doit être assuré. L'équilibre thermique des puits géothermiques a déjà été affecté par les récupérateurs à cassettes. Inclure ce bâtiment dans la boucle énergétique nécessiterait une étude approfondie de l'impact sur les puits géothermiques, ce qui sort de la portée de ce mémoire.

Maison des étudiants (pavillon E, #4)

Construit en 2015 et possédant 21 568 m², le pavillon E comprend une pharmacie et une institution financière qui occupent le RDC. Accueillant également le service aux étudiants, de l'enseignement coopératif et ÉTS Formation, la majorité des locaux sont des espaces de collaborations, des salles de classe et des bureaux. L'utilisation de murs-rideaux comme revêtement de façade favorise l'éclairage naturel en plus d'être esthétiquement plaisante. Un atrium muni de large escalier et de systèmes audiovisuels est un lieu de rassemblement idéal autant pour les étudiants que pour la tenue d'évènements. Une partie de cet atrium est en porte-à-faux. Il y a cinq étages et deux sous-sols.

Ce bâtiment possède deux réseaux hydroniques. Une chaudière alimente le réseau hydronique de chauffage. Deux refroidisseurs alimentent le réseau hydronique de refroidissement. Il est important de noter que le rejet de chaleur des refroidisseurs est soit valorisé en chauffant le retour du réseau chaud, soit effectué à l'aide de tours de refroidissement. Autrement dit, la consommation de la chaudière est réduite en raison de la récupération de chaleur des refroidisseurs.

Les deux niveaux de stationnements souterrains sont chauffés par des aérothermes à l'eau chaude. Du chauffage radiant est effectué au vestibule, dans la dalle de la structure en porte-à-faux ainsi que dans la dalle de l'atrium, afin d'assurer le confort des étudiants qui se détendent sur les escaliers. Les locaux situés au centre du bâtiment sont des salles de cours et de laboratoires. Ils sont climatisés à l'année, puisqu'ils ont des gains de chaleur interne significatifs. Des ventilo-convecteurs sont situés dans les locaux internes des étages. Certains ventilo-convecteurs effectuent du chauffage, d'autres, de la climatisation. L'ECD est chauffé à l'aide de chauffe-eaux électriques. Le traitement de l'air se fait à l'aide de six unités qui sont interreliées de façon à effectuer des mélanges d'air entre zones. Il est important de souligner que l'unité qui effectue le prétraitement de l'air neuf possède un récupérateur à débit inversé. La quantité d'air neuf est modulée par des détecteurs de CO₂ ou des détecteurs de mouvement.

Le pavillon E est exclu de l'analyse en raison de la récupération de chaleur entre les réseaux hydroniques qui complexifie l'évaluation des rejets de chaleur par les tours de refroidissement.

Résidences étudiantes phase 4 (#5)

Construite en 2012, la phase 4 permet d'héberger 295 personnes réparties dans 286 appartements (studios et à 2 chambres à coucher). Il y a neuf étages et un sous-sol. Une passerelle fait la liaison avec les résidences de la phase 3. Ce bâtiment a 18 787 m².

Les systèmes CVCA sont similaires aux résidences de la phase 3. À l'instar de ceux-ci, des plinthes électriques ainsi que des planchers radiants et serpentins de chauffage alimentés par des PaC assurent le chauffage de l'air (côté charge). Le côté source des PaC de marque Multistack est raccordé à des aérrefroidisseurs qui permettent le rejet de chaleur en été lorsque les PaC ne sont pas utilisées. Le côté source des PaC est également raccordé, au moyen d'un échangeur de chaleur, à la boucle géothermique permettant, en hiver, le transfert de la chaleur. Deux récupérateurs à cassettes préchauffent l'air extérieur. En plus de souffler dans les corridors et les espaces communs, les systèmes de ventilation soufflent dans les appartements. L'évacuation de l'air vicié suit le même principe qu'aux résidences de la phase 3.

Pour les mêmes raisons qu'aux résidences de la phase 3, les résidences de la phase 4 sont exclues de l'analyse. En hiver, les résidences de la phase 4 prélèvent de la chaleur des puits géothermiques. Inclure ce bâtiment dans la boucle énergétique nécessiterait une étude approfondie de l'impact sur les puits géothermiques, ce qui sort de la portée de ce mémoire.

Centech Monteford, pavillon de l'industrie (#9)

Totalisant 1 934 m² répartis sur trois étages, ce bâtiment accueille une partie des activités de démarrage d'entreprise technologique. Ce bâtiment est tout électrique. Un récupérateur à cassette permet de réduire les besoins en chauffage de l'air neuf. Un refroidisseur et une chaudière électrique alimentent les serpentins de climatisation et de chauffage.

Le Centech Monteford n'est pas intéressant pour l'intégration dans la boucle énergétique en raison de ces faibles rejets de chaleur et besoins de chauffage comparativement aux autres bâtiments du campus. Le bâtiment est exclu de l'analyse.

Centre d'innovation Ingo (#10)

Cet immeuble de 9 737 m² répartis sur neuf étages a comme vocation de répondre aux besoins des entreprises de haute technologie cherchant à établir un partenariat de recherche et à effectuer un transfert technologique avec l'ÉTS. Des espaces de types lofts industriels sont en location. Le fonds de développement de l'ÉTS est aussi hébergé à ce pavillon. Faisant partie de l'ancienne brasserie Dow, le patrimoine architectural a été préservé.

Une boucle d'eau mitigée sur laquelle des thermopompes sont raccordées permet le chauffage et le refroidissement. À l'instar du pavillon A, ce bâtiment possède une roue enthalpique permettant le préchauffage de l'air neuf par l'air évacué. Des aéroconvecteurs et plinthes électriques assurent le chauffage au besoin. Deux tours d'eau permettent le rejet de chaleur. Vacant et désuet pendant plus de 20 ans, le bâtiment avait initialement une enveloppe mal

isolée. Des détecteurs de mouvement modulent l'éclairage selon les besoins. Des appareils sanitaires à faible débit ont permis de réduire l'impact environnemental. L'application de principe de développement durable, notamment dans l'amélioration de l'enveloppe, a mené à la certification niveau Or du *Leadership in Energy and Environmental Design* (LEED) dans la catégorie noyau et enveloppe (« Carrefour d'innovation INGO - École de technologie supérieure | Projet 12737 », s.d.) .

Le centre d'innovation InGo n'est pas retenu, puisqu'il ne présente pas de sources ou de puits de chaleur intéressant à la boucle énergétique.

Centre des collections muséales (CCM), Centre de technologie thermique (CTT) et AéroÉTS (#11)

La société des musées de Montréal a créé le CCM afin d'offrir des services et des installations spécialisés pour la conservation du patrimoine des musées. Le CTT vise à réaliser des projets conjoints entre l'industrie et l'ÉTS concernant des systèmes utilisant l'énergie thermique. Des bancs d'essai reproduisent les diverses conditions d'opération auxquelles sont soumis les équipements. AéroÉTS a comme mission de répondre aux besoins de l'industrie aérospatiale. Le CCM occupe 11 984 m² alors que le CCT et l'AéroÉTS occupent 3 386 m².

Une boucle d'eau mitigée dessert le CTT et l'AéroÉTS. Le préchauffage de l'air neuf à l'aide de la chaleur rejetée par les thermopompes est effectué. Il faut noter que le CTT possède une presse hydraulique qui, via un échangeur de chaleur et un refroidisseur, rejettent la chaleur dans la boucle mitigée.

Le bâtiment hébergeant le CMM, CTT et AéroÉTS est exclu de l'analyse, car les besoins ou rejets thermiques sont davantage en lien avec les expériences scientifiques qui varient dans le temps que les systèmes CVCA.

Résidences phase 1 et 2 (#12)

Contrairement aux résidences 3 et 4, des appartements sont l'unique type de local de ces bâtiments. Ils sont au nombre de 66 pour la phase 1, pour la phase 2, de 73. Un terrain de volleyball et de basketball sont situés dans la cour. Ayant sept étages, la superficie combinée s'élève à 13 632 m².

Les résidences ont des planchers radiants. Un échangeur permet de transférer la chaleur provenant de l'ÉCCU pour le réchauffage de l'air. Un refroidisseur York dessert les deux résidences en eau froide. L'électricité est la source d'énergie d'appoint. Il n'y a aucun système de récupération d'énergie. La vapeur de l'ÉCCU permet aussi de chauffer l'ECD.

Les résidences de la phase 1 et de la phase 2 sont exclues, puisque le bâtiment est éloigné du cœur du campus, ce qui nécessiterait des investissements importants pour implémenter une infrastructure de transport d'énergie entre bâtiments.

ANNEXE II

COMPLÉMENTS DE L'ANALYSE DU PAVILLON A

Le Tableau-A II-1 permet de faire la correspondance entre les noms des données enregistrés sur Metasys et la nomenclature utilisée dans ce mémoire pour le pavillon A. Ensuite, les données d'enregistrements Metasys, sur lesquelles se basent les calculs de la section 4.1.1, sont présentées. Enfin, l'analyse d'anomalies des systèmes CVCA du pavillon A est abordée.

La température moyenne annuelle de l'air après le serpentin de préchauffage est d'environ 16 °C (voir Figure-A II-1).

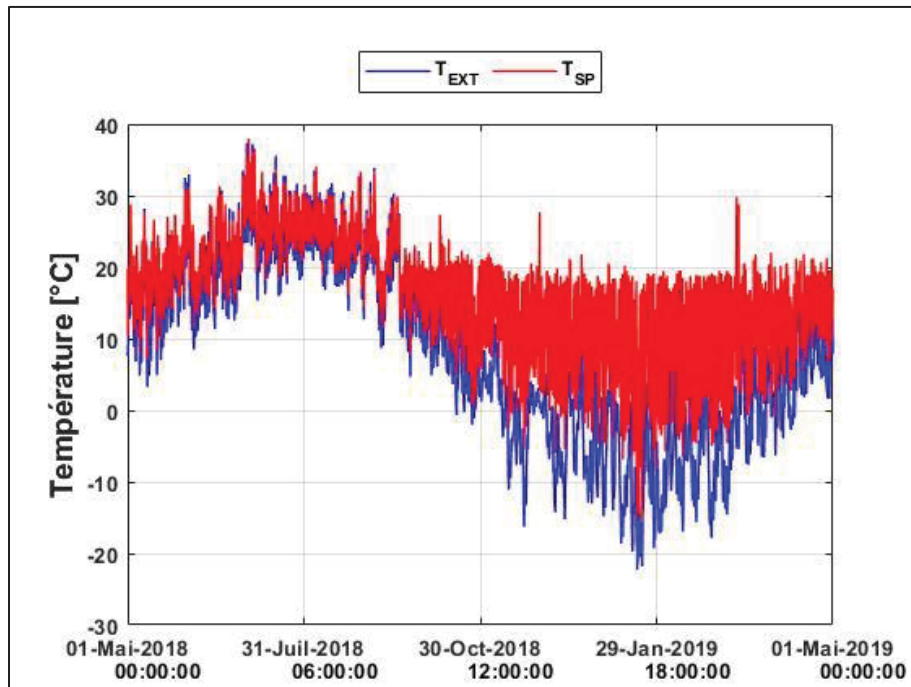


Figure-A II-1 Évolution annuelle des températures de l'air de l'UTA-10

En considérant une pression atmosphérique de 1 atm, les propriétés de l'air considérées au pavillon A sont de 1,212 kg/m³ (ρ) et de 1,007 kJ/(kg*K) (C_p).

Tableau-A II-2 Correspondance entre l'appellation Metasys et celle utilisée pour le pavillon A

Métasys	Nomenclature (mémoire)	Utilisation
UTA-10		
ETSR4.DIVERS.T_EXT	T_{EXT}	$\dot{q}_{UTA-10} = \dot{V}_{UTA-10} * \rho * Cp * (T_{SP_{UTA10}} - T_{EXT})$
Température de sortie RECU	$T_{SP_{UTA10}}$	
UTA-10.T_EXT	T_{EXT} entre le 18 janvier 9h45 et 30 janvier 9h20	
DEB_VA UTA-10	\dot{V}_{UTA-10}	Critère pour considérer la récupération à l'UTA-10
Valve RECU	Ouverture de la valve de récupération	Critère pour considérer la récupération à l'UTA-10
UTA-10.VIT_VA	Vitesse du ventilateur	Critère pour considérer la récupération à l'UTA-10
UTA-17		
UTA-17.T_EXT	$T_{EXT_{UTA17}}$	$\dot{q}_{UTA-17} = \dot{V}_{UTA-17} * \rho * Cp * (T_{SP_{UTA17}} - T_{EXT_{UTA17}})$
T_REC	$T_{SP_{UTA17}}$	
DEB_VA	\dot{V}_{UTA-17}	
Valve REC	Ouverture de la valve de récupération UTA-10	Critère pour considérer la récupération
TR-4		
T-EM-RET	$T_{Ret\ TR-4}$	$\dot{q}_{TR-4} = \dot{V}_{TR-4} * \rho * Cp * (T_{Ret\ TR-4} - T_{Alim\ TR-4})$
T-EM-ALI	$T_{Alim\ TR-4}$	
VLV-DER-T4	Ouverture de la valve de dérivation de la TR-4	Analyse du rejet TR-4
TR-9		
T-EM-RET	$T_{Ret\ TR-9}$	$\dot{q}_{Fournie\ TR-9} = \dot{V}_{Fournie\ TR-9} * \rho * Cp * (T_{Ret\ TR-9} - T_{Ret\ TR-9})$
T-EM-ALI	$T_{Ret\ TR-9}$	
VLV-DER-T9	Ouverture de la valve de dérivation de la TR-9	Critère pour considérer le rejet
T-E-GLY	Température à l'entrée de l'UTA-17	Analyse du rejet TR-9
T-RET-GLY	Température à la sortie de l'UTA-17	Analyse du rejet TR-9

Les systèmes du pavillon A sont décrites dans ce qui suit.

Énergie récupérée à l'UTA-10

Les figures suivantes présentent les données brutes (Figure-A II-2) et modifiées de T_{EXT} (Figure-A II-3).

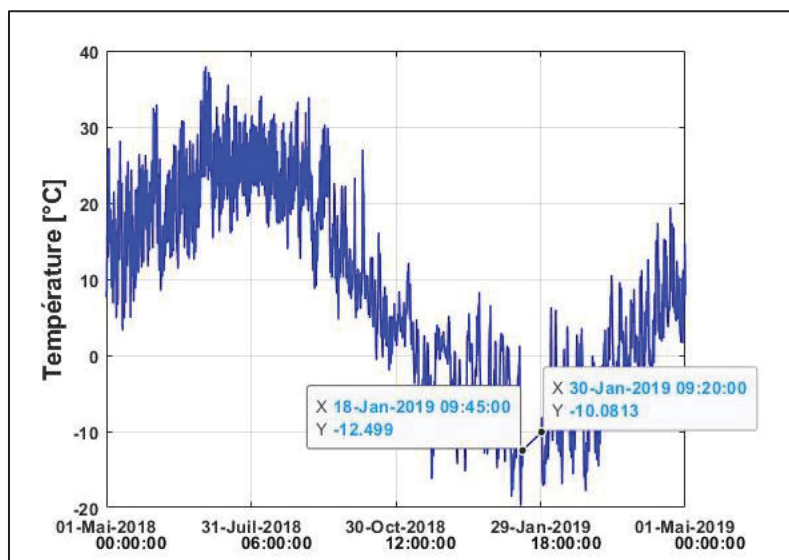


Figure-A II-2 Les températures extérieures prélevées de Metasys pour l'UTA-10

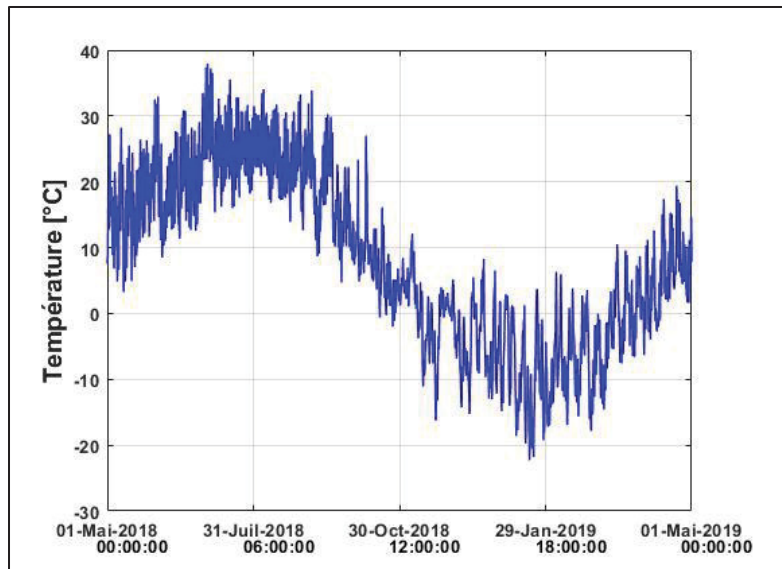


Figure-A II-3 Les températures extérieures
considérées pour l'UTA-10

Les données manquantes entre le 18 janvier et le 30 janvier ont été prélevées de UTA-10.T_EXT sur Métasys.

Les autres variables de l'équation (4.3) qui sont associées à des données enregistrées ont un nombre de données manquantes négligeables. Pour T_{SP} (variable Metasys *Température de sortie RECU*), il manque 71 données (0,07 % de l'année). La période maximale n'ayant pas de données s'étend du 9 mai de 8 h 40 au 12 h 10 pour un total de 3,6 h. Étant donné que les calculs pour l'UTA-10 portent sur un système de préchauffage et que la période manquante est pendant la saison estivale où les besoins sont majoritairement à la climatisation, ces données manquantes ne sont pas problématiques. Pour \dot{V}_{UTA-10} (variable Metasys *DEB_VA UTA-10*), il manque 307 données (0,29% de l'année). La période maximale où des données consécutives sont manquantes est de 10,8 h. Elle se produit du 9 mai de 0 h 55 au 11 h 40. Pour les mêmes raisons que T_{SP} , ces données manquantes ne sont pas problématiques.

La chaleur récupérée calculée selon l'équation (4.3) est considérée après avoir appliqué trois critères. Le premier critère pour exclure des données consiste à mettre un seuil sur la vitesse du ventilateur est nécessaire. En effet, un débit d'air est calculé par Metasys lorsque le

ventilateur n'est pas en fonctionnement. L'horaire de fonctionnement régulier de l'UTA-10 s'étend de 8 h à 22 h. On remarque à la Figure-A II-4 que le ventilateur est éteint tandis que Metasys indique un débit d'air non nul au même moment (Figure-A II-5).

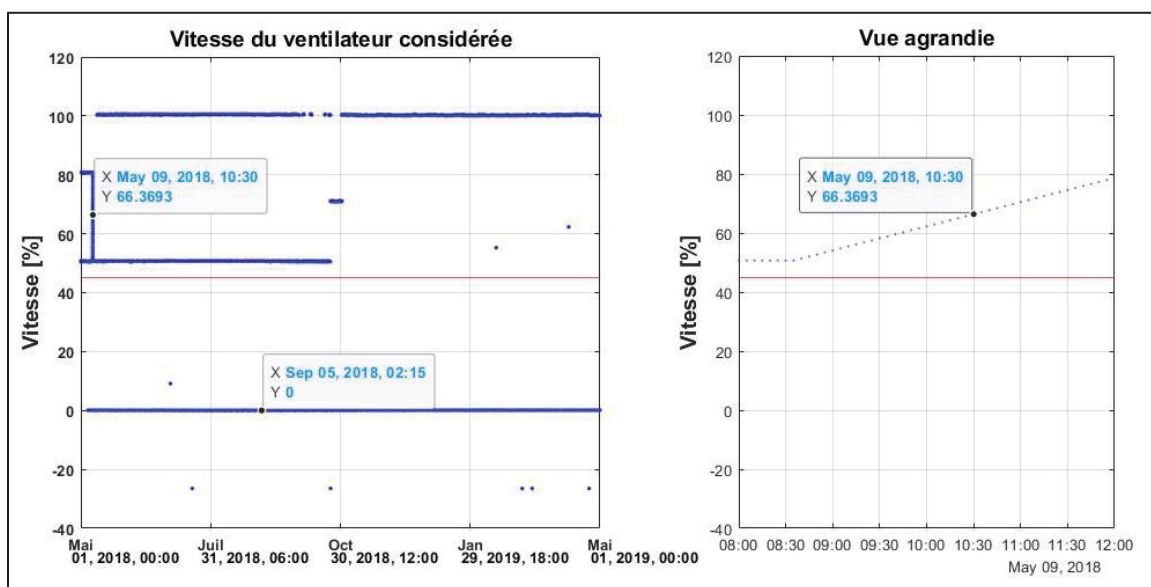


Figure-A II-4 Vitesse du ventilateur UTA-10

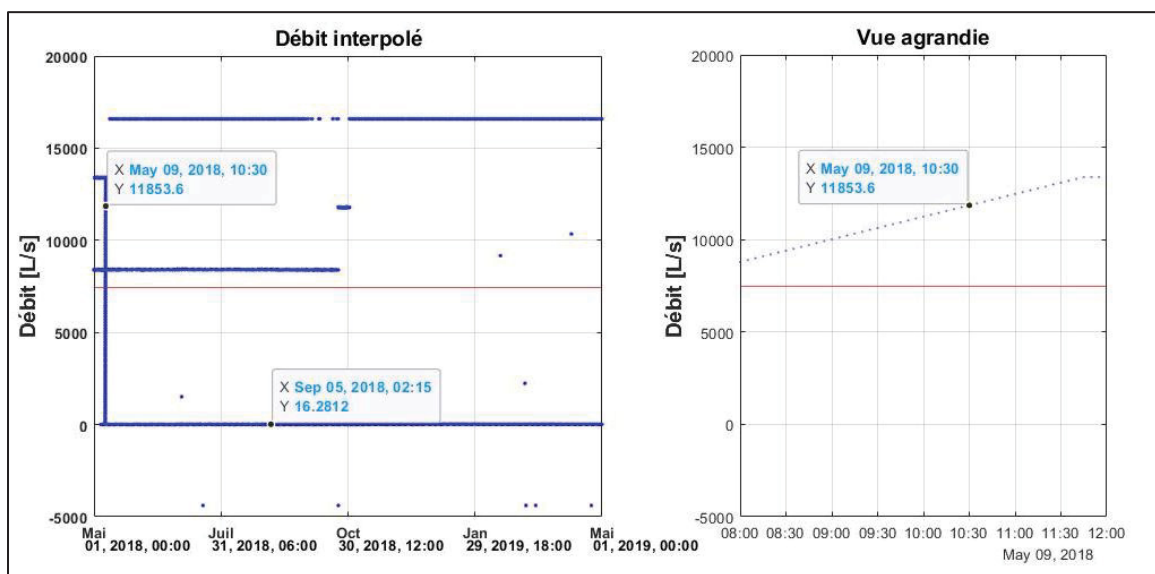


Figure-A II-5 Débit calculé par Metasys à l'UTA-10

Le deuxième critère consiste à exclure les ouvertures de la valve de récupération (encadrée en orange sur la Figure 4.2) considérées comme négligeables. En effet, des ouvertures aussi petites que 0,03 % sont enregistrées. L'exclusion des données pour lesquelles l'ouverture de cette valve est strictement supérieure à 0 % engendre, avec le critère sur le ventilateur, 108 cas où la chaleur récupérée est négative. La chaleur récupérée négative résulte d'un différentiel négatif entre la température de l'air extérieur et l'air après le serpentin de préchauffage (identifiée Température de sortie RECU sur Metasys). En utilisant un critère de 5 % au lieu de 0 % sur l'ouverture de la valve de récupération (valve RECU), le nombre de cas pour lequel la chaleur récupérée est négative passe de 108 à 29.

Après avoir appliqué les deux précédents critères, le troisième critère consiste à exclure les 29 pas de temps où la chaleur calculée est négative. Parmi les écarts de températures négatifs, on remarque que celui au 20 janvier est d'environ -2°C , ce qui est, en grandeur, deux fois supérieur à celui au 15 juillet. L'utilisation d'une autre sonde de température ayant pour but de réduire le nombre de données manquantes du 18 janvier 9 h 45 au 30 janvier 9 h 20 peut expliquer cette différence.

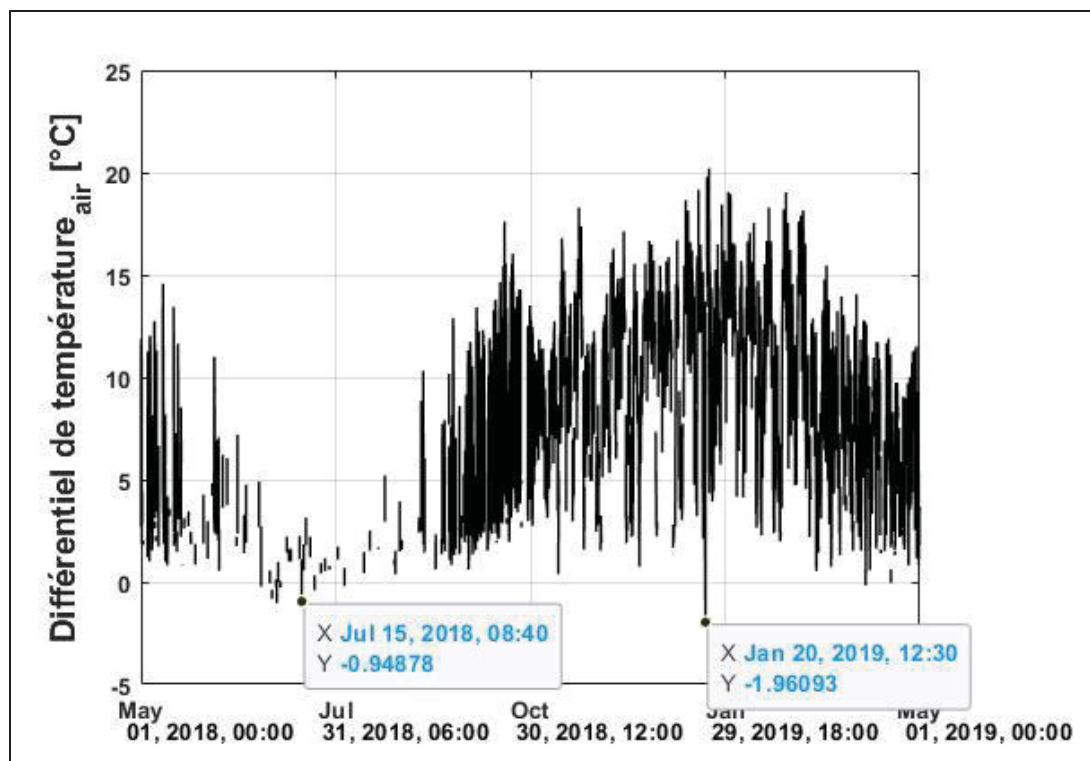


Figure-A II-6 Le différentiel de températures de l'air au niveau du serpentin de préchauffage de l'UTA-10 en considérant une ouverture minimale de la valve de récupération de 5 % et une vitesse minimale du ventilateur de 45 %

Les deux cas où la chaleur est récupérée en période estivale sont présentés à la Figure-A II-7.

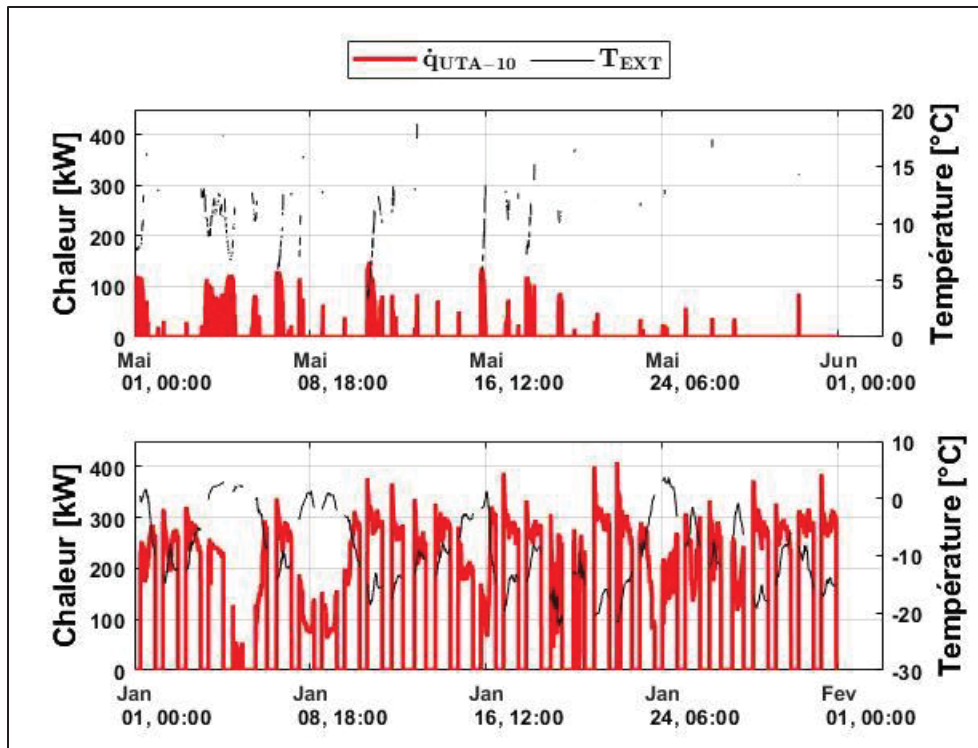


Figure-A II-7 Profil de la chaleur récupérée à l'UTA-10 en été et en hiver

Le premier cas est lorsque l'UTA-10 démarre le matin. La récupération de chaleur le 11 mai à 8h35, lorsque la température extérieure est de 4,2 °C, en est un exemple (voir Figure-A II-7 partie haute). Le deuxième cas est lors des anomalies où il y a préchauffage et refroidissement simultanément à l'UTA-10. Le 18 mai à 14h45, lorsque la température extérieure est de 14,4 °C, en est un exemple (voir Figure-A II-7 partie haute). Après avoir implémenté les critères sur la vitesse du ventilateur et sur l'ouverture de la valve de récupération, il y a 1 136 pas de temps où il y a simultanément préchauffage et refroidissement.

Énergie récupérée à l'UTA-17

Les propriétés de l'air sont déterminées similairement à l'UTA-10. Puisque la température moyenne annuelle de l'air après préchauffage est aussi de 16 °C (voir Figure-A II-7), les propriétés de l'air considérées sont les mêmes que l'UTA-10. Elles sont donc de 1,212 kg/m³ et de 1,007 kJ/(kg*K). Il faut souligner que les températures extérieures mesurées le 23 février

entre 0 h 30 et 6 h 00 et de 20 h 00 à 00 h 00 étaient anormales : elles variaient entre 9-20 °C. Ces températures ont été remplacées par celles de l'UTA-10.

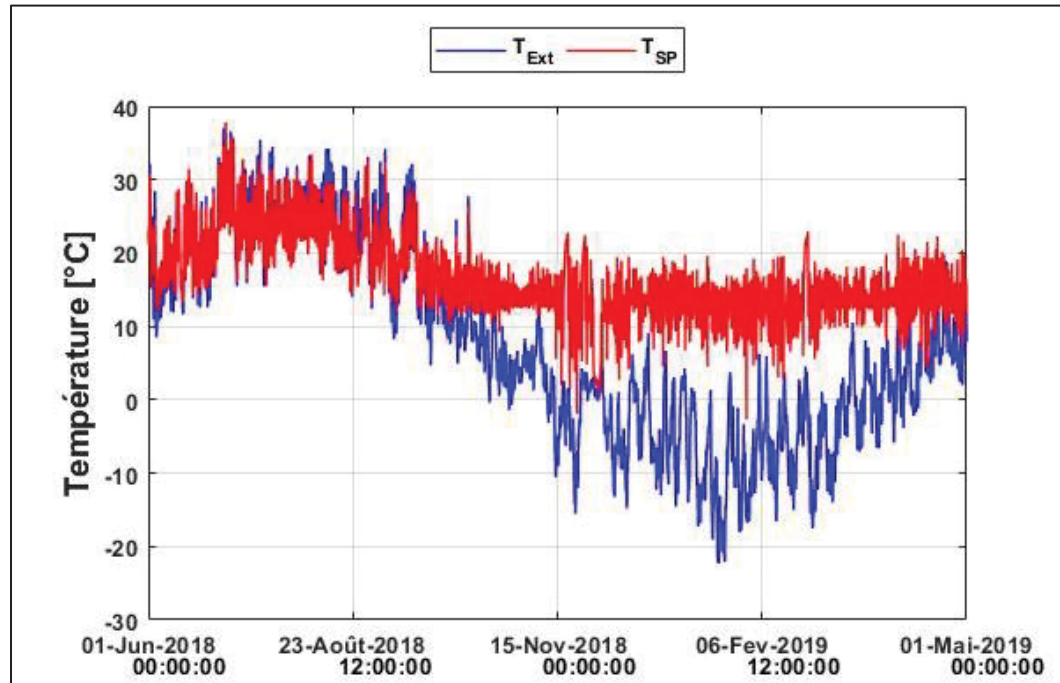


Figure-A II-8 Variation de la température annuelle de l'air de l'UTA-17

En excluant le mois de mai de l'analyse, il manque 4 données (0,3 % de l'année) pour T_{EXT} et 727 données (0,76 % de l'année) pour T_{SP} . En plus de représenter une proportion négligeable de l'année, les plus grandes périodes pour lesquelles il manque des données sont respectivement de 1 h et de 10,75 h. Les données manquantes pour \dot{V}_{UTA-17} (variable Metasys *DEB_VA UTA*) sont les mêmes que T_{SP} .

Similairement au critère sur la vitesse du ventilateur de l'UTA-10, un critère sur le débit d'air (\dot{V}_{UTA-17}) permet de considérer la chaleur récupérée lorsque l'UTA-17 est en fonctionnement. L'UTA-17 fonctionne pendant toute l'année. Ce fonctionnement se reflète dans la proportion des enregistrements nuls qui n'est que de 3,2 % (3 016 données sur 95 477 données). La Figure-A II-9 illustre les données des débits d'air de Metasys.

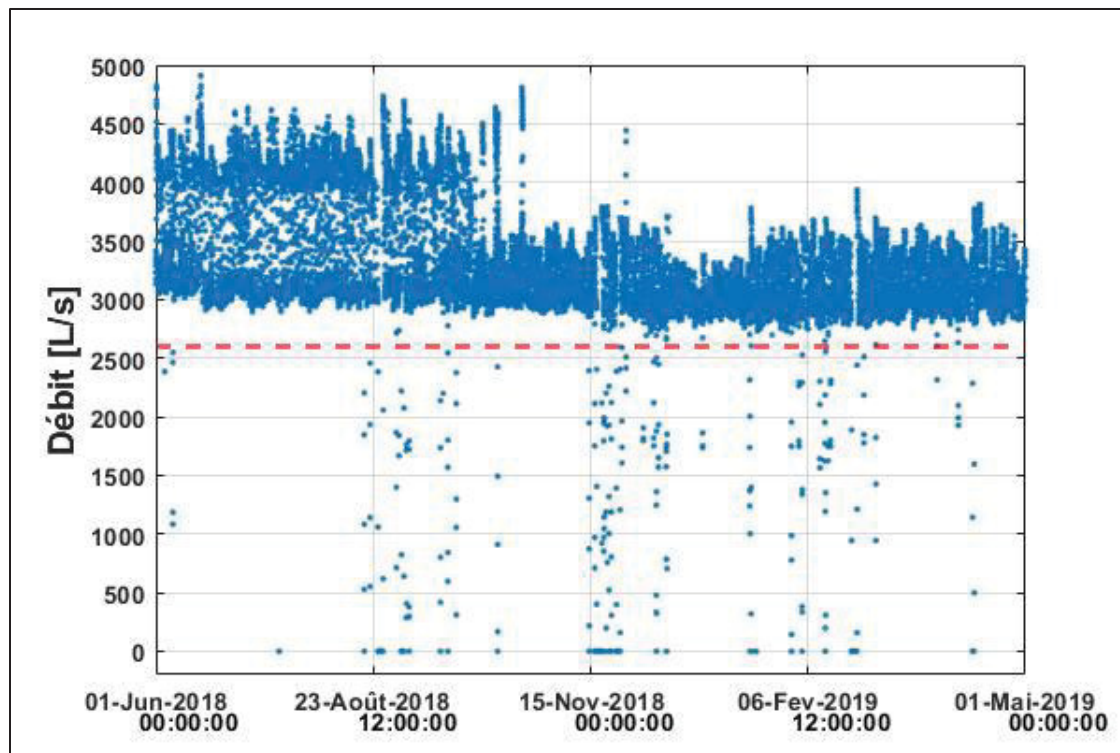


Figure-A II-9 Les débits d'air des données Metasys de l'UTA-17

La récupération est considérée lorsque le débit d'air est supérieur à 2 600 L/s. Les enregistrements du variateur de vitesse du ventilateur ne se produisent que lorsque certains critères sont respectés : ils sont de type *Change of Value* COV. Autrement dit, ce sont des changements spécifiques dans la valeur lue qui déclenche la sauvegarde des données et non un incrément de temps. Puisqu'il n'y a que 1 077 enregistrements du variateur de vitesse du ventilateur, ces données ne sont pas utilisées. La limite basse d'opération du ventilateur considérée est de 2 600 L/s.

À l'instar de l'UTA-10, un critère sur l'ouverture de la valve de récupération (identifiée par Valve REC sur la Figure 4.2) est aussi imposé. L'ouverture minimale, indiquant la proportion de l'eau glycolée atteignant le serpentin de préchauffage, est la même que pour l'UTA-10. Autrement dit, la récupération est considérée lorsque l'ouverture de cette valve est d'au minimum 5 %. En considérant le critère de débit, l'ajout de ce critère réduit le nombre de pas

de temps où la chaleur calculée est négative de 726 à 220 par rapport à une ouverture minimale de 0 %.

À la suite de l'application des deux critères précédents, il y a 220 pas de temps où la chaleur récupérée est négative, ce qui représente moins de 0,2 % de l'année comportant 96 192 données. L'écart de température, associé à ces cas, est négatif et faible en comparaison aux écarts de température pour lequel il y a récupération (voir Figure-A II-10). Ainsi, la récupération est considérée nulle pour ces 220 pas de temps.

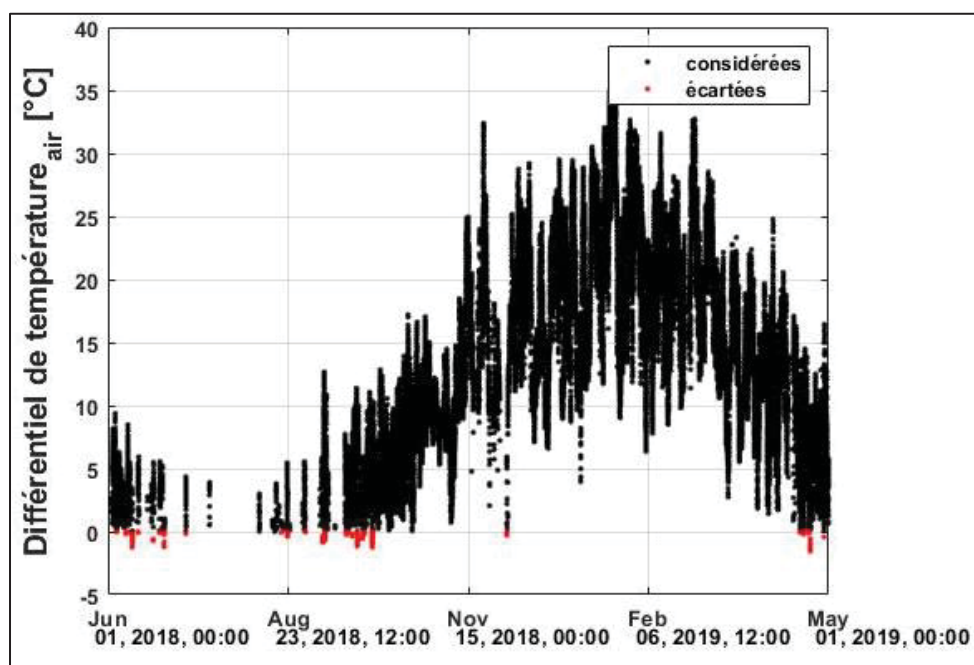


Figure-A II-10 Le différentiel de températures de l'air au niveau du serpentin de préchauffage de l'UTA-17 en considérant une ouverture minimale de la valve de récupération de 5 % et le débit d'air est supérieur à 2 600 L/s

Énergie valorisable TR-4 et l'énergie fournie à la TR-9

Les débits volumiques des tours sont prélevés d'un rapport de projet de 15 crédits d'un ancien étudiant de l'ÉTS. Basés sur un rapport de balancement effectué par *Caltech* le 22 octobre 2014 (EL CHAMAA, 2021), ces débits sont considérés constants. Les propriétés de l'éthylène

glycol à 50 % sont déterminées à la température moyenne annuelle de 25 °C (voir Figure-A II-11) illustrant les températures sans données aberrantes.

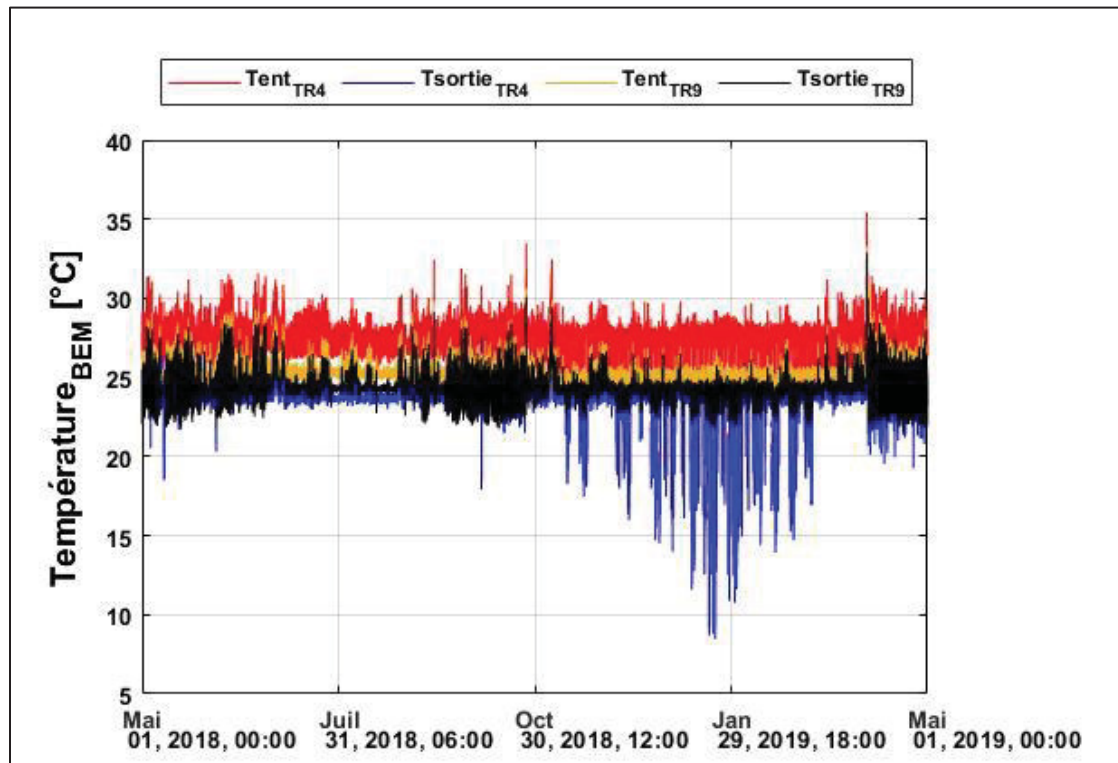


Figure-A II-11 La température des boucles d'eau mitigée du pavillon A

En effet, les températures mesurées à la sortie de la TR-4 le 22 janvier 2019 à 9 h 20, 9 h 25 et à 11 h 45 sont aberrantes. Elles sont respectivement de 0,8 °C, 3,4 °C et 5,4 °C, ce qui est significativement inférieur au point de consigne de 29 °C à cet emplacement du réseau. De plus, l'éthylène glycol au retour de l'UTA-10, qui est l'eau glycolée à l'entrée de la TR-4, est minimalement à 9,5 °C. La chaleur valorisable dans ces pas de temps a été écartée de l'analyse. Tirées des tables 6 et 7 du chapitre 31 de l'ASHRAE Fundamentals 2017, les propriétés du fluide caloporteur sont 1071 kg/m³ et de 3,300 kJ/(kg*K).

Illustré à la Figure 4.7, l'écart de température à la TR-4 est négative dans 886 pas de temps. Ces valeurs négatives peuvent se produire lorsqu'il y a augmentation de la chaleur utilisée pour le préchauffage de l'UTA-10, tant au démarrage qu'au fonctionnement journalier. En fait,

l'augmentation de la récupération à l'UTA-10 engendre une baisse de la température de retour de la BEM à la TR-4 ($T_{Ret\ TR-4}$). La Figure-A II-12 a) présente un exemple où le différentiel de température de l'eau glycolée à la TR-4, engendrant une chaleur valorisable négative, coïncide avec le démarrage matinal du préchauffage de l'UTA-10. La Figure-A II-12b) présente l'effet d'une augmentation de la récupération à l'UTA-10 pendant la journée.

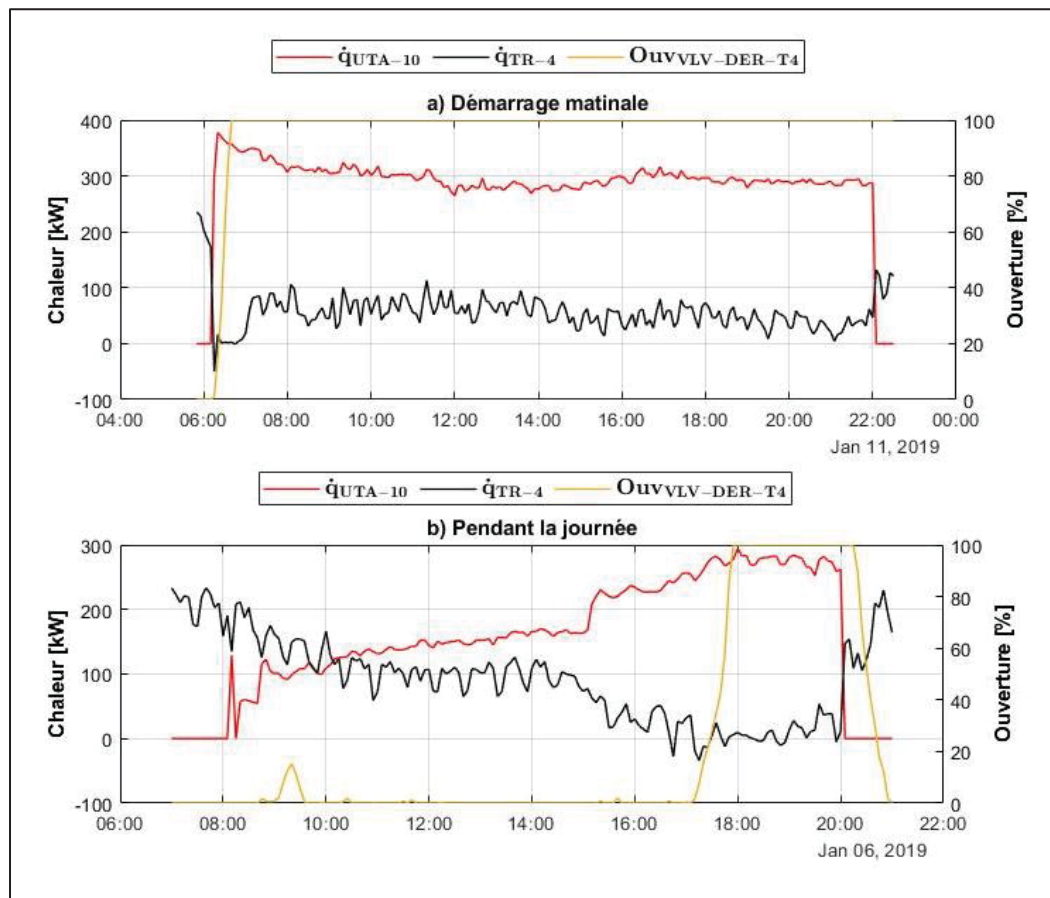


Figure-A II-12 Influence de la récupération à l'UTA-10 sur la chaleur valorisable à la TR-4

Les valeurs négatives pourront être attribuables à l'inertie de la BEM : un changement prend un certain temps pour se propager dans le reste de la boucle. Autrement dit, la température d'alimentation ($T_{Alim\ TR-4}$) est momentanément plus grande que la température de retour de la BEM ($T_{Ret\ TR-4}$), engendrant une chaleur valorisable momentanément négative. Également, les valeurs négatives de faible amplitude (de l'ordre de $-0,5\ ^\circ\text{C}$ équivalent à $-28\ \text{kW}$) peuvent

être engendrées par l'ouverture de la valve de dérivation, pouvant entraîner momentanément des écarts de températures faiblement négatifs (voir 6 janvier vers 18 h). Les écarts de température inférieurs à 0 °C ont été écartés de l'analyse.

Également observé à la Figure 4.7, on remarque des différences de températures allant jusqu'à 8,5 °C (équivalent à une chaleur de 468 kW) qui est près de trois fois de la température moyenne de 3 °C (équivalent à une chaleur de 165 kW). Ces différentiels se produisent en majeure partie du 5 octobre au 26 octobre et du 3 avril au 29 avril (voir Figure-A II-13). La chaleur valorisable atteint parfois 430 kW tandis que la tendance est de 200 kW en fin octobre (voir Figure-A II-13). On note aussi que le profil de la chaleur valorisable concorde avec la récupération de chaleur de l'UTA-10 : la chaleur valorisable est plus grande lorsque l'UTA-10 est à l'arrêt pendant la nuit que lorsqu'il est en fonctionnement pendant la journée.

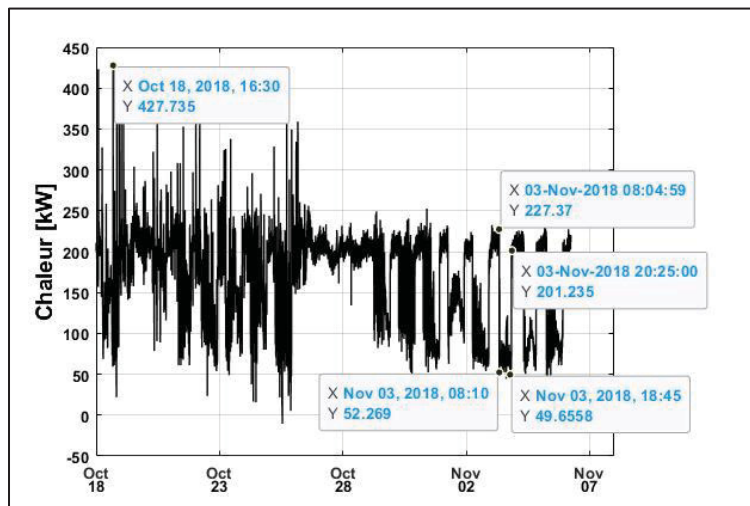


Figure-A II-13 Impact des grands différentiels de température sur la chaleur valorisable à la TR-4

En plus de l'arrêt de récupération de chaleur à l'UTA-10, les perturbations liées à l'ouverture ou la fermeture de la valve de dérivation (données encadrées en brun à la Figure 4.6, variable Metasys *VLV-DER-T4*) peut être à l'origine de ces grands écarts. En s'ouvrant, la valve de dérivation engendre le mouvement de l'eau glycolée qui stagnait dans la tuyauterie de dérivation et pouvant être à faible température (voir Figure-A II-14b), ce qui diminuera

momentanément la température d'alimentation ($T_{Alim\ TR-4}$). L'écart de température en serait augmenté (voir Figure-A II-14c).

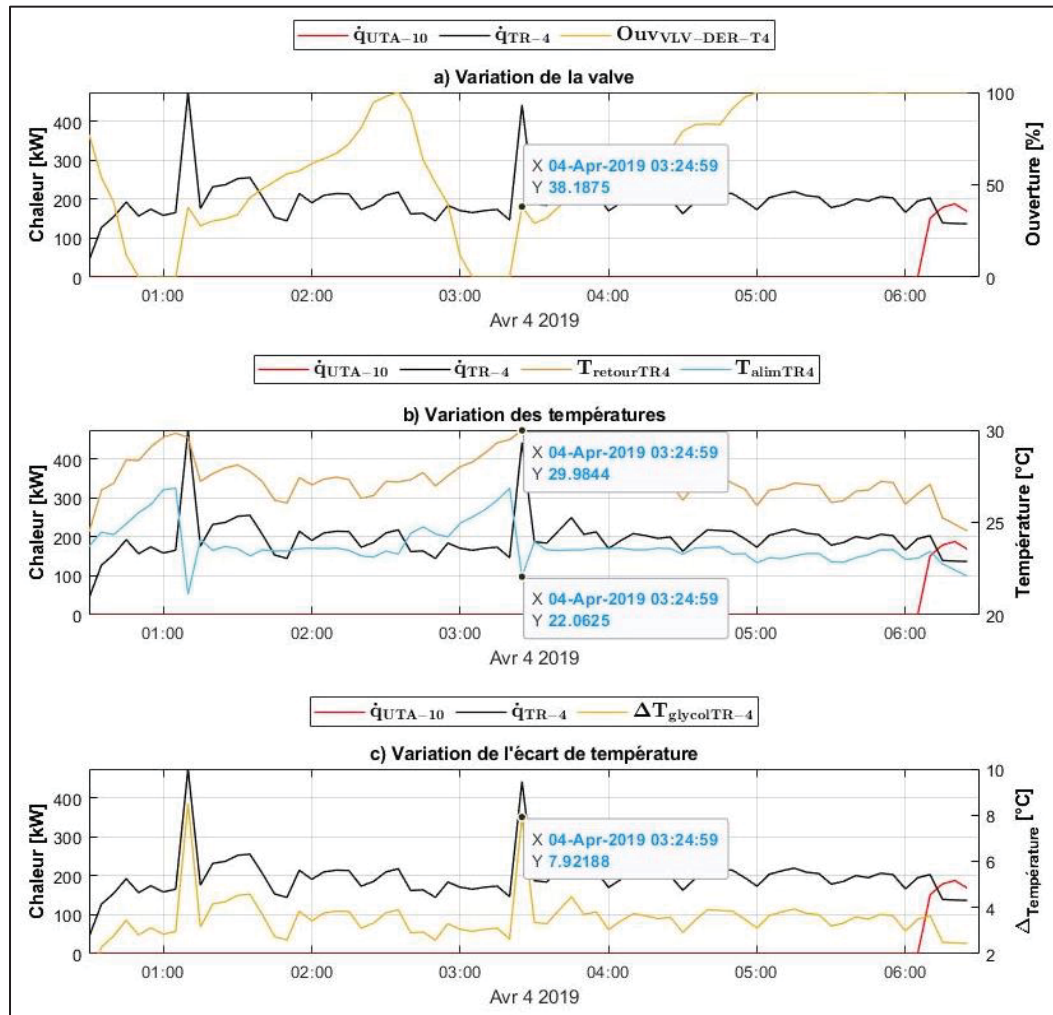


Figure-A II-14 Impact de l'ouverture de la valve de dérivation (variable Metasys VLV-DER-T4)

Pour éviter de considérer une chaleur valorisable erronée, les écarts de température supérieurs à 6 °C ont été réduits à 6 °C (équivalent à 335 kW). La chaleur valorisable de 71 données a été changée. La valeur maximale considérée est le double de la moyenne observée. En excluant les écarts de température négatifs, ce changement engendre une diminution l'énergie rejetée à la TR-4 de 0,01 % par rapport au cas où ce critère n'est pas appliqué, ce qui est négligeable.

Pour l'énergie fournie à la TR-9, il convient de souligner qu'il manque 2 459 données pour $T_{Ret\ TR-9}$, soit 2,3 % de l'année échantillonnée au cinq minutes. L'intervalle de temps dans lequel il n'y a aucune donnée enregistrée consécutive est d'au maximum 2,17 jours, se produisant du 9 mai à 8 h 40 au 11 mai à 12 h 40. Pour $T_{Alim\ TR-9}$, il manque 2 460 données dont la plus grande période consécutive est identique à $T_{Ret\ TR-9}$. En fait, les données non enregistrées pour ces deux variables sont identiques à l'exception d'un moment. Ces données manquantes ne sont pas problématiques.

La Figure 4.9 illustre d'importantes variations de l'ordre de 700 kW dans la chaleur fournie à la TR-9 pendant l'année. Ces variations sont également présentes à l'échelle mensuelle. Par exemple, la Figure-A II-15 présente une variation de l'ordre de 500 kW de chaleur fournie à la TR-9 entre la fin d'octobre et le début de novembre.

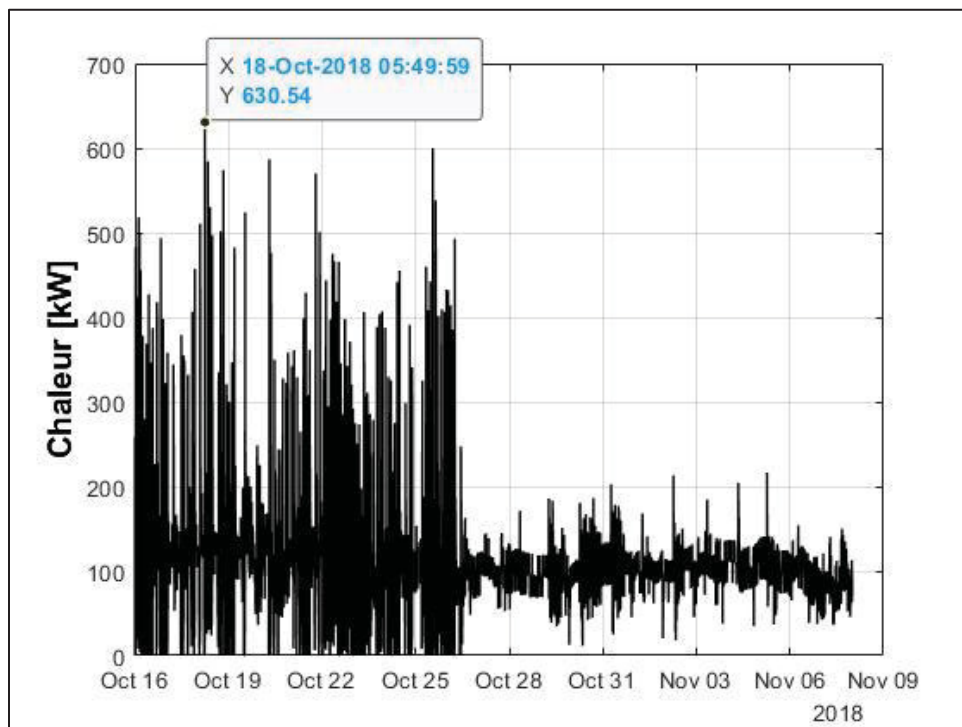


Figure-A II-15 Variations de la chaleur fournie de la TR-9 en octobre

La Figure-A II-16 présente une période en octobre de six heures afin d'analyser les variations plus clairement.

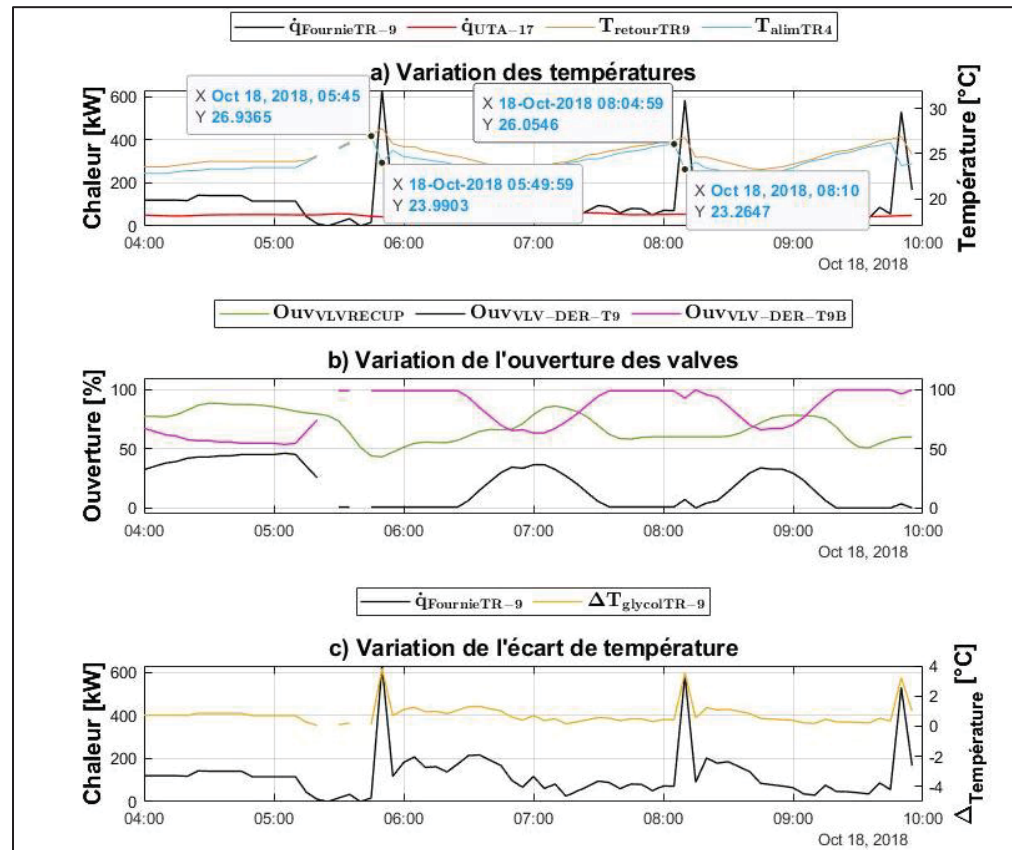


Figure-A II-16 Variations des données enregistrées de la TR-9 en octobre

À la section a) de la Figure-A II-16, on remarque une augmentation de la chaleur fournie à la TR-9 à 5 h 45 et 8 h 05. En effet, la chaleur augmente dans une période de cinq minutes de 17 kW à 630 kW à 5 h 45 et de 72 kW et 585 kW à 8 h 05. On remarque à la section c) que ces deux pas de temps coïncident avec des diminutions de l'ordre de 3 °C de la température d'alimentation ($T_{Alim\ TR-9}$), c'est-à-dire la température en aval de la TR-9. Illustrée à l'aide de la courbe rouge à la section a), la chaleur récupérée à l'UTA-17 varie peu et elle est faible comparativement à la chaleur fournie à la TR-9. Ainsi, l'augmentation de la chaleur fournie à la TR-9 ne semble pas être engendrée par l'arrêt de la récupération à l'UTA-17. Comme illustré à la Figure-A II-16 b), ni la variation de l'ouverture de la valve de récupération (Valve REC), ni celle de la valve de dérivation contournant la TR-9 et l'UTA-17 (VLV-DER-T9), ni la valve modulant le débit à la TR-9 (VLV-DER-T9B) coïncident avec les diminutions de $T_{Alim\ TR-9}$.

L'absence d'enregistrements relatifs au fonctionnement de la TR-9 comme l'état (On/Off) et l'ouverture de la valve en amont (voir VLV-ISO-T9 sur la Figure 4.6) empêche l'analyse des changements au niveau de la chaleur fournie à la TR-9 pouvant être à l'origine de cette diminution. Contrairement à la TR-4, la TR-9 est davantage complexe en raison de l'UTA-17. Il n'y a aucun débitmètre sur le circuit permettant de connaître le déplacement spécifique de l'eau glycolée. Le débit total circulant dans la zone principale #2, le débit atteignant à l'UTA-17, le débit atteignant la TR-9 ainsi que le débit contournant la TR-9 et l'UTA-17 sont inconnus. Il est possible qu'une augmentation de température aux sondes de températures soit la conséquence d'une diminution de débit. L'hypothèse selon laquelle le débit d'eau glycolée est constant peut engendrer la chaleur élevée à ces pas de temps.

Énergie valorisable à la TR-9

Puisque les mois d'octobre et de janvier comportent, respectivement, 31 % et 28 % des 1 707 pas de temps où la chaleur valorisable à la TR-9 est négative, une période pendant ces mois est sélectionnée pour observer la variation de données. Il faut noter que la couleur des courbes, représentant l'ouverture des valves, concorde avec celle des données encadrées aux Figure 4.4 et Figure 4.6, afin de faciliter la compréhension de ce que contrôle ces valves. Il faut noter que l'ouverture de la valve de dérivation contournant la TR-9 et l'UTA-17 (VLV-DER-T9) et la valve modulant le débit à la TR-9 (VLV-DER-T9B) sont contrôlées de manière à ce que la somme des ouvertures donne 100 %. Il convient de rappeler que la chaleur récupérée à l'UTA-17 est calculée à l'aide du différentiel de température du côté de l'air alors que la chaleur fournie à la TR-9 est calculée à l'aide du différentiel de température de l'eau glycolée.

La Figure-A II-17 montre une période en janvier. Au 22 janvier, on remarque que $\dot{q}_{\text{Valorisable TR-9}}$ devient négative, illustrée par \dot{q}_{Prob} de 7 h à 9 h 50, lorsque la valve modulant le débit à la TR-9 (VLV-DER-T9B) diminue de 100 % à 0%, ce qui entraîne l'ouverture complète de la valve contournant la TR-9 et l'UTA-17 (VLV-DER-T9). Entre 9 h 50 et 10 h 40, VLV-DER-T9B réouvre à plus de 30 % et $\dot{q}_{\text{Valorisable TR-9}}$ redevient momentanément positive. Entre 10 h 40 et 11 h 50, VLV-DER-T9B se referme en dessous de 30 % et

$\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}$ redevient négative. Ces observations suggèrent qu'une quantité insuffisante d'eau atteignant la TR-9, entraîné par une ouverture de VLV-DER-T9B inférieur à 30 %. Ceci pourrait expliquer que $\dot{q}_{Fournie\ TR-9}$ soit inférieure à \dot{q}_{UTA-17} . Puisqu'aucun débitmètre n'est installé dans les tuyaux, il n'est pas possible de connaître le mouvement de l'eau glycolée.

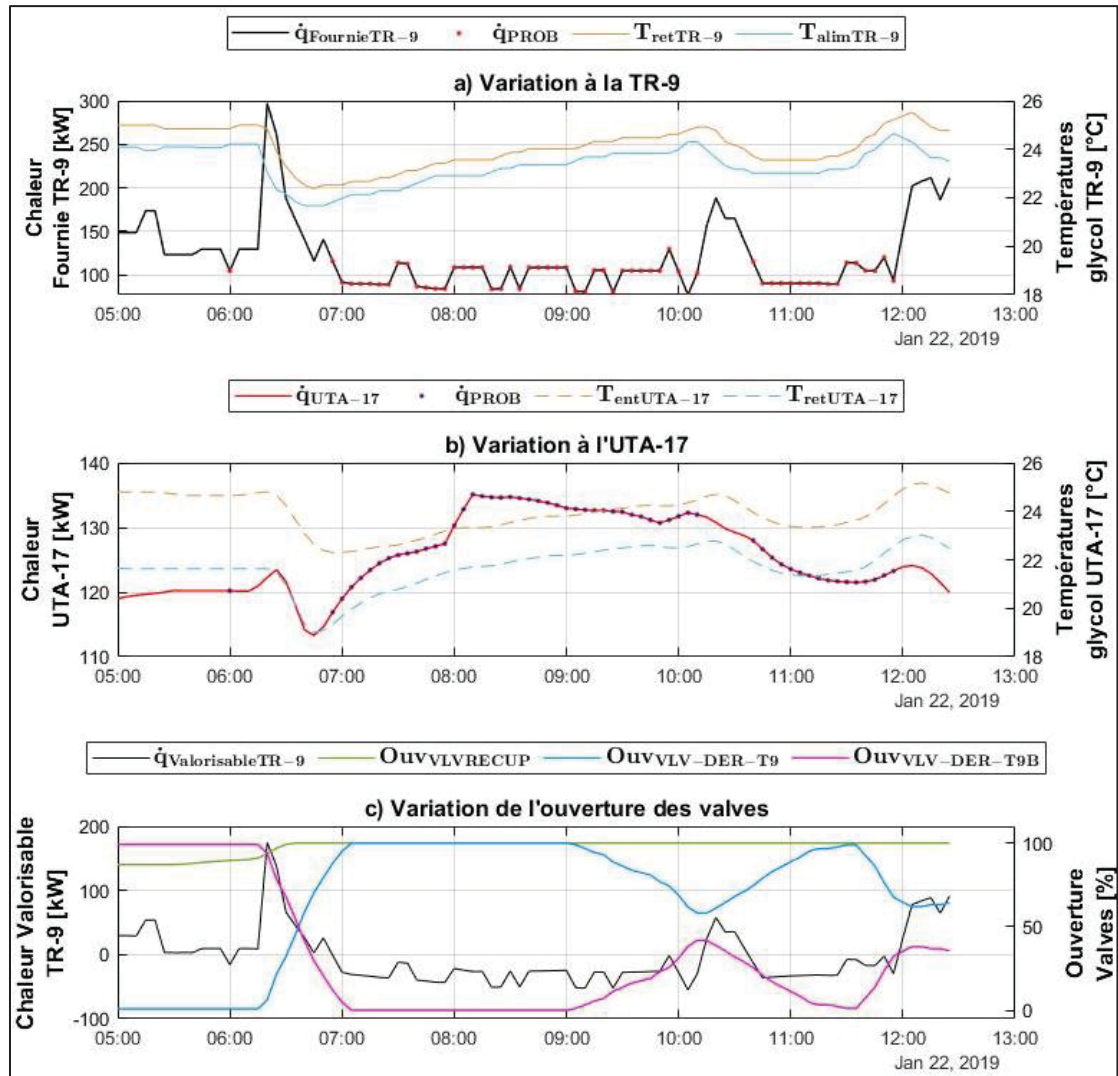


Figure-A II-17 Observations au 22 janvier de la TR-9

La Figure-A II-18 montre une période en octobre. Au 6 octobre, on remarque que $\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}$ devient souvent négative, symbolisée par \dot{q}_{Prob} , près des pas de temps où $\dot{q}_{Fournie\ TR-9}$ est considérée nulle. En effet, les données de température non illustrées à la

Figure-A II-18a), d'ouvertures de VLV-DER-T9B ainsi que les astérisques violets à la Figure-A II-18c), symbolisant les pas de temps où $\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}$ est considérée nulle, se produisent près des pas de temps \dot{q}_{Prob} . Par exemple, $\dot{q}_{Fournie\ TR-9}$ à 2 h 10 est de 11 kW alors qu'elle est de 0 kW à 2 h 05 et 2 h 15 (voir Figure-A II-17a). Puisque \dot{q}_{UTA-17} est de 40 kW à 2 h 10, $\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}$ est de -29 kW (voir Figure-A II-18c). Ainsi, il est possible que de faibles valeurs de $\dot{q}_{Valorisable\ TR-9}$ soient engendrées par le même phénomène produisant $\dot{q}_{Fournie\ TR-9}$ négative.

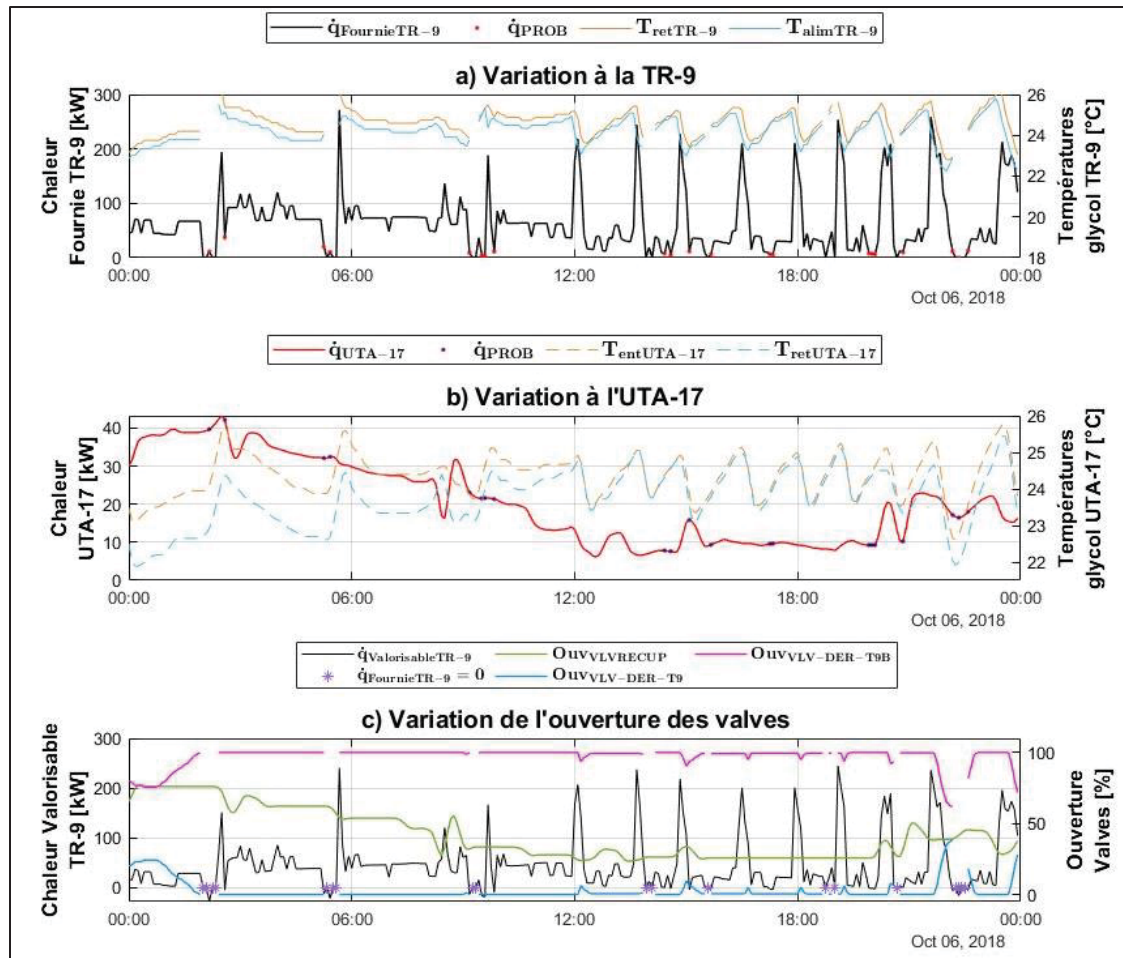


Figure-A II-18 Observations au 6 octobre au niveau de la TR-9

ANNEXE III

COMPLÉMENTS DE L'ANALYSE DU PAVILLON B

Cette annexe présente en premier lieu la correspondance entre l'appellation des données Metasys et celle utilisée dans le mémoire pour le pavillon B. Ensuite, l'analyse des données brutes de Metasys ainsi que des anomalies d'opération sont abordées.

Le Tableau-A III-1 permet de faire la correspondance entre les noms des données enregistrées sur Metasys et la nomenclature utilisée dans ce mémoire au pavillon B.

Tableau-A III-1: Correspondance entre l'appellation Metasys et celle utilisée au pavillon B

Metasys	Nomenclature de mémoire	Utilisation
UTA-101		
ETSR4 DIVERS T_EXT	T_{Ext}	$q_{UTA-101} = Q_{design_UTA101} * Vit_{vent} * \rho_{air} * Cp_{air} * (T_{SP\ UTA101} - T_{Ext})$
UTA-101.T_Mélange	$T_{SP\ UTA101}$	
UTA-101.VIT VA	Vit_{vent}	
Valve de récupération	Ouverture de la valve de récupération UTA-101	Critère pour considérer la récupération à l'UTA-101
TR-102		
T_EM_RET	$T_{Ret\ TR-102}$	$q_{TR-102} = Q_{TR-102} * \rho * Cp * (T_{Ret\ TR-102} - T_{Alim\ TR-102})$
T_EM_ALI	$T_{Alim\ TR-102}$	
VLV-EMG	Ouverture de la valve de dérivation	Critère pour considérer le rejet TR-102
T_RECU_E	Température de l'eau glycolée à l'entrée de l'UTA-101	Analyse du rejet TR-102
T_RECU_S	Température de l'eau glycolée à la sortie de l'UTA-101	Analyse du rejet TR-102

Énergie récupérée à l'UTA-101

Les propriétés de l'air ont été approximées à 1 atm et à 16 °C, soit la température moyenne annuelle de l'air à la sortie de serpent. La masse volumique (ρ) et la chaleur massique (C_p) sont respectivement de 1,212 kg/m³ et 1,007 kJ/(kg*K).

Le débit de conception est déterminé en additionnant les débits spécifiés de chaque zone desservie par l'UTA-101 qui proviennent des rapports d'équilibrage de *Caltech* effectué le 19 août 2004 et de *Calibrair* effectué le 5 mars 2008. Les débits de la pouponnière et le resto-pub sont respectivement 695 L/s et 3 080 L/s. La recirculation est effectuée pour la garderie/CPE : les débits mentionnés dans le rapport représentent le mélange de l'air de recirculation avec l'air frais. Considérant un pourcentage d'air frais de 30 % du 2 369 L/s mesuré par *Caltech*, le débit d'air frais considéré pour la garderie/CPE est de 711 L/s. Le débit de conception du ventilateur UTA-101 est estimé à 4 486 L/s.

Il y a trois termes de l'équation (4.8) qui sont des enregistrements de Metasys. L'interpolation linéaire est utilisée à l'aide de la fonction *resample* de Matlab pour obtenir les données aux mêmes instants. Considérant un intervalle de temps de cinq minutes, il y a 105 120 données pour l'année d'analyse. Afin d'assurer que les enregistrements sont en nombre suffisant et représentent l'ensemble de l'année pour tirer des conclusions, il est important de connaître le nombre de données manquantes. Pour Vit_{vent} , il y a 431 données manquantes (0,41 % de l'année). La plus longue période dans laquelle ces données manquantes sont consécutives est de 18,3 h. Cette période se produit en mars. Pour $T_{SP\ UTA101}$, il y a 391 données manquantes (0,37 % de l'année). La plus longue période n'ayant pas de donnée est identique à celle de Vit_{vent} . Pour T_{Ext} (variable Metasys ETSR4 DIVERS T_EXT), il y a 3 473 données manquantes (3,3 % de l'année). La période maximale où les données consécutives sont manquantes s'étend du 18 janvier 9 h 50 au 30 janvier 9 h 15 (voir Figure-A III-1). Puisque la récupération est fortement influencée par la température extérieure et que cette période est significative, les données manquantes ont été extraites de la variable Metasys UTA-101.T_EXT indiquant la température extérieure (voir Figure-A III-2). Cette manière de

compléter les données permet de quantifier les récupérations de manière plus réaliste à cette période où les besoins de chauffage sont importants.

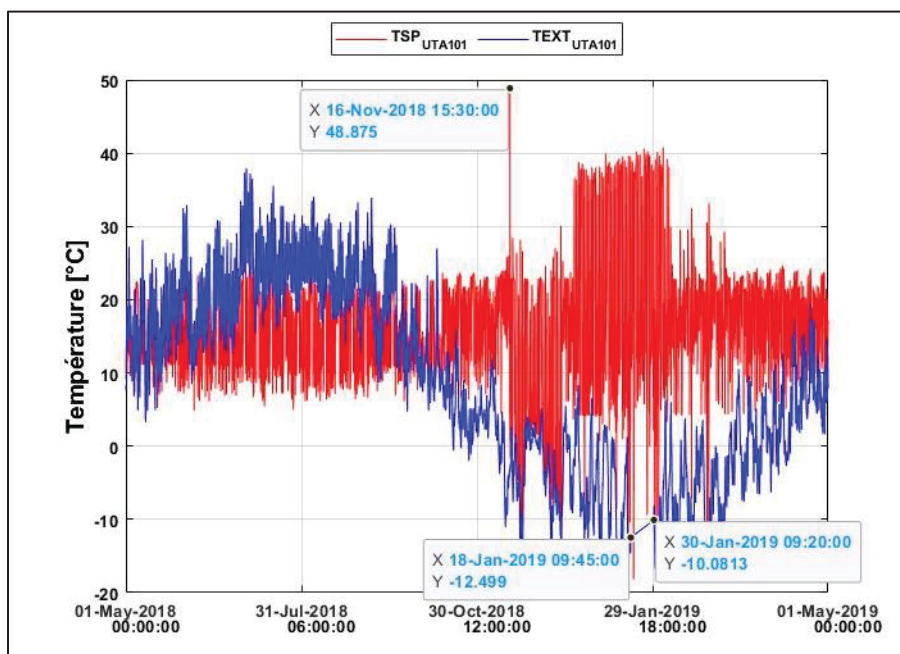


Figure-A III-1 Températures de l'air à l'UTA-101 de Metasys

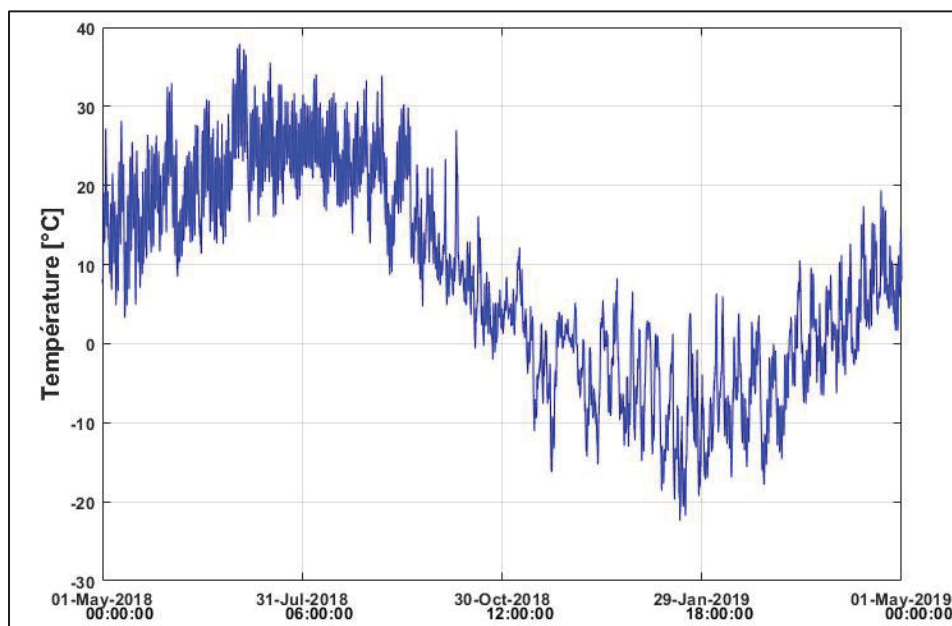


Figure-A III-2 Température extérieure considérée à l'UTA-101

Il y a plusieurs conditions pour lesquelles la chaleur récupérée est considérée nulle. La première est lorsque l'UTA-101 est à l'arrêt : il n'y a aucune ventilation. Il convient de souligner que les trois espaces desservis par l'UTA-101 ont des horaires d'occupation différents. Les jours de semaine, la garderie (TP101) est occupée de 6 h à 18 h, tandis que la pouponnière (TP108) et le resto-pub sont respectivement occupés de 8 h à 21 h et de 8 h à 2 h. Une température de l'air après le serpentin de récupération UTA-101 ($T_{SP\ UTA101}$) d'environ 40 °C est mesurée de la fin décembre au début février (Figure-A III-1). Ces hautes températures peuvent être engendrées par l'arrêt du ventilateur ainsi que la fermeture de la valve de récupération. Lorsque la valve de récupération et le ventilateur sont fermés, l'air stagne et peut accumuler de la chaleur de la salle mécanique où l'UTA-101 est localisée. Située au 4^e niveau du pavillon B, la chaleur des niveaux inférieurs peut s'accumuler dans la salle mécanique. Au 18 janvier, une augmentation de la température de l'air d'environ 25 °C après la fermeture de la valve de récupération et le ventilateur a été observée (voir Figure-A III-3).

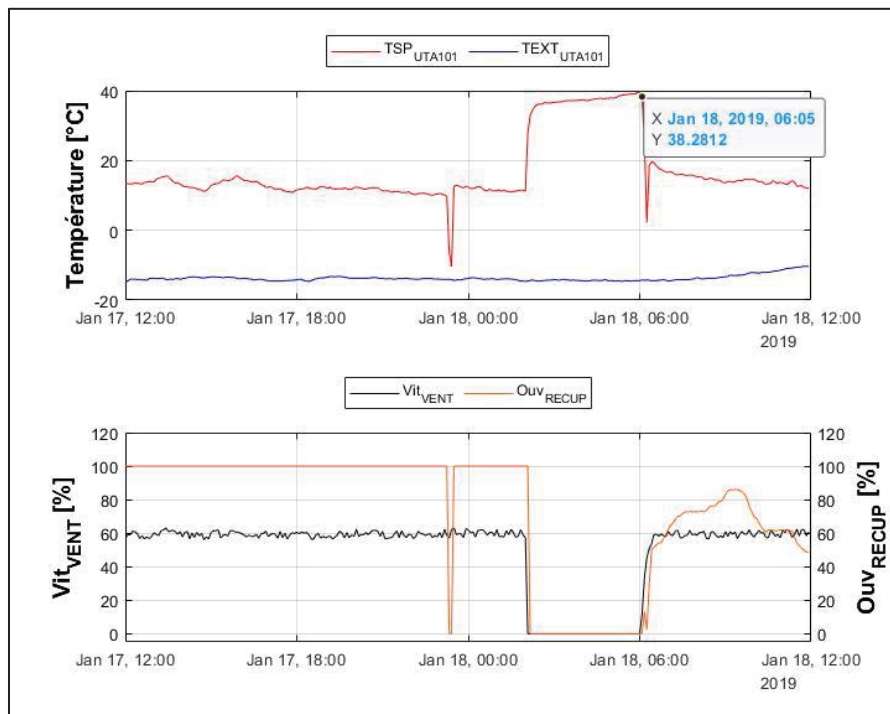


Figure-A III-3 Impact de la fermeture simultanée de la valve de récupération et du ventilateur de l'UTA-101

On note aussi que la fermeture de la valve de récupération rapproche la température de l'air après le serpentin ($T_{SP\ UTA101}$) à la température extérieure. On remarque que ce même phénomène se produit 16 novembre à 15 h 30 : la fermeture de la valve de récupération et du ventilateur entraîne une augmentation de la température de l'air jusqu'à environ 50 °C (voir Figure-A III-4).

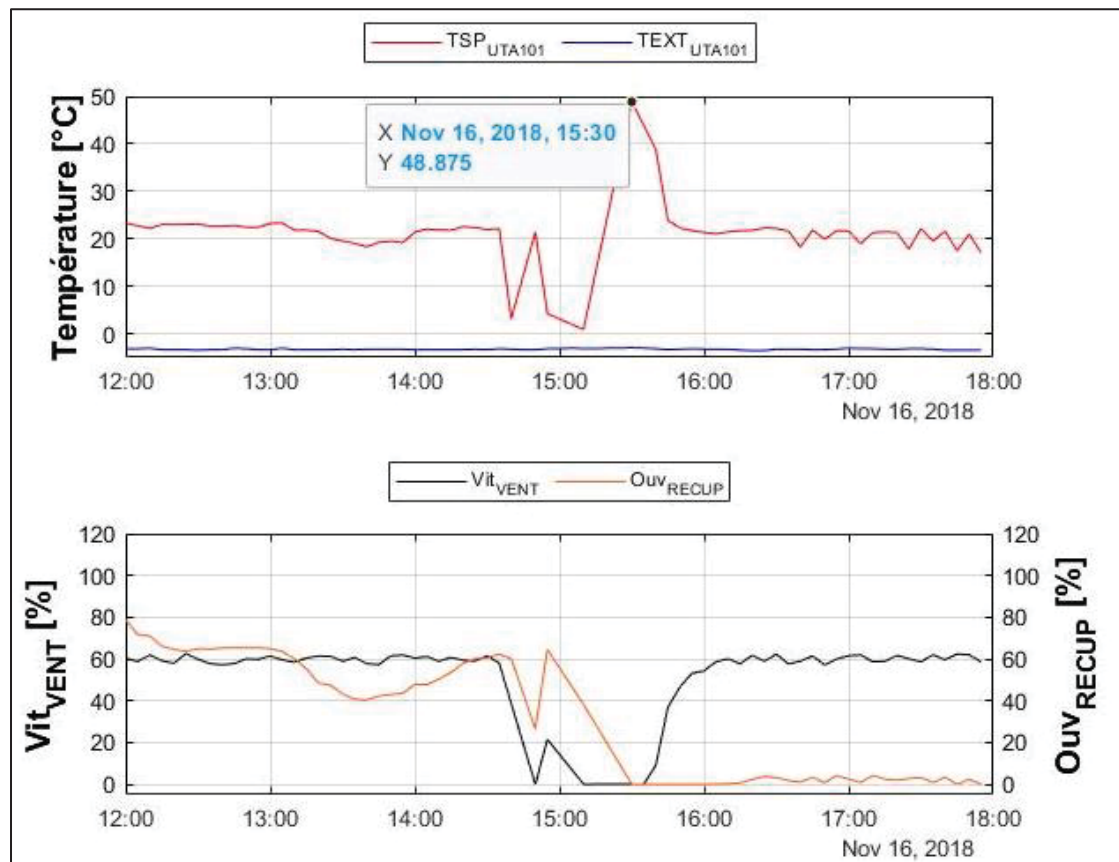


Figure-A III-4 Impact de la fermeture simultanée de la valve de récupération et du ventilateur de l'UTA-101 le 16 novembre 2018

Pour exclure ces hautes températures, la récupération est considérée lorsque la vitesse du ventilateur est supérieure à 45 %. Il convient de souligner que la vitesse du ventilateur est différente pour les sessions d'automne et d'hiver que pour la session universitaire d'été s'étendant de mai à mi-août (voir Figure-A III-5 et Figure-A III-6).

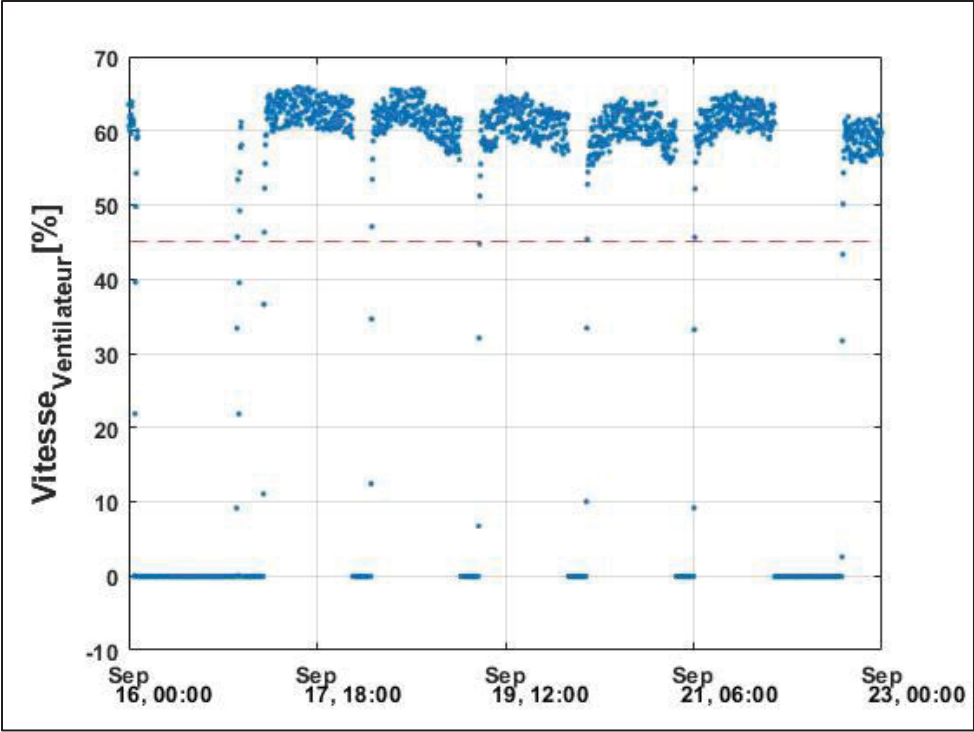


Figure-A III-5 La vitesse du ventilateur de l'UTA-101 en automne et hiver

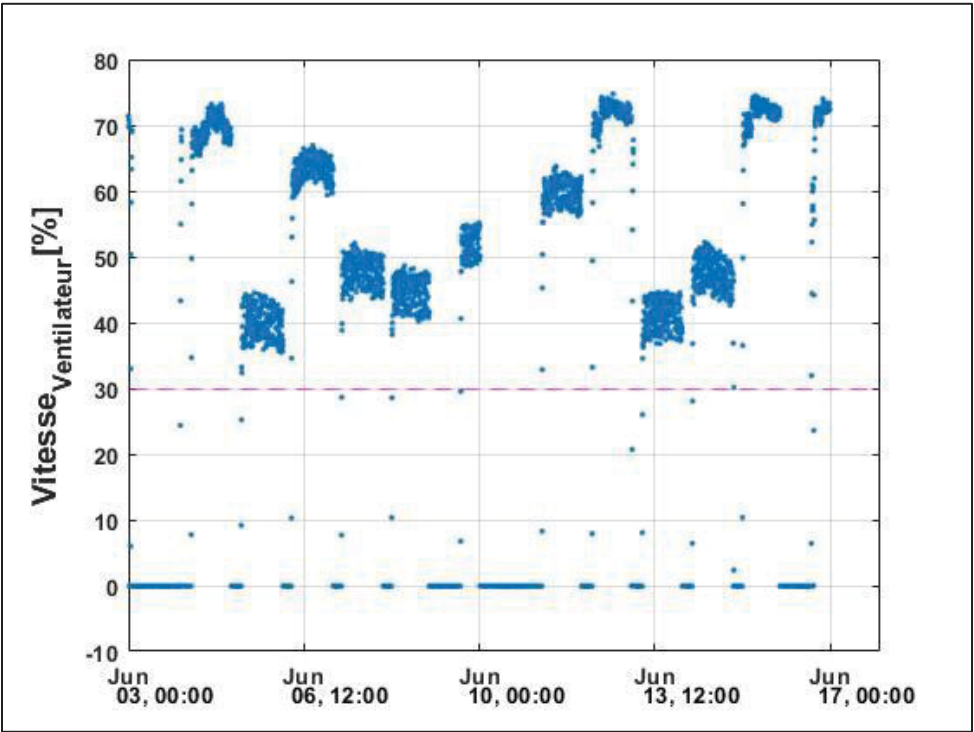


Figure-A III-6 La vitesse du ventilateur de l'UTA-101 en été

Contrairement aux sessions d'automne et d'hiver, le pourcentage d'ouverture est davantage variable pour la session d'été: le fonctionnement du ventilateur peut s'effectuer à 70 % comme à 40%. Le pourcentage d'ouverture davantage convenable à cette période serait de 35 %. Cependant, comme vu plus loin, il n'y a aucune récupération de chaleur pendant la session estivale. Ainsi, le critère de 45 % est conservé.

Une remarque s'impose avant d'aborder la deuxième condition. Sur les 105 120 données interpolées, il y a 146 pour lesquelles la valve de récupération et la valve de refroidissement (variable Metasys nommée valve refroidissement) sont simultanément ouvertes. Ces données se produisent en juin, juillet et en avril. Ce sont des anomalies puisque ces deux valves sont raccordées au même serpentin : il pourrait donc avoir le mélange d'eau de la BEM et l'eau froide du refroidisseur. En appliquant le critère sur la vitesse du ventilateur, ce nombre diminue à 38. Ces pas de temps se produisent pour le 7 juin, le 18 avril et 24 avril. L'ouverture des valves, la température de l'eau glycolée ainsi que la température de l'air sont analysées. La valve de récupération s'ouvre momentanément en juin alors que c'est la valve de refroidissement qui s'ouvre momentanément en avril (voir Figure-A III-7).

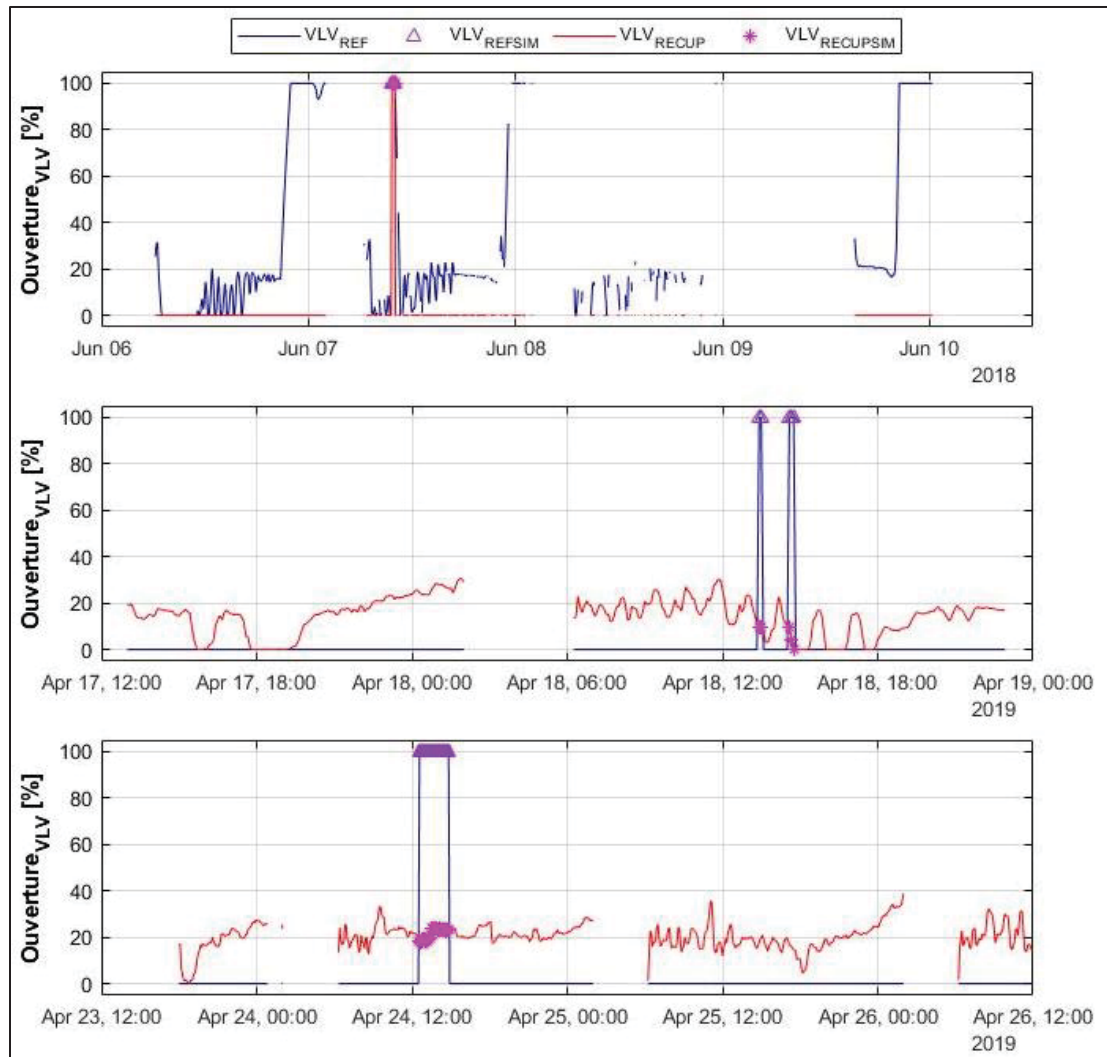


Figure-A III-7 Les pas de temps où les valves de récupération et de refroidissement sont simultanément ouvertes

Une augmentation de 8 °C de la température de l'eau glycolée à la sortie du serpentin (variable Metasys T_RECUP_S) en juin est observée (voir Figure-A III-8), ce qui pourrait être signe qu'il y a un mélange de l'eau à plus haute température provenant de la BEM avec l'eau de plus faible température alimentée par un refroidisseur.

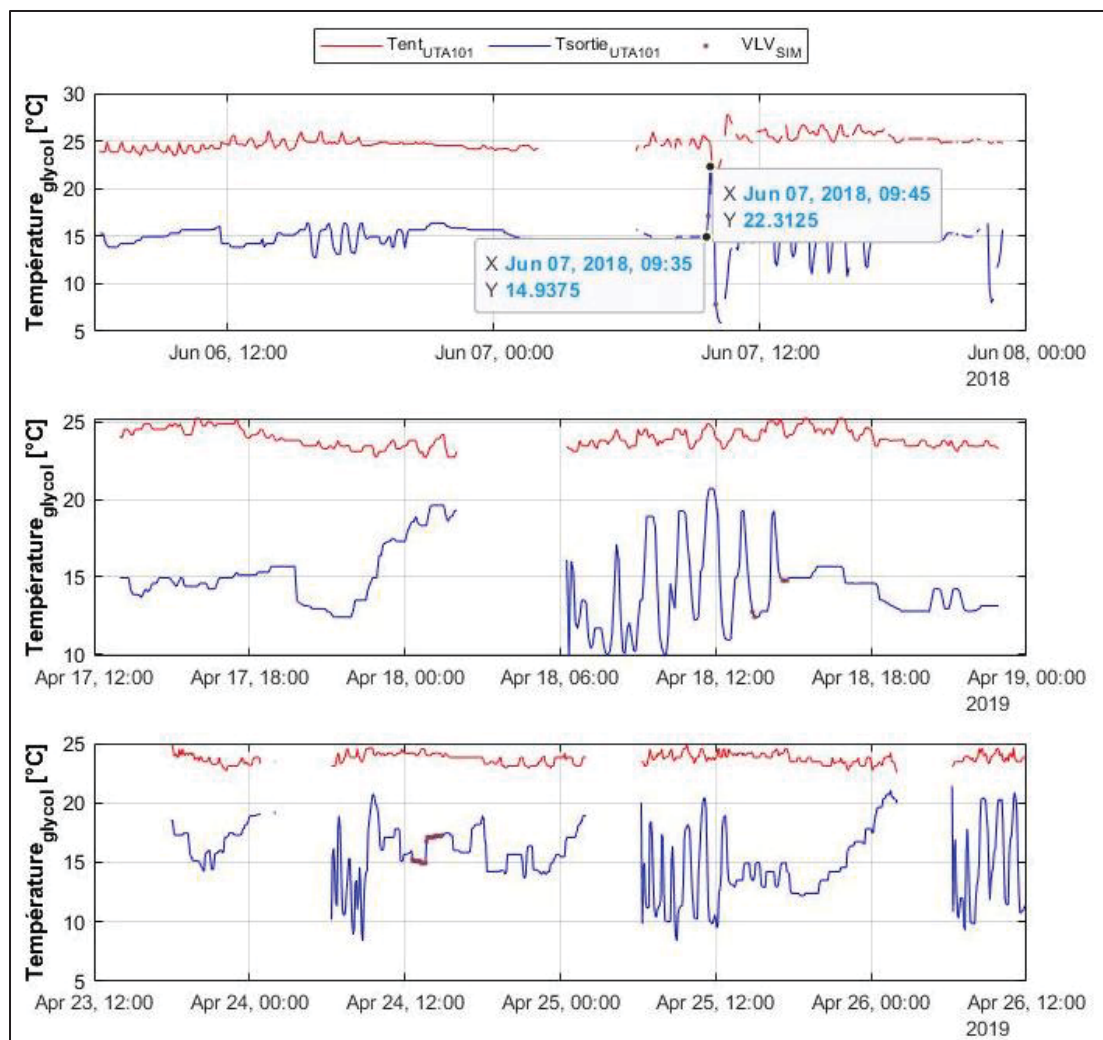


Figure-A III-8 Impact de l'ouverture simultanée des valves de l'UTA-101 sur la température de l'eau glycolée

En avril, aucun changement significatif n'est observé. Une augmentation d'environ 10 °C de la température de l'air à la sortie du serpentin se produit en juin (voir Figure-A III-9).

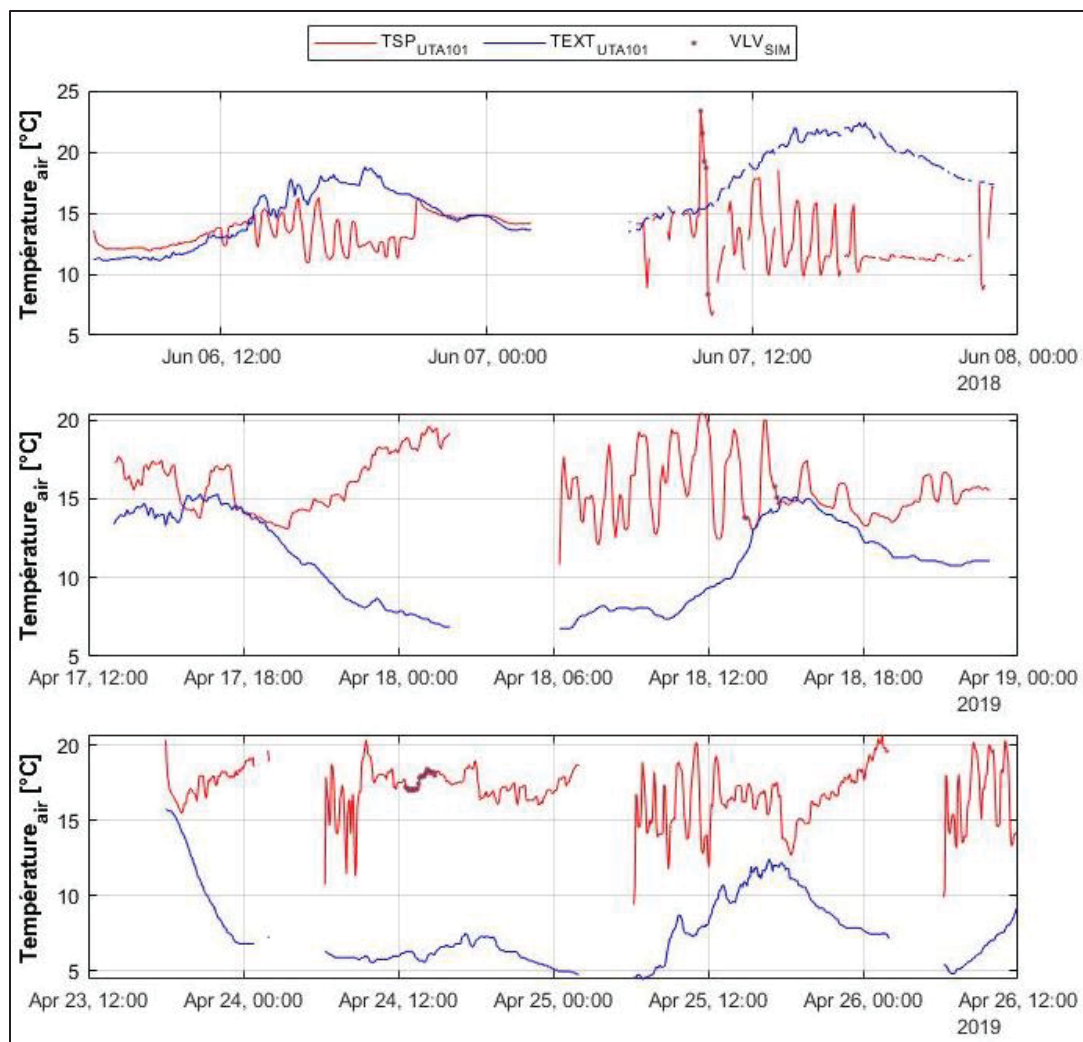


Figure-A III-9 : Impact de l'ouverture simultanée des valves de l'UTA-101 sur la température de l'air

L'ouverture de la valve de récupération en juin pourrait provoquer une hausse de la température à la sortie du serpentin jusqu'à dépasser la température extérieure. Autrement dit, il y aurait préchauffage vers 9 h en juin. En avril, l'ouverture de la valve de refroidissement ne semble pas influencer significativement la température de l'air à la sortie du serpentin. L'analyse détaillée du contrôle de ces valves n'a pas été effectuée puisque l'objectif est d'estimer la chaleur du pavillon B pouvant être utilisée dans la boucle énergétique de l'ÉTS. En raison de l'absence de changements en avril, les calculs de récupération sont inchangés. À la lumière des observations en juin et en absence de débitmètre indiquant la proportion d'eau glycolée de la BEM se mélangeant avec l'eau glycolée froide, la récupération n'a pas été considérée pour ce

mois estival. Cette anomalie se traduit également par une diminution de la chaleur valorisable à la TR-102. Afin d'inclure cette chaleur, des changements sont apportés aux températures de l'eau glycolée de Metasys de la TR-102.

Le traitement des données comprend une deuxième condition, qui se rapporte à la valve de récupération. À l'instar du pavillon A, une ouverture minimale de 5 % de la valve de récupération est une condition nécessaire afin de considérer le préchauffage. Ce seuil est imposé dans le but d'exclure les périodes transitoires de fermeture ou d'ouverture de valve pouvant occasionner une chaleur récupérée calculée négative. Il permet de diminuer les pas de temps où l'écart de température ($T_{SP\ UT A101} - T_{Ext}$) est négatif passe de 19 139 à 8. L'amplitude maximale de l'écart de température affilié à ces huit données est de 0,7 °C, ce qui se traduit par une chaleur négligeable à ces pas de temps. Un troisième critère consiste à écarter ces huit valeurs.

Énergie valorisable à la TR-102

Un débit de 11 L/s (≈ 175 gpm) a été mesuré par *Caltech Inc.* lors de l'équilibrage de l'air et de l'eau du pavillon B effectué le 19 août 2004. Ce débit est sélectionné comme \dot{V}_{TR-102} dans l'équation (4.9) et considéré constant dans les calculs. Étant donné que les températures du caloporteur à l'entrée ($T_{Ret\ TR-102}$ variable Metasys T_EM_RET) et à la sortie ($T_{Alim\ TR-102}$ variable Metasys T_EM_ALI) de la tour se retrouvent généralement entre 20-28 °C (voir Figure-A III-10) dans la période d'intérêt, la masse volumétrique (ρ) et la chaleur spécifique (Cp) ont été estimées à 25 °C.

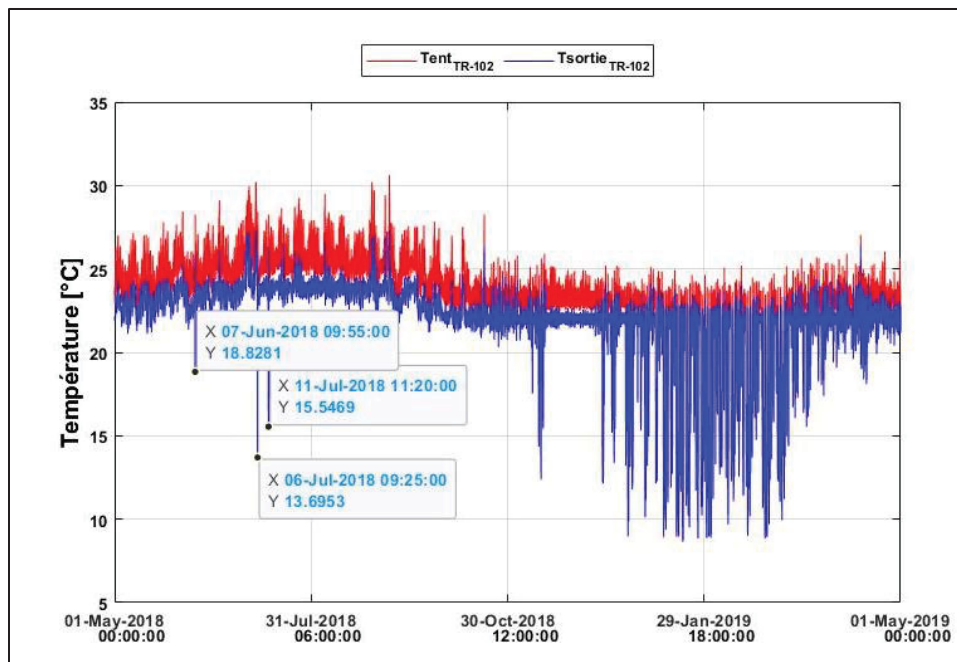


Figure-A III-10 Les températures de la boucle d'eau mitigée du pavillon B

D'après les tables 6 et 7 du chapitre 31 de l'ASHRAE Fundamentals (2017), elles sont respectivement de $1\,071\text{ kg/m}^3$ et de $3,300\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$. Il convient de souligner que les anomalies d'ouverture simultanée de la valve de refroidissement et de la valve de récupération de l'UTA-101 concordent avec une diminution de température au 7 juin, 6 juillet et 11 juillet (voir Figure-A III-10). Afin de considérer la chaleur de ces pas de temps comme entrée potentielle à la boucle énergétique, les températures de l'eau glycolée pendant ces trois périodes sont modifiées (voir Figure-A III-11). L'évolution du différentiel de température, aux mêmes jours de semaine, mais à une semaine antérieure ou postérieure des journées problématiques, ont permis de déterminer les nouvelles températures. Par exemple, les températures du vendredi 6 juillet ont été calquées à partir des différentiels de température du vendredi 29 juin.

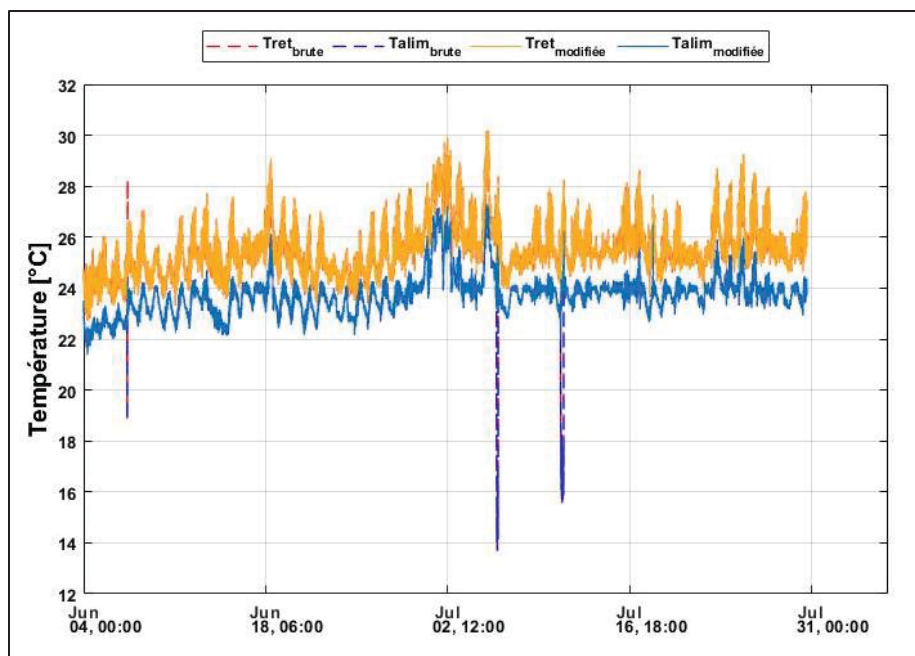


Figure-A III-11 Modification des températures
de l'eau glycolée de la TR-102

Comme à l'UTA-101, les données obtenues de Metasys ont été interpolées linéairement sur des intervalles de cinq minutes. Pour $T_{Ret\ TR-102}$ et $T_{Alim\ TR-102}$, il manque 0,18 % des données de l'année. Les périodes dans lesquelles il manque des données sont identiques pour ces deux variables. La plus longue période se produit pour 10,3 h le 7 mars de 2 h 30 à 12 h 45. En raison de la courte durée de ces périodes, le manque de données n'est pas problématique.

La valve de dérivation (variable Metasys VLV-EMG) permet le contournement de la TR-102. Le pourcentage indique la proportion de la BEM atteignant la TR-102. La Figure-A III-12 présente la chaleur valorisable annuelle selon l'ouverture minimale considérée.

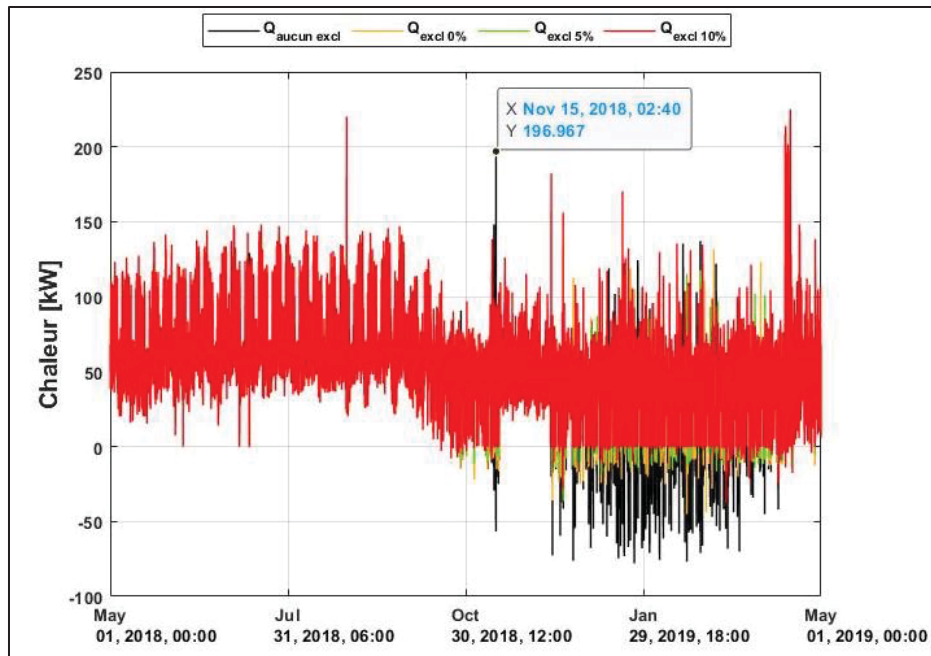


Figure-A III-12 La chaleur valorisable à la TR-102 selon l'ouverture de la valve de dérivation

On remarque que le rejet de chaleur significatif de 197 kW au 15 novembre à 2 h 40 est exclu par l'application des seuils. Également, on remarque que plus l'ouverture minimale considérée de la valve de dérivation augmente, plus le nombre de pas de temps où la chaleur est négative diminue, ce qui est attendu. La différence entre $T_{Ret\ TR-102}$ (en amont de la TR-102) et $T_{Alim\ TR-102}$ (en aval de la TR-102) détermine le signe de la chaleur valorisable calculée. Puisque l'ouverture de la valve de dérivation réduit l'écart entre $T_{Alim\ TR-102}$ et $T_{Ret\ TR-102}$, il est davantage probable qu'une réduction de $T_{Ret\ TR-102}$ engendre une chaleur négative. La réduction de $T_{Ret\ TR-102}$ peut être la conséquence d'un moins grand rejet de chaleur aux thermopompes qui est la source de chaleur de la boucle mitigée de la TR-102. Une ouverture de la valve de dérivation de 10 % est jugée adéquate comme seuil pour considérer une chaleur valorisable. Autrement dit, si 10 % ou moins de fluide caloporteur atteint la TR-102, la chaleur valorisable n'est pas calculée puisque considérée comme négligeable. L'application de ce seuil engendre la diminution du nombre de pas de temps où la chaleur est négative de 5 261 à 103. Parmi les 103 pas de temps, la grandeur maximale de l'écart de température est de 0,97 °C, ce qui est équivalent à une chaleur d'environ -40 kW. Parce que ces écarts de température ne

représentent que 0,1 % de l'année, un troisième critère qui consiste à exclure la chaleur de ces 103 pas de temps est appliqué.

Chaleur fournie à la BEM associée à la TR-102

La chaleur fournie à la BEM peut expliquer la diminution inattendue de la récupération de chaleur à l'UTA-101 entre le 16 novembre et le 13 décembre. En effet, une augmentation de la récupération est attendue, puisque les besoins en chaleur augmentent vraisemblablement en hiver pendant les mois de novembre à janvier. La Figure-A III-13 montre la chaleur fournie ainsi que l'ouverture de la valve de dérivation (VLV-EMG) qui dévie de l'eau glycolée à la TR-102.

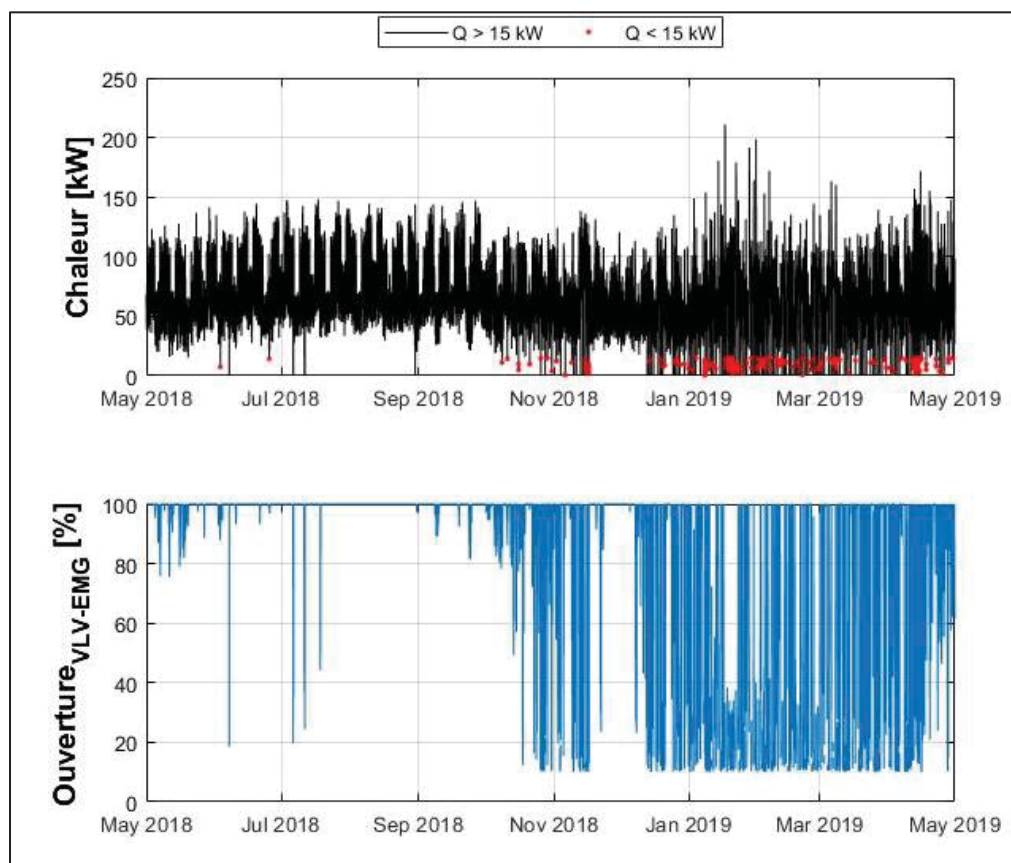


Figure-A III-13 Comparaison de l'ouverture de la valve de dérivation de la TR-102 à la chaleur fournie du pavillon B

On remarque à la Figure-A III-13 que la TR-102 rejette la chaleur à l'extérieur sans interruption, comme indiqué par l'ouverture de la valve de dérivation (VLV-EMG) qui dévie 100 % de l'eau glycolée à la TR-102. Ainsi, la chaleur qui pourrait être récupérée à l'UTA-101 est rejetée à la TR-102.

ANNEXE IV

COMPLÉMENTS DE L'ANALYSE DES BÂTIMENTS FUTURS

Cette annexe présente les changements apportés aux simulations Simeb qui ont été effectuées dans le cadre de projets antérieurs de maîtrise. Les simulations Simeb sont utilisées afin de déterminer le profil énergétique des bâtiments futurs. Le pavillon F précède le Complexe Dow.

Pavillon F

Les paragraphes suivants portent sur les changements effectués sur le modèle nommé « plinthes électriques » qui correspond au modèle de référence.

Ce paragraphe décrit les modifications effectuées à l'enveloppe de la simulation Simeb. En effet, le logiciel impose que la superficie de fenestration doit être d'au maximum 95 % de celle de la superficie du mur extérieur affilié. Lorsque cette contrainte n'était pas respectée selon les plans architecturaux en vigueur lors de la création de la simulation, le choix de mettre les superficies de murs extérieurs nulles et le choix de conserver la superficie de fenestration ont été effectués dans le modèle initial. Cependant, le logiciel interprète la superficie de murs extérieurs comme étant la somme des murs opaques et de la fenestration. Ainsi, la superficie de murs extérieurs et celle de la fenestration étaient ignorées lorsque la superficie de murs extérieurs était nulle, ce qui engendre l'exclusion d'une portion significative de l'enveloppe. Une modification consiste donc à adapter la superficie des murs extérieurs et de la fenestration de manière à répondre à la contrainte du logiciel et de faire en sorte que les superficies de l'enveloppe soient considérées. Les plans d'architecture pour construction ont été consultés afin de mettre à jour les superficies. Puisque l'aménagement a changé depuis la création du modèle Simeb, les superficies ont été paramétrées de sorte à simuler le pourcentage de fenestration actuel selon l'orientation.

Ce paragraphe décrit les modifications se rapportant aux systèmes CVCA. Puisque le logiciel affiche la consommation horaire associée au poste énergétique et non les besoins, un chauffage électrique est simulé. Le nouveau modèle se base sur le modèle initial « plinthes électriques ». Le chauffage des systèmes CVCA centraux par des serpentins d'eau chaude glycolée est conservé. Cependant, le nouveau modèle utilise une chaudière électrique comme source de chaleur au lieu d'une pompe à chaleur géothermique. En effet, une pompe à chaleur permet d'obtenir plus d'une unité de chaleur pour chaque unité d'énergie électrique utilisée, ce qui n'est pas convenable pour la présente analyse. Il faut noter que le chauffage terminal par ventilo-convecteur utilisant des serpentins électriques et l'absence de chauffage d'appoint sont conservés. Puisque les systèmes de chauffage ont des rendements énergétiques de 100 %, la consommation horaire de chauffage affichée par le logiciel correspond aux besoins horaires. Ensuite, des changements devaient être effectués afin de rapprocher la pointe de chauffage simulée au dimensionnement du groupe refroidisseur-récupération de chaleur (REF-RECUP) décrit dans les plans mécaniques. Il faut se rappeler que le REF-RECUP permet de transférer la chaleur des zones internes (réseau hydronique froid) vers les zones périphériques (réseau hydronique chaud). Le groupe refroidisseur-récupérateur de chaleur possède une capacité nominale de 422 kW (50 tonnes + 70 tonnes). Cependant, le nouveau modèle possède une pointe en chauffage de 920 kW. La modification a pour but de rendre le modèle énergétique plus réaliste. À l'exception de ceux desservant les entrepôts, l'ajout de roues thermiques aux systèmes CVCA centraux est effectué afin de récupérer la chaleur sur l'air évacué. L'efficacité par défaut de 70 % est utilisée. Une pointe en chauffage de 480 kW est obtenue, ce qui représente mieux la capacité de l'équipement installé.

Ce paragraphe aborde les changements d'horaires d'exploitation. En effet, le modèle Simeb comprenait des zones continuellement occupées menant à des besoins de climatisation non nuls la nuit (Horaire H1). Le Tableau-A IV-1 présente les zones ainsi que les changements effectués. Ces changements permettent de mieux refléter l'occupation et les besoins de climatisation la nuit.

Tableau-A IV-1: Changement d'horaire
de la simulation Simeb du Pavillon F

Zones	Type d'horaire	
	Initial	Modifié
34_Aire de repos - étudiants	H1	Bibliothèque
35_Aire de repos - enseignants	H1	Bibliothèque
31_Hall_sécurité + Vestibule_1	H1	Corridors
32_Vestibule_2	H1	Corridors
33_Hall_passerelle	H1	Corridors

Complexe Dow

Cette section présente la description complémentaire du Complexe Dow. Le Tableau-A IV-2 présente les paramètres d'enveloppe du modèle Simeb sélectionné. Une chaudière électrique et un refroidisseur centrifuge sont également simulés.

Tableau-A IV-2 Paramètres d'enveloppe du
modèle Dow sélectionné

Enveloppe					
Résistance RSI en (m ² ·K)/W (R en (pi ² ·°F·h)/BTU)			Fenestration		Facteur de conductivité thermique (<i>F-factor</i>) en W/(m ² ·°C) (BTU/(pi ² ·°F·h))
Murs ext.	Dalle sur sol	Toiture	Type	CARS*	Mur en contact avec sol
4 (22,94)	1,76 (10)	6,41 (36,4)	Triple clair efficace	0,54	0,97 (0,56)

* Coefficient d'apport par Rayonnement Solaire

Des salles ayant des équipements informatiques sont considérées dans le modèle Simeb. Les équipements sont localisés dans les zones et les systèmes du Tableau-A IV-3.

Tableau-A IV-3 Description des locaux avec équipements informatiques dans Simeb

Zones	Système CVCA	Local
35-IX-1N	#10	Salle informatique
36-IX-3N	#11	Salle télécom
37-IX-5N		
38-IX-1N		

Le coefficient de performance de PAC ($COP_{Ref-PAC}^{DOW}$), qui extrait la chaleur de la boucle énergétique, est déterminé à partir des spécifications des thermopompes Carrier de modèle 30XWHP-1162. Les spécifications sont présentées à la Figure-A IV-1.

Physical data, standard units								
High-efficiency units								
30XW-P/30XWHP		512	562	712	812	862	1012	1162
Air conditioning application as per EN14511-3:2013† - standard unit								
Condition 1								
Nominal cooling capacity	kW	509	577	737	786	861	1039	1157
ESEER	kW/kW	6.09	6.14	6.41	6.24	6.17	6.74	6.83
EER	kW/kW	5.71	5.64	5.83	5.62	5.65	5.73	5.78
Eurovent class cooling	-	A	A	A	A	A	A	A
Air conditioning application †† - standard unit								
Condition 1								
Nominal cooling capacity	kW	510	578	739	788	863	1042	1161
ESEER	kW/kW	6.61	6.77	6.94	6.83	6.84	7.47	7.89
EER	kW/kW	5.94	5.89	6.04	5.85	5.92	5.95	6.07
Heating application as per EN14511-3:2013† - standard unit								
Condition 2								
Nominal heating capacity	kW	583	662	842	904	982	1191	1320
COP	kW/kW	4.91	4.84	4.97	4.80	4.85	4.90	4.86
Eurovent class heating	-	A	A	A	A	A	A	A

Figure-A IV-1 Spécifications de la thermopompe 30XWHP - 1162

La Figure-A IV-1 présente des spécifications techniques qui montre un COP de 4,9 pour une température à l'évaporateur de 7-10 °C (45-50 °F) et une température au condenseur de 40-45 °C (104-113 °F). Puisqu'il est vraisemblable qu'une température au condenseur plus élevée soit nécessaire, le $COP_{Ref-PAC}^{DOW}$ de 4 est considéré.

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- 5 choses à savoir sur Énergir, chaleur et climatisation urbaines.... (2021, 6 décembre). *Blogue | Énergir*. Repéré à <https://blogue.energir.com/5-choses-a-savoir-sur-energir-chaleur-et-climatisation-urbaines-eccu>
- Ali, U., Shamsi, M. H., Hoare, C., Mangina, E., & O'Donnell, J. (2021). Review of urban building energy modeling (UBEM) approaches, methods and tools using qualitative and quantitative analysis. *Energy and Buildings*, 246, 111073. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111073>
- American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). (2012). *Datacom Equipment Power Trends and Cooling Applications* (2nd Edition). Repéré à <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpDEPTCAE1/datacom-equipment-power/datacom-equipment-power>
- American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). (2021). *Thermal Guidelines for Data Processing Environments* (5th Edition). Repéré à <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpTGDPEE11/thermal-guidelines-data/thermal-guidelines-data>
- Amiri, L., Madadian, E., Bahrani, N., & Ghoreishi-Madiseh, S. A. (2021). Techno-Economic Analysis of Waste Heat Utilization in Data Centers: Application of Absorption Chiller Systems. *Energies*, 14(9), 2433. <https://doi.org/10.3390/en14092433>
- Anandan, S., & Ramalingam, V. (2008). Thermal management of electronics: A review of literature. *Thermal Science*, 12(2), 5-26. <https://doi.org/10.2298/TSCI0802005A>
- Andrae, A. (2020). New perspectives on internet electricity use in 2030. *Engineering and Applied Science Letters*, 3, 19-31. <https://doi.org/10.30538/psrp-easl2020.0038>
- Archives des nouvelles relatives à l'Énergie et aux Ressources naturelles. (2022, 21 mars). Une carte interactive pour favoriser la valorisation des rejets thermiques au Québec! *Gouvernement du Québec*. Repéré à <https://www.quebec.ca/nouvelles/actualites/details/carte-interactive-rejets-thermiques>
- Avgerinou, M., Bertoldi, P., & Castellazzi, L. (2017). Trends in Data Centre Energy Consumption under the European Code of Conduct for Data Centre Energy Efficiency. *Energies*, 10(10), 1470. <https://doi.org/10.3390/en10101470>

- Bélanger, A.-J. (2021, 14 juin). Le cercle vertueux des boucles énergétiques. *Informa-TECH*. Repéré à <https://informatech.colpron.com/2021/boucles-energetiques-tout-monde-gagne/>
- Beltran-Galindo, J., & Kajl, S. (2020, 23 novembre). Visite virtuelle des résidences universitaires #3 et #4 de l'ÉTS. Montréal.
- Binet-Vandal, M. (2019, 25 septembre). DEMANDE DE PPCMOI. Communication présentée au Assemblée publique de consultation du 25 septembre 2019, Montréal. Repéré à http://ville.montreal.qc.ca/pls/portal/docs/PAGE/ARROND_SOU_FR/MEDIA/DOCUMENTS/PPT_william_1134_PPCMOI_2019-09-25.PDF
- Bouchard, N., & Rondeau, M. (s.d.). La boucle énergétique, une solution d'avenir. Repéré à <https://ashraemontreal.org/infolettre-en-details/article/2019-10-02/le-montrealer-octobre-2019/la-boucle-energetique-une-solution-davenir-octobre-2019>
- Briand, A. (2021). *Étude d'application des différentes mesures d'économie d'énergie dans la conception du futur bâtiment du Complexe Dow*. Montréal : École de technologie supérieure.
- Budget provincial | ÉTS Montréal. (2019, 27 mars). Repéré à <http://www.etsmtl.ca/nouvelles/2019/budget-provincial-ets/>
- Buffa, S., Cozzini, M., D'Antoni, M., Baratieri, M., & Fedrizzi, R. (2019). 5th generation district heating and cooling systems: A review of existing cases in Europe. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 104, 504-522. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.059>
- Calcul Québec. (2021a, 29 novembre). fiche technique Narval-.pdf. *Google Docs*. Repéré à https://drive.google.com/file/d/1LMxmp4DWSzpq8mU_4C1v1NCjhE4KqVG5/view?usp=sharing&usp=embed_facebook
- Calcul Québec. (2021b, 14 décembre). Narval : Un nouveau superordinateur dédié à la recherche scientifique. Repéré à <https://www.calculquebec.ca/nouvelle/narval-un-nouveau-superordinateur-dedie-a-la-recherche-scientifique/>
- Canada, E. et C. climatique. (2021, 5 août). Mise à jour de L'approche pancanadienne pour une tarification de la pollution par le carbone 2023-2030. [lignes directrices - mesures législatives]. Repéré à <https://www.canada.ca/fr/environnement-changement-climatique/services/changements-climatiques/fonctionnement-tarification->

pollution/tarification-pollution-carbone-modele-federal-information/modele-federal-2023-2030.html

Canada, M. des F. (2021, 3 décembre). Taux de redevance sur les combustibles dans les provinces et les territoires assujettis de 2023 à 2030. [documents d'information]. Repéré à <https://www.canada.ca/fr/ministere-finances/nouvelles/2021/12/taux-de-redevance-sur-les-combustibles-dans-les-provinces-et-les-territoires-assujettis-de-2023-a-2030.html>

Capozzoli, A., & Primiceri, G. (2015). Cooling Systems in Data Centers: State of Art and Emerging Technologies. *Energy Procedia*, 83, 484-493. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.168>

Carrefour d'innovation INGO - École de technologie supérieure | Projet 12737. (s.d.). Repéré à https://leed.cagbc.org/LEED/projectprofile_FR.aspx

Centech | Grand prix du patrimoine pour la réhabilitation du Planétarium Dow. (2019, 29 novembre). Repéré à <http://www.etsmtl.ca/nouvelles/2019/prix-patrimoine-planetarium/>

Chabot, Q. (2020). *Analyse des différents systèmes de chauffage et de leurs sources d'énergie dans le bâtiment « F » de l'ÉTS*. Montréal : École de technologie supérieure.

Chethana, G. D., & Sadashive Gowda, B. (2021). Thermal management of air and liquid cooled data centres: A review. *Materials Today: Proceedings*, 45, 145-149. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.10.396>

Cho, J., Lim, T., & Kim, B. S. (2012). Viability of datacenter cooling systems for energy efficiency in temperate or subtropical regions: Case study. *Energy and Buildings*, 55, 189-197. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.08.012>

Comité: Boucles Énergétiques. (s.d.). *Réseau ÉB*. Repéré à <https://reseaueb.com/comite-boucles-energetiques/>

Commission, E., Centre, J. R., Siragusa, A., Melchiorri, M., Pesaresi, M., & Kemper, T. (2017). *Atlas of the human planet 2016 : mapping human presence on Earth with the global human settlement layer*. (S.l.) : Publications Office. <https://doi.org/doi/10.2788/889483>

- Davies, G. F., Maidment, G. G., & Tozer, R. M. (2016). Using data centres for combined heating and cooling: An investigation for London. *Applied Thermal Engineering*, 94, 296-304. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.111>
- Ebrahimi, K., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2014). A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 31, 622-638. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.12.007>
- Edelman, L. (2020, 7 juillet). Facebook's hyperscale data center warms Odense. *Tech at Meta*. Repéré à <https://tech.facebook.com/engineering/2020/7/odense-data-center-2/>
- EL CHAMAA, M. (2021). *Analyse des stratégies de contrôle pour un système de chauffage, ventilation et conditionnement de l'air (CVCA) pour le bâtiment (A) de l'ÉTS*. Montréal : École de technologie supérieure.
- ÉTS : Efficacité énergétique. (s.d.). Repéré à https://www.etsmtl.ca/services/dd/initiatives-pour-un-campus-durable/efficacite_energetique
- Evan. (2022). Plot Groups of Stacked Bars. Repéré à <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/32884-plot-groups-of-stacked-bars>
- Evans, T. (2012). *Les différentes technologies de refroidissement des datacenters* (Rapport No. 59). [Livre blanc]. Schneider Electric. Repéré à https://download.schneider-electric.com/files?p_enDocType=White+Paper&p_File_Name=VAVR-5UDTU5_R2_FR.pdf&p_Doc_Ref=SPD_VAVR-5UDTU5_FR
- Exergie. Anergie. (s.d.). *Techniques de l'Ingénieur*. Repéré à <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/thermodynamique-et-energetique-42216210/thermodynamique-appliquee-be8008/exergie-anergie-be8008niv10002.html>
- Fall, P. G., Gamba, A., Stefano, P., & St-Louis, D. (2016). *Conception d'un système de récupération de chaleur du CLUMEQ*. Montréal : École de technologie supérieure.
- Gupta, R., & Puri, I. K. (2021). Waste heat recovery in a data center with an adsorption chiller: Technical and economic analysis. *Energy Conversion and Management*, 245, 114576. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114576>

- Hiltunen, P., & Syri, S. (2020). Highly Renewable District Heat for Espoo Utilizing Waste Heat Sources. *Energies*, 13(14), 3551. <https://doi.org/10.3390/en13143551>
- Hnayno, M., Chehade, A., Klabi, H., Bauduin, H., Polidori, G., & Maalouf, C. (2022). Performance analysis of new liquid cooling topology and its impact on data centres. *Applied Thermal Engineering*, 213, 118733. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118733>
- Huang, P., Copertaro, B., Zhang, X., Shen, J., Löfgren, I., Rönnelid, M., ... Svanfeldt, M. (2020). A review of data centers as prosumers in district energy systems: Renewable energy integration and waste heat reuse for district heating. *Applied Energy*, 258, 114109. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114109>
- IEA. (2021). *Data Centres and Data Transmission Networks – Analysis*. Paris. Repéré à <https://www.iea.org/reports/data-centres-and-data-transmission-networks>
- Intel. (s.d.). What are the differences between ambient temperature, junction... *Intel*. Repéré à <https://www.intel.com/content/www/ca/en/support/programmable/articles/000073846.html>
- Lasalle, M. (2021). LE DÉVELOPPEMENT IMMOBILIER INTELLIGENT ET DURABLE DE L'ÉTS. *Dimensions 2021*, (1), 18-21.
- Leroy, L. (2020). *Modelling Neighborhood-Scale Energy Scenarios*. masters. Polytechnique Montréal. Repéré à <https://publications.polymtl.ca/5206/>
- Letellier-Duchesne, S. (2019). *Planning and Integrated Design of Urban Heat-Sharing Networks*. phd. Polytechnique Montréal. Repéré à <https://publications.polymtl.ca/4136/>
- Letellier-Duchesne, S., Nagpal, S., Kummert, M., & Reinhart, C. (2018). Balancing demand and supply: Linking neighborhood-level building load calculations with detailed district energy network analysis models. *Energy*, 150, 913-925. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.138>
- Lindhe, J., Javed, S., Johansson, D., & Bagge, H. (2022). A review of the current status and development of 5GDHC and characterization of a novel shared energy system. *Science and Technology for the Built Environment*, 28(5), 595-609. <https://doi.org/10.1080/23744731.2022.2057111>

- Ljungqvist, H. M., Mattsson, L., Risberg, M., & Vesterlund, M. (2021). Data center heated greenhouses, a matter for enhanced food self-sufficiency in sub-arctic regions. *Energy*, 215, 119169. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119169>
- Marcotte, B., Senécal-Léonard, É., Kummert, M., Scherrer, F., Audy-Roy, F., Ramirez, P., ... Roy, P.-O. (2021). *Évaluation du potentiel de valorisation des rejets thermiques au Québec*. Montréal: Polytechnique Montréal, Université de Montréal, Centre international de référence sur le cycle de vie des produits, procédés et services (CIRAIG) et Centre de transfert technologique en écologie industrielle (CTTEI). Repéré à <https://transitionenergetique.gouv.qc.ca/fileadmin/medias/pdf/publications/Evaluation-potentiel-valorisation-rejets-thermiques-Quebec-2021.pdf>
- Masanet, E., Shehabi, A., Lei, N., Smith, S., & Koomey, J. (2020). Recalibrating global data center energy-use estimates. *Science*, 367(6481), 984-986. <https://doi.org/10.1126/science.aba3758>
- Murray, A. (2022, 12 juillet). How streaming videos gives a Danish city hot water. *BBC News*. Repéré à <https://www.bbc.com/news/av/technology-62076634>
- Nadjahi, C., Louahlia, H., & Lemasson, S. (2018). A review of thermal management and innovative cooling strategies for data center. *Sustainable Computing: Informatics and Systems*, 19, 14-28. <https://doi.org/10.1016/j.suscom.2018.05.002>
- Organisation de coopération et de développement économiques, O. (2021). Taux effectifs sur le carbone 2021. Repéré à <https://www.oecd.org/fr/fiscalite/politiques-fiscales/taux-effectifs-sur-le-carbone-2021-brochure.pdf>
- Oró, E., Allepuz, R., Martorell, I., & Salom, J. (2018). Design and economic analysis of liquid cooled data centres for waste heat recovery: A case study for an indoor swimming pool. *Sustainable Cities and Society*, 36, 185-203. <https://doi.org/10.1016/j.scs.2017.10.012>
- Oró, E., Taddeo, P., & Salom, J. (2019). Waste heat recovery from urban air cooled data centres to increase energy efficiency of district heating networks. *Sustainable Cities and Society*, 45, 522-542. <https://doi.org/10.1016/j.scs.2018.12.012>
- Pambudi, N. A., Sarifudin, A., Firdaus, R. A., Ulfa, D. K., Gandidi, I. M., & Romadhon, R. (2022). The immersion cooling technology: Current and future development in energy saving. *Alexandria Engineering Journal*, 61(12), 9509-9527. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.02.059>

Pörtner, H.-O., Roberts, D. C., Tignor, M., Poloczanska, E. S., Mintenbeck, K., Alegría, A., ... Rama, B. (2022). Climate Change 2022: Impacts, Adaptation and Vulnerability. Contribution of Working Group II to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. *Climate Change 2022: Impacts, Adaptation and Vulnerability*, 3-33. <https://doi.org/10.1017/9781009325844.001>

Programme des Nations-Unies pour l'Environnement. (2015). *desfullreportfrench-290520171147.pdf*. Repéré à <https://www.districtenergyinitiative.org/sites/default/files/publications/desfullreportfrench-290520171147.pdf>

Projets de valorisation des rejets thermiques - Appel à propositions | Affaires | Innovation et transition énergétiques. (s.d.). *Transition Énergétique*. Repéré à <https://transitionenergetique.gouv.qc.ca/affaires/appele-de-propositions/valorisation-des-rejets-thermiques>

Qui sommes-nous? (s.d.). *Calcul Québec*. Repéré à <https://www.calculquebec.ca/a-propos/qui-sommes-nous/>

Reinhart, C. F., & Cerezo Davila, C. (2016). Urban building energy modeling – A review of a nascent field. *Building and Environment*, 97, 196-202. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.12.001>

Schmidt, R. R., & Notohardjono, B. D. (2002). High-end server low-temperature cooling. *IBM Journal of Research and Development*, 46(6), 739-751.

SIMEB - Simulation énergétique des bâtiments. (s.d.). Repéré à <https://www.simeb.ca/index.php?>

Tatchell-Evans, M., Kapur, N., Summers, J., Thompson, H., & Oldham, D. (2017). An experimental and theoretical investigation of the extent of bypass air within data centres employing aisle containment, and its impact on power consumption. *Applied Energy*, 186, 457-469. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.03.076>

Transition énergétique Québec. (2019, 16 août). Facteurs d'émission et de conversion. Repéré à <https://transitionenergetique.gouv.qc.ca/fileadmin/medias/pdf/FacteursEmission.pdf>

Wahlroos, M., Pärssinen, M., Rinne, S., Syri, S., & Manner, J. (2018). Future views on waste heat utilization – Case of data centers in Northern Europe. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82, 1749-1764. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.058>

- Werner, S. (2017). International review of district heating and cooling. *Energy*, 137, 617-631. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.045>
- Whitmore, J., & Pineau, P.-O. P. (2021). *L'État de l'énergie au Québec 2021*. Montréal : Chaire de gestion du secteur de l'énergie, HEC Montréal. Repéré à https://energie.hec.ca/wp-content/uploads/2021/02/EEQ2021_web.pdf
- Zimmermann, S., Meijer, I., Tiwari, M. K., Paredes, S., Michel, B., & Poulikakos, D. (2012). Aquasar: A hot water cooled data center with direct energy reuse. *Energy*, 43(1), 237-245. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.04.037>