



Titre: Modélisation de réseaux thermiques avec intégration de
Title: récupération de chaleur et stockage thermique

Auteur: Mathilde Gallant
Author:

Date: 2025

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Gallant, M. (2025). Modélisation de réseaux thermiques avec intégration de
Citation: récupération de chaleur et stockage thermique [Master's thesis, Polytechnique
Montréal]. PolyPublie. <https://publications.polymtl.ca/68463/>

 **Document en libre accès dans PolyPublie**
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/68463/>
PolyPublie URL:

**Directeurs de
recherche:** Michaël Kummert
Advisors:

Programme: Génie énergétique
Program:

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

affiliée à l'Université de Montréal

**Modélisation de réseaux thermiques avec intégration de récupération de
chaleur et stockage thermique**

MATHILDE GALLANT

Département de génie mécanique

Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*

Génie énergétique

Août 2025

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

affiliée à l'Université de Montréal

Ce mémoire intitulé :

Modélisation de réseaux thermiques avec intégration de récupération de chaleur et stockage thermique

présenté par **Mathilde GALLANT**

en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

Massimo CIMMINO, président

Michaël KUMMERT, membre et directeur de recherche

Étienne SALOUX, membre externe

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier mes proches, qui m'ont soutenue dans mon choix de venir faire une maîtrise au Canada, puis encouragée tout au long de mon parcours. Leurs conseils et leur soutien ont été précieux, surtout face à la distance et à mes hésitations. Un merci tout particulier à mon copain, qui a été un véritable pilier pour moi.

Merci aussi à tous les membres du Beelab, avec qui j'ai pu rire et échanger pendant ces deux années.

Enfin, je remercie tout spécialement mon directeur de maîtrise, Michaël Kummert, pour son accompagnement et sa bienveillance, autant lors de nos rencontres du vendredi que dans la dernière ligne droite avant le rendu du mémoire.

RÉSUMÉ

L'objectif de carboneutralité d'ici 2050 impose une réduction massive des émissions de gaz à effet de serre (GES) dans tous les secteurs d'activité au Québec, y compris celui du bâtiment. L'électrification constitue une stratégie clé pour y parvenir. Cependant, elle fait face à un deuxième enjeu de taille pour le Québec : le problème de l'appel de pointe de puissance électrique sur le réseau, notamment en période de forte demande hivernale. Décarboner le secteur des bâtiments tout en limitant la pression sur le réseau nécessite donc de repenser les approches énergétiques urbaines.

Dans ce contexte, les réseaux thermiques de quatrième et cinquième génération représentent une solution particulièrement intéressante à considérer. En effet, ces réseaux permettent la récupération de chaleur entre les besoins en chauffage et refroidissement, mais aussi l'intégration des énergies renouvelables, la valorisation des rejets thermiques et l'utilisation du stockage thermique. Ces réseaux de partage de chaleur et de froid reposent souvent sur des pompes à chaleur (PAC), une technologie clé grâce à son coefficient de performance élevé. Néanmoins, la conception de tels systèmes intégrant de nombreux acteurs requiert des outils de modélisation adaptés, dynamiques et complexes, tout en assurant un compromis entre des modèles fiables et des temps de calcul raisonnables.

Ce mémoire propose un modèle de PAC développé dans le logiciel de simulation TRNSYS. Ce modèle est capable de répondre simultanément à deux consignes de température (évaporateur et condenseur) afin de couvrir à la fois des besoins de chauffage et de climatisation. Il intègre un mécanisme de récupération de chaleur, permettant d'exploiter la chaleur extraite en refroidissement pour répondre partiellement ou totalement aux besoins de chauffage. Afin de satisfaire l'intégralité des besoins, le modèle intègre la gestion d'une source externe lorsque la récupération est insuffisante.

Une nouvelle approche pour modéliser la performance des PAC est d'abord proposée. Cette dernière repose sur une carte de performance tridimensionnelle, qui détermine la puissance thermique fournie à l'évaporateur et au condenseur en fonction des températures de sortie et d'une nouvelle variable : l'index d'opération du compresseur (*Compressor Sequence Number, CSN*), représentant l'intensité de fonctionnement du compresseur.

En plus de la gestion intégrée de la source, le modèle intègre également le contrôle intégré du stockage thermique (chaud et froid), afin de réduire la consommation énergétique, d'atténuer les pointes électriques et d'améliorer la résilience du réseau en limitant les échanges avec une source externe.

Pour illustrer le bon fonctionnement du modèle développé et évaluer le potentiel des réseaux thermiques, une étude de cas est menée à l'échelle du futur quartier Namur-Hippodrome à Montréal. Deux scénarios, avec et sans stockage, intégrant un réseau thermique basé sur le modèle présenté sont comparés à trois scénarios de référence. Le premier correspond à une situation sans décarbonation, avec un chauffage assuré par le gaz naturel. Les deux autres représentent des trajectoires classiques de décarbonation au Québec, l'un reposant sur la biénergie (gaz et électricité), et l'autre entièrement électrique (TAÉ). Les indicateurs de performance de ces cinq scénarios sont évalués et comparés (émissions de GES, pointes électriques, consommation énergétique annuelle).

Les résultats de simulation montrent que les scénarios avec réseaux de chaleur combinent la plus faible pointe et les plus faibles émissions de GES parmi tous les scénarios étudiés. En effet, ils représentent une solution de décarbonation attrayante puisqu'ils permettent de réduire les émissions de GES de 82 % par rapport à un scénario au gaz, tout en réduisant la pointe électrique de 5 %. L'ajout de réservoirs de stockage saisonnier permet de réduire la dépendance à la source, augmentant la résilience du système, tout en diminuant les émissions de GES et la consommation électrique de 8 %.

ABSTRACT

Achieving carbon neutrality by 2050 requires a major reduction in greenhouse gas (GHG) emissions in all sectors, including buildings. Since the electricity grid in Québec is more than 99 % low-carbon, electrifying buildings is a key decarbonization strategy. However, this approach puts additional pressure on the electrical grid, particularly during winter peak periods, when buildings already represent half of the peak load. Therefore, decarbonizing buildings without significantly increasing peak electricity demand is crucial.

Urban district heating and cooling networks of the fourth and fifth generation offer promising pathways by enabling heat sharing, waste heat recovery, integration of renewables, and thermal storage. Heat pumps, known for their high efficiency, play a key role in these systems. However, designing and evaluating these systems requires detailed and dynamic modeling tools that remain simple to use and computationally efficient.

This thesis presents a novel heat pump model developed in TRNSYS, capable of simultaneously handling heating and cooling demands through dual temperature setpoints at the evaporator and condenser. The model integrates heat recovery between cooling and heating loads to meet simultaneous demands. When recovery is not sufficient, the system connects to an external thermal source to meet the remaining demand.

A new method for modeling heat pump performance is introduced. It is based on a three-dimensional performance map that calculates thermal outputs at the evaporator and condenser according to the outlet temperatures and a new variable: the Compressor Sequence Number (CSN), which reflects compressor operation intensity. This variable enables the multi-mode operation of the heat pump including simultaneous heating and cooling.

The model also includes integrated thermal storage management. The objective is to reduce energy consumption, limit electricity peaks, and improve system resilience by prioritizing recovery and limiting reliance on the external source.

To demonstrate the performance of the model and assess the potential of heat sharing networks, a case study is conducted on the Namur-Hippodrome neighborhood in Montreal. Two scenarios using the developed model, with and without thermal storage, are compared to three reference

cases : natural gas heating, bi-energy (both electricity and gas), and all-electric. The scenarios are evaluated based on annual GHG emissions, electricity demand, and peak loads.

Simulation results show that thermal network scenarios achieve the lowest emissions and electricity peaks. Compared to the gas scenario, GHG emissions are reduced by 82 % and electric peak demand is reduced by 5 %. The addition of seasonal thermal storage further improves system resilience by reducing reliance on the external source, while also lowering emissions and electricity consumption by an additional 8 %.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	III
RÉSUMÉ.....	IV
ABSTRACT	VI
LISTE DES TABLEAUX.....	XI
LISTE DES FIGURES	XII
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS	XV
LISTE DES ANNEXES.....	XVII
CHAPITRE 1 INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE	5
2.1 Réseaux de chaleur.....	5
2.1.1 Définition générale.....	5
2.1.2 Histoire des réseaux	5
2.1.3 Intérêt des réseaux de partage de chaleur.....	8
2.2 Réseaux de chaleur et de froid intégrant une pompe à chaleur avec récupération couplée à du stockage thermique.....	10
2.2.1 Fonctionnement général des pompes à chaleur.....	10
2.2.2 Effets utiles simultanés chaud et froid des pompes à chaleur avec récupération et stockage	14
2.2.3 Exemples de réseaux de chaleur avec récupération et stockage thermique	16
2.3 Modélisation.....	17
2.3.1 Logiciels de modélisation.....	17
2.3.2 Outils de modélisation pour les pompes à chaleur au sein des réseaux thermiques avec récupération.....	18

2.3.3	Outils de modélisation de pompes à chaleur eau-eau dans le logiciel TRNSYS...	21
2.4	Synthèse de la revue de littérature.....	23
CHAPITRE 3	OBJECTIFS	25
CHAPITRE 4	MODÉLISATION DE LA POMPE À CHALEUR.....	26
4.1	Modélisation de la performance de la pompe à chaleur.....	26
4.1.1	Températures de sortie	27
4.1.2	Introduction de l'index d'opération du compresseur (<i>Compressor Sequence Number</i> , CSN).....	29
4.1.3	Nouvelle structure de la carte de performance.....	32
4.2	Connexions hydrauliques	34
4.3	Modes de fonctionnement	36
4.3.1	Modélisation des différents modes.....	36
4.3.2	Algorithme général.....	41
4.3.3	Illustration des modes de fonctionnement pour une journée.....	45
CHAPITRE 5	GESTION DU STOCKAGE THERMIQUE	48
5.1	Fonctionnement général de la combinaison entre la source et le stockage	48
5.2	Gestion détaillée du stockage.....	49
5.3	Illustration du fonctionnement du stockage	55
CHAPITRE 6	ÉTUDE DE CAS : LE QUARTIER NAMUR-HIPPODROME	57
6.1	Quartier étudié.....	57
6.1.1	Présentation générale du quartier	57
6.1.2	Besoins thermiques des bâtiments du quartier	58
6.2	Modélisation du réseau de partage de chaleur	61
6.2.1	Visualisation du réseau thermique étudié.....	61

6.2.2	Hypothèses de modélisation.....	61
6.2.3	Calcul des émissions de gaz à effet de serre	66
6.3	Scénarios de référence (sans réseaux).....	67
6.4	Résultats	70
6.4.1	Scénario avec réseaux thermiques.....	70
6.4.2	Comparaison des scénarios étudiés	74
6.4.3	Impact du stockage sur le scénario avec réseaux	79
6.5	Discussions sur les résultats obtenus.....	86
CHAPITRE 7 CONCLUSIONS ET DISCUSSIONS		89
7.1	Résumé des contributions.....	89
7.2	Contributions personnelles	90
7.3	Discussions et perspectives de recherche.....	91
RÉFÉRENCES.....		95
ANNEXES		103

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 6.1 : Besoins nets et pointes des bâtiments pour un niveau de performance HPERF	59
Tableau 6.2 : Paramètres de modélisation des tuyaux : longueur équivalente, épaisseur d'isolant et diamètre intérieur	63
Tableau B.1 : Carte de performance générée	108
Tableau D.1 : Principaux indicateurs de performance pour les scénarios étudiés	117

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Fonctionnement général des réseaux thermiques de quatrième et cinquième génération	2
Figure 2.1 : Evolution des réseaux de chaleur (Wirtz et al., 2020)	8
Figure 2.2 : Fonctionnement d'une pompe à chaleur et de ses différents modes d'opération.	12
Figure 2.3 : "Lift" de températures pour une pompe à chaleur (inspiré de Crowther, 2000)	13
Figure 2.4 : Fonctionnement général d'une pompe à chaleur avec fonctionnement simultané en refroidissement et chauffage combinée à des cuves thermiques (Shin, 2019)	15
Figure 2.5 : Diagramme de flux du modèle de PAC eau-eau (Tang, 2005)	19
Figure 4.1 : Cartes de performance utilisées actuellement	33
Figure 4.2 : Nouvelle carte de performance tridimensionnelle	33
Figure 4.3 : Exemple de débits circulant dans le collecteur froid du modèle	36
Figure 4.4 : Organigramme général des quatre modes de fonctionnement	42
Figure 4.5 : Illustration des quatre modes de fonctionnement pour des valeurs théoriques	44
Figure 4.6 : Fonctionnement des différents modes de la pompe à chaleur pour une journée de référence	47
Figure 5.1 : Organigramme de la stratégie de contrôle du stockage et de la source	52
Figure 5.2 : Exemple théorique de la stratégie de contrôle	53
Figure 5.3 : Journée de référence avec récupération de chaleur et utilisation de la source sans stockage thermique	56
Figure 5.4 : Journée de référence avec récupération de chaleur et utilisation de la source avec stockage thermique	56
Figure 6.1 : Plan d'ensemble concerté du quartier Namur-Hippodrome issu du PDAD (<i>Plan directeur d'aménagement et de développement</i>) (Ville de Montréal, 2024)	58

Figure 6.2 : Profil horaire des besoins annuels en chauffage et refroidissement des bâtiments du quartier Namur-Hippodrome.....	59
Figure 6.3 : Profil horaire des besoins des bâtiments pour la journée de pointe de chauffage (eau chaude domestique + chauffage).....	60
Figure 6.4 : Profil horaire des besoins des bâtiments pour la journée de pointe de refroidissement	60
Figure 6.5 : Représentation des réseaux de chaleur et de froid modélisés pour les quatre phases du quartier	61
Figure 6.6 : Températures des égouts (réelle moyenne et obtenue par régression).	64
Figure 6.7 : Modélisation des réseaux thermiques dans le logiciel TRNSYS	66
Figure 6.8 : Besoins et consommations pour le scénario « gaz ».....	69
Figure 6.9 : Besoins et consommations pour le scénario « biénergie »	69
Figure 6.10 : Besoins et consommations pour le scénario « TAÉ »	70
Figure 6.11 : Mécanisme de récupération de chaleur dans les réseaux.....	71
Figure 6.12 : Chaleur échangée avec la source	72
Figure 6.13 : Consommations électriques des réseaux de chaleur (PAC et pompes)	73
Figure 6.14 : COP du système complet (combinaison des trois PAC modélisées).....	74
Figure 6.15 : Répartition des scénarios selon leurs émissions de gaz à effet de serre annuelles et leur pointe électrique annuelle.	75
Figure 6.16 : Consommation énergétique annuelle en gaz et électricité pour les différents scénarios étudiés.....	76
Figure 6.17 : Comparaison de la répartition des émissions de GES des différents scénarios – Utilisation de gaz naturel fossile	77
Figure 6.18 : Comparaison de la répartition des émissions de GES des différents scénarios – Utilisation de gaz naturel de source renouvelable.....	78

Figure 6.19 : Pointes électriques mensuelles des différents scénarios étudiés.....	79
Figure 6.20 : Gestion de la source et du stockage des pompes à chaleur pour le mois d’octobre – cas sans stockage	81
Figure 6.21 : Gestion de la source et du stockage des pompes à chaleur pour le mois d’octobre – cas avec stockage journalier	82
Figure 6.22 : Gestion de la source et du stockage des pompes à chaleur – stockage saisonnier ..	83
Figure 6.23 : Consommations énergétiques annuelles – comparaison des cinq scénarios	84
Figure 6.24 : Pointes électriques mensuelles des cinq différents scénarios étudiés.....	85
Figure 6.25 : Répartition des cinq scénarios selon leurs émissions de gaz à effet de serre annuelles et leur pointe électrique annuelle.	86
Figure A.1 : Organigramme détaillé du mode refroidissement.....	103
Figure A.2 : Organigramme détaillé du mode chauffage.....	104
Figure A.3 : Organigramme détaillé du mode simultané (récupération de chaleur).....	105
Figure A.4 : Organigramme détaillé du mode simultané (récupération de chaleur) avec gestion de la source.....	106
Figure B.1 : Outil de sélection Oilon	107

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

4GDHC	<i>4th Generation District Heating and Cooling</i> (4 ^e génération de réseaux de chaleur et de froid)
5GDHC	<i>5th Generation District Heating and Cooling</i> (5 ^e génération de réseaux de chaleur et de froid)
ACV	Analyse de cycle de vie
CAPEX	<i>Capital Expenditures</i> (Coûts d'investissement)
CAPFT	Fonction de capacité en fonction de la température
COP	Coefficient of performance (Coefficient de performance)
CSN	<i>Compressor Sequence Number</i> (Index d'opération du compresseur)
EIR	<i>Energy Input Ratio</i> (Rapport d'énergie au compresseur)
EIRFPLR	Fonction qui corrige le rapport d'énergie au compresseur en fonction du PLR
EIRFT	Fonction qui corrige le rapport d'énergie au compresseur en fonction de la température
EMS	<i>Energy Management System</i> (Système de gestion énergétique)
GES	Gaz à effet de serre
IBPSA	<i>International Building Performance Simulation Association</i>
IC	Intensité en carbone
IEA	<i>International Energy Agency</i> (Agence internationale de l'énergie)
OPEX	<i>Operational Expenditures</i> (Coûts d'opération)
PAC	Pompe à chaleur (également appelée thermopompe)
PCP	Puits à colonne permanente
PID	<i>Proportional-Integral-Derivative</i> (proportionnelle-intégrale-dérivée)
PLR	<i>Part-Load Ratio</i> (Rapport de charge partielle)
PRD	Potentiel de réchauffement global

RCP	Règlement sur les combustibles propres
TAÉ	Tout À l'Électricité
TRNSYS	Transient System Simulation Tool
Type	Dans le logiciel TRNSYS, chaque modèle de composant individuel est appelé un « Type » et est associé à un numéro unique. Par exemple, le Type 666 représente un modèle de refroidisseur basé sur des cartes de performance.
VFD	<i>Variable Frequency Drive</i> (Variateurs de fréquence)

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE A Organigrammes détaillés	103
ANNEXE B Carte de performance	107
ANNEXE C Calcul des émissions de ges liées aux réfrigérants.....	110
ANNEXE D Indicateurs de performance des différents scénarios étudiés	116

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

L'opération des bâtiments représente actuellement 30 % de la consommation énergétique finale mondiale et 26 % des émissions mondiales liées à l'énergie (IEA, 2023b). À l'échelle du Québec, 32 % des besoins en énergie secondaire sont alloués aux bâtiments résidentiels (19 %) et commerciaux et institutionnels (13 %). Ces bâtiments sont responsables de 10 % des émissions de gaz à effet de serre de la province (Whitmore & Pineau, 2025). Plus précisément, les besoins en chauffage, eau chaude et climatisation représentent à eux-seuls 75 % de l'énergie secondaire utilisée pour le secteur résidentiel et sont responsables de 98 % des gaz à effet de serre émis par ce même secteur.

Dans ce contexte, l'électrification des bâtiments constitue une stratégie particulièrement pertinente pour le Québec, où plus de 99 % de l'électricité provient de sources renouvelables, notamment de l'hydroélectricité (Hydro-Québec, 2025). Cependant, le principal défi réside dans la capacité du réseau à répondre à cette demande croissante, notamment en période de pointe, puisque les bâtiments représentent déjà 50 % de la pointe hivernale (Hydro Québec, 2025). En effet, l'électrification parallèle d'autres secteurs comme celui des transports, avec le développement des véhicules électriques, ou encore l'implantation croissante de centres de données particulièrement énergivores, vient accentuer cette pression sur le réseau. Par conséquent, au regard des objectifs de carboneutralité fixés pour 2050, décarboner les bâtiments sans augmenter la demande de pointe en électricité constitue un enjeu crucial pour le Québec.

Les réseaux urbains de partage de chaleur offrent une solution viable pour répondre à la demande énergétique à partir de sources renouvelables neutres en carbone, tout en atténuant la pression sur le réseau électrique, notamment grâce au partage de chaleur, à la valorisation des rejets thermiques et au stockage thermique (Lund et al., 2018). De plus, ces réseaux incluent des pompes à chaleur, qui sont reconnues comme « l'une des technologies clés pour décarboner la production de chaleur à basse et moyenne température, en raison de leur efficacité supérieure par rapport aux options conventionnelles » (IEA, 2023a).

La Figure 1.1 schématise le fonctionnement des réseaux de chaleur et de froid de quatrième génération (4GDHC, *4th generation district heating and cooling*) et de cinquième génération (5GDHC, *5th generation district heating and cooling*). Différents bâtiments résidentiels,

commerciaux et institutionnels, ayant des besoins variés, échangent leur énergie thermique avec deux boucles distinctes (chaude et froide) dans le cas du 4GDHC, et avec une boucle d'eau tempérée dans le cas du 5GDHC. Par exemple, les centres de données ont des besoins importants en refroidissement et rejettent donc de la chaleur, tandis que les serres présentent des charges de chauffage élevées, donc prélèvent de la chaleur aux réseaux. Pour le 4GDHC, une pompe à chaleur (PAC, également appelée thermopompe) centralisée (en jaune sur le schéma) fournit de la chaleur ou du froid à partir d'une source ou d'un puits thermique vers les tuyaux. Des sous-stations d'échange (en orange) assurent ensuite le transfert d'énergie avec les différents bâtiments. Dans le cas du 5GDHC, les pompes à chaleur (en jaune) sont installées de manière décentralisée, directement dans les bâtiments, tandis que le bloc orange représente un échangeur de chaleur centralisé.

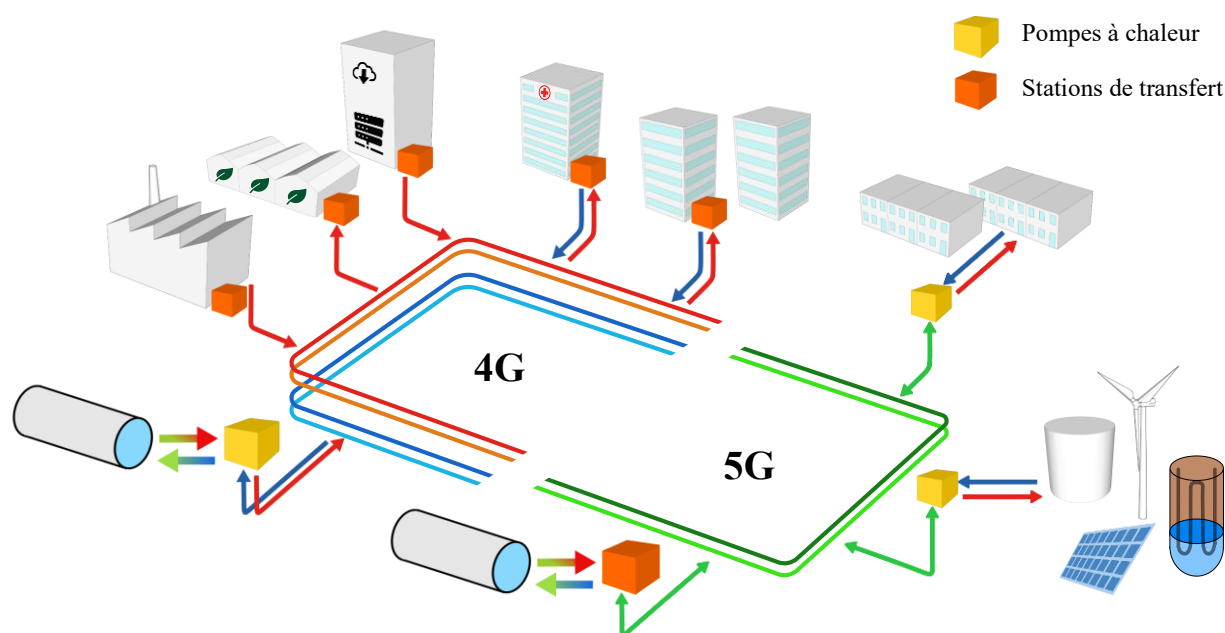


Figure 1.1 : Fonctionnement général des réseaux thermiques de quatrième et cinquième génération

Un élément essentiel des nouveaux réseaux thermiques 4GDHC et 5GDHC est la flexibilité énergétique. Leur conception vise à favoriser l'intégration de sources renouvelables intermittentes, la valorisation des rejets thermiques et l'utilisation du stockage thermique pour couvrir les besoins en chauffage et en refroidissement et limiter la demande de pointe en électricité. Face à ces enjeux et à l'intérêt croissant pour les réseaux de chauffage et de refroidissement urbains, il devient crucial

de disposer de nouvelles approches de modélisation dynamiques, précises et fiables de réseaux de partage de chaleur et de froid, capables de représenter le couplage entre les pompes à chaleur, les différentes sources d'énergie, les systèmes de stockage thermique et les bâtiments.

La multiplicité des interactions et la nécessité d'adopter une approche systémique rend la modélisation de ces réseaux complexe. L'aspect hydraulique, en particulier, doit être considéré puisque le transport de chaleur dans les tuyaux influence non seulement les pertes thermiques, mais aussi les délais d'acheminement entre les différentes parties du réseau. En parallèle, les modèles devant être dynamiques et devant prendre en compte un grand nombre de composants, il devient important de trouver un compromis entre des modèles fiables et précis et des temps de calcul raisonnables (Brown et al., 2022). Angelidis et al. (2023) insistent également sur l'importance de développer des outils de simulation représentant des systèmes 4GDHC complets, prenant en compte aussi bien l'aspect hydraulique, les opportunités d'échange d'énergie entre le chaud et le froid ainsi que l'impact sur le réseau électrique. De même, Kuntuarova et al. (2024), dans leur revue, montrent que la modélisation des réseaux 4GDHC et 5GDHC suscite un intérêt croissant. Les outils de modélisation actuellement utilisés sur le marché dissocient majoritairement les aspects hydrauliques et énergétiques, tandis que la littérature scientifique suggère des approches plus intégratrices, avec un intérêt porté sur les simulations dynamiques.

L'objectif de ce mémoire est d'améliorer l'approche de modélisation des réseaux thermiques pour permettre l'évaluation de scénarios de décarbonation des bâtiments, en développant un modèle de pompe à chaleur permettant de gérer la récupération de chaleur entre les besoins en chauffage et refroidissement et le stockage thermique. L'enjeu est de proposer un modèle tenant compte de l'aspect dynamique mais simple à utiliser, qui évite le recours à une multitude de composants connectés et à des logiques de contrôle complexes, souvent responsables d'une augmentation du temps de calcul.

Ce mémoire est divisé en sept chapitres. Le chapitre 2 présente la revue de littérature sur les réseaux de chaleur et de froid et leurs différents outils de modélisation déjà existants tandis que le chapitre 3 détaille les objectifs spécifiques du mémoire. Le cœur du modèle, avec la modélisation d'une pompe à chaleur capable de combler simultanément les besoins en chaleur et en froid et de gérer la récupération de chaleur et une source thermique, est présenté en chapitre 4. Le chapitre 5 présente l'intégration du stockage thermique au modèle. Le chapitre 6 est composé d'une étude de cas d'un

réseau thermique à l'échelle d'un quartier montréalais afin de tester le modèle et de voir l'impact d'un tel réseau sur les émissions de GES et la pointe électrique. Les conclusions et recommandations sont présentées dans le chapitre 7.

CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE

2.1 Réseaux de chaleur

2.1.1 Définition générale

Les réseaux de chaleur et de froid sont définis par le programme de l'Agence internationale de l'énergie (*International Energy Agency District Heating and Cooling*, IEA DHC) comme des systèmes faisant circuler de la chaleur ou du froid entre une source/puits thermique et des bâtiments à travers des tuyaux (Averfalk, 2021). On peut donc identifier trois éléments distincts : la source (ou puits) d'énergie thermique, la distribution thermique (tuyaux) et le consommateur (bâtiments) (Rezaie & Rosen, 2012). Dans le cas des réseaux de chaleur, la fonction du réseau est de fournir de la chaleur aux bâtiments à partir de la chaleur prélevée d'une source tandis que dans le cas des réseaux de froid, l'objectif est de retirer la chaleur (refroidir) des bâtiments en rejetant la chaleur vers un puits thermique. Les sources/puits thermiques peuvent être multiples : géothermie, énergie solaire, chaleur fatale des égouts, rejets thermiques d'usine ou encore centres de données informatiques (Lake et al., 2017). Les bâtiments peuvent aussi être variés : résidentiels, commerciaux, institutionnels, centres de données informatiques, industries, serres agricoles, avec à chaque fois des besoins en chaleur et froid associés. Généralement, les besoins en chaleur sont pour le chauffage et l'eau chaude domestique tandis que les besoins en froid sont des besoins de climatisation.

2.1.2 Histoire des réseaux

Les premiers réseaux de chaleur ont été introduits aux États-Unis vers 1880. Ces systèmes de première génération utilisaient de la vapeur d'eau comme fluide caloporteur dans les canalisations. L'objectif initial visé était de supprimer les chaudières au gaz dans les appartements afin de limiter les risques d'explosion mais aussi d'améliorer le confort thermique des usagers. Cette technologie est encore utilisée dans deux villes majeures que sont Paris et New York. Cependant, l'utilisation de la vapeur présentait deux problèmes principaux : des pertes de chaleur importantes dans les tuyaux et de forts risques d'explosion. À partir des années 1930, les réseaux de deuxième génération ont émergé, utilisant de l'eau chaude sous pression à des températures supérieures à 100 °C pour le transport de la chaleur. Initialement développés en Europe, ces réseaux se sont ensuite étendus à la Chine et à l'Union Soviétique. Cependant, en raison de l'incapacité à effectuer

un contrôle précis de la demande de chaleur, ils furent remplacés dans les années 1970, en particulier dans les pays scandinaves, par les réseaux dits de troisième génération, se différenciant par une température de l'eau pressurisée inférieure à 100 °C. Cette évolution s'explique principalement par le besoin de sécuriser l'approvisionnement énergétique suite aux deux chocs pétroliers, qui ont souligné l'importance d'une meilleure efficacité énergétique et du recours à des combustibles locaux moins coûteux comme le charbon, la biomasse ou les déchets, voire, dans certains cas, à des sources renouvelables comme la géothermie ou le solaire (Averfalk, 2021; Lake et al., 2017; Lund et al., 2014).

Dans les années 1990, la prise de conscience croissante sur le réchauffement climatique a relancé l'intérêt pour les réseaux de chaleur, notamment pour intégrer des sources renouvelables avec de la chaleur à plus basse température avec, en 2008, l'introduction de la notion de quatrième génération de réseaux de chaleur (4GDHC) (Averfalk, 2021). En 2014, Lund propose une définition de ces nouveaux réseaux. En effet, il définit les réseaux thermiques de quatrième génération comme étant « un concept technologique et institutionnel cohérent, qui s'appuie sur des réseaux thermiques intelligents pour contribuer au développement de systèmes énergétiques durables ». Ces réseaux ont pour objectif de répondre à cinq enjeux majeurs (Lund et al., 2014) que sont la capacité :

- ❖ à fournir de la chaleur à basse température,
- ❖ à limiter les pertes du réseau,
- ❖ à mieux intégrer les sources renouvelables et valoriser les rejets thermiques
- ❖ à créer des réseaux énergétiques intelligents combinant l'électricité, le gaz et les réseaux thermiques,
- ❖ à assurer une planification stratégique pour la transition énergétique.

Dans un même temps, les réseaux de cinquième génération (5GDHC) sont apparus. Contrairement à ce que pourrait laisser penser leur dénomination, il ne s'agit pas d'une évolution directe des 4GDHC, mais d'un système alternatif. Une distinction claire entre les deux n'est pas toujours évidente, avec parfois même des réseaux hybrides, combinant quatrième et cinquième générations. Buffa et al. proposent une définition des réseaux de cinquième génération (5GDHC) comme étant

des réseaux opérant avec une température dans les tuyaux variant entre 0 °C et 30 °C contrairement aux 4GDHC qui opéreraient entre 30 °C et 70 °C (Buffa et al., 2019). Ce fonctionnement permet une température variable au sein du réseau, favorisant l'exploitation de sources de chaleurs variées. De plus, une température ambiante, proche de celle du sol, limite les pertes thermiques. Enfin, l'utilisation d'eau mitigée permet une meilleure compatibilité entre les bâtiments producteurs et consommateurs d'énergie (Guo et al., 2024). Aussi, une différence souvent mise en avant est la centralisation : les réseaux 4GDHC reposent généralement sur une production centralisée de chaleur, assurée par des pompes à chaleur (PAC) ou d'autres unités de production, avec une distribution via une boucle chaude et parfois une boucle froide. Au niveau des bâtiments, on retrouve des sous-stations d'échange qui fournissent directement l'énergie à la bonne température (Lund et al., 2014 ; Buffa et al., 2020). A l'inverse, pour le 5GDHC, les pompes à chaleur sont décentralisées, et l'échange de chaleur est généralement bidirectionnel entre le réseau et chaque bâtiment. Le fluide qui circule est de l'eau mitigée, et certaines configurations ne comprennent qu'un seul tuyau plutôt que les tuyaux « alimentation » et « retour » classiques. Au niveau des bâtiments se trouvent alors des PAC qui assurent localement la production de chaleur ou de froid, selon les besoins spécifiques (Buffa et al., 2020 ; Gudmundsson et al., 2022 ; Guo et al., 2023). Ces définitions sont à nuancer avec la nouvelle classification des réseaux proposée en 2024 par l'IEA DHC (2024), qui distingue :

- ❖ les réseaux de première génération : utilisant de la vapeur,
- ❖ les réseaux de deuxième génération : utilisant de l'eau liquide à une température supérieure à 100 °C,
- ❖ les réseaux de troisième génération : utilisant de l'eau à une température comprise entre 70 °C et 100 °C,
- ❖ les réseaux de quatrième génération (4GDHC) : utilisant un fluide caloporteur à une température inférieure ou égale à 70 °C.

Les réseaux de chauffage de cinquième génération (5GDHC) sont alors définis comme une sous-catégorie des réseaux de quatrième génération, qui s'en distingue par le recours à des pompes à chaleur (PAC) décentralisées, les réseaux servant alors principalement de source thermique pour ces PAC.

La Figure 2.1 illustre l'évolution des réseaux thermiques depuis leur création à travers les cinq générations définies.

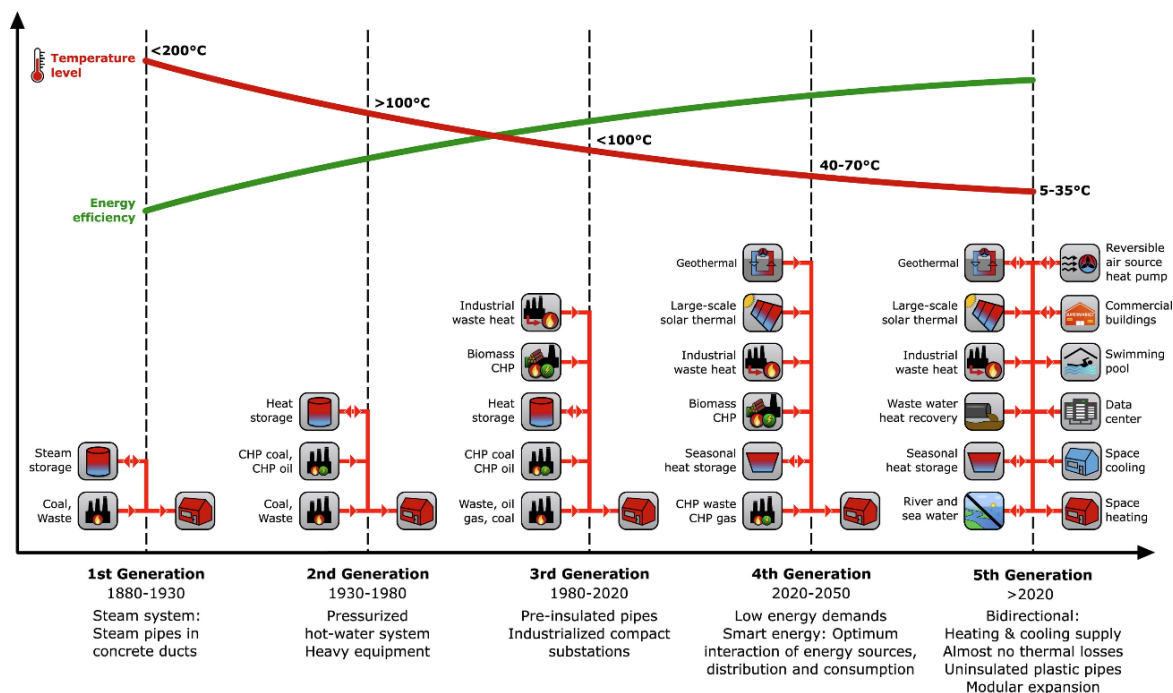


Figure 2.1 : Evolution des réseaux de chaleur (Wirtz et al., 2020)

2.1.3 Intérêt des réseaux de partage de chaleur

Les réseaux de chaleur sont considérés comme l'un des acteurs majeurs pour la transition énergétique car ils permettent de concilier performance énergétique, intégration des ressources renouvelables, réduction des émissions de gaz à effet de serre, et flexibilité énergétique (UNEP, 2015).

En effet, les nouveaux réseaux de chaleur (quatrième et cinquième génération) ont la capacité d'intégrer une grande variété d'énergies renouvelables et de chaleur fatale grâce à leur faible température. Guo et al. (2024) souligne que les réseaux 4GDHC peuvent intégrer des sources telles que la chaleur industrielle, les eaux usées, les centres de données, les supermarchés, ainsi que des sources renouvelables comme la biomasse, la géothermie ou encore le solaire thermique, qui sont des sources de chaleur à basse température. Les réseaux 5GDHC sont encore plus favorables à l'intégration de ces sources car ces dernières peuvent être immédiatement valorisées. Par exemple,

des rejets industriels peuvent être injectés directement dans le réseau et immédiatement valorisés dans un bâtiment voisin ayant une demande de chauffage.

De plus, la substitution des chaudières fossiles individuelles par des réseaux de chaleur permet de réduire considérablement les émissions. Connolly et al. (2014), dans leur feuille de route pour le chauffage en Europe, démontrent qu'un scénario intégrant largement les réseaux de chaleur à l'échelle de l'Union européenne permettrait d'atteindre les mêmes objectifs climatiques que les scénarios basés sur l'électrification massive, mais à un coût moindre, avec jusqu'à 15 % d'économies sur les dépenses de chauffage et de refroidissement, soit environ 100 milliards d'euros par an. Dans son rapport de 2012 sur les perspectives de technologie pour l'énergie, l'IEA souligne que les réseaux de chaleur et de froid sont nécessaires à la décarbonation et pourraient permettre une plus grande utilisation de l'électricité issue des énergies renouvelables intermittentes ainsi que des économies de CO₂ (IEA, 2012).

Le troisième point crucial est l'amélioration de la performance énergétique, rendue possible par l'utilisation des pompes à chaleur dont les coefficients de performance (COP) sont supérieurs à 1, contrairement aux chaudières électriques, avec un rendement égal à 1, ou aux chaudières gaz, dont le rendement se situe généralement autour de 0.85. Ainsi, les pompes à chaleur actuellement disponibles sur le marché sont trois à cinq fois plus efficaces qu'une chaudière au gaz naturel (IEA, 2022). L'IEA (2012) considère donc les pompes à chaleur (PAC) comme une technologie clé pour atteindre un confort thermique bas-carbone dans les bâtiments, notamment parce qu'elles délivrent d'avantage d'énergie sous forme de chaleur qu'elles n'en consomment sous forme électrique.

Enfin, les nouveaux réseaux thermiques offrent une flexibilité énergétique accrue, c'est-à-dire la capacité à adapter la production et la consommation d'énergie, notamment grâce au stockage thermique et aux « prosommateurs » (*prosumers* en anglais), acteurs hybrides à la fois consommateurs et producteurs (Guo et al., 2024). Dans cette perspective, Lund et al. (2014) introduisent le concept de « *Smart Energy System* », défini comme « une approche dans laquelle les réseaux intelligents d'électricité, de gaz et thermiques (chauffage et refroidissement) sont combinés et coordonnés afin d'identifier les synergies entre eux dans le but de trouver une solution optimale pour chaque secteur individuel ainsi que pour le système énergétique global ».

2.2 Réseaux de chaleur et de froid intégrant une pompe à chaleur avec récupération couplée à du stockage thermique

Les pompes à chaleur capables de couvrir simultanément les besoins en chaleur et en froid, avec de la récupération, sont au cœur des objectifs de flexibilité, avec des « prosommateurs », et une meilleure intégration des sources renouvelables et rejets thermiques. En effet, en 2010, dans sa feuille de route, l'IEA (2010) insiste sur l'importance d'avoir des unités capables de délivrer de la chaleur et du froid, avec notamment de l'eau chaude produite à partir de la chaleur extraite du cycle de refroidissement au lieu d'être gaspillée. En 2022, l'IEA (2022) souligne également que cette technologie est particulièrement pertinente pour les bâtiments présentant des besoins simultanés en chauffage et en refroidissement, notamment dans le secteur commercial. L'un des axes explorés consiste à optimiser l'utilisation des pompes à chaleur dans des réseaux thermiques à basse température, où elles peuvent fonctionner simultanément comme source et puits de chaleur à l'échelle d'un quartier ou d'une ville.

2.2.1 Fonctionnement général des pompes à chaleur

Une pompe à chaleur est une technologie permettant d'extraire de la chaleur à partir d'une source (air ambiant, eau, rejets thermiques d'une usine, etc.). Puisque la chaleur est majoritairement transférée plutôt que convertie depuis une autre forme d'énergie, les pompes à chaleur sont beaucoup plus performantes que les chaudières électriques ou au gaz. En effet, le coefficient de performance (COP), c'est-à-dire l'énergie (thermique) utile fournie sur l'énergie (électrique) dépensée, est généralement largement plus grand que 1 pour une PAC, alors que le rendement de conversion des chaudières ne peut dépasser 1. Cela rend la PAC en moyenne quatre fois plus efficace que des plinthes électrique et environ cinq fois plus efficace qu'une chaudière au gaz (IEA, 2022).

Sur le plan technique, une pompe à chaleur repose sur quatre éléments principaux : deux échangeurs de chaleur (évaporateur et condenseur), un compresseur et une vanne de détente. Deux fluides distincts circulent dans le système : un fluide frigorigène à l'intérieur de la machine thermique tandis qu'un autre fluide (généralement de l'eau, du glycol, ou de l'air) circule de part et d'autre des échangeurs. Dans le cycle thermodynamique interne de la PAC, le fluide frigorigène

circule dans l'évaporateur où il prélève de la chaleur au fluide extérieur, puis est comprimé avant de transmettre sa chaleur au fluide extérieur côté condenseur avant d'être détendu.

Le coefficient de performance d'une PAC est défini comme l'effet utile sur l'énergie consommée :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{load}}{\dot{W}} \quad (2.1)$$

Ainsi, pour un même système, la pompe à chaleur peut avoir différents modes de fonctionnement en fonction de l'effet utile considéré, et donc différents COP (Figure 2.2) :

- ❖ En mode **chauffage**, l'effet utile correspond à la chaleur rejetée au condenseur, utilisée pour le chauffage des locaux ou la production d'eau chaude sanitaire. Dans ce cas, le COP est donné par :

$$COP_{chaud} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}} \quad (2.2)$$

- ❖ En mode **refroidissement**, l'effet utile correspond à la chaleur absorbée à l'évaporateur (le froid produit), avec pour objectif d'assurer le refroidissement (climatisation, centre de données, etc.). Le COP est alors :

$$COP_{froid} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}} \quad (2.3)$$

- ❖ En mode **simultané**, la pompe à chaleur le chauffage et le refroidissement sont tous deux des effets utiles, avec l'évaporateur et le condenseur qui sont tous deux des côtés « charge ». Le COP est alors défini comme :

$$COP_{simultané} = \frac{\dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{evap}}{\dot{W}} \quad (2.4)$$

Dans toutes les configurations, la PAC prélève une même quantité de chaleur à basse température (évaporateur) et rejette une même quantité de chaleur à haute température (condenseur), en y ajoutant le travail fourni par le compresseur selon le principe de conservation de l'énergie :

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} + \dot{W} \quad (2.5)$$

Ce qui varie d'un mode à l'autre, ce n'est donc pas le fonctionnement du système, mais l'effet utile considéré. Dans les modes chauffage ou refroidissement, un seul échangeur produit de l'énergie utile, tandis que l'autre côté représente une perte vers l'environnement : la chaleur rejetée est dissipée dans le cas du refroidissement, ou le froid est perdu dans le cas du chauffage. A l'inverse, le mode simultané considère que les deux échangeurs produisent de l'énergie utile, ce qui augmente la performance de la PAC puisque ce mode permet de réutiliser la chaleur extraite plutôt que de la rejeter.

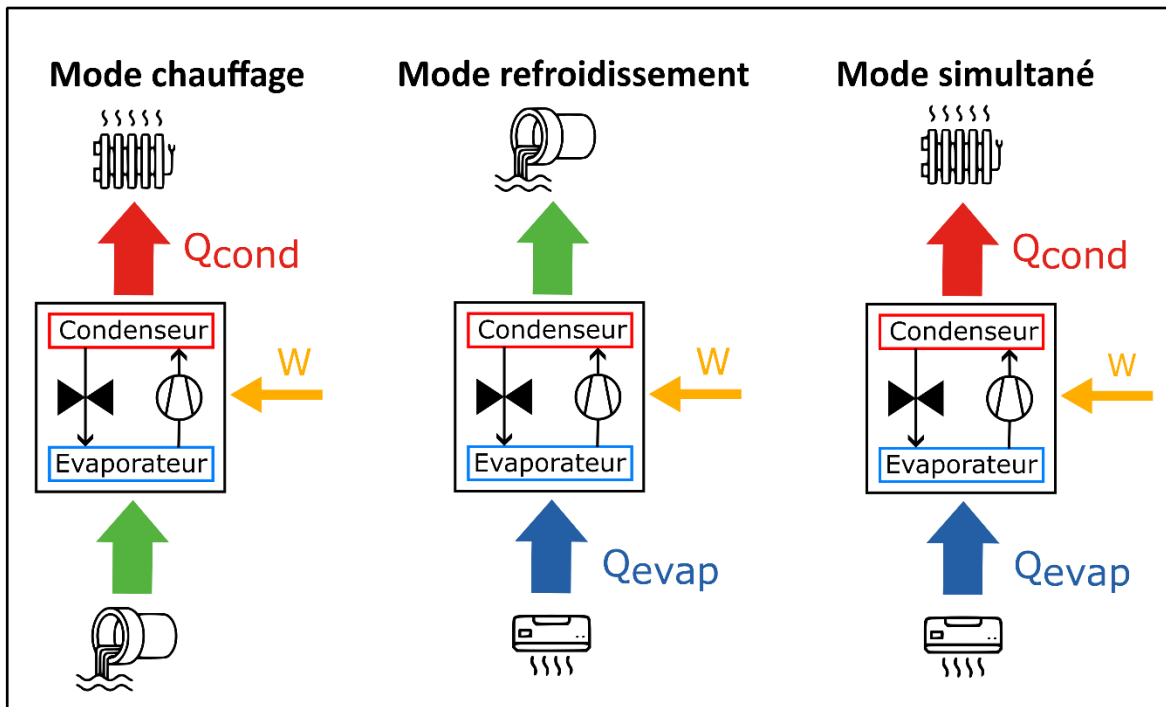


Figure 2.2 : Fonctionnement d'une pompe à chaleur et de ses différents modes d'opération.

Le COP de Carnot définit le COP théorique maximal qu'une pompe à chaleur peut atteindre dans des conditions idéales :

$$COP_{Carnot,chaud} = \frac{T_c}{T_c - T_F} ; COP_{Carnot,froid} = \frac{T_F}{T_c - T_F} \quad (2.6)$$

Ce COP dépend uniquement des températures extrêmes atteintes par le fluide frigorigène : température minimale à l'évaporateur et température maximale au condenseur. Le dénominateur $T_c - T_F$ constitue le « lift » de température, c'est-à-dire l'écart de température entre la température de condensation et celle d'évaporation. Plus ce lift est grand, plus l'effort que la PAC doit fournir

pour passer de la plus faible à la plus haute température est important. Autrement dit, plus le lift est grand, moins le *COP* est bon.

Or, les températures maximales et minimales du réfrigérant sont imposées par les températures de consigne du fluide à chauffer (au condenseur) ou à refroidir (à l'évaporateur). En effet, pour atteindre les températures demandées, le réfrigérant doit atteindre une température au moins égale à celle désirée pour le transfert thermique. Ainsi, ce sont les températures de sortie au condenseur et à l'évaporateur qui déterminent directement le lift, et donc la performance de la PAC.

Ce lift de température est illustré à la Figure 2.3. Les températures constantes correspondent aux températures du fluide frigorigène circulant à l'intérieur de la PAC au niveau du condenseur (rouge) et de l'évaporateur (bleu). Les flèches correspondent à l'évolution de température du fluide à réchauffer ou à refroidir au niveau du condenseur (rouge) et de l'évaporateur (bleu).

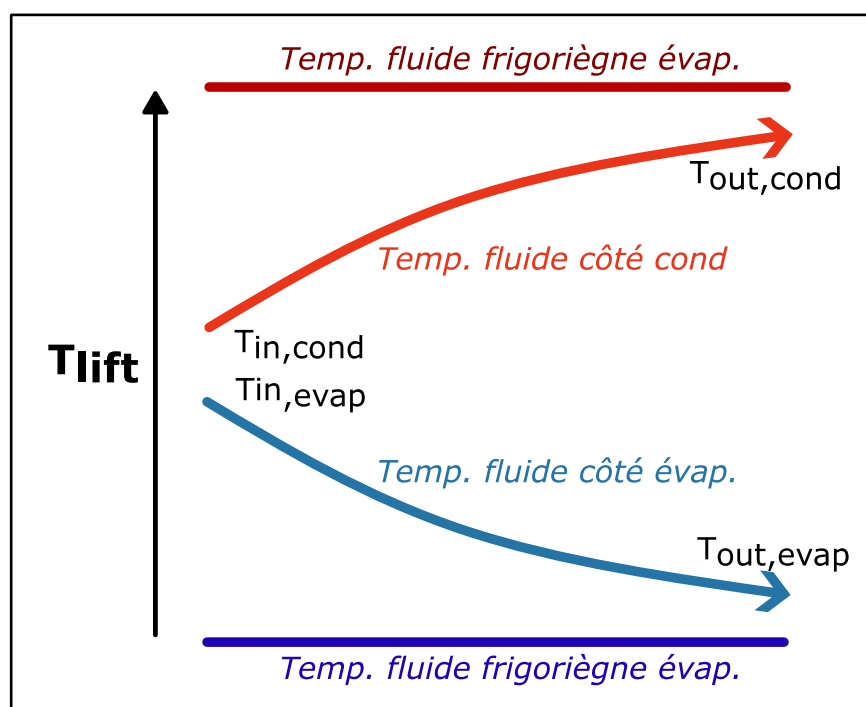


Figure 2.3 : "Lift" de températures pour une pompe à chaleur (inspiré de Crowther, 2000)

2.2.2 Effets utiles simultanés chaud et froid des pompes à chaleur avec récupération et stockage

Comme démontré précédemment, il est possible d'opérer les PAC pour satisfaire simultanément des besoins en chaleur et en froid. Cela permet, par exemple, de ne pas dissiper de la chaleur dans l'environnement pour satisfaire des besoins en climatisation, mais plutôt de réutiliser cette chaleur directement pour satisfaire des besoins en chauffage. Cela augmente aussi la performance puisque les deux échangeurs produisent des effets utiles. La récupération est d'autant plus intéressante lorsqu'elle est couplée à du stockage de chaleur et/ou de froid (Lund et al., 2018).

A l'échelle des bâtiments, deux configurations sont intéressantes pour ces PAC à effets utiles simultanés. Le cas le plus courant est en été quand un bâtiment a des besoins en climatisation mais aussi en eau chaude domestique. L'autre est un bâtiment avec beaucoup de surface vitrées : à la mi-saison, certaines parties du bâtiment ont des besoins en climatisation tandis que d'autres ont des besoins en chauffage (Osterman & Stritih, 2021). A l'échelle d'un quartier, la récupération de chaleur par des PAC est encore plus intéressante puisque les bâtiments multiples ont des besoins différents, donc il y a davantage de moments avec des besoins en refroidissement et en chauffage simultanés (encore plus si on considère un quartier avec une multitude d'acteurs comme un centre de données, des usines, des bâtiments commerciaux résidentiels et institutionnels, des serres, etc.).

Ghoubali et al. (2014) expliquent qu'une pompe à chaleur peut avoir trois modes d'opération : un mode chaud, un mode froid et un mode simultané. Ils définissent un ratio de besoins simultanés chaleur et en froid qui permet d'identifier quels bâtiments ont le plus de besoins simultanés sur une année. Ce ratio est défini comme «le minimum du ratio entre les besoins en chaleur (chauffage des espaces et eau chaude domestique) et les besoins en froid pendant une journée et l'inverse de ce ratio ». Ils insistent aussi sur l'importance du stockage pour le fonctionnement en simultanée : un stockage chaud et un stockage froid sont conçus pour un stockage de 24h pour améliorer ce ratio de besoins simultanés avec d'avantage de besoins simultanés (sur un pas de temps horaire, il va être plus faible que sur une journée).

L'étude de Shin et al. (2019) propose une stratégie d'opération pour un système de chauffage et de refroidissement simultanés avec deux cuves de stockage (Figure 2.4). Le système repose sur une pompe à chaleur eau-eau alimentant trois réservoirs distincts : eau chaude, eau froide, et eau chaude

sanitaire. La stratégie de contrôle est basée sur les températures aux différents niveaux des réservoirs stratifiés et se basent sur différents modes d'opération pour équilibrer au maximum les besoins en chauffage et refroidissement. Pour vérifier la méthode proposée, les auteurs ont réalisé une étude de cas via une simulation réalisée sur le logiciel TRNSYS. Les résultats montrent que 49 % de la charge thermique des zones peut être couverte grâce à l'équilibrage entre les besoins en chauffage, en eau chaude sanitaire et en refroidissement, ce qui permet d'atteindre un coefficient de performance (COP) moyen de 5.3. Cette étude montre que pour tirer pleinement parti du potentiel énergétique du mode simultané, il est indispensable de combiner le stockage thermique et les stratégies de contrôles complexes et dynamiques intégrant plusieurs modes de fonctionnement en temps réel. La gestion du stockage thermique permet en effet d'améliorer la simultanéité des besoins en chaud et en froid en (dé)stockant de la chaleur ou du froid. C'est ce type d'approche que doivent viser les modèles avancés de réseaux thermiques.

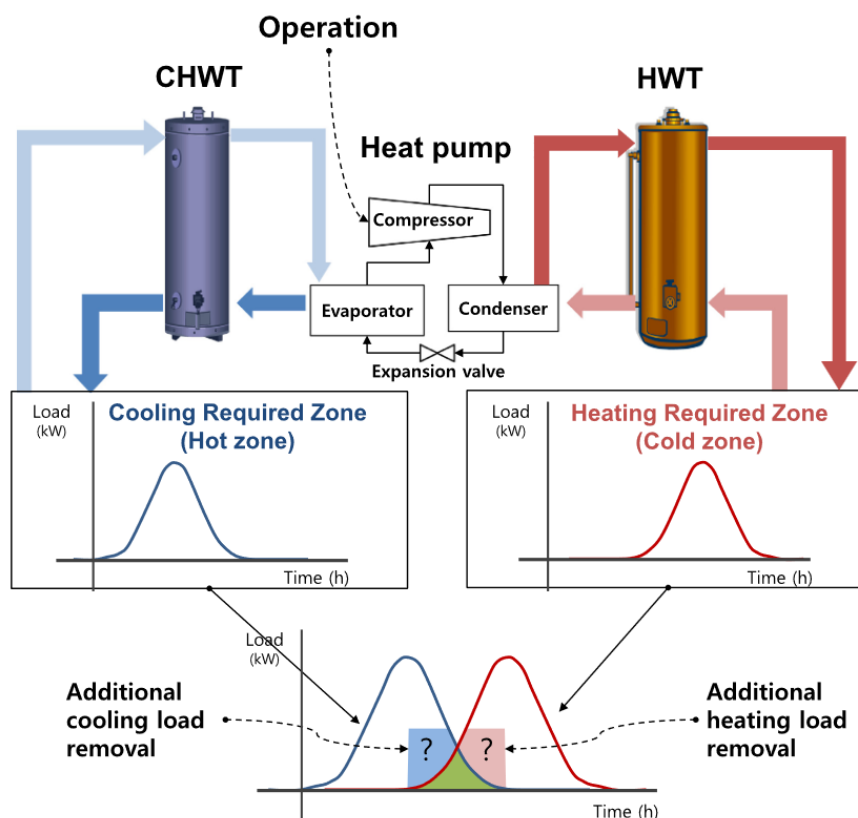


Figure 2.4 : Fonctionnement général d'une pompe à chaleur avec fonctionnement simultané en refroidissement et chauffage combinée à des cuves thermiques (Shin, 2019)

2.2.3 Exemples de réseaux de chaleur avec récupération et stockage thermique

L'IEA DHC a recensé des exemples de réseaux combinés de chaleur et de froid avec récupération et stockage thermique dans son rapport sur l'implémentation des réseaux basse température (Averfalk, 2021).

Entre autres, à Helsinki, un réseau de chaleur et de froid reposant sur un système combiné basé sur la récupération de chaleur fatale a été créé. La centrale de pompes à chaleur Katri Vala, installée en souterrain, récupère à la fois la chaleur du retour du réseau de froid et celle des eaux usées traitées. Cette chaleur est utilisée pour chauffer l'eau du réseau de chaleur de 45 °C à 88 °C, tandis que le réseau de froid est refroidi de 16/18 °C à 4 °C. La centrale fournit jusqu'à 90 MW de chaleur et 60 MW de froid, ce qui couvre les besoins estivaux d'environ 250 000 habitants et de plus de 100 grands bâtiments tertiaires. Pour répondre aux pointes de demande de froid, le système utilise aussi une caverne de stockage d'eau à 7 °C située sous le centre-ville pouvant contenir 25 000 m³. Ce système limite fortement l'usage de combustibles fossiles et permet une réduction des émissions de CO₂ de l'ordre de 80 % par rapport à une production conventionnelle (Lemola, 2016).

Un autre exemple est le réseau Minewater 2.0 à Heerlen aux Pays-Bas qui s'appuie sur un système de chauffage et de refroidissement à basse température avec des réseaux et de la récupération à plusieurs niveaux (Verhoeven et al., 2014). En effet, le réseau est composé de bâtiments groupés en *clusters* locaux eux-mêmes connectés ensemble via une boucle principale. Chaque bâtiment peut ainsi jouer un rôle de prosommateur : un bâtiment peut extraire de la chaleur pour se chauffer et simultanément injecter de l'eau refroidie dans la boucle froide, pour le refroidissement d'un autre bâtiment. Des pompes à chaleur locales ajustent les températures en fonction des besoins (chauffage, climatisation, eau chaude sanitaire). Le fonctionnement repose sur un système de gestion centralisé entièrement automatisé et nécessitant une connexion internet rapide pour agir rapidement sur la demande. Trois niveaux de commande sont définis : les bâtiments expriment une demande nette de chaud ou de froid, les clusters fournissent localement de la chaleur ou du froid en fonction des besoins et échangent leur chaleur entre eux, et enfin, la boucle principale fournit ou stocke l'énergie excédentaire via des puits géothermiques. Le stockage d'énergie est intégré au réseau, avec des puits géothermiques utilisés de manière bidirectionnelle pour stocker les surplus de chaleur ou de froid, assurant ainsi l'équilibrage saisonnier. Le système de gestion centralisé

contrôle les flux, les pompes à chaleur, les vannes et le stockage, et les températures de retour pour garantir l'équilibre énergétique. Ce projet illustre la complexité des contrôles des réseaux et la nécessité d'avoir des modèles dynamiques capable de représenter précisément les échanges thermiques et les flux hydrauliques.

2.3 Modélisation

Face à l'émergence de ces nouveaux réseaux à basse température, reposant sur la flexibilité énergétique grâce à l'intégration de différentes sources, de prosommateurs et du stockage thermique, et pour concrétiser la notion de systèmes énergétiques intelligents (*smart energy systems*), des modèles dynamiques détaillés doivent être créés.

2.3.1 Logiciels de modélisation

Plusieurs études ont recensé les outils de modélisation disponibles pour les réseaux thermiques. Dans leur revue, Allegrini et al. (2015) présentent un état de l'art des approches de modélisation des réseaux thermiques et des logiciels associés, en insistant sur l'importance de représenter dynamiquement les interactions entre les bâtiments et le réseau. Ils indiquent notamment que les logiciels basés sur des modèles simplifiés, tels que NEPLAN (NEPLAN, 2021) et Termis (7-Technologies, 2012; Schneider Electric, 2023), sont efficaces pour l'optimisation des réseaux, mais ne permettent pas une modélisation détaillée des composants individuels ni d'estimer les besoins thermiques des bâtiments. Des programmes plus détaillés, comme EnergyPro (EMD International, 2020) ou Polysun (Vela Solaris, 2021), permettent de modéliser de manière précise l'aspect hydraulique (pompes, débits) et d'intégrer, de manière limitée, les besoins des bâtiments. Enfin, de nouveaux logiciels émergent, comme IDA ICE, capables de modéliser les aspects thermiques et hydrauliques en régime permanent mais aussi de façon dynamique. Notamment, le logiciel IDA ICE propose une bibliothèque de composants tels que des tuyaux de distribution ou des stockages thermiques, dans le but de pouvoir modéliser des réseaux thermiques basse température avec des flux bidirectionnels. Dans cette logique, les auteurs soulignent que la majorité des outils identifiés reposent sur des approches en régime permanent, et que des améliorations sont possibles en modélisant plus finement les composants (pompes à chaleur, tuyauterie, pompes). Par exemple, TRNSYS est identifié comme un outil de référence pour la simulation transitoire de ces systèmes, avec des modèles spécifiques comme les Types 951 et 952 issus de la bibliothèque TESS pour la

modélisation des réseaux de canalisations enterrées (TESS, 2024) – notons au passage que les modèles de composants individuels dans le logiciel TRNSYS sont appelés des « Types » et différenciés par un numéro unique.

Cette nécessité de simulation dynamique est également mise en avant par Filonenko et al. (2019), dans le cadre de l'« IBPSA Project 1 », qui vise à développer des outils open source pour la conception et l'exploitation des bâtiments et des réseaux à l'échelle du quartier. L'article porte sur deux outils de simulation : Termis et Dymola Modelica (Dassault Systemes, 2020), utilisés respectivement pour créer un modèle pseudo-statique et un modèle dynamique d'un réseau de chaleur de 4^e génération. L'étude démontre que Termis présente certaines limites pour réaliser des simulations dynamiques ou pour coupler différents domaines énergétiques tandis que Modelica permet d'analyser les résultats temporels du réseau thermique et d'évaluer de nouvelles technologies pour les réseaux de chaleur.

Dans le même esprit, Brown (2022) insiste sur la nécessité de modèles dynamiques à haute fidélité, car négliger les phénomènes transitoires peut conduire à une sous-estimation des charges de pointe et à une mauvaise coordination entre les besoins thermiques des bâtiments et le fonctionnement du réseau. Pour répondre à ces enjeux, Schweiger (2018) identifie également TRNSYS et Modelica comme des plateformes flexibles permettant une modélisation détaillée, particulièrement à l'échelle des réseaux. En particulier, il souligne la capacité de TRNSYS à intégrer des composants personnalisés détaillés et à simuler des systèmes transitoires de manière flexible, ce qui en fait une alternative intéressante pour représenter les dynamiques complexes des réseaux énergétiques.

2.3.2 Outils de modélisation pour les pompes à chaleur au sein des réseaux thermiques avec récupération

Le logiciel EnergyPlus (US DOE - BTO, 2025) propose une catégorie intitulée « Plant Loop Heat Pumps » (BigLadder Software, 2025), correspondant à des pompes à chaleur pour les boucles thermiques. Parmi les modèles développés figure un modèle de pompe à chaleur eau-eau par équations polynomiales (HeatPump:WaterToWater:EquationFit:Cooling et HeatPump:WaterToWater:EquationFit:Heating) développé par Tang (2005). Ce modèle estime la performance de la pompe à chaleur en mode chauffage ou en mode refroidissement à partir des températures d'entrée côté source et côté charge, ainsi que des débits d'eau correspondants.

En mode chauffage, le modèle calcule l'énergie requise au condenseur (côté charge) dans les conditions d'opération sur l'énergie requise au condenseur dans les conditions nominales et la puissance requise au compresseur dans les conditions d'opération sur la puissance requise au compresseur dans les conditions nominales. La puissance requise à l'évaporateur (côté source) est déterminée par un bilan thermique. Le fonctionnement est inversé en mode refroidissement. Cependant, ce modèle ne permet pas d'opérer la PAC simultanément en chauffage et en refroidissement comme l'illustre la Figure 2.5. De plus, les équations utilisées s'appuient sur les températures d'entrée à l'évaporateur et au condenseur alors qu'il serait préférable de considérer les températures de sortie. En effet, comme présenté dans la section 2.2.1, le COP de Carnot dépend du « lift » de températures entre la température la plus froide et la plus chaude que la PAC doit fournir. Ainsi, il est plus cohérent de considérer les températures de sortie des échangeurs (températures maximale et minimale) afin d'évaluer au mieux la performance de la pompe à chaleur.

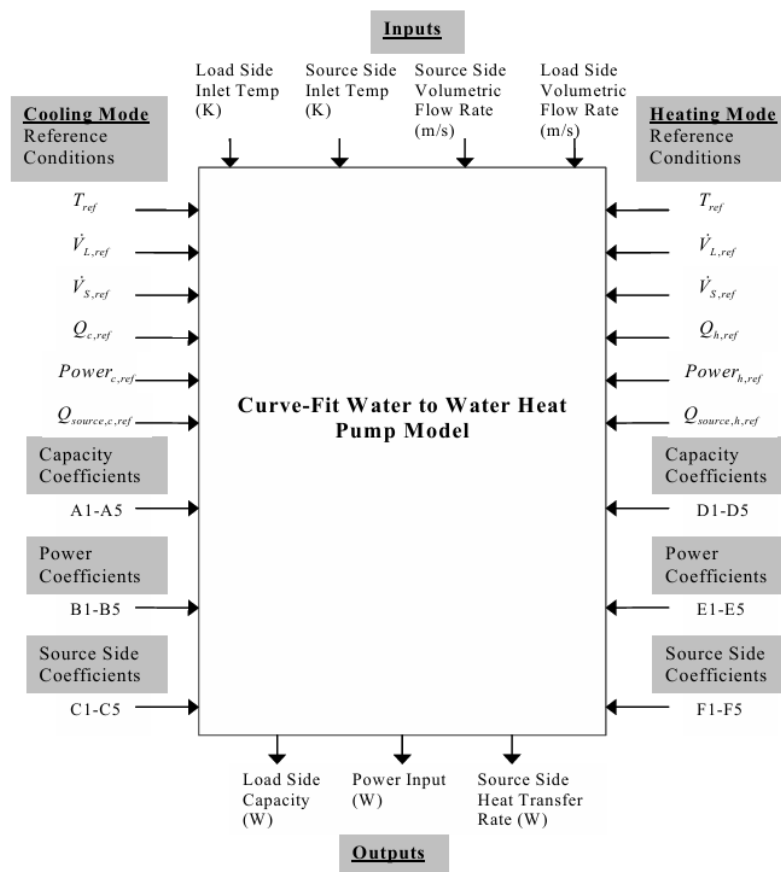


Figure 2.5 : Diagramme de flux du modèle de PAC eau-eau (Tang, 2005)

Un autre modèle disponible dans EnergyPlus est le modèle EIR (Energy Input Ratio) pour les pompes à chaleur raccordées à des boucles hydrauliques (réseaux thermiques), qui peut être configuré avec une source d'eau (HeatPump:PlantLoop:EIR:Cooling et HeatPump:PlantLoop:EIR:Heating). Dans la réalité, une pompe à chaleur réversible fonctionne généralement avec un seul échangeur côté charge et un seul échangeur côté source, avec une vanne de réversion permettant d'inverser le cycle selon les besoins en chaud ou en froid. En revanche, dans EnergyPlus, il est nécessaire de modéliser deux échangeurs distincts : un pour le chauffage et un pour le refroidissement. Un contrôle adapté et complexe est donc nécessaire pour relier les deux côtés charge des échangeurs à une même boucle.

Il est possible avec ce modèle de simuler un système de récupération de chaleur entre deux boucles hydrauliques (une boucle chaude et une boucle froide) en connectant la PAC entre les deux boucles, transférant alors de l'énergie d'une boucle à l'autre. Cela nécessite toutefois une configuration complexe : deux échangeurs doivent être définis (un pour le chaud, un pour le froid), chacun connecté en croisé à une boucle différente (charge sur l'une, source sur l'autre), avec des contrôles précis pour gérer leur activation. Cette approche est rendue difficile par la structure d'EnergyPlus. Il est également possible de représenter des PAC eau-eau quatre tubes connectées entre deux boucles dans une logique de récupération, à condition de respecter des contrôles spécifiques pour définir quel échangeur doit fonctionner (BigLadder Software, 2025).

Le modèle EIR (*energy input ratio*) repose soit sur une charge thermique, soit sur une température de consigne côté charge. Il commence par lire les températures d'entrée et les débits des deux côtés. La charge à satisfaire est ensuite calculée à partir de la consigne, puis une fonction de capacité en fonction de la température (CAPFT) est évaluée en fonction des températures côté charge (sortie) et source (entrée). Cela permet de déterminer la capacité disponible et le rapport de charge partielle (*part-load ratio*, PLR), qui est le ratio entre la capacité demandée et la capacité maximale disponible dans les conditions actuelles de fonctionnement. Ce rapport est contraint entre 0 et 1. Les besoins satisfaits et la température de sortie côté charge sont alors calculés, ainsi que la puissance électrique requise au compresseur, ajustée par des fonctions qui corrigent le rapport d'énergie au compresseur (*energy input ratio*, EIR) en fonction de la température (EIRFT) et du PLR (EIRFPLR). Enfin, un bilan de conservation d'énergie est réalisé pour déterminer la quantité de chaleur transmise au côté source et en déduire la température de sortie. Si cette dernière dépasse

les limites fixées, la chaleur récupérable est recalculée et la température est restreinte au maximum/minimum.

La logique d'EnergyPlus est donc contraignante pour représenter les réseaux thermiques de 4^e ou 5^e génération avec de la récupération thermique car le modèle repose sur une logique source/charge, ce qui empêche d'avoir deux côtés en charge simultanément. Il n'est donc pas possible de définir deux températures de consigne indépendantes et de les atteindre toutes les deux en même temps. De plus, la récupération thermique nécessite des contrôles complexes et précis, dont la mise en œuvre devient encore plus difficile si l'on souhaite intégrer une source/puits auxiliaire ou du stockage thermique.

Smith et Henze (2021) se sont intéressés aux réseaux d'eaux usées comme source thermique pour les réseaux énergétiques urbains. Pour modéliser cette récupération de chaleur, ils ont utilisé le logiciel EnergyPlus. Leur étude met en lumière la grande difficulté d'intégrer un système en boucle ouverte (le réseau d'eaux usées) dans les boucles fermées (le réseau thermique) d'EnergyPlus. Pour contourner ce problème, les auteurs ont utilisé le système de gestion énergétique (EMS) d'EnergyPlus pour transmettre virtuellement les eaux usées entre les boucles, en ajustant le débit et la température en fonction des valeurs calculées. Cette approche complexe ne permet pas de calculer automatiquement le débit en fonction de la demande réelle de chauffage, ce qui limite la flexibilité et la précision du modèle.

2.3.3 Outils de modélisation de pompes à chaleur eau-eau dans le logiciel TRNSYS

Dans le logiciel de simulation TRNSYS, de nombreux modèles de pompes à chaleur sont disponibles mais peu opèrent avec des liquides à la fois du côté source et du côté charge. Tel que mentionné précédemment, les modèles des librairies TRNSYS sont appelés des « Types » et sont différenciés par un numéro unique. La librairie TESS (TESS, 2024) propose deux modèles de PAC eau-eau, les Types 927 et 1221, qui s'appuient sur des cartes de performance basées sur les températures d'entrée. Cependant, ces modèles fonctionnent exclusivement à pleine capacité, sans gestion de la charge partielle, un aspect pourtant essentiel pour les réseaux thermiques. De plus, leur carte de performance se base sur les températures d'entrée, alors que la norme ASHRAE 205 (ASHRAE, 2023) recommande d'utiliser la température de sortie du côté charge.

Un modèle plus avancé, le Type 1323, qui représente une pompe à chaleur eau-eau avec un compresseur à vitesse variable, permet de fixer une température de sortie du côté charge. Cependant, du côté source, il n'existe aucune limite prédéfinie de température minimale ou maximale, ce qui peut conduire à des conditions de fonctionnement irréalistes (par exemple, de l'eau liquide sous le point de congélation). Sa carte de performance est définie en fonction des températures d'entrée, mais contrairement aux modèles précédents, elle intègre le ratio de charge partielle (PLR) dans le calcul de la consommation électrique du compresseur.

La bibliothèque standard de TRNSYS (Klein et al., 2024) propose le Type 142, un refroidisseur à eau capable de fonctionner en charge partielle. Toutefois, comme le type 1323, il n'est possible d'indiquer qu'une seule consigne de température, ce qui signifie qu'il ne peut fonctionner qu'en mode chauffage ou en mode refroidissement, mais pas en mode simultané, et ne permet donc pas de modéliser la récupération de chaleur.

Plus récemment, un modèle de refroidisseur à eau avec récupération de chaleur, le type 1305 (TESS, 2024), a été mis à jour pour inclure un troisième mode, permettant un fonctionnement avec deux températures de consigne afin de fournir simultanément du chauffage et du refroidissement. Toutefois, bien qu'il permette d'étudier le mécanisme de récupération de chaleur, ce composant ne propose pas de contrôle d'une source ou de stockage thermique pour équilibrer des charges de chauffage et de refroidissement déséquilibrées. De plus, sa carte de performance est basée sur la température d'entrée du condenseur (source) et la température de sortie de l'évaporateur (charge), car il était initialement conçu pour représenter un refroidisseur. Cette approche n'est pas adaptée lorsque l'appareil fonctionne en mode chauffage, car les côtés charge et source sont alors inversés. Dans cette configuration, la carte de performance devrait être exprimée en fonction de la température de sortie du condenseur (charge) et de la température d'entrée de l'évaporateur (source). Par ailleurs, lorsque le mode simultané est activé, le système dispose de deux côtés charge, produisant deux effets utiles. Cela nécessite de réévaluer l'approche classique du ratio de charge partielle (PLR), qui repose généralement sur un seul effet utile du côté charge.

2.4 Synthèse de la revue de littérature

La revue de littérature réalisée permet de mettre en évidence plusieurs éléments clés pour modéliser efficacement des réseaux thermiques intégrant des pompes à chaleur avec récupération de chaleur, du stockage thermique et des sources/puits auxiliaires :

- ❖ Parmi les logiciels de modélisation disponibles, TRNSYS ressort comme particulièrement adapté. En effet, c'est un logiciel de simulation dynamique capable de modéliser les connexions hydrauliques, d'interagir avec les besoins énergétiques des bâtiments en temps réel, et offrant une grande flexibilité, notamment grâce à la possibilité d'intégrer des composants personnalisés. Ces caractéristiques en font un logiciel pertinent pour développer un modèle combinant pompe à chaleur, récupération de chaleur, stockage thermique et source/puits auxiliaire.
- ❖ La modélisation des nouvelles générations de réseaux thermiques (4GDHC et 5GDHC) est complexe car elle repose sur l'intégration de nombreux éléments de façon intelligente. Cependant, les auteurs soulignent la nécessité de concevoir des modèles simples afin de limiter les temps de calcul et d'éviter la surcharge de stratégie de contrôles qui s'imbriquent les unes aux autres à chaque fois qu'un élément est ajouté (stockage, source, récupération). L'objectif est donc de créer un composant dans TRNSYS qui intègre déjà les différentes stratégies de contrôle pour limiter le temps de calcul et ne pas alourdir les contrôles entre les différents acteurs des réseaux et leurs interactions.
- ❖ L'approche classique des modèles de pompe à chaleur, basée sur la notion de côté charge et côté source, ne convient pas aux réseaux thermiques modernes où tous les acteurs sont des prosommateurs (à la fois producteurs et consommateurs). Dans les configurations avec récupération de chaleur, la PAC peut simultanément produire du chaud et du froid pour répondre à des besoins simultanés en chauffage et en refroidissement, fréquents à l'échelle des quartiers. Dans ce cas, les deux côtés sont à considérer comme des charges, et la notion actuelle de part-load ratio (PLR) doit être révisée dans la carte de performance.
- ❖ La performance d'une PAC dépend principalement du lift de température, c'est-à-dire de la différence entre la température maximale côté chaud et celle minimale côté froid. Pour bien représenter cela, il est plus pertinent de baser la carte de performance non pas sur des

températures d'entrée, mais sur les températures de sortie au niveau des deux échangeurs. Cela permet de mieux respecter les conditions de fonctionnement réelles de la PAC (températures minimales et maximales d'opération), notamment lorsqu'elle opère en récupération de chaleur. Cette approche s'aligne également avec les recommandations de la norme ASHRAE 205 et est cohérente avec certaines cartes de performance actuelles de TRNSYS qui dépendent de la température de sortie côté charge.

CHAPITRE 3 OBJECTIFS

Tel qu'indiqué dans l'introduction, l'objectif principal de ce mémoire consiste à améliorer la modélisation des réseaux de chaleur, notamment par le développement d'un modèle de pompe à chaleur permettant de gérer la récupération de chaleur entre les besoins en chauffage et refroidissement et le stockage thermique, dans le but d'évaluer le potentiel des réseaux thermiques pour la décarbonation des bâtiments au Québec. Afin d'atteindre cet objectif global, quatre sous-objectifs sont définis :

SO1 : Définir une **nouvelle carte de performance**, basée sur les températures de sortie de la PAC et sur une nouvelle approche de l'opération à charge partielle, mieux adaptée aux PAC opérant avec deux effets utiles (besoins simultanés en chaleur et en froid) nécessitant deux températures de consigne distinctes.

SO2 : Développer un **modèle de PAC à trois modes de fonctionnement dans TRNSYS : chauffage, refroidissement et opération simultanée**. En mode simultané, la PAC essaie d'abord de satisfaire les besoins de chaud et de froid uniquement par récupération entre le condenseur et l'évaporateur puis, en cas de déséquilibre entre les besoins, une source ou un puits thermique externe est utilisée pour combler 100 % des besoins.

SO3 : Intégrer une **stratégie de contrôle pour la gestion du stockage thermique** au sein du modèle afin d'optimiser la récupération de chaleur, limiter la dépendance aux sources renouvelables et réduire encore davantage les émissions de GES et la pointe électrique.

SO4 : Réaliser une **étude de cas sur un quartier montréalais** pour valider le modèle et étudier le potentiel des réseaux de partage de chaleur dans le contexte québécois par rapport à des stratégies de décarbonation classiques telles que la biénergie ou le TAÉ (tout à l'électricité).

Les sous-objectifs SO1 et SO2 sont le sujet du chapitre 4, tandis que les sous-objectifs SO3 et SO4 sont abordés respectivement dans les chapitres 5 et 6.

CHAPITRE 4 MODÉLISATION DE LA POMPE À CHALEUR

Ce chapitre présente le modèle de pompe à chaleur réalisé dans le logiciel TRNSYS. La pompe à chaleur est capable de fournir simultanément de la chaleur et du froid grâce au mécanisme de récupération de chaleur puis d'utiliser l'énergie restante à prélever à une source ou à rejeter vers un puits pour couvrir 100 % des besoins. Le composant est donc capable de répondre à deux consignes de température simultanées (côté condenseur et côté évaporateur) et de répondre à deux charges en climatisation et en chauffage. De plus, sa performance est basée sur une nouvelle approche de la carte de performance, utilisant les températures de sortie de la PAC et un nouveau paramètre définissant l'index d'opération du compresseur. Le modèle présenté inclut une pompe à chaleur mais aussi tout le système de gestion de la source. Pour ce faire, deux collecteurs (tuyaux de distribution) sont inclus dans le composant pour gérer les flux entrants et sortants entre la source, les boucles et la pompe à chaleur.

4.1 Modélisation de la performance de la pompe à chaleur

Le composant TRNSYS développé dans cette étude vise à représenter avec précision les performances d'une pompe à chaleur en fonction des conditions de fonctionnement, notamment les températures et les charges partielles. Cette représentation s'appuie sur une carte de performance définissant les capacités du condenseur et de l'évaporateur en fonction de paramètres clés du système. La plupart des modèles de pompe à chaleur utilisent une carte de performance. En effet, la performance d'une PAC varie selon ses conditions d'opération. Une carte de performance sert donc à indiquer quelle va être la performance du composant pour des conditions données. En général, pour les PAC, la carte de performance va indiquer comme résultats de performance soit la puissance côté condenseur et la puissance électrique si l'on s'intéresse à la chaleur transmise (PAC en mode chauffage), soit la puissance côté évaporateur et la puissance électrique si l'on s'intéresse à la chaleur prélevée (PAC en mode climatisation). Avec ces deux indicateurs, grâce aux équations générales des PAC, on peut alors retrouver le COP de la PAC ainsi que la puissance échangée du côté opposé (évaporateur ou condenseur). Concernant les conditions d'opération qui influencent la performance, pour les PAC, deux éléments sont généralement pris en compte : la température et le rapport de charge partielle, avec deux cartes de performance séparées.

4.1.1 Températures de sortie

Le logiciel TRNSYS propose une grande variété de refroidisseurs à eau tels que les Types 666 (« Water-Cooled Chiller »), 787 (« Simple Water Cooled Chiller Stack »), 1320 (« Water-Cooled Chiller »), 1305 (« Water-Cooled Chiller with Heat Recovery »), 1338 (« Water-Cooled Chiller with Heat Recovery Mode »), 1339 (« Water-Cooled Chiller Stack with Heat Recovery Mode ») (TESS, 2024) et 142 (« Water-Cooled Chiller ») (Klein et al., 2024). En tant que refroidisseurs, leur fonction principale est de produire du froid ; l'effet utile correspond donc à l'énergie extraite à l'évaporateur, tandis que la chaleur rejetée au condenseur n'est pas considérée comme de l'énergie utile. Ces composants sont conçus pour maintenir une température de consigne fixe à la sortie de l'évaporateur, tandis que la température de sortie côté condenseur n'est pas prise en compte puisqu'il s'agit d'énergie rejetée, pas d'énergie utile. Ainsi, leurs cartes de performance sont établies en fonction de la température de sortie côté charge (évaporateur) mais de la température d'entrée côté source (condenseur). Les cartes de performance indiquent, à partir de ces températures, la capacité côté évaporateur ainsi que le COP correspondant. Puisque les cartes de performance sont basées sur la température d'entrée côté condenseur, ces modèles ne peuvent pas contrôler la température de sortie côté condenseur, conduisant parfois à des résultats irréalistes, tels que des températures de sortie physiquement impossibles (au-delà du point d'ébullition de l'eau sous forme liquide) ou hors des limites d'opération de la pompe à chaleur (par exemple, dépassant la température maximale acceptable pour le réfrigérant dans le condenseur). Cela souligne la nécessité de contraindre explicitement les deux températures de sortie dans les modèles de pompes à chaleur afin de s'assurer que l'on reste toujours dans des conditions d'opération réalistes pour la pompe à chaleur.

Les modèles TRNSYS de pompe à chaleur eau-eau existants, tels que les Types 927 (*Water-to-Water Heat Pump*), 1221 (*2-Stage Water-to-Water Heat Pump*) et 1323 (*Water-to-Water Heat Pump*) (TESS, 2024), utilisent quant à eux des cartes de performance basées sur les températures d'entrée côté évaporateur et condenseur. Ces modèles utilisent deux cartes de performance distinctes selon le mode d'opération de la PAC (chauffage ou refroidissement). En effet, si l'objectif est de fournir de la chaleur, la carte de performance va indiquer la puissance électrique nécessaire ainsi que la chaleur fournie côté condenseur. A l'inverse, si l'objectif est de fournir du froid, alors la carte de performance va indiquer la puissance électrique nécessaire, mais la chaleur

prélevée côté évaporateur. L'utilisation de deux cartes de performance distinctes pour les modes chauffage et refroidissement rend difficile, voire impossible, la modélisation d'un mode simultané. De plus, pour les refroidisseurs, c'est la température de sortie côté utile (évaporateur) qui est considérée pour estimer la performance. En suivant cette même logique, il serait plus pertinent d'utiliser la température de sortie côté utile, c'est-à-dire la température de sortie du condenseur en mode chauffage, ou bien la température de sortie de l'évaporateur en mode refroidissement. Dans le cas d'un fonctionnement simultané, il serait donc judicieux de définir une seule carte de performance reposant sur les deux températures de sortie (condenseur et évaporateur).

Certaines pompes à chaleur, les PAC transcritiques au CO₂ par exemple, montrent d'autant plus l'importance d'exprimer la performance en fonction de la température de sortie. En effet, pour ces pompes à chaleur, la différence de température entre l'entrée et la sortie peut être significative. La puissance requise par le compresseur est principalement déterminée par la température maximale à laquelle il doit chauffer le fluide circulant à l'intérieur de la pompe à chaleur. Puisque le réfrigérant doit être chauffé au-delà de la température de sortie requise de l'eau côté condenseur pour permettre un transfert de chaleur efficace, c'est la température la plus élevée du système, à savoir la température de sortie, qui détermine les performances, plutôt que la température d'entrée. En effet, Zhao et al. (2025) démontrent avec une étude de sensibilité que la température de sortie du « gas cooler », le composant qui remplace le condenseur dans un cycle transcritique, est la variable la plus influente sur la performance du système. Par exemple, une élévation de cette température de 40 °C à 80 °C entraîne une chute du COP de 5.2 à 1.8, soit une diminution de 65 %.

Par conséquent, pour assurer une représentation plus juste de la performance de la pompe à chaleur, la nouvelle carte de performance développée dans cette étude est basée sur les températures de sortie plutôt que sur les températures d'entrée, tant pour le condenseur que pour l'évaporateur. Cette approche garantit que les deux températures de sortie restent dans les limites opérationnelles de la PAC. De plus, elle est conforme à la norme ASHRAE 205 (ASHRAE, 2023), qui recommande de définir les cartes de performance en utilisant la température de sortie côté charge plutôt que la température d'entrée. Ce principe est déjà appliqué par les modèles de refroidisseur dans TRNSYS, où les performances sont basées sur la température de sortie côté charge, mais pas aux pompes à chaleur. Puisque l'objectif est de faire une PAC fonctionnant en mode simultané, avec deux effets utiles côté évaporateur et côté condenseur, les deux côtés deviennent des « charges », il n'y a plus

de côté « source » et donc il est cohérent d'utiliser la température de sortie des deux côtés pour calculer la performance du composant.

4.1.2 Introduction de l'index d'opération du compresseur (*Compressor Sequence Number, CSN*)

Pour tenir compte du fonctionnement à charge partielle, la plupart des modèles (les Types 666, 787 142, 1323, 1320, 1338, 1339 et 1305) lisent également une seconde carte de performance afin de corriger la puissance électrique du compresseur en fonction du rapport de charge partielle (*Part-load ratio, PLR*). En effet, la puissance électrique n'est pas strictement proportionnelle au *PLR*, défini comme le rapport entre la puissance thermique utile fournie par la machine ($\dot{Q}$) et la puissance thermique maximale (appelée capacité) que la machine pourrait fournir dans les mêmes conditions d'opération ($\dot{Q}_{max}$) :

$$PLR = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (4.1)$$

Dans les modèles existants utilisant cette correction basée sur le *PLR*, la puissance thermique et le *COP* sont d'abord interpolés en fonction des températures à l'aide d'une première carte de performance. Ces valeurs sont ensuite utilisées pour calculer la puissance électrique appelée par la pompe à chaleur ($\dot{W}$) à partir de l'équation :

$$\dot{W} = \frac{\dot{Q}_{load}}{COP} \quad (4.2)$$

Certaines cartes de performance interpolent la puissance électrique plutôt que le *COP*, qui dans ce cas-là est calculé. La puissance électrique est ensuite ajustée à l'aide d'un facteur de correction dépendant du *PLR*, extrait de la seconde carte de performance :

$$\dot{W}_{PLR} = \dot{W} \times correction\ factor \quad (4.3)$$

La puissance thermique côté source est alors calculée comme suit (le signe + s'applique en mode refroidissement, le signe – s'applique en mode chauffage) :

$$\dot{Q}_{source} = \dot{Q}_{load} \pm \dot{W}_{PLR} \quad (4.4)$$

Enfin, les températures de sortie sont déterminées en calculant la différence de température entrée-sortie ou sortie-entrée (ΔT) par la relation :

$$\dot{Q} = \dot{m} \times c_p \times \Delta T \quad (4.5)$$

Cette approche conventionnelle du *PLR* convient aux systèmes où un seul effet utile (un seul côté charge) est considéré à la fois. En effet, le *COP* est défini comme l'effet utile sur l'énergie consommée :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{load}}{\dot{W}} \quad (4.6)$$

Dans un refroidisseur, l'effet utile correspond à la chaleur absorbée à l'évaporateur (le froid produit), responsable du refroidissement de la charge. Le coefficient de performance est alors défini comme :

$$COP_{froid} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}} \quad (4.7)$$

Inversement, dans une pompe à chaleur fonctionnant en mode chauffage, l'effet utile correspond à la chaleur rejetée au condenseur, utilisée pour le chauffage des locaux ou la production d'eau chaude sanitaire. Dans ce cas, le *COP* est donné par :

$$COP_{chaud} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}} \quad (4.8)$$

Cependant, dans un réseau de partage de chaleur où la pompe à chaleur fonctionne en mode chauffage et refroidissement simultanés, l'évaporateur et le condenseur sont tous deux des côtés « charge ». Le *COP* est alors défini comme :

$$COP_{simultané} = \frac{\dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{evap}}{\dot{W}} \quad (4.9)$$

Dans ce cas, définir le *PLR* en fonction d'une seule des deux puissances thermiques fournies introduit une incohérence.

En effet, deux configurations sont possibles, entraînant toutes deux des erreurs. Dans un premier cas, avec l'approche actuelle, même si l'on a deux effets utiles, il faut faire un choix entre une des deux cartes de performance (soit celle qui s'intéresse à l'énergie fournit au condenseur soit celle

qui interpole la chaleur extraite coté évaporateur). En fonction du choix fait, la puissance électrique, donc le COP ne seront pas exactement les mêmes :

$$\dot{W}_1 = \frac{\dot{Q}_{cond}}{COP_{chaud}} \quad (4.10)$$

$$\dot{W}_{1,PLR} = \dot{W}_1 \times \text{correction factor} \quad (4.11)$$

$$\dot{W}_2 = \frac{\dot{Q}_{evap}}{COP_{froid}} \quad (4.12)$$

$$\dot{W}_{2,PLR} = \dot{W}_2 \times \text{correction factor} \quad (4.13)$$

$$\dot{W}_2 \neq \dot{W}_1 \quad (4.14)$$

Deuxièmement, si l'on suppose qu'un choix est plus pertinent que l'autre, le fait de travailler en mode simultané implique tout de même des erreurs. En effet, en choisissant une des deux cartes de performance, une seule puissance électrique est calculée. Cependant, l'objectif en mode simultané est d'atteindre les deux températures de consigne côté évaporateur et côté condenseur; autrement dit de fournir l'énergie nécessaire des deux côtés de la PAC. Or, si les puissances thermiques désirées à l'évaporateur et au condenseur sont connues, alors la puissance électrique est définie comme leur différence. Dans ce cas, l'utilisation d'un facteur de correction pour recalculer la puissance au compresseur implique nécessairement des incohérences dans les bilans énergétiques comme le montrent les équations ci-dessous.

$$\dot{W}_1 = \frac{\dot{Q}_{cond,souhaité}}{COP_{chaud}} \quad (4.15)$$

$$\dot{W}_{1,PLR} = \dot{W}_1 \times \text{facteur de correction} \quad (4.16)$$

$$\dot{Q}_{evap,1} = \dot{Q}_{cond,souhaité} - \dot{W}_{1,PLR} \neq \dot{Q}_{evap,souhaitée} \quad (4.17)$$

Et

$$\dot{W}_2 = \dot{Q}_{cond,souhaité} - \dot{Q}_{evap,souhaité} \neq \dot{W}_{1,PLR} \quad (4.18)$$

Face à cette incohérence, l'utilisation conventionnelle du PLR est remplacée par un index d'opération du compresseur, une variable représentant directement l'intensité de fonctionnement du compresseur. Ce concept est introduit dans la norme ASHRAE 205 par le terme de

« Compressor Sequence Number » (*CSN*) et défini comme l'« indice indiquant l'ordre de capacité relative de la vitesse/étage du compresseur, exprimé de la capacité la plus basse à la plus élevée ».

Le *CSN* peut alors être défini comme le rapport entre la vitesse (ou l'étage) de fonctionnement du compresseur et sa vitesse (ou son étage) maximal dans les conditions d'opération :

$$CSN = \frac{\dot{v}_{comp}}{\dot{v}_{comp,max}} \quad (4.19)$$

Avec $\dot{v}_{comp}$ la vitesse ou l'étage de fonctionnement sélectionné du compresseur et $\dot{v}_{comp,max}$ la vitesse ou l'étage maximal atteignable par le compresseur dans les conditions d'opération considérées.

Le *CSN* peut être une valeur discrète (lorsque le compresseur fonctionne par paliers/étages) ou continue.

Au lieu de définir deux *PLR* pour l'évaporateur et le condenseur, une seule valeur de *CSN* caractérise le comportement du compresseur, ce qui évite de devoir choisir entre deux effets utiles.

Dans la norme ASHRAE, la gamme du *CSN* n'est pas spécifiée, mais dans l'approche adoptée ici, le *CSN* varie entre 0 et 1, la valeur de 1 correspondant à la vitesse maximale du compresseur dans les conditions d'opération données.

4.1.3 Nouvelle structure de la carte de performance

La nouvelle structure de la carte de performance développée dans cette étude intègre tous les paramètres clés dans une unique carte de performance. En effet, comme vu précédemment, le fait d'interpoler dans un premier temps les puissances thermiques et la puissance électrique (ou le COP) de la PAC avec une première carte de performance en fonction des températures de sortie puis de recalculer la puissance électrique avec un facteur de correction issu d'une seconde carte de performance induit des incohérences dans le bilan énergétique si on veut considérer deux effets utiles. La nouvelle carte de performance comprend cinq variables : trois variables indépendantes (la température de sortie de l'évaporateur, la température de sortie du condenseur et le *CSN*) et deux variables dépendantes (la puissance thermique de l'évaporateur et la puissance thermique du condenseur).

La Figure 4.2 illustre la structure de la nouvelle carte de performance comparée à l'approche actuelle (Figure 4.1). La nouvelle carte de performance est représentée sous forme de matrice tridimensionnelle avec des axes correspondant à la température de sortie de l'évaporateur, la température de sortie du condenseur et le *CSN*. Chaque point de la matrice est associé à un couple unique de puissances thermiques de l'évaporateur et du condenseur. La méthode actuellement utilisée dans TRNSYS repose à l'inverse sur une matrice bidimensionnelle avec une courbe supplémentaire pour corriger le *PLR*.

Le *CSN*, comme développé par la suite, est interpolé à partir de trois paramètres : les deux températures de sortie et la puissance thermique au condenseur ou à l'évaporateur.

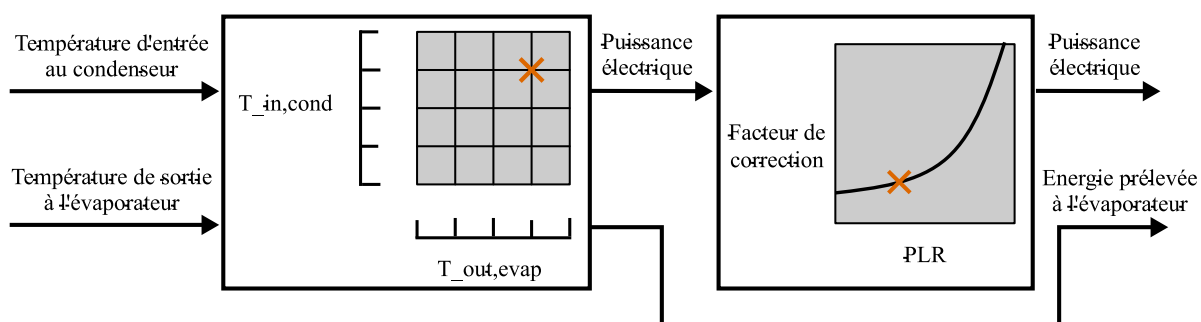


Figure 4.1 : Cartes de performance utilisées actuellement

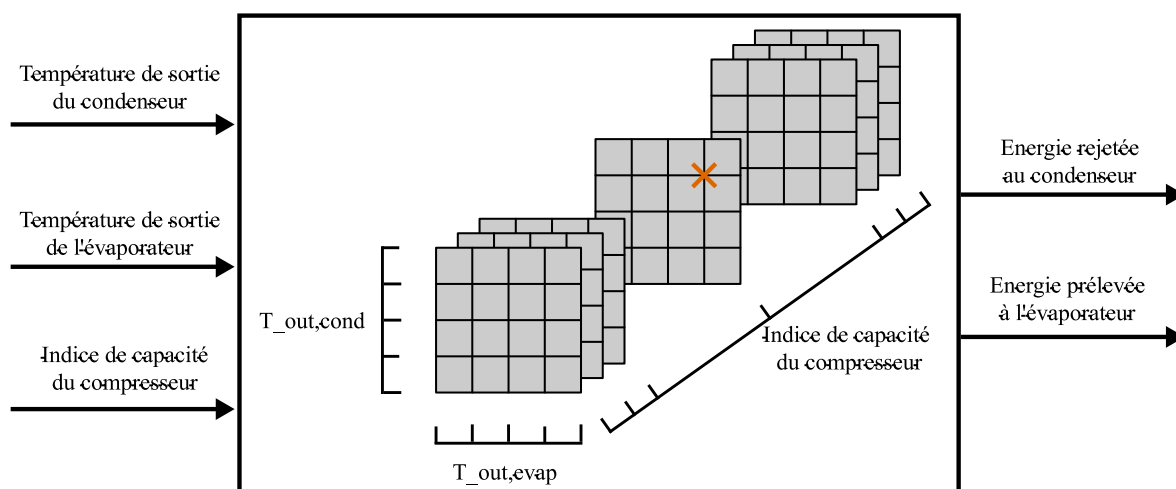


Figure 4.2 : Nouvelle carte de performance tridimensionnelle

4.2 Connexions hydrauliques

Avec la carte de performance présentée, le cœur du modèle de pompe à chaleur peut être modélisé. Cependant, le modèle étudié ici n'est pas simplement une pompe à chaleur mais un composant capable de gérer une source extérieure en fonction des besoins.

Comme décrit précédemment, le système se compose d'une pompe à chaleur eau-eau connectée à deux collecteurs thermiques : un collecteur chaud du côté condenseur, et un collecteur froid du côté évaporateur. Ces collecteurs permettent de représenter le mélange des débits entrants dans la pompe à chaleur et la distribution des débits sortants. En effet, plusieurs débits, avec des températures différentes sont connectés à l'entrée de la pompe à chaleur, le collecteur permet donc de calculer le débit total entrant dans la PAC ainsi que la température associée. De même, plusieurs débits peuvent sortir de la PAC (source, stockage, boucles chaude et froide), les collecteurs permettent donc de calculer les débits tout en assurant la conservation des bilans de flux. Ainsi, les collecteurs facilitent l'intégration d'éléments supplémentaires tels que des sources thermiques externes ou des stockages thermiques.

Plusieurs débits clés doivent être distingués :

- ❖ **Débits des boucles chaude et froide** : Ils correspondent aux débits circulant dans les boucles de chauffage et de refroidissement du quartier pour satisfaire les besoins thermiques des bâtiments. Ces débits varient dynamiquement en fonction des besoins en chauffage, en eau chaude sanitaire et en refroidissement.
- ❖ **Débits de l'évaporateur et du condenseur** : Ils représentent les débits entre la pompe à chaleur et les collecteurs. Dans le modèle proposé, nous faisons l'hypothèse que ces débits sont toujours suffisamment élevés pour garantir que le flux à l'intérieur du collecteur circule toujours dans le même sens, c'est-à-dire du côté de la production vers le côté charge. Ainsi, le débit constant entre l'évaporateur et le collecteur froid est dimensionné pour dépasser le débit maximal circulant dans la boucle froide, tandis que le débit constant entre le condenseur et le collecteur chaud est dimensionné pour excéder le débit maximal circulant dans la boucle chaude. Cette hypothèse est cohérente avec le fonctionnement des réseaux de chaleur réels, où les pompes à chaleur sont conçues pour fonctionner avec des débits supérieurs à ceux des boucles de distribution pour maintenir des différences de températures

plus faibles que celle des réseaux, qui sont en principe plus grandes pour réduire l'énergie de pompage.

De plus, chaque collecteur est conceptuellement divisé en deux zones de contrôle thermique :

- ❖ Côté charge : Il s'agit de la zone où le débit provenant du réseau entre dans le collecteur, transportant de l'eau à chauffer ou à refroidir, ainsi que l'éventuelle entrée d'une source externe qui peut être utilisée du côté avec les besoins les plus faibles (ceci sera décrit plus loin).
- ❖ Côté production : C'est la zone où le débit en provenance de la pompe à chaleur est injecté dans le réseau (ou retourne vers la source), après avoir été chauffé ou refroidi, idéalement à la température de consigne.

La Figure 4.3 illustre un exemple de débits du côté refroidissement. Comme expliqué, le collecteur froid est divisé en deux volumes de contrôle : le côté charge (à droite) et le côté production (à gauche). Sur le côté charge, on observe deux débits d'entrée : le débit de la boucle froide ($4 \text{ m}^3/\text{s}$) et le débit en provenance de la source ($1 \text{ m}^3/\text{s}$). Du côté production, un unique débit d'entrée est présent : le débit de l'évaporateur ($10 \text{ m}^3/\text{s}$), conçu pour être supérieur au total des débits entrants sur le côté charge. En raison de ce déséquilibre, un débit interne de $5 \text{ m}^3/\text{s}$ s'établit à l'intérieur du collecteur, circulant du côté production (gauche) vers le côté charge (droite). Ce phénomène a pour effet que la température de sortie de la pompe à chaleur correspond directement à la température de retour de la boucle froide, garantissant ainsi que la boucle fonctionne à la température requise. En revanche, la température d'entrée de l'évaporateur résulte d'un mélange entre les températures d'entrée du côté charge (boucle froide et source) et la température du flux interne circulant dans le collecteur.

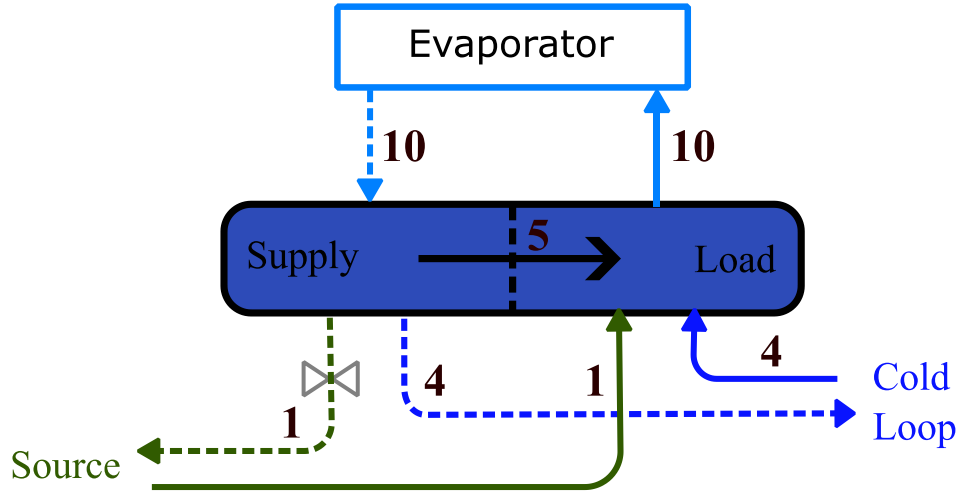


Figure 4.3 : Exemple de débits circulant dans le collecteur froid du modèle

4.3 Modes de fonctionnement

Cette section décrit la stratégie de contrôle utilisée pour gérer les modes de fonctionnement de la pompe à chaleur.

4.3.1 Modélisation des différents modes

4.3.1.1 Mode refroidissement

Dans ce premier mode de fonctionnement, la pompe à chaleur a pour objectif de répondre aux besoins de refroidissement en atteignant la température de consigne fixée du côté de l'évaporateur. La demande de refroidissement est satisfaite si l'évaporateur a une capacité suffisante et si la température de sortie au condenseur reste inférieure à la limite maximale autorisée.

Pour le mode refroidissement, la charge en froid requise est d'abord déterminée telle que :

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \times c_p \times (T_{in,f} - T_{Set,Evap}) \quad (4.20)$$

Avec $\dot{Q}_f$ la charge requise en refroidissement, $\dot{m}_f$ le débit massique circulant dans la boucle froide, c_p la capacité thermique spécifique et $T_{in,f}$ et $T_{Set,f}$ les températures d'entrée et de consigne côté froid.

La puissance thermique souhaitée à l'évaporateur est alors supposée égale à cette charge calculée :

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{Q}_f \quad (4.21)$$

Avec $\dot{Q}_{Evap}$ la puissance thermique requise côté évaporateur.

La carte de performance étant exprimée en fonction des températures de sortie, il est nécessaire d'initialiser les températures de sortie pour la première itération. La température de sortie côté évaporateur est supposée égale à la température de consigne (on suppose que la température souhaitée est atteinte) et la température de sortie côté condenseur est initialisée comme la température maximale autorisée au condenseur. Ces températures de sortie seront recalculées à chaque itération.

$$T_{out,Cond} = T_{max,Cond} \quad (4.22)$$

$$T_{out,Evap} = T_{set,Evap} \quad (4.23)$$

Avec $T_{out,Cond}$ et $T_{out,Evap}$ les températures de sortie respectives au condenseur et à l'évaporateur et $T_{max,Cond}$ la température maximale autorisée par la PAC du côté du condenseur.

À l'aide de la carte de performance, le CSN est interpolé en fonction de la charge désirée à l'évaporateur et des températures de sortie. S'il est supérieur à 1, la capacité de l'évaporateur est recalculée avec un CSN égal à 1, afin de garantir que la capacité maximale de la PAC n'est pas dépassée :

$$\left. \begin{array}{l} T_{out,evap} \\ T_{out,cond} \\ \dot{Q}_{Evap} \end{array} \right\} CSN \leq 1 \quad (4.24)$$

Avec le CSN obtenu, la charge au condenseur est interpolée à l'aide de la carte de performance :

$$\left. \begin{array}{l} T_{out,evap} \\ T_{out,cond} \\ CSN \end{array} \right\} \dot{Q}_{Cond} \quad (4.25)$$

Avec $\dot{Q}_{Cond}$ la puissance thermique au condenseur.

La consommation électrique de la pompe à chaleur est calculée à partir des capacités de l'évaporateur et du condenseur :

$$\dot{W} = \dot{Q}_{Cond} - \dot{Q}_{Evap} \quad (4.26)$$

Avec $\dot{W}$ la puissance électrique consommée par la PAC.

Les températures de sortie sont ensuite recalculées :

$$T_{out,evap} = T_{in,f} - \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{m}_f \times c_p} \quad (4.27)$$

$$T_{out,Cond} = T_{in,c} + \frac{\dot{Q}_{Cond}}{\dot{m}_c \times c_p} \quad (4.28)$$

Avec $\dot{m}_c$ le débit massique circulant dans la boucle chaude et $T_{in,c}$ la température d'entrée côté chaud.

Si le CSN est inférieur ou égal à 1, cela signifie que la charge désirée à l'évaporateur est inférieure ou égale à la capacité maximale à l'évaporateur. Dans ce cas, la température de sortie de l'évaporateur correspond bien à la température de consigne désirée. A l'inverse, si le CSN était supérieur à 1, la température de consigne de refroidissement n'est pas atteinte car la charge demandée est plus importante que la capacité maximale de la PAC disponible.

Un des intérêts d'exprimer la carte de performance en fonction des températures de sortie est de s'assurer que la PAC opère bien dans ses conditions d'opération. Ainsi, si la température de sortie du condenseur recalculée dépasse la limite maximale autorisée, elle est plafonnée à cette limite :

$$T_{out,Cond} = T_{max,Cond} \quad (4.29)$$

Dans ce cas, la capacité du condenseur est recalculée, et toutes les variables sont mises à jour. La température en sortie de condenseur étant limitée, cela signifie que la capacité au condenseur est elle-même limitée, et par conséquent la capacité à l'évaporateur est également limitée. Ainsi, la température de consigne à l'évaporateur ne peut pas être atteinte.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_c \times c_p \times (T_{out,cond} - T_{in,c}) \quad (4.30)$$

$$\left. \begin{array}{l} T_{out,evap} \\ T_{out,cond} \\ \dot{Q}_{cond} \end{array} \right\} CSN \leq 1 \quad (4.31)$$

$$\left. \begin{array}{l} T_{out,evap} \\ T_{out,cond} \\ CSN \end{array} \right\} \dot{Q}_{evap} \quad (4.32)$$

$$\dot{W} = \dot{Q}_{Cond} - \dot{Q}_{Evap} \quad (4.33)$$

$$T_{out,evap} = T_{in,f} - \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{m}_f \times c_p} \quad (4.34)$$

$$T_{out,Cond} = T_{in,c} + \frac{\dot{Q}_{Cond}}{\dot{m}_c \times c_p} \quad (4.35)$$

Pour chaque itération, le modèle va déterminer les capacités à l'évaporateur et au condenseur en fonction des températures de sortie qui sont recalculées. Les capacités disponibles dépendent des températures de sortie, lesquelles dépendent elles-mêmes des capacités disponibles. Le modèle itère donc jusqu'à ce que les températures de sortie soient les mêmes qu'à l'itération précédente (avec une tolérance définie au préalable). L'organigramme détaillé de ce mode de refroidissement est présenté en annexe A.

4.3.1.2 Mode chauffage

Concernant le mode chauffage, l'algorithme est similaire à celui utilisé pour le mode refroidissement, en inversant les côtés froid (évaporateur) et chaud (condenseur). Ainsi, la température de consigne côté condenseur est atteinte si le condenseur a une capacité suffisante et si la température de sortie de l'évaporateur ne descend pas en dessous de la limite minimale autorisée. De même que pour le mode précédent, un algorithme est présenté en annexe A.

4.3.1.3 Mode simultané avec récupération de chaleur

Lorsqu'il y a une demande simultanée en chaleur et en froid, la pompe à chaleur tente de satisfaire les deux consignes de température demandées. Ces-dernières seront atteintes si les charges de chauffage et de refroidissement sont parfaitement équilibrées, c'est-à-dire si l'énergie à prélever à l'évaporateur correspond exactement à l'énergie à rejeter au condenseur dans les équations d'énergie. Si les demandes ne sont pas équilibrées, le système donne la priorité à la charge ayant le plus faible *CSN*. Dans ce cas, le côté ayant le *CSN* le plus faible atteint sa consigne, tandis que l'autre côté reste en dessous (chauffage) ou au-dessus (refroidissement) de sa température cible. Prioriser la charge la plus faible permet d'éviter une température de sortie trop faible ou trop élevée, en-dehors des conditions d'opération de la PAC. La charge du côté du plus grand *CSN* est recalculée avec le nouveau *CSN*. Comme pour les cas précédents, le modèle calcule alors les

températures de sortie et itère jusqu'à avoir des valeurs fixes à la tolérance près, comme présenté dans l'annexe A.

4.3.1.4 Mode simultané avec récupération de chaleur et gestion d'une source/puits thermique

Ce dernier mode de fonctionnement permet de répondre à des besoins simultanés en chaleur et en froid, et de les satisfaire même s'ils ne sont pas équilibrés. En effet, la PAC essaie d'abord de satisfaire les besoins uniquement avec le mécanisme de récupération de chaleur entre les deux réseaux mais, si les besoins sont déséquilibrés, la PAC va utiliser une source extérieure pour fournir l'énergie manquante. Ainsi, si la demande de chauffage dépasse la demande de refroidissement, une charge de refroidissement additionnelle est introduite au niveau du collecteur froid. Inversement, si la demande de refroidissement dépasse la demande de chauffage, une charge de chauffage additionnelle est ajoutée au niveau du collecteur chaud.

Pour ce mode, le CSN est interpolé à partir de la carte de performance pour la charge de refroidissement et pour la charge de chauffage séparément.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_f = \dot{m}_f \times c_p \times (T_{in,f} - T_{Set,evap}) \quad (4.36)$$

$$\left. \begin{array}{l} T_{out,evap} \\ T_{out,cond} \\ \dot{Q}_{Evap} \end{array} \right\} CSN_f \leq 1 \quad (4.37)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_c = \dot{m}_c \times c_p \times (T_{Set,cond} - T_{in,c}) \quad (4.38)$$

$$\left. \begin{array}{l} T_{out,evap} \\ T_{out,cond} \\ \dot{Q}_{Cond} \end{array} \right\} CSN_c \leq 1 \quad (4.39)$$

Le côté avec le plus petit CSN est identifié comme le facteur limitant, avec la plus petite charge. À l'aide du collecteur, la source y est alors connectée. La charge au condenseur ou à l'évaporateur est alors recalculée à partir du plus grand CSN , correspondant à la charge qu'il faudrait pour avoir des besoins équilibrés, donc couvrir 100 % des besoins. L'énergie restante que la source doit extraire ou rejeter peut alors être calculée.

$$\left. \begin{array}{l} T_{out,evap} \\ T_{out,cond} \\ CSN_{max} \end{array} \right\} \dot{Q}_{Cond,max} \text{ ou } \dot{Q}_{Evap,max} \quad (4.40)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{source,evap} &= \dot{Q}_{Evap,max} - \dot{Q}_{Evap} \\ \text{ou } \dot{Q}_{source,cond} &= \dot{Q}_{Cond,max} - \dot{Q}_{Cond} \end{aligned} \quad (4.41)$$

Dans ce mode, toutes les charges thermiques sont satisfaites et les températures de consigne sont atteintes, sauf si la capacité requise dépasse la capacité maximale disponible. Un organigramme détaillé est présenté en annexe A.

4.3.2 Algorithme général

L'algorithme présenté en Figure 4.4 illustre la modélisation générale des différents modes de fonctionnement.

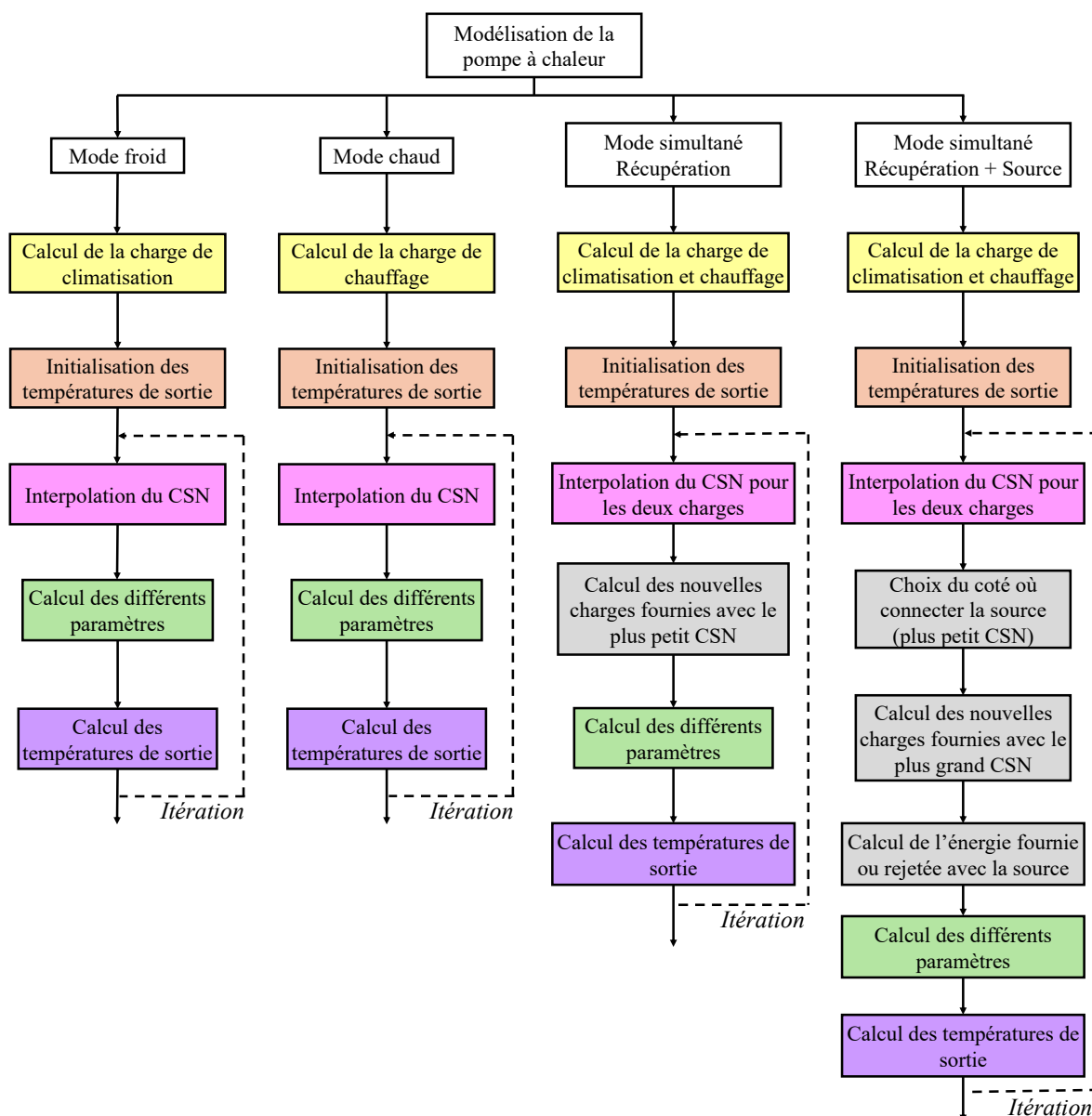


Figure 4.4 : Organigramme général des quatre modes de fonctionnement

Pour faciliter la compréhension, les schémas de la Figure 4.5 illustrent des valeurs typiques pour une itération pour chaque mode. Les couleurs utilisées sont les mêmes que celles de l'organigramme précédent.

Pour le mode refroidissement, en haut à gauche, la charge de climatisation est calculée en *jaune* (100 kW). Cette charge est équivalente à la puissance thermique que l'évaporateur doit prélever (*jaune*). Les températures de sortie de la PAC sont initialisées à 80 °C côté condenseur (température maximale d'opération de la PAC) et à 10 °C côté évaporateur (température de

consigne en froid) (*orange*). A partir de la puissance thermique et des températures de sortie, le CSN est interpolé (75 %, en *rose*). Il est alors possible de déterminer la puissance électrique consommée par le compresseur (40 kW) et la puissance thermique rejetée au condenseur (140 kW) (*vert*). Enfin, les températures de sortie sont recalculées (*violet*) à partir des puissances thermiques déterminées, ce qui finit la première itération pour le mode refroidissement. Les valeurs typiques des trois autres modes sont également présentées selon la même logique.

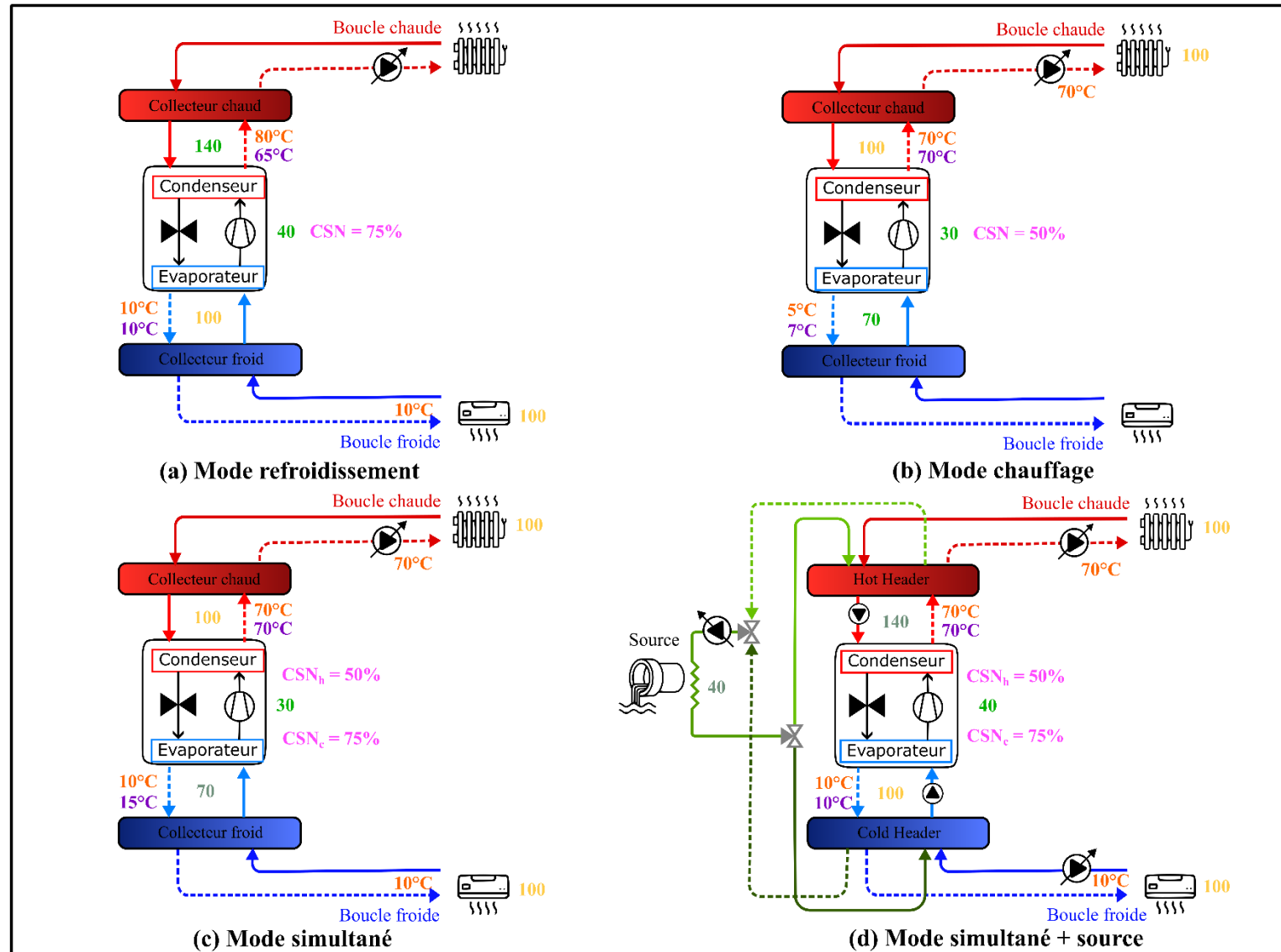


Figure 4.5 : Illustration des quatre modes de fonctionnement pour des valeurs théoriques

4.3.3 Illustration des modes de fonctionnement pour une journée

Afin de mieux illustrer le fonctionnement du modèle, la Figure 4.6 présente les quatre modes de fonctionnement testés pour une journée de référence. Cette journée théorique a des pics de besoins en chaleur le matin et le soir et une pointe de climatisation dans la journée.

Dans la première configuration, l'objectif de la PAC est de satisfaire les besoins en refroidissement. Le modèle essaie donc d'atteindre la température de consigne côté évaporateur fixée à 4 °C. Cette température de sortie est atteinte tant que la température en sortie du condenseur n'excède pas la température maximale d'opération de la pompe à chaleur, à savoir 85 °C après la lecture de la carte de performance. Ainsi, en début de journée, les besoins en climatisation sont faibles ; la PAC est donc capable d'atteindre la consigne fixée pour couvrir toute la demande de climatisation sans dépasser la limite de température fixée côté chaud. Cependant, à partir de 11h, la tendance s'inverse avec des besoins plus conséquents côté froid. La pompe à chaleur extrait alors le maximum de chaleur possible côté évaporateur, ce qui implique de rejeter une quantité plus importante de chaleur côté condenseur (aire grisée). Le débit côté chaud étant limité, la température de sortie atteint 85 °C, limitant alors l'énergie pouvant être prélevée côté évaporateur. Les besoins en refroidissement ne sont donc alors que partiellement satisfaits.

Le mode chauffage fonctionne de la même manière, en couvrant les besoins en chaleur tant que la température de sortie côté évaporateur n'atteint pas sa limite d'opération de 0 °C.

Concernant la troisième configuration avec le fonctionnement simultané, la pompe à chaleur essaie de satisfaire les besoins en chaleur et en froid simultanément, uniquement à l'aide de la récupération de chaleur entre les deux côtés de la PAC. Ce mode détermine le côté avec les besoins les plus faibles afin de les couvrir entièrement; l'énergie extraite ou rejetée au niveau de l'autre échangeur est alors calculée afin de déterminer la part des besoins couverts. Ainsi, à 13 heures, les besoins sont déséquilibrés avec une demande plus importante en climatisation. Par conséquent, la PAC est capable de satisfaire tous les besoins en chauffage et va alors calculer l'énergie associée à extraire côté évaporateur tout en s'assurant que les deux températures de consigne sont atteintes. À 11 heures, les charges sont presque équilibrées, ce qui permet d'atteindre les températures de consigne tout en satisfaisant presque toutes les charges.

Enfin, comme expliqué précédemment, le dernier mode intègre une source thermique (ou puits thermique) supplémentaire afin de satisfaire pleinement les besoins de chauffage et de refroidissement, même en cas de déséquilibre. Si la demande de chauffage dépasse la demande de refroidissement, une charge de refroidissement additionnelle (en vert foncé sur le graphique) est introduite au niveau du collecteur froid afin de pouvoir prélever davantage de chaleur au niveau de l'évaporateur. Inversement, si la demande de refroidissement dépasse la demande de chauffage, une charge de chauffage est ajoutée (en vert clair sur le graphique) au niveau du collecteur chaud pour rejeter davantage de chaleur au niveau du condenseur. Par exemple, vers 13 heures, lorsque la demande de refroidissement est importante, la source est connectée au côté condenseur de façon à assurer 100 % des besoins chaud et froid tout en atteignant les températures de consigne fixées. À 11 heures, les charges sont presque équilibrées, la nécessité d'une source extérieure est alors presque nulle.

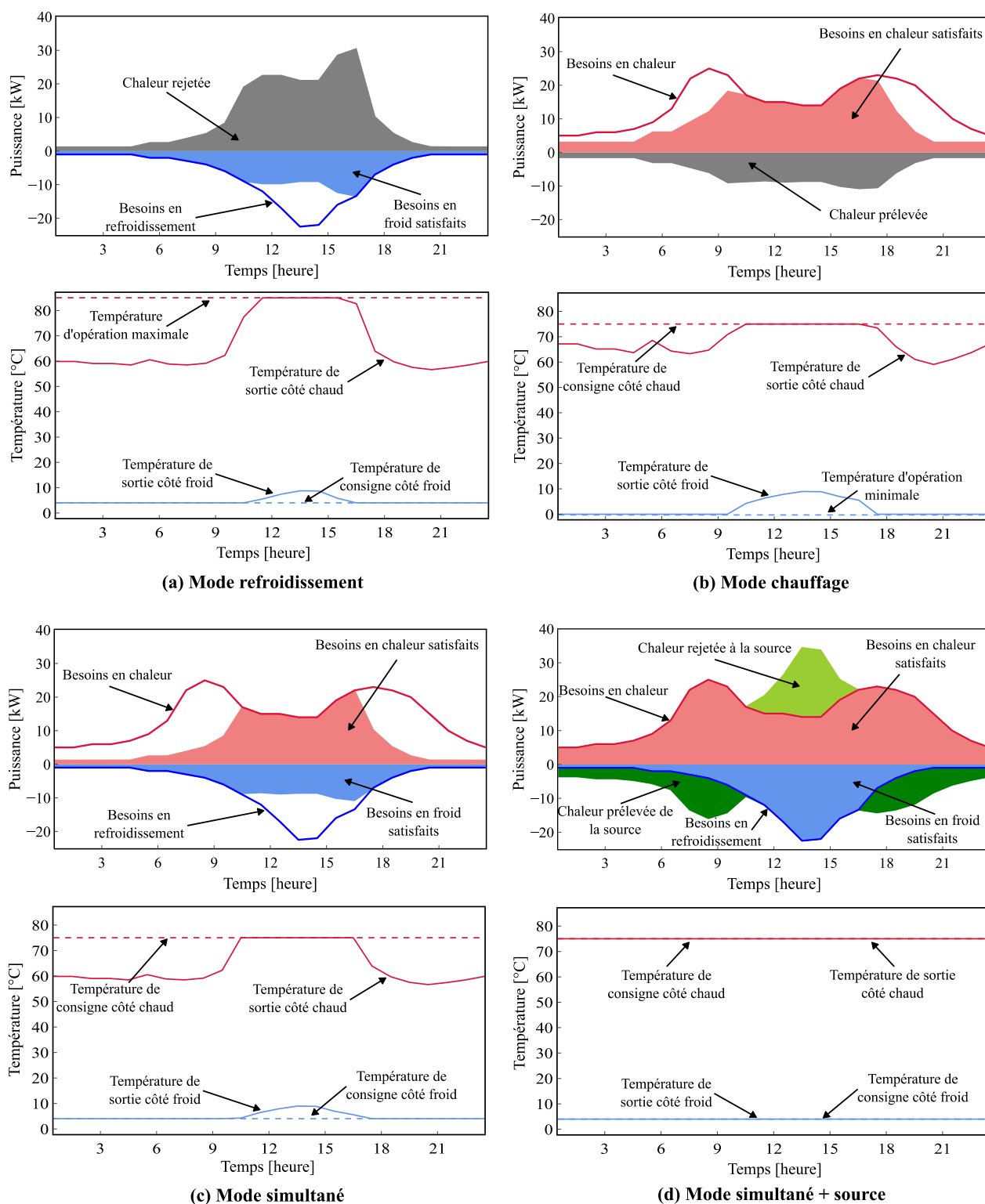


Figure 4.6 : Fonctionnement des différents modes de la pompe à chaleur pour une journée de référence

CHAPITRE 5 GESTION DU STOCKAGE THERMIQUE

Le modèle développé intègre également la gestion du stockage thermique pour le dernier mode de fonctionnement (gestion de la source et de la récupération de chaleur pour des effets utiles simultanés) afin de répondre aux enjeux suivants identifiés :

- ❖ **Éviter l’alternance de la source** entre une connexion au côté chaud et au côté froid lorsque les besoins sont presque équilibrés. En effet, il est rare que les besoins coïncident parfaitement, ce qui conduit à solliciter la source quasiment en continu, même pour des quantités d’énergie très faibles. Un stockage journalier permet alors de lisser ces déséquilibres sur quelques pas de temps, en stockant temporairement l’énergie excédentaire (chaleur ou froid) pour la restituer peu après. Cela permet d’avoir un système plus autonome, capable de s’autoéquilibrer sans dépendre constamment d’une source externe.
- ❖ **Valoriser l’énergie créée plutôt que de la rejeter** en stockant la chaleur ou le froid pour les besoins futurs. En effet, l’illustration du quatrième mode de fonctionnement pour une journée de référence révèle que l’énergie rejetée équivaut environ à l’énergie prélevée à la source. On peut alors concevoir un stockage qui stockerait cette énergie plutôt que de l’échanger avec une source afin d’augmenter l’autonomie du système. Le stockage permet donc de décaler les flux thermiques dans le temps : à court terme (quelques heures), mais aussi potentiellement à l’échelle saisonnière, en stockant par exemple l’excédent de chaleur estivale pour l’hiver, et inversement.
- ❖ **Renforcer la résilience du système**, en réduisant la dépendance à une source externe qui peut être ponctuellement indisponible ou limitée (température de la source trop basse en hiver, débit insuffisant, etc.)
- ❖ **Lisser les pointes de puissance** à l’échelle journalière ou saisonnière en utilisant le stockage comme tampon énergétique.

5.1 Fonctionnement général de la combinaison entre la source et le stockage

Le modèle de pompe à chaleur développé intègre donc une gestion conjointe de la source externe et du stockage thermique. Plusieurs contrôles sont mis en place pour déterminer, à chaque pas de

temps, s'il faut stocker, déstocker ou échanger de la chaleur avec une source externe. Lorsque les besoins en chaleur et en froid sont déséquilibrés, trois champs d'action peuvent être envisagés :

- ❖ Connecter la source du côté de la PAC ayant les besoins les plus faibles : si les besoins en chaleur sont inférieurs à ceux en froid, la source est connectée au condenseur ; dans le cas inverse, elle est connectée à l'évaporateur.
- ❖ Stocker l'énergie excédentaire issue de la PAC (chaleur ou froid) dans les réservoirs plutôt que de l'échanger avec une source. Ainsi, au lieu de rejeter un surplus de chaleur dans la source, celui-ci est stocké dans un réservoir chaud. De même, plutôt que de prélever de la chaleur à la source, cette chaleur est extraite d'un réservoir froid afin de stocker du froid.
- ❖ Déstocker de la chaleur ou du froid des réservoirs vers les collecteurs afin de diminuer la charge au niveau du condenseur et de l'évaporateur. Par exemple, si les besoins en chaleur sont supérieurs à ceux en froid, le système peut injecter du froid stocké côté évaporateur afin de réduire l'écart. Cette logique permet de réduire l'énergie à fournir par la PAC en équilibrant les flux, non pas en augmentant les besoins du côté le plus faible, mais en réduisant ceux du côté le plus fort.

Parmi ces trois possibilités, il faut donc définir un contrôle qui priorise l'une des trois. La stratégie adoptée vise à maximiser l'autonomie de la pompe à chaleur, en limitant le plus possible le recours à la source/puits.

5.2 Gestion détaillée du stockage

Comme expliqué précédemment, la stratégie de contrôle repose sur une logique d'autonomie maximale, visant à solliciter le moins possible la source en priorisant l'utilisation conjointe des deux réservoirs (chaud et froid). La séquence de gestion du stockage est donc constituée de quatre étapes :

1. **Évaluation des besoins et identification du côté avec les besoins les plus importants** : les besoins en chaleur et en froid sont calculés, et le côté présentant les besoins les plus élevés est identifié.
2. **Déstockage du côté où les besoins sont plus importants** : le système commence par puiser dans le réservoir correspondant au côté le plus sollicité (chaud ou froid), afin de réduire la

charge la plus grande. La chaleur/le froid est déstocké(e) tant que le réservoir concerné n'est pas vide, c'est-à-dire tant que la température du haut du réservoir chaud est supérieure à la température de retour de la boucle chaude et tant que la température du bas du réservoir froid est inférieure à celle de retour de la boucle froide.

3. **Stockage du côté secondaire** : si les besoins restent déséquilibrés, l'énergie excédentaire produite du côté le moins sollicité est stockée dans le réservoir correspondant, tant que celui-ci n'est pas plein, c'est-à-dire tant que la température de sortie du condenseur est plus grande que la température du haut du réservoir et tant que la température de sortie de l'évaporateur est plus petite que la température du bas du réservoir.
4. **Recours à la source externe** : si, après les phases de stockage et de déstockage, les besoins ne sont toujours pas équilibrés, le système échange alors de la chaleur avec la source ou le puits externe.

Il est important de préciser que si, à l'étape initiale, les besoins sont plus importants du côté chaud, ce choix est conservé tout au long du processus, et inversement. Ainsi, à la fin de la première étape, le modèle sait qu'il doit contrebalancer les besoins d'un côté ou de l'autre, sans jamais intervertir le côté avec le plus de besoins. Cela évite que le système bascule d'un côté à l'autre à chaque itération, ce qui entraînerait un cycle infini d'itérations (en équilibrant en permanence le côté avec les besoins les plus faibles, celui-ci deviendrait ensuite le côté avec les besoins les plus importants, inversant les priorités à chaque nouvelle itération).

Il est également possible de spécifier un débit maximal pour le stockage dans les réservoirs. Cette restriction permet de contrôler la quantité d'énergie excédentaire stockée à chaque pas de temps : seule une partie de l'énergie est dirigée vers le stockage, le reste est échangé avec la source. En imposant ce débit maximal autorisé, le remplissage du réservoir peut ainsi être étalé sur plusieurs pas de temps, ce qui évite de le remplir trop rapidement, puis de devoir s'en remettre uniquement à la source par la suite. L'objectif est donc d'assurer une utilisation plus équilibrée entre le stockage et la source, en répartissant la charge plutôt que d'alterner entre 100 % stockage puis 100 % source. Ce fonctionnement est particulièrement utile lorsque la source a des contraintes telles qu'un débit limité ou bien une température trop faible.

Cette stratégie de contrôle est présentée par l'organigramme général de la Figure 5.1. Pour améliorer la compréhension, la Figure 5.2 illustre ces étapes à l'aide d'un cas théorique, pour le cas où les besoins en chaleur sont plus importants. Les valeurs présentées représentent des flux énergétiques.

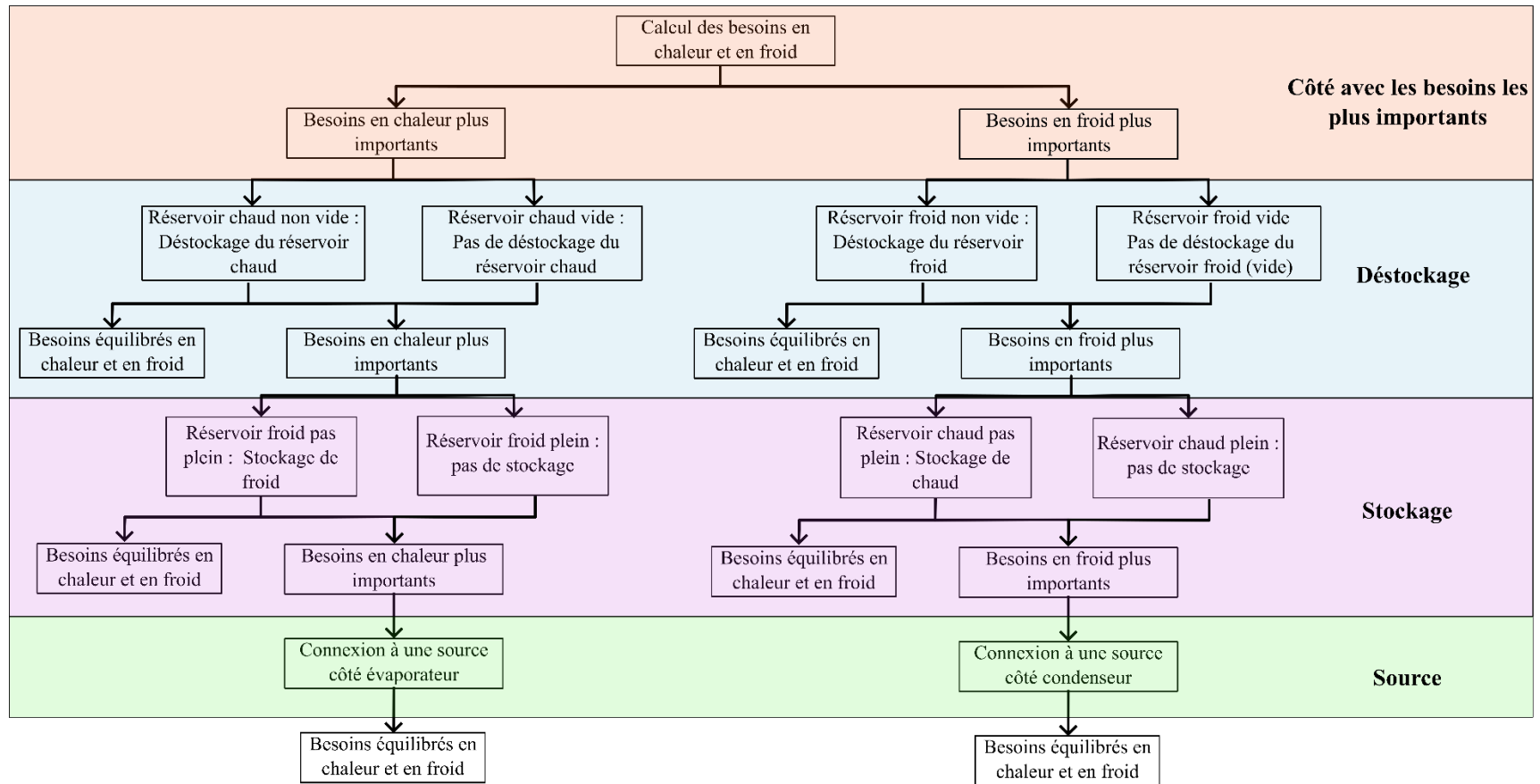


Figure 5.1 : Organigramme de la stratégie de contrôle du stockage et de la source

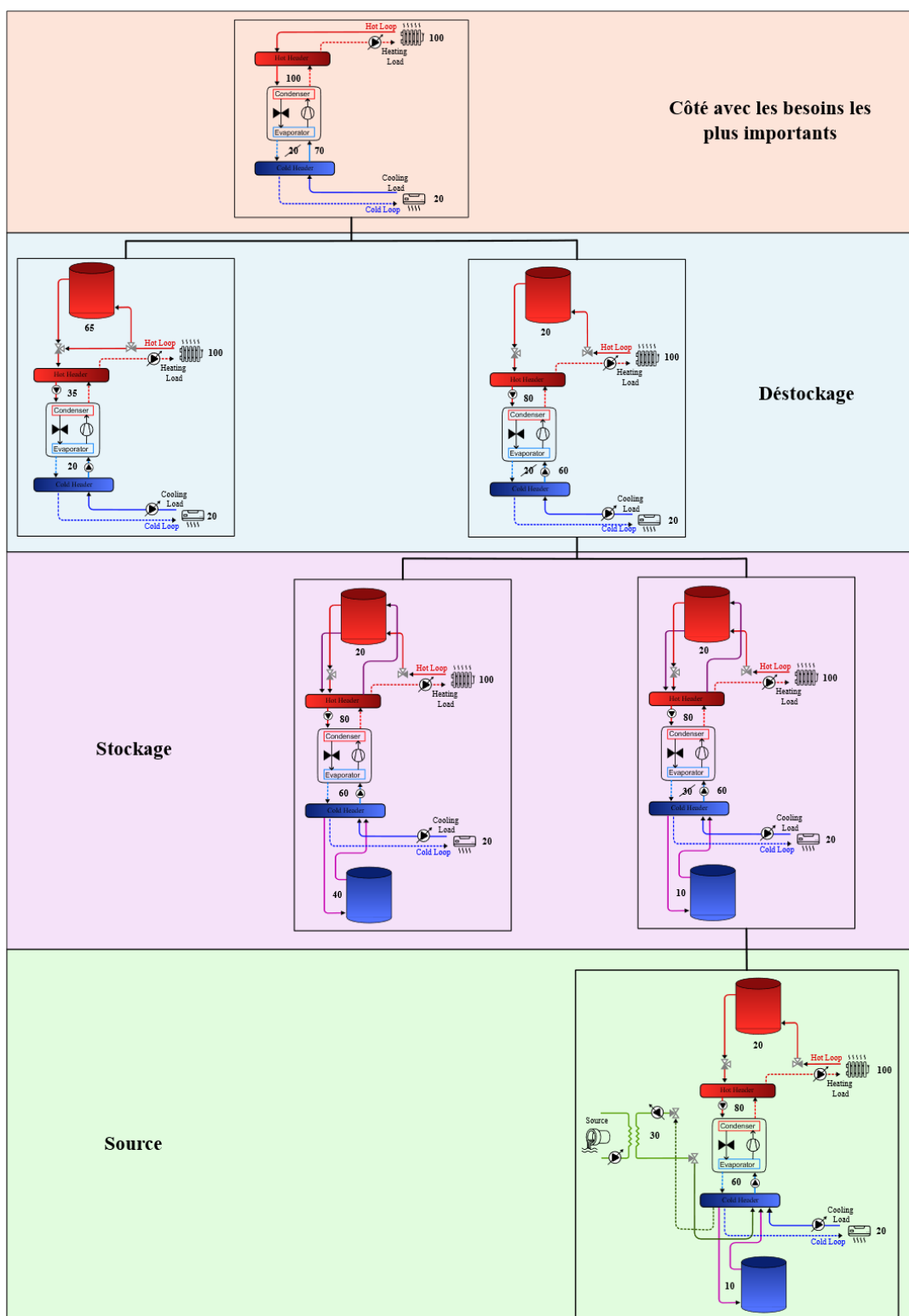


Figure 5.2 : Exemple théorique de la stratégie de contrôle

Les quatre étapes de l'exemple présenté sont expliquées ci-dessous :

1. Les besoins thermiques sont évalués (*orange*) : 100 kW sont nécessaires pour la boucle chaude et 20 kW pour la boucle froide. Cela implique un besoin de 100 kW au condenseur et de 20 kW à l'évaporateur. Or, avec le COP dans les conditions d'opération, une puissance de 100 kW côté condenseur requiert 70 kW côté évaporateur. Il y a donc d'avantage de chaleur que de froid à fournir, nécessitant d'équilibrer les besoins.
2. L'objectif est de réduire la charge de 100 kW côté condenseur en déstockant la chaleur contenue dans le réservoir (*rouge*). Pour cela, le retour de la boucle chaude passe par le réservoir de stockage chaud, afin d'y puiser de l'énergie. Avec le COP défini, équilibrer les besoins reviendrait à réduire la charge à 35 kW côté condenseur. Deux configurations sont alors possibles. À gauche, le réservoir est suffisamment plein pour fournir les 65 kW nécessaires. Le condenseur ne fournit donc que 35 kW pour que les besoins soient équilibrés. Pour s'assurer de fournir exactement la bonne quantité d'énergie, un by-pass est installé et calcule le débit qui doit circuler dans le réservoir et le débit qui doit être directement relié au collecteur chaud. Dans le cas de droite, le réservoir ne peut déstocker que 20 kW avant d'être vide. L'intégralité du débit passe alors dans le réservoir chaud afin d'extraire le maximum de chaleur possible. La charge au condenseur est donc réduite à 80 kW, mais cela reste déséquilibré : une telle puissance nécessite encore 60 kW côté évaporateur.
3. Après avoir déstocké un maximum de chaleur, le modèle tente d'équilibrer les besoins restants en augmentant l'énergie extraite côté évaporateur. Il stocke alors le froid excédentaire formé dans le réservoir froid (*bleu*). Dans la configuration de gauche, le système produit 40 kW de froid (dont 20 kW sont envoyés à la boucle froide, et 20 kW sont stockés), ce qui permet d'équilibrer les besoins. Dans le second cas, le réservoir est plein après avoir stocké seulement 10 kW; il reste alors 30 kW de chaleur à prélever sans possibilité de les compenser via le stockage.
4. Les réservoirs ne permettant pas d'équilibrer totalement les besoins, le système n'est plus autonome et doit solliciter une source ou un puits externe (*vert*). Ici, la pompe à chaleur connecte une source côté évaporateur pour prélever les 30 kW manquants, nécessaires à l'équilibrage énergétique du système.

5.3 Illustration du fonctionnement du stockage

Comme dans la section 4.3.3, la gestion du stockage est illustrée pour une journée de référence. La Figure 5.3 montre la journée de référence sans stockage tandis que la Figure 5.4 illustre la même journée mais avec l'ajout de deux réservoirs thermiques, chaud et froid. Dans le premier cas, lorsque la récupération thermique ne permet pas de combler l'entièreté des besoins, de la chaleur est prélevée ou rejetée à la source. Dans la seconde configuration, le modèle privilégie le déstockage des réservoirs s'ils ne sont pas vides. Ainsi, en début et fin de journée, lorsque les besoins en chaleur sont importants, le réservoir chaud déstocke de la chaleur (rose pâle) tandis qu'en milieu de journée, le réservoir froid déstocke son froid accumulé (bleu pâle). Avant d'utiliser la source, la chaleur ou le froid excédentaires créés sont stockés. Ainsi, en début et fin de journée du froid est stocké (bleu foncé) ce qui permet de ne pas utiliser la source. En milieu de journée, la chaleur est stockée (violet) jusqu'à ce que le réservoir soit rempli, avant de rejeter la chaleur restante dans la source. Le déstockage de chaleur permet de demander moins de puissance thermique à la PAC, donc de consommer moins d'électricité et de limiter la pointe. De plus, le stockage et le déstockage permettent de limiter drastiquement le recours à une source externe, qui n'est utilisée qu'entre 12 h et 18 h plutôt que durant les 24 h de la journée dans la première configuration.

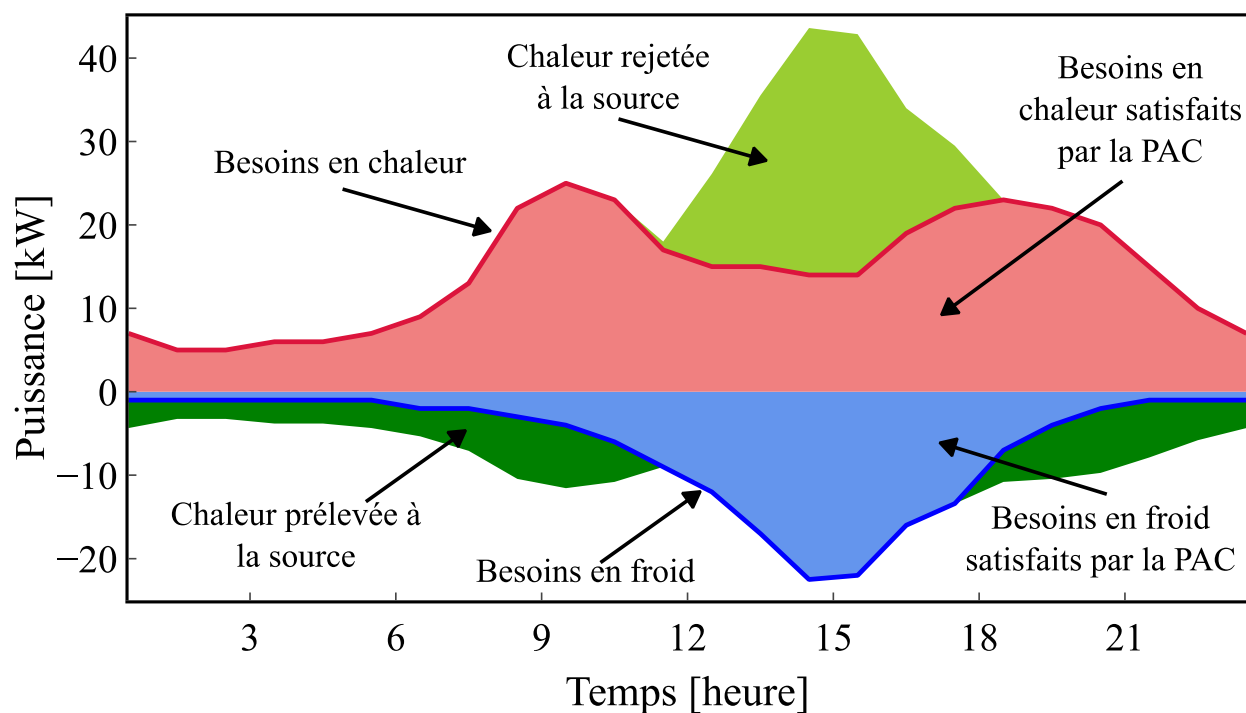


Figure 5.3 : Journée de référence avec récupération de chaleur et utilisation de la source sans stockage thermique

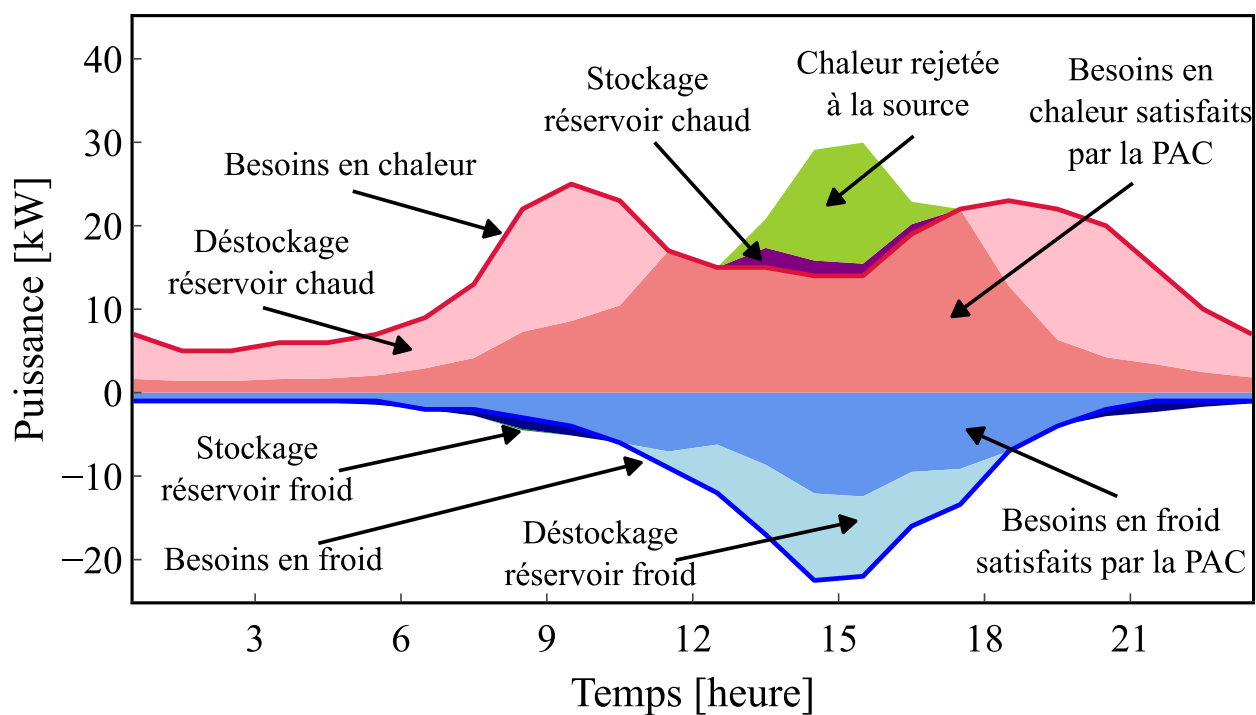


Figure 5.4 : Journée de référence avec récupération de chaleur et utilisation de la source avec stockage thermique

CHAPITRE 6 ÉTUDE DE CAS : LE QUARTIER NAMUR-HIPPODROME

Ce chapitre applique le modèle développé à un cas concret : le futur quartier Namur-Hippodrome, à Montréal. L'objectif ici est de tester et d'illustrer le fonctionnement du modèle dans un contexte réaliste, en intégrant l'ensemble des éléments du réseau (besoins énergétiques réels, pompes, tuyaux, stockage, source). De plus, ce chapitre vise à évaluer l'intérêt des réseaux thermiques à l'échelle urbaine pour répondre aux enjeux de décarbonation dans le contexte québécois, en étudiant notamment l'impact combiné sur la pointe électrique et les émissions de GES.

6.1 Quartier étudié

6.1.1 Présentation générale du quartier

Le quartier étudié est celui de Namur-Hippodrome, situé à Montréal, qui s'inscrit dans un projet de planification en vue d'une requalification du secteur élargi Namur-De-La-Savane. Le quartier Namur-Hippodrome couvre une superficie totale de 95 hectares, avec pour objectif d'atteindre plus de 2 millions de mètres carrés de surface de planchers, soit environ 18 000 logements pouvant accueillir 27 500 résidents. La surface de plancher est répartie entre différents usages : 77 % pour les bâtiments résidentiels, 5 % pour le secteur commercial, 4 % pour les bureaux et 5 % pour le secteur institutionnel (les 9 % restants étant des emplacements de stationnement intérieur). La Figure 6.1 présente le plan d'ensemble du futur quartier, issu du Plan directeur d'aménagement et de développement.



Figure 6.1 : Plan d'ensemble concerté du quartier Namur-Hippodrome issu du PDAD (*Plan directeur d'aménagement et de développement*) (Ville de Montréal, 2024)

6.1.2 Besoins thermiques des bâtiments du quartier

Les besoins en chauffage, eau chaude domestique, climatisation et électricité des bâtiments du quartier ont été estimés lors d'une étude préalable (Écohabitation, 2023). L'approche choisie pour simuler les besoins du quartier a été de modéliser des bâtiments représentatifs (résidentiels, commerciaux, bureaux, institutionnels), puis de ramener les différents postes de consommation énergétique par unité de surface de plancher pour ensuite faire une mise à l'échelle en fonction des superficies.

Les besoins du quartier ont été calculés pour un niveau de performance « HPERF » (bâtiments à haute performance), avec un niveau d'isolation et d'enveloppe représentant les cibles utilisées par des bâtiments visant à l'obtention de la certification « Bâtiments Carbone Zéro ».

Les besoins énergétiques ont été calculés à partir du fichier de données climatiques réelles enregistrées sur l'année 2019 à l'aéroport Pierre-Eliot Trudeau.

Les besoins annuels ainsi que les pointes annuelles sont résumés dans le Tableau 6.1.

Tableau 6.1 : Besoins nets et pointes des bâtiments pour un niveau de performance HPERF

Chaleur et froid				Électricité	
Chauffage & Eau chaude		Climatisation		Appareils et éclairage	
Besoins annuels [GWh]	Pointe annuelle [MW]	Besoins annuels [GWh]	Pointe annuelle [MW]	Besoins annuels [GWh]	Pointe annuelle [MW]
101.7	38.7	47.4	41.8	149.9	26.1

La Figure 6.2 présente les besoins horaires annuels du quartier étudié et les Figure 6.3 et Figure 6.4 les besoins horaires pour les journées de pointe de chauffage et de climatisation. Les « besoins en chaleur » représentent la quantité de chaleur à fournir pour le chauffage des espaces et l’eau chaude domestique, les « besoins en froid » représentent la quantité de chaleur à extraire pour la climatisation, et les « besoins en électricité » représentent la puissance électrique appelée par l’éclairage, les appareils et l’équipement dans les bâtiments (incluant par exemple la ventilation mais excluant la production et l’extraction de chaleur). Les besoins en froid sont représentés avec un signe négatif sur les graphiques. Les pointes de demande en chauffage et refroidissement sont respectivement de 38.7 MW (le 20 janvier entre 11h et 12h) et de 41.8 MW (le 19 juillet entre 18h et 19h).

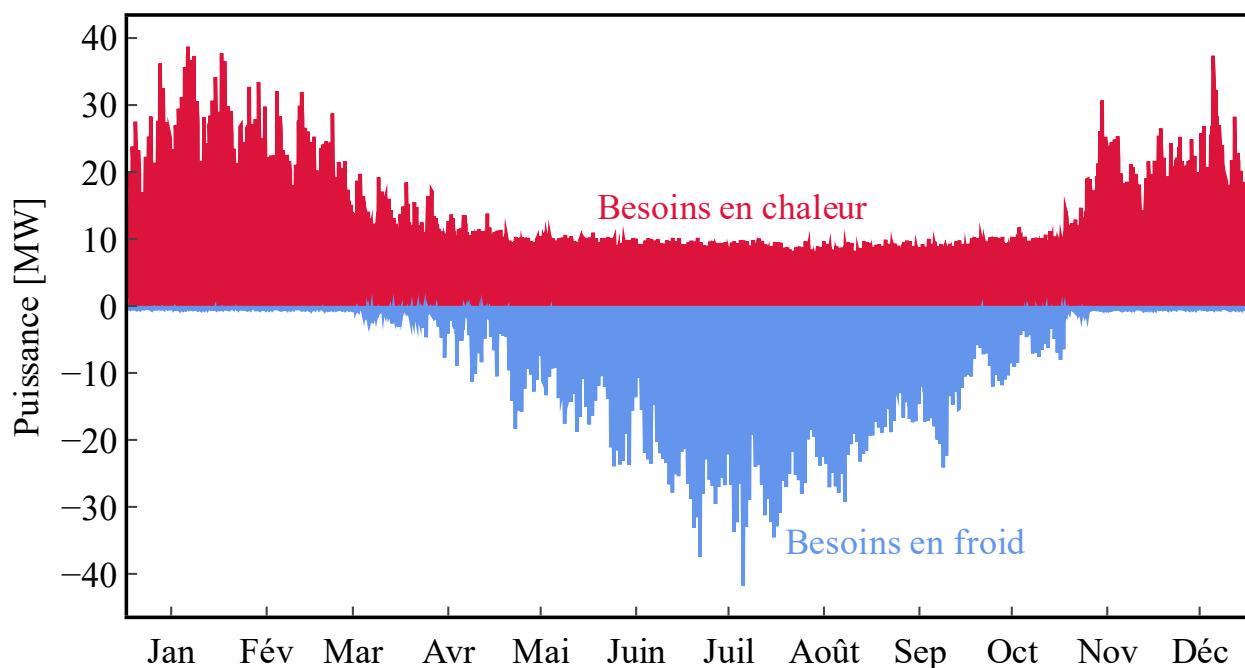


Figure 6.2 : Profil horaire des besoins annuels en chauffage et refroidissement des bâtiments du quartier Namur-Hippodrome

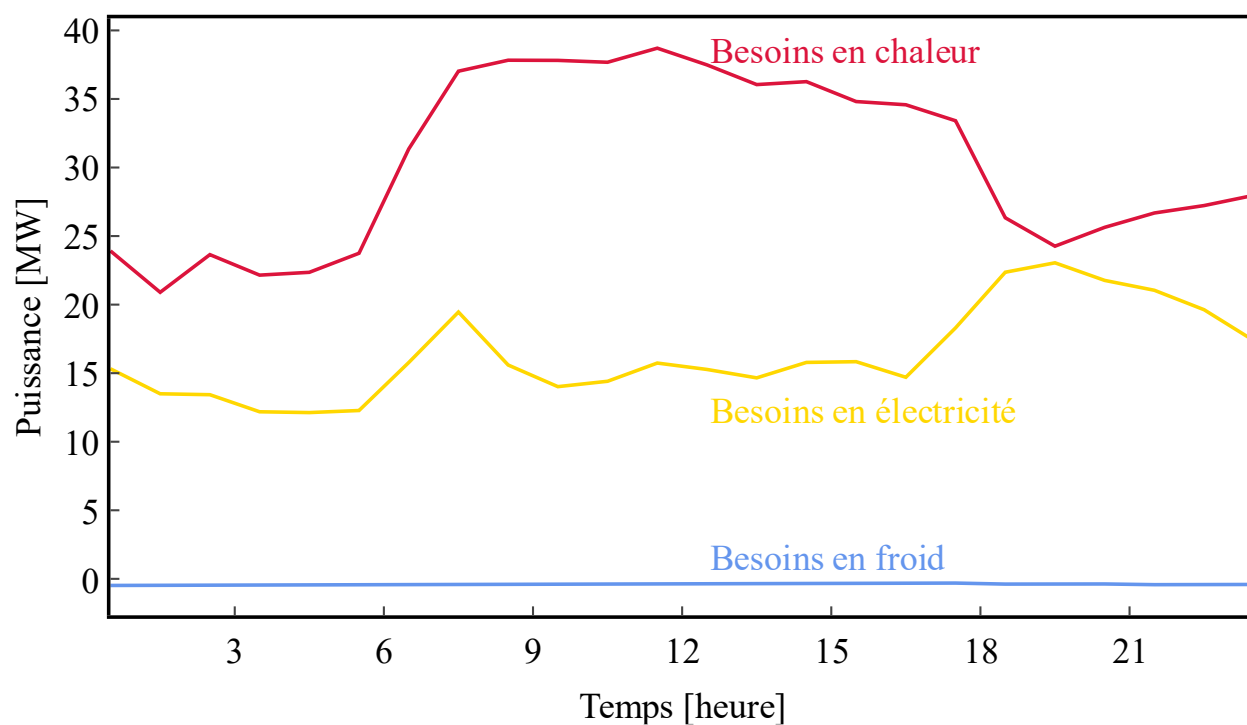


Figure 6.3 : Profil horaire des besoins des bâtiments pour la journée de pointe de chauffage (eau chaude domestique + chauffage)

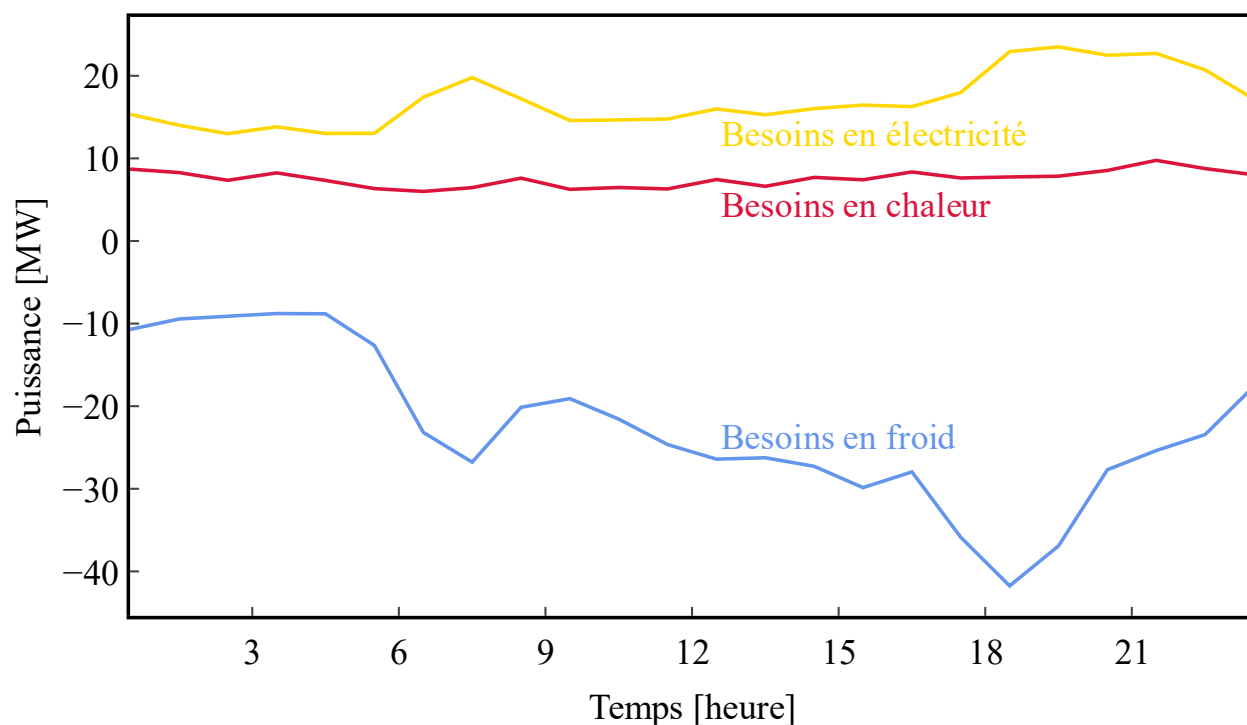


Figure 6.4 : Profil horaire des besoins des bâtiments pour la journée de pointe de refroidissement

6.2 Modélisation du réseau de partage de chaleur

6.2.1 Visualisation du réseau thermique étudié

La modélisation est basée sur un réseau de partage de chaleur et de froid de quatrième génération, constitué de deux boucles distinctes : une boucle chaude (*lignes rouges sur le schéma qui représentent le trajet des principaux tuyaux d'alimentation et de retour*) pour les besoins en chauffage et en eau chaude domestique et une boucle froide (*lignes bleues sur le schéma*) pour les besoins en climatisation. Les deux boucles sont reliées à une centrale thermique équipée de pompes à chaleur centrales (*rectangle noir sur le schéma*). Dans la modélisation, ces pompes à chaleur sont représentées par le modèle décrit aux chapitres précédents, qui est donc capable de fournir de la chaleur et du froid simultanément, mais également de gérer une source externe ainsi que deux stockages thermiques, chaud et froid. Comme illustré à la Figure 6.5, le quartier étudié est subdivisé en quatre « phases », ou sous-quartiers, numérotées de un à quatre.



Figure 6.5 : Représentation des réseaux de chaleur et de froid modélisés pour les quatre phases du quartier

6.2.2 Hypothèses de modélisation

Les réseaux sont dimensionnés afin de satisfaire 100 % des besoins, y compris pendant les périodes de pointe. Les pertes et gains thermiques dans les tuyaux sont pris en compte dans les résultats, tout comme la consommation des pompes modélisées. La carte de performance utilisée pour les

pompes à chaleur a été réalisée à partir du logiciel « *Oilon Selection Tool* » (*Oilon Selection Tool*, 2025). Le logiciel et la carte de performance utilisés sont présentés en annexe B.

6.2.2.1 Modélisation des tuyaux

Dans le logiciel TRNSYS, les quatre phases distinctes sont modélisées, avec chacune leurs besoins associés. Chaque phase dispose d'un tuyau d'alimentation et d'un tuyau de retour pour la boucle chaude et pour la boucle froide. Il y a donc 16 tuyaux modélisés en tout (8 d'alimentation et 8 de retour). Les tuyaux sont tous modélisés comme des tuyaux enterrés indépendants les uns des autres. La longueur et l'épaisseur d'isolant de ces « tuyaux équivalents » ont été calculés de façon à représenter le volume d'eau et les pertes thermiques d'un réseau plus réaliste incluant toutes les branches principales et les connexions aux bâtiments individuels. En effet, en réalité, les réseaux se composent de tuyaux entre la pompe à chaleur centralisée et les phases, puis entre les phases et chaque bloc et enfin entre chaque bloc et chaque bâtiment.

Pour chacune des quatre phases modélisées, les demandes de pointe en chaud et en froid ont été déterminées afin de dimensionner les diamètres des tuyaux. Les températures d'opération dans les conditions nominales sont les suivantes :

- ❖ Réseau chaud : alimentation à 75 °C, retour à 45 °C
- ❖ Réseau froid : alimentation à 4 °C, retour à 12 °C

Ces températures permettent d'estimer le débit nécessaire, et les tuyaux sont ensuite choisis pour assurer une vitesse d'écoulement acceptable (et donc des pertes de pression acceptables). La conductivité thermique de l'isolant des tuyaux est de $0.027 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Le Tableau 6.2 présente les différents paramètres choisis pour les tuyaux chaud et froid de chaque boucle (les tuyaux de retour et d'alimentation sont toujours les mêmes pour un même sous-quartier).

Tableau 6.2 : Paramètres de modélisation des tuyaux : longueur équivalente, épaisseur d'isolant et diamètre intérieur

Phases	Tuyaux	Longueur équivalente [m]	Épaisseur d'isolant [cm]	Diamètre intérieur des tuyaux [cm]
1	Chaud	2074	4.8	26.3
	Froid	2051	5.3	34.4
2	Chaud	1824	4.5	26.3
	Froid	1801	5.0	34.4
3	Chaud	1502	4.5	16.0
	Froid	1402	6.3	26.3
4	Chaud	1252	4.4	16.0
	Froid	1152	5.9	26.3

6.2.2.2 Modélisation de la source et puits de chaleur

Tel que mentionné, les besoins en chaleur et en froid ne sont pas équilibrés en règle générale, et la pompe à chaleur centralisée des réseaux doit être raccordée à une source ou un puits de chaleur. Pour l'étude de cas, le réseau d'eaux usées de la ville de Montréal a été considéré.

La température de cette source modélisée est basée sur des relevés de températures réalisés au niveau de l'arrivée du réseau d'eaux usées à la station. En effet, proche de la station d'épuration, au niveau de l'intercepteur, deux stations ont relevé la température des égouts à intervalles réguliers de cinq minutes pour l'année 2020 (Ville de Montréal, 2023). La température des égouts est fortement influencée par la température extérieure, la température du sol, et par les précipitations (pluie et neige). En hiver, on constate également un impact de l'utilisation des « chutes à neige », c'est-à-dire le déversement de la neige récoltée sur le réseau routier dans les conduites principales des égouts (appelés « intercepteurs »). Le fichier de température obtenu n'étant pas pour l'année 2019 (année pour laquelle les résultats sont modélisés, à partir des données météo), le choix a été fait de tracer plutôt une courbe obtenue par régression afin de limiter l'impact des facteurs extérieurs spécifiques à l'année des relevés. L'équation utilisée pour approximer la température des eaux usées ($T_{égouts}$) en fonction de l'heure de l'année (h) est la suivante :

$$T_{\text{égouts}}(h) = 13.0887 - 6.0924 * \cos(0.0006635 * h) - 3.9732 * \sin(0.0006635 * h) + 1.1554 * \cos(2 * 0.0006635 * h) + 0.6348 * \sin(2 * 0.0006635 * h) \quad (6.1)$$

La Figure 6.6 présente la moyenne des relevés de températures au puits Nord (en bleu) ainsi que la température déterminée par régression utilisée pour la modélisation.

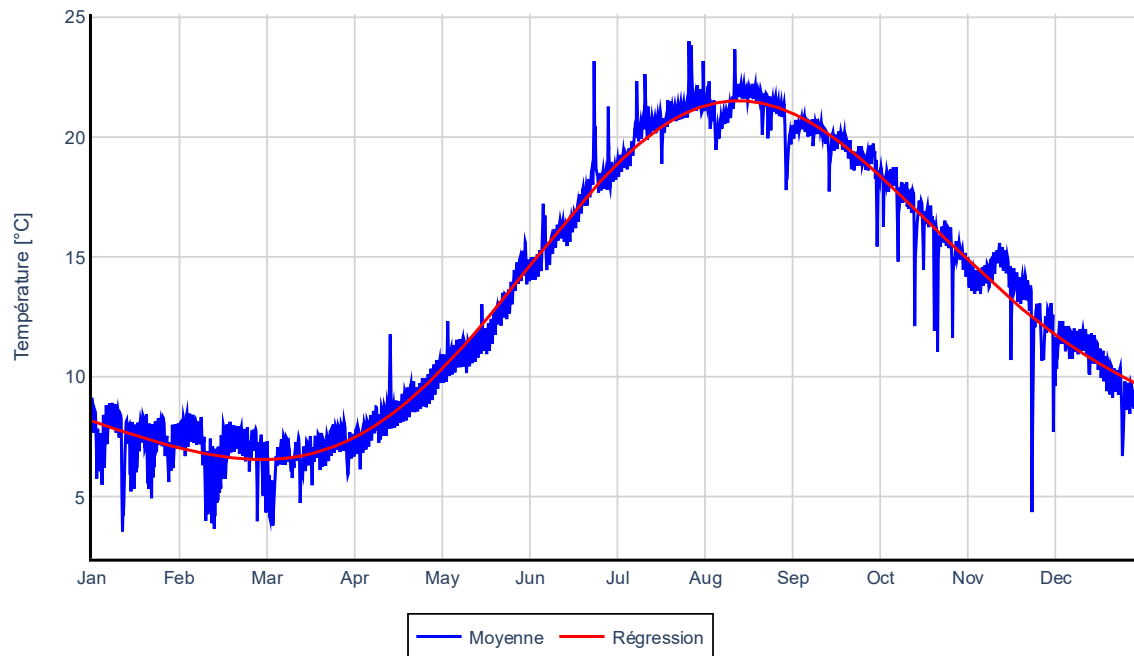


Figure 6.6 : Températures des égouts (réelle moyenne et obtenue par régression).

6.2.2.3 Modélisation des pompes à chaleur

Trois pompes à chaleur, avec des températures de consigne différentes, sont modélisées dans TRNSYS :

- ❖ La première PAC (*PAC simultanée*) fonctionne avec les températures de consigne du réseau, soit 4 °C côté évaporateur et 75 °C côté condenseur. Elle est dimensionnée pour couvrir les besoins maximaux en chaleur pendant l'été, c'est-à-dire qu'elle permet de couvrir le maximum des besoins simultanés de chaud et de froid. C'est cette PAC qui assure la récupération de chaleur ainsi que le stockage thermique.
- ❖ La deuxième PAC (*PAC refroidissement*) prend en charge les besoins de refroidissement non couverts par la PAC simultanée. Elle fonctionne avec une températures de consigne de 4 °C côté évaporateur.

- ❖ La troisième PAC (*PAC chauffage*) vient couvrir les besoins en chaleur restants. Elle fonctionne avec une température de consigne de 75 °C côté condenseur.

Ce découpage en trois PAC permet d'optimiser les performances du système en adaptant les températures de fonctionnement. En effet, si une seule PAC était utilisée avec les températures de consigne du réseau (4 °C/75 °C), elle devrait fournir de la chaleur à 75 °C même lorsqu'il n'y a que des besoins en climatisation, ce qui entraînerait un COP faible en raison du grand écart de température. Or, ces deux températures ne sont nécessaires que pour assurer la récupération de chaleur et maintenir la bonne température du réseau. La source elle-même n'a pas besoin d'être chauffée à 75 °C ou refroidie à 4 °C en permanence. Ainsi, en représentant 3 PAC avec différentes températures de consigne, les autres PAC peuvent fonctionner avec des écarts de température plus faibles, assurant ainsi de meilleurs COP. Ce fonctionnement avec trois pompes à chaleur est illustré dans la section suivante.

De façon similaire, dans un système réel, plusieurs PAC fonctionneraient en parallèle. Le nombre de PAC fonctionnant réellement entre les deux températures de consigne dépendrait de la simultanéité des besoins. S'il y a beaucoup plus de besoins en chaleur, certaines PAC fonctionneraient avec une température de sortie à l'évaporateur plus élevée et s'il y a beaucoup plus de besoins en refroidissement, certaines PAC fonctionneraient à l'inverse avec une température de sortie plus faible côté condenseur.

6.2.2.4 Modélisation dans TRNSYS

Le système complet modélisé dans TRNSYS est présenté en Figure 6.7. Pour plus de lisibilité, certains segments ont été coupés sur le schéma, comme les flux de retour de chaque phase qui sont en réalité connectés aux quatre flux représentés à gauche du schéma. Les seize tuyaux équivalents ainsi que les pompes de circulation de chaque phase sont modélisés.

Chaque « phase » lit un fichier contenant les besoins en chauffage des espaces, eau chaude domestique et refroidissement. Les pompes imposent les débits variables circulant dans les tuyaux, calculés à partir des besoins énergétiques. Les quatre flux de retour (flèches en pointillés à gauche du schéma) sont mélangés en amont des pompes à chaleur. Une partie du débit, dimensionné pour assurer toute la récupération des besoins simultanés, part dans la pompe à chaleur simultanée. Le reste du débit circule alors soit dans la PAC de chauffage, si les besoins restants sont des besoins en chauffage, soit dans la PAC refroidissement si les besoins restants sont des besoins de

refroidissement. Ces deux PAC échangent de la chaleur avec une source externe pour satisfaire l'intégralité des besoins. La PAC simultanée, comme expliqué dans les chapitres précédents, essaie d'abord de satisfaire les besoins simultanés avec un mécanisme de récupération de chaleur, puis échange de la chaleur avec une source, voire (dé)stocke de l'énergie avec les réservoirs thermiques. Les résultats présentés par la suite combinent les résultats des trois pompes à chaleur modélisées, comme si une seule pompe à chaleur était modélisée, pour plus de lisibilité.

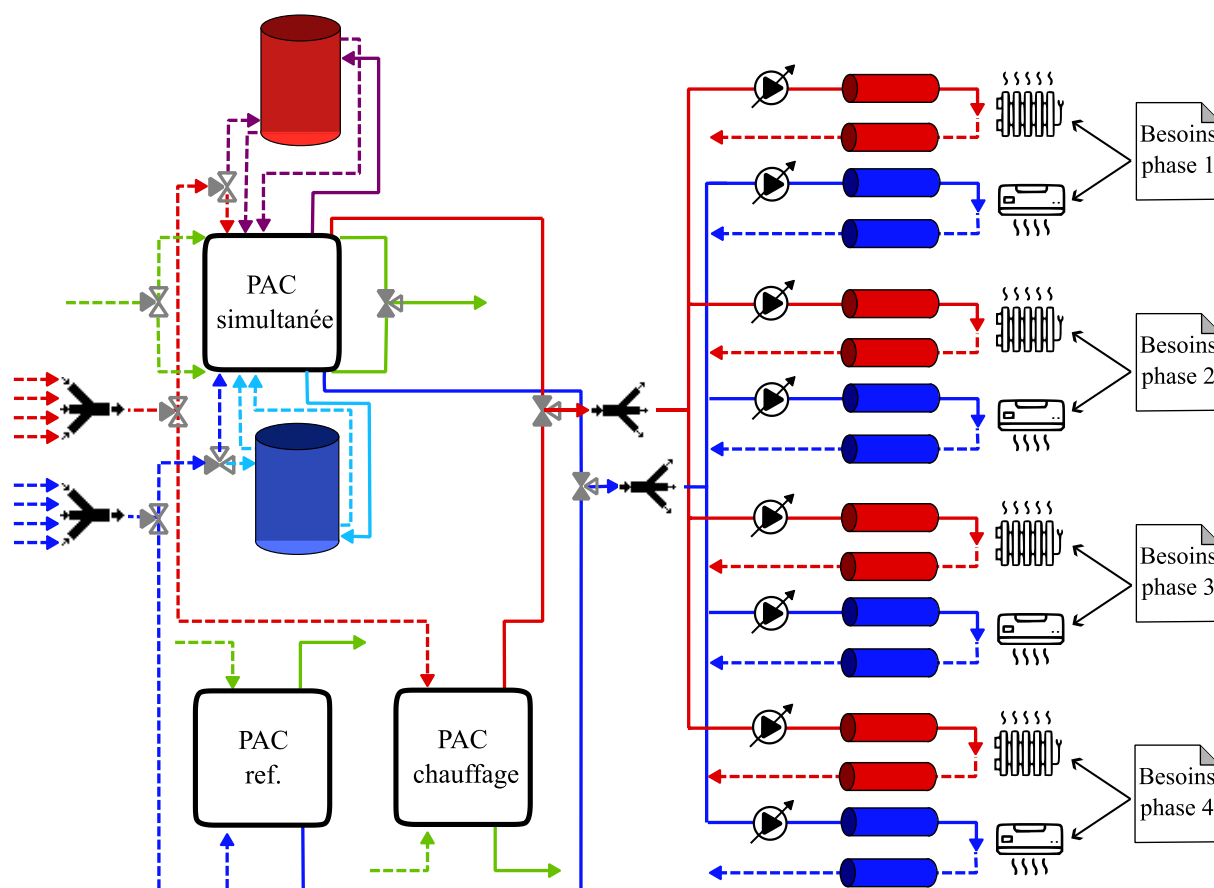


Figure 6.7 : Modélisation des réseaux thermiques dans le logiciel TRNSYS

6.2.3 Calcul des émissions de gaz à effet de serre

Les émissions de GES liées à la consommation d'énergie (électricité, gaz naturel ou gaz de source renouvelable) sont déterminées à partir de facteurs prenant en compte le cycle de vie. Les taux d'émission de gaz à effet de serre, qui correspondent à l'intensité en carbone des différentes sources d'énergie, sont les suivants :

- ❖ Pour le gaz naturel d'origine fossile, une intensité en carbone de 67.8 gCO₂e/MJ est utilisée. Cette IC est celle recommandée dans le règlement sur les combustibles propres (RCP) du Canada comme intensité de référence pour comparaison avec le gaz naturel renouvelable (Annexe 1 du RCP) et comme IC du gaz naturel d'origine fossile (Annexe 6 du RCP) (Gouvernement du Canada, 2022). On notera que cette valeur est supérieure de 33 % à celle utilisée par le ministère de l'énergie et des ressources naturelles pour le bilan du secteur institutionnel (MERN, 2022); elle a été retenue puisqu'elle sert explicitement de point de comparaison avec le gaz de source renouvelable (GSR) dans le RCP.
- ❖ Pour le gaz de source renouvelable (GSR), une IC de 14 gCO₂e/MJ est utilisée. Elle correspond à la valeur utilisée par Énergir dans sa demande à la régie de l'énergie concernant la mise en place de mesures relatives à l'achat et la vente de gaz naturel renouvelable (Énergir, 2023).
- ❖ Pour l'électricité, une IC de 9.6 gCO₂e/MJ (34.5 gCO₂e/kWh) est utilisée. Cette IC correspond à la valeur des taux d'émissions « cycle de vie » publiée par Hydro-Québec sur son site internet (Hydro-Québec, 2023). On notera que cette intensité est supérieure à celle mentionnée dans le RCP pour l'électricité au Québec, qui est de 5 gCO₂e/MJ (Gouvernement du Canada, 2022). Elle est aussi largement supérieure à l'intensité utilisée par le MERN pour le bilan du secteur institutionnel, qui ne prend en compte que les émissions directes, et vaut 0.4 gCO₂e/MJ (1.5 gCO₂e/kWh) (MERN, 2022).

Les émissions de GES associées aux fuites des réfrigérants utilisés dans les pompes à chaleur, les refroidisseurs et les climatiseurs sont également prises en compte. La méthodologie utilisée est celle recommandée par le Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat (GIEC), telle que formulée dans les lignes directrices de 2006 (IPCC, 2006) avec les raffinements de 2019 (IPCC, 2019). La méthode retenue est celle connue sous le nom de *Tier 2a – Emission-factor approach*. La méthode et les calculs sont détaillés en annexe C.

6.3 Scénarios de référence (sans réseaux)

Afin d'étudier le potentiel des réseaux thermiques, ces derniers sont comparés à des scénarios de référence sans réseaux. Ainsi, trois configurations sont considérées :

- ❖ **Scénario « gaz »** : Les besoins en chaleur (chauffage des espaces et eau chaude domestique) sont comblés par une chaudière au gaz (rendement de 85 %) et les besoins en climatisation comblés par un refroidisseur (COP de 3).
- ❖ **Scénario « biénergie »** : Les besoins en chaleur (chauffage des espaces et eau chaude domestique) sont comblés par des chaudières électriques individuelles (rendement de 100 %) tant que la température extérieure est supérieure à -12 °C et par des chaudières au gaz (rendement de 85 %) pour des températures plus froides (Hydro-Québec Distribution & Énergir, 2023). Les besoins en climatisation sont comblés par un refroidisseur (COP de 3).
- ❖ **Scénario « TAÉ »** (Tout À l'Électricité) : Les besoins en chaleur (chauffage des espaces et eau chaude domestique) sont comblés par des chaudières électriques individuelles (rendement de 100 %) et les besoins en climatisation comblés par un refroidisseur (COP de 3).

Les trois scénarios de référence étudiés sont présentés en Figure 6.8 (scénario « gaz »), Figure 6.9 (scénario « biénergie ») et Figure 6.10 (scénario « TAÉ »). Les besoins en refroidissement sont illustrés en bleu clair. Ces besoins sont comblés par des refroidisseurs électriques dont la consommation est représentée en bleu foncée. Les besoins en chaleur comblés par un chauffage électrique sont représentés en orange. Ces besoins sont satisfaits grâce à une chaudière électrique avec un rendement de 1 dont la consommation est représentée par une ligne rouge. Enfin, les besoins en chaleur satisfaits par du chauffage au gaz sont représentés en violet pâle, avec la consommation des chaudières au gaz représentée en violet foncé.

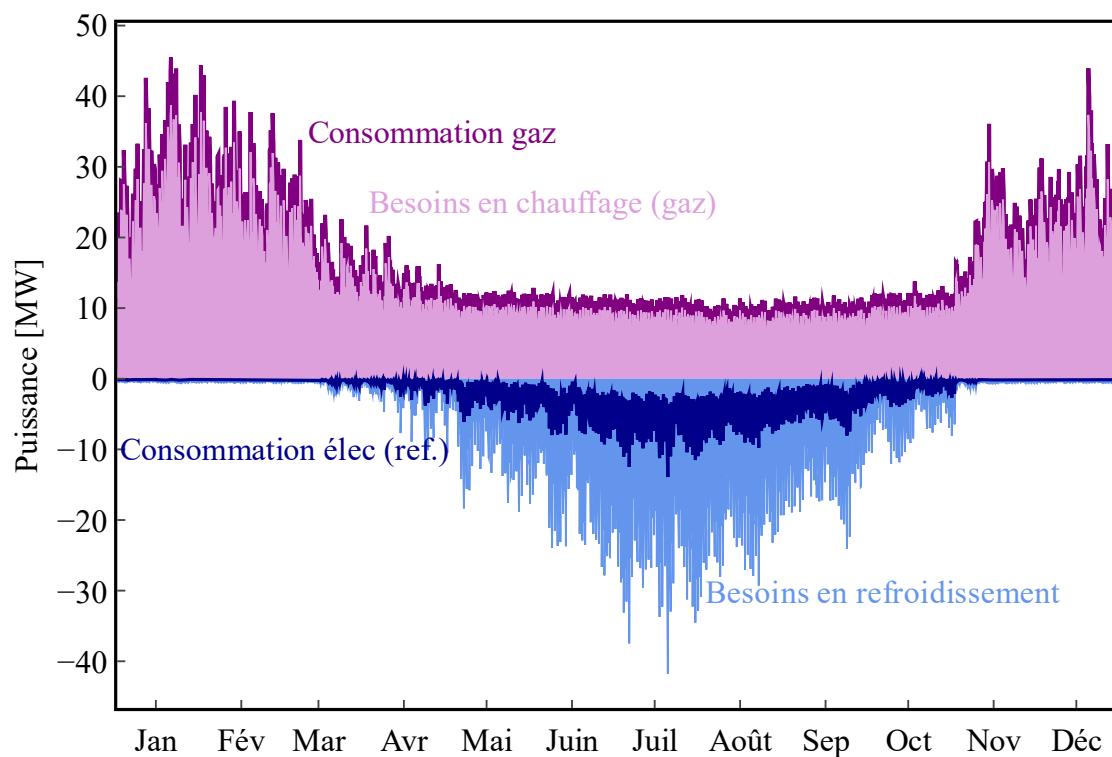


Figure 6.8 : Besoins et consommations pour le scénario « gaz »

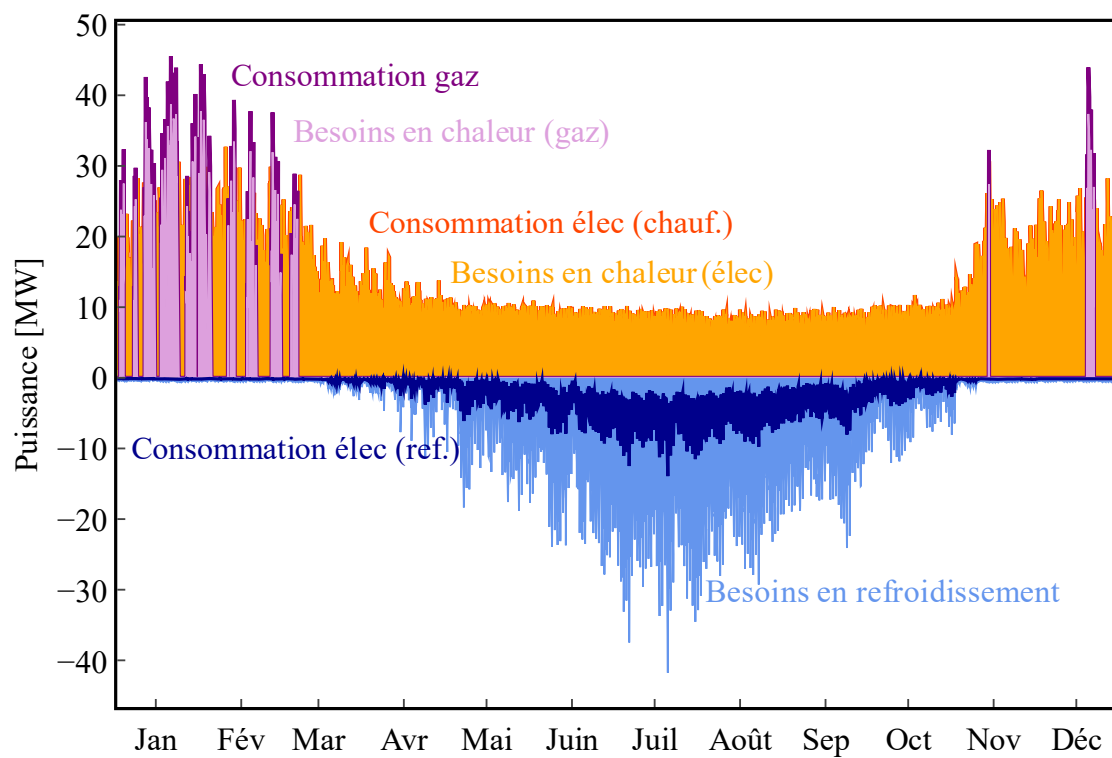


Figure 6.9 : Besoins et consommations pour le scénario « biénergie »

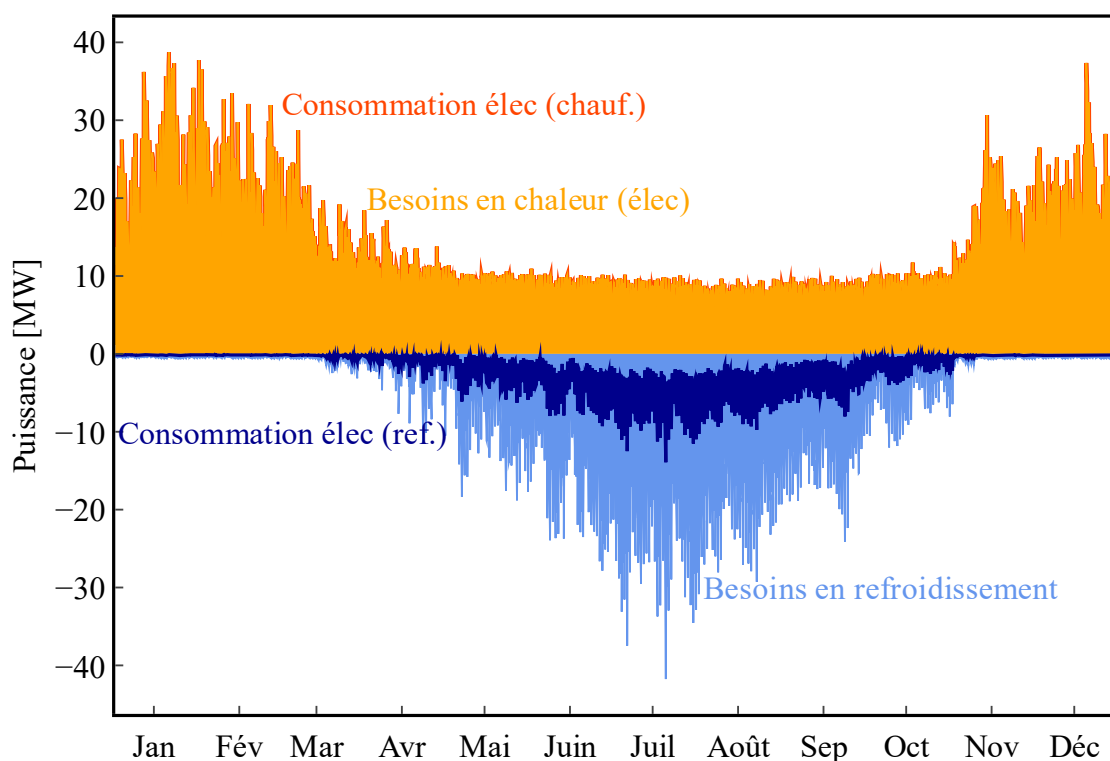


Figure 6.10 : Besoins et consommations pour le scénario « TAÉ »

6.4 Résultats

6.4.1 Scénario avec réseaux thermiques

6.4.1.1 Mécanisme de récupération de chaleur pour le scénario avec réseaux

La Figure 6.11 permet de constater le mécanisme de récupération de chaleur au sein des réseaux. Lorsqu'il y a des besoins simultanés, la PAC (qui est en réalité la combinaison de trois PAC modélisées) prélève la chaleur de la boucle froide, côté évaporateur, pour la rejeter dans la boucle chaude, côté condenseur. Les besoins en chaleur comblés grâce à la chaleur extraite de la boucle froide sont représentés en orange. Les besoins en refroidissement satisfaits par la PAC sont illustrés en bleu clair. Les aires rouges et bleues correspondent aux besoins restants que la PAC doit satisfaire à l'aide d'une source extérieure.

Au total, 39 GWh de chaleur sont récupérés annuellement sur les 104 GWh annuels nécessaires, ce qui représente 38 % des besoins totaux en chaleur. Le froid récupéré couvre quant à lui 45 % des besoins du réseau froid (22 GWh récupérés pour une demande totale de 48 GWh). Le mode simultané avec deux effets utiles et la récupération de chaleur est particulièrement intéressant en

été puisque les besoins en chaleur restent importants, notamment avec l'utilisation de l'eau chaude domestique.

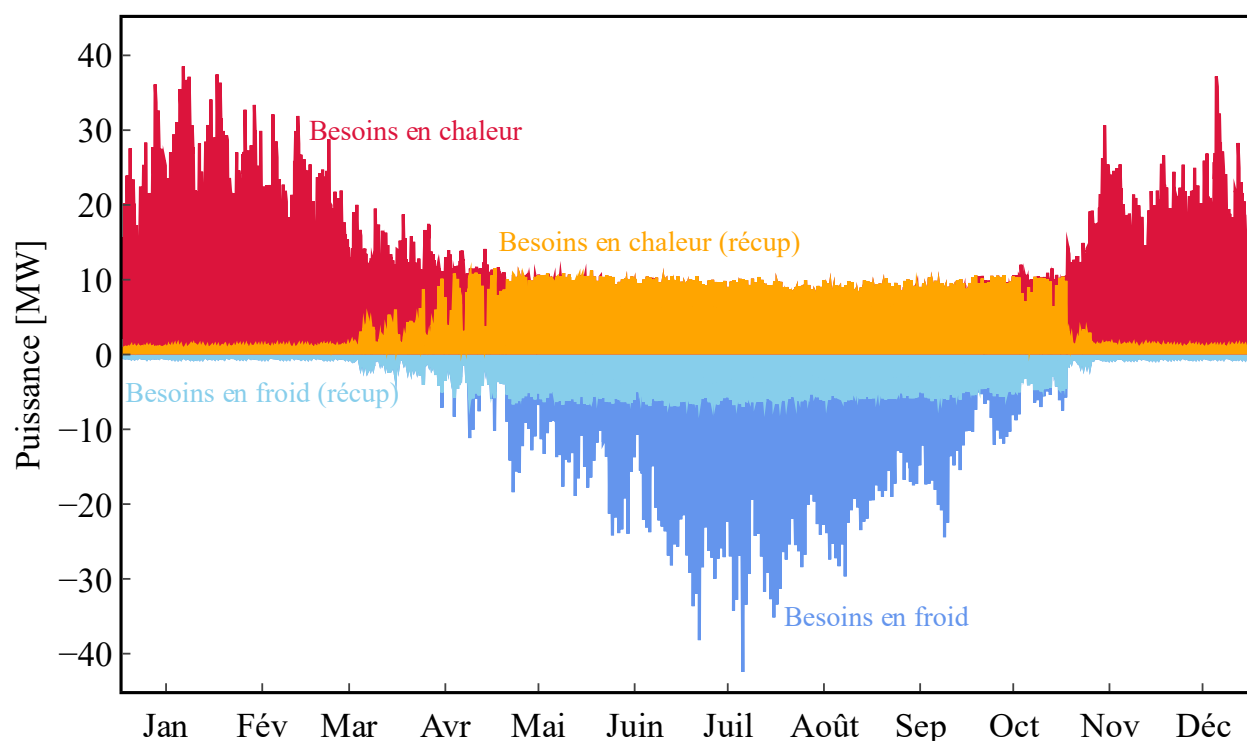


Figure 6.11 : Mécanisme de récupération de chaleur dans les réseaux

6.4.1.2 Gestion de la source

La Figure 6.12 illustre la gestion de la source pour satisfaire 100 % des besoins du quartier. En hiver, les pompes à chaleur extraient de la chaleur de la source externe, qui va donc se refroidir tandis qu'en été, elles rejettent de la chaleur vers les égouts, qui vont donc se réchauffer. Au total, 147 GWh sont rejetés, avec une pointe de 59 MW et 80 GWh sont extraits, avec une pointe de 42 MW. Les chiffres sont plus conséquents en été en raison du fonctionnement d'une pompe à chaleur : l'énergie produite au condenseur est nécessairement plus grande que celle extraite à l'évaporateur. Aussi, la source est utilisée 100 % du temps car il n'arrive jamais que les besoins soient parfaitement équilibrés ; un stockage journalier permettrait d'avoir un système en autonomie pour ces pas de temps où l'apport de la source est minime. De plus, prélever 42 MW en hiver peut être difficile car la température des égouts descend à 7 °C avec la moyenne réalisée, voire parfois à près de 0 °C lors des épisodes de chute de neige. Ces faibles températures imposent un débit très important pour satisfaire tous les besoins. Or, le débit du réseau d'eaux usées est limité. Le stockage

saisonnier peut donc permettre de limiter la pointe à prélever à la source, notamment si la température ou le débit sont restreints. De même, un tel stockage peut permettre de favoriser la résilience du réseau, qui serait moins dépendant d'une source à température et débit variables.

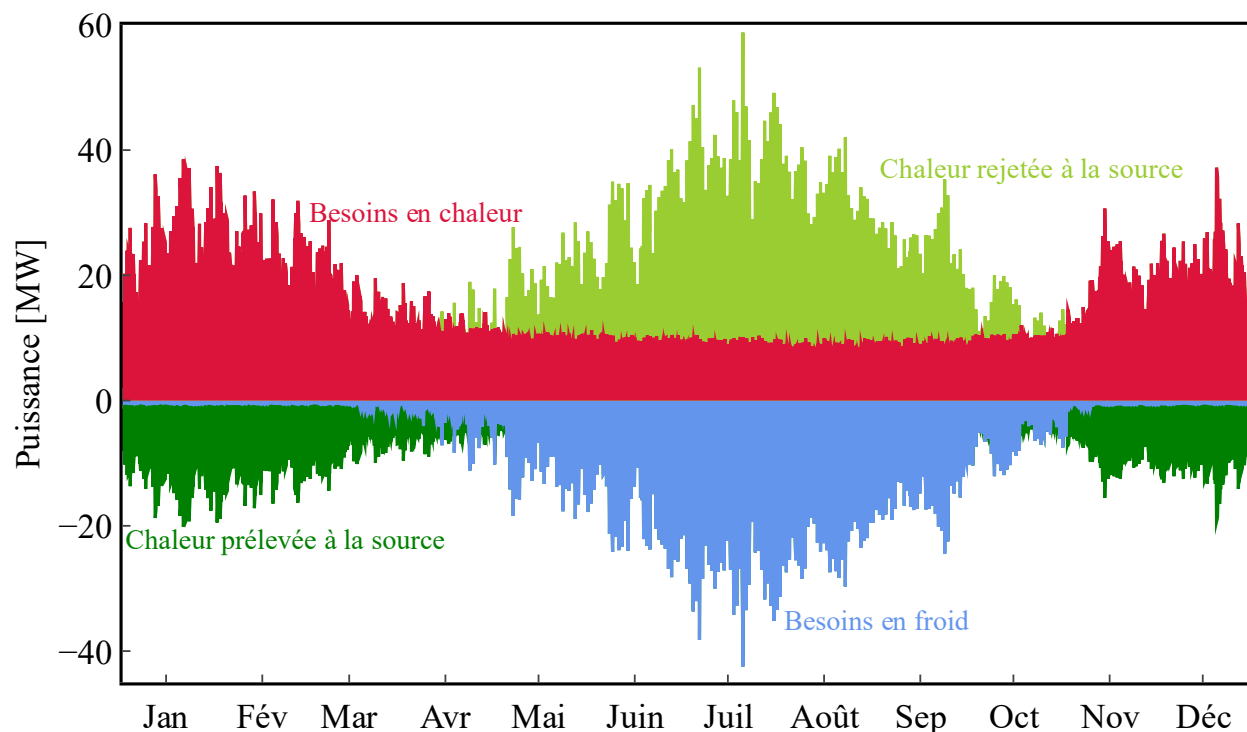


Figure 6.12 : Chaleur échangée avec la source

6.4.1.3 Performance du système

Les résultats des simulations tiennent compte de la consommation électrique des pompes modélisées dans TRNSYS. La Figure 6.13 illustre la consommation respective des pompes faisant circuler l'eau dans les boucles chaudes (*rouge*) et dans les boucles froides (*vert*). La consommation des trois pompes à chaleur modélisées est représentée en orange tandis que la consommation totale du système (PAC + pompes) est représentée en bleu. La consommation annuelle des pompes n'est pas négligeable puisqu'elle est de 1.026 GWh pour le réseau chaud (soit 1 % des besoins totaux en chaleur) et de 0.708 GWh pour le réseau froid (soit 2 % des besoins totaux en refroidissement). La consommation annuelle des PAC s'élève quant à elle à 57 GWh. Au-delà de la consommation, les pompes peuvent ajouter des pointes d'électricité de 0.5 MW pour les réseaux chauds et 2 MW pour les réseaux froids. La différence de température étant seulement de 8 °C dans les réseaux d'eau

froide, contre 30 °C pour les réseaux d'eau chaude, le débit circulant est plus important, donc la consommation des pompes associée l'est également.

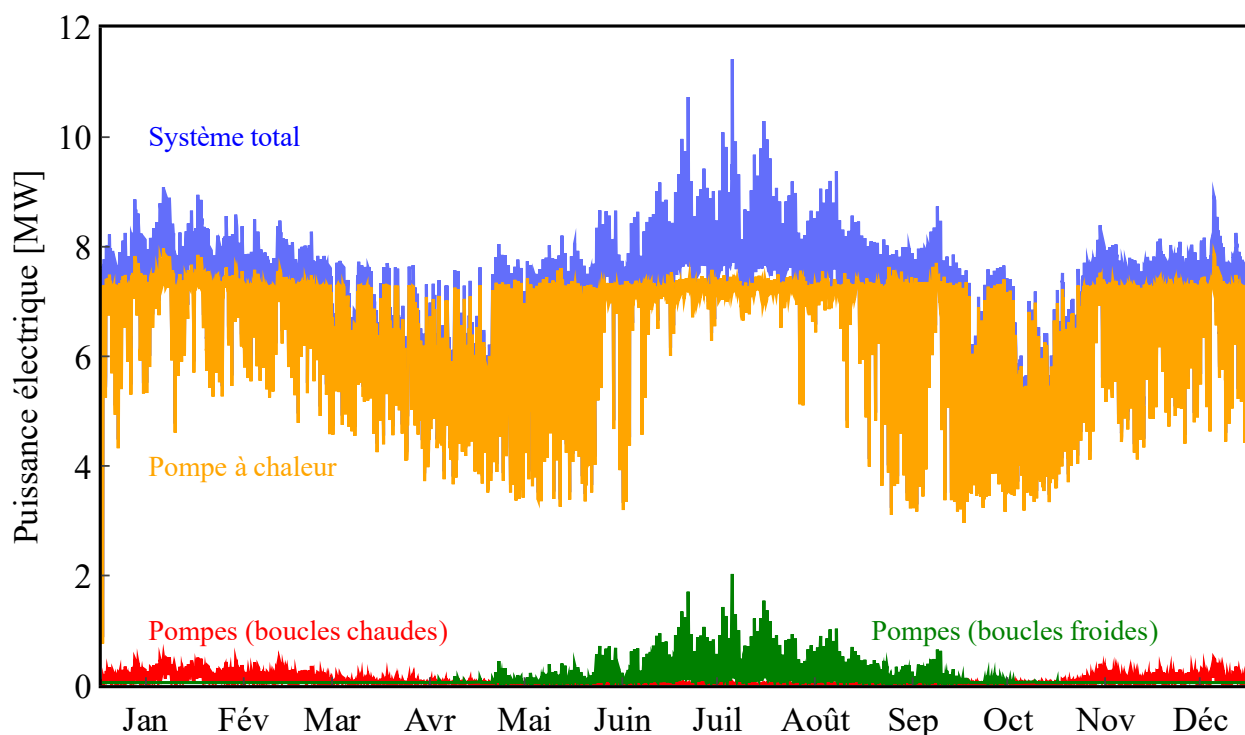


Figure 6.13 : Consommations électriques des réseaux de chaleur (PAC et pompes)

Le coefficient de performance global du système (en tenant compte des trois pompes à chaleur) est également présenté en Figure 6.14. Ce COP est faible en hiver car les deux pompes à chaleur qui fonctionnent (PAC simultanée et PAC chauffage) ont toutes deux des températures de consigne difficiles à atteindre (75 °C/4 °C pour la PAC en mode récupération et 75 °C côté condenseur/ moins de 7 °C côté évaporateur). Par conséquent, les coefficients de performance respectifs sont faibles. De plus, il y a très peu de besoins en refroidissement durant la période hivernale, donc peu de récupération, ce qui a pour effet un COP simultané faible. A l'inverse, en été, la PAC refroidissement a des températures plus faciles à atteindre, donc un meilleur coefficient de performance. De plus, durant la période estivale, les besoins en chaleur restent importants, favorisant les mécanismes de récupération de chaleur, et donc le COP.

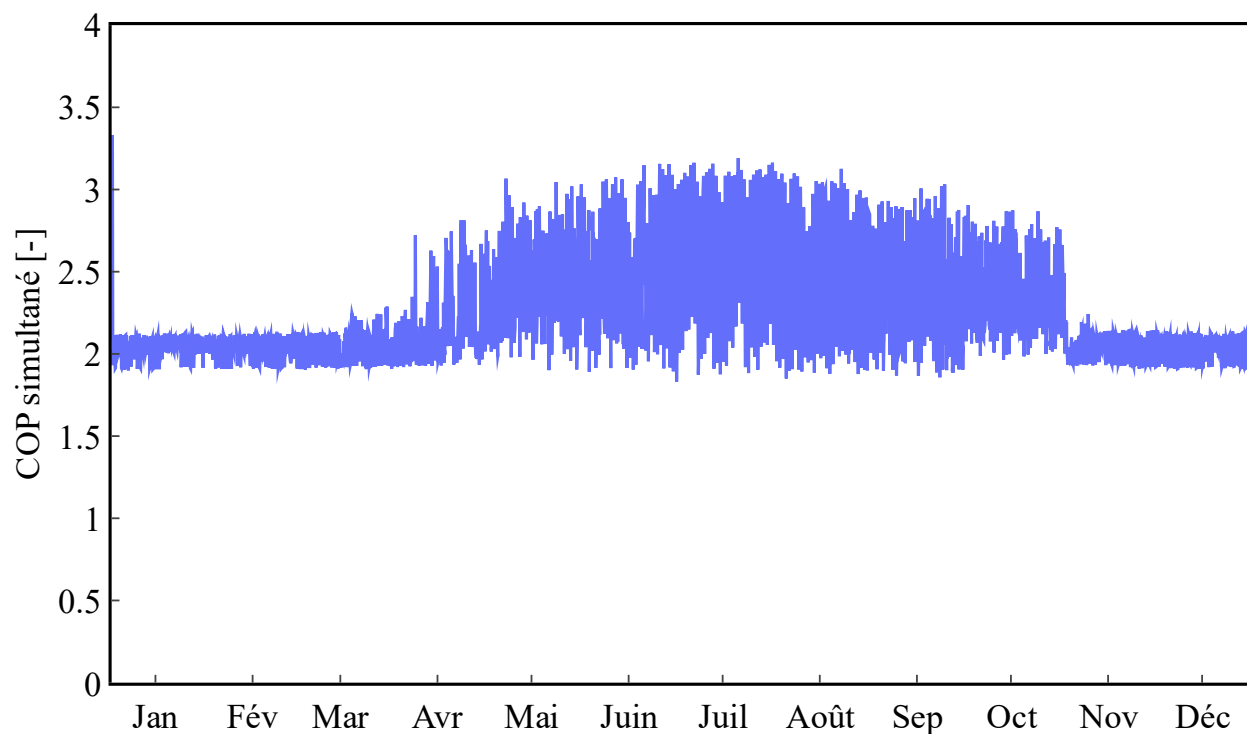


Figure 6.14 : COP du système complet (combinaison des trois PAC modélisées)

6.4.2 Comparaison des scénarios étudiés

Les résultats des indicateurs de performance importants pour chaque scénario (consommations annuelles, émissions de GES annuelles, pointes et rejets thermiques) sont synthétisés en annexe, à la section D.

Les quatre scénarios étudiés sont représentés sur la Figure 6.15 en fonction de leurs émissions de gaz à effet de serre annuelles totales (énergie et réfrigérants) et de leur pointe électrique annuelle (hivernale ou estivale). Les scénarios « Gaz » et « Biénergie » sont présentés sous forme de barre puisque les émissions de GES dépendent du type de gaz utilisé. Si 100 % du gaz utilisé est de source fossile, les émissions de GES sont les plus importantes (maximum de la barre), tandis que si le gaz est à 100 % de source renouvelable (GSR), alors les émissions de GES sont les plus faibles (minimum de la barre).

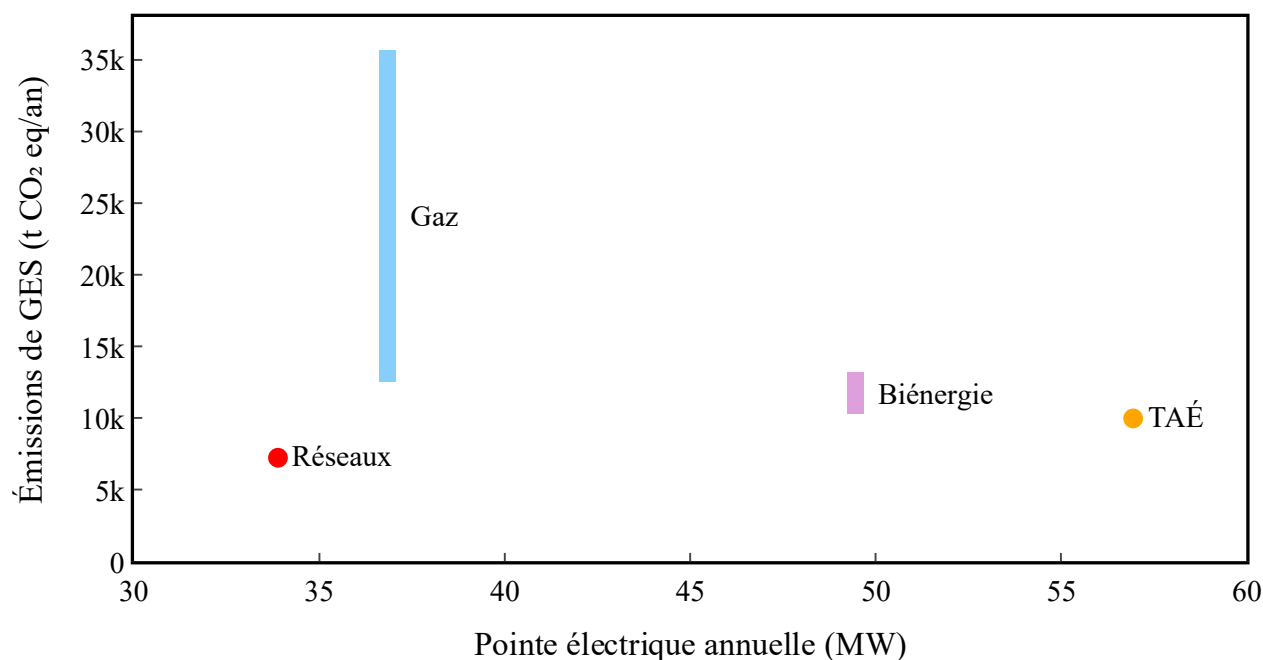


Figure 6.15 : Répartition des scénarios selon leurs émissions de gaz à effet de serre annuelles et leur pointe électrique annuelle.

Le scénario au gaz a une faible pointe électrique puisque le chauffage des espaces et de l'eau chaude est fait au gaz. Sa pointe électrique représentée ici est donc sa pointe estivale. Par ailleurs, les émissions de GES sont très importantes si le gaz est de source fossile, le facteur d'émissions de GES du gaz de source fossile étant très élevé, et le rendement des chaudières au gaz étant moins bon (85 %). À l'inverse, le scénario TAÉ émet peu de GES mais a une pointe électrique conséquente. La biénergie constitue un scénario intermédiaire où gaz et électricité sont combinés afin de trouver un compromis entre limiter la pointe électrique et limiter les émissions de GES. On constate cependant que le fonctionnement du scénario biénergie avec un basculement systématique vers le gaz à -12 °C n'est vraisemblablement pas optimal, puisque ce scénario résulte tout de même en une augmentation notable de la pointe par rapport au scénario « gaz ». Dans le cas où le gaz utilisé serait de source renouvelable, le scénario « gaz » semble plus avantageux que la biénergie puisque le GSR permet de limiter davantage la pointe électrique tout en émettant très peu de GES.

La Figure 6.16 représente la consommation énergétique en électricité et en gaz pour chaque scénario. Le scénario avec réseaux thermiques a la plus faible consommation énergétique totale annuelle bien que le scénario au gaz consomme moins d'électricité. Cela s'explique par le

coefficient de performance des pompes à chaleur qui est meilleur que les rendements des chaudières électriques et au gaz.

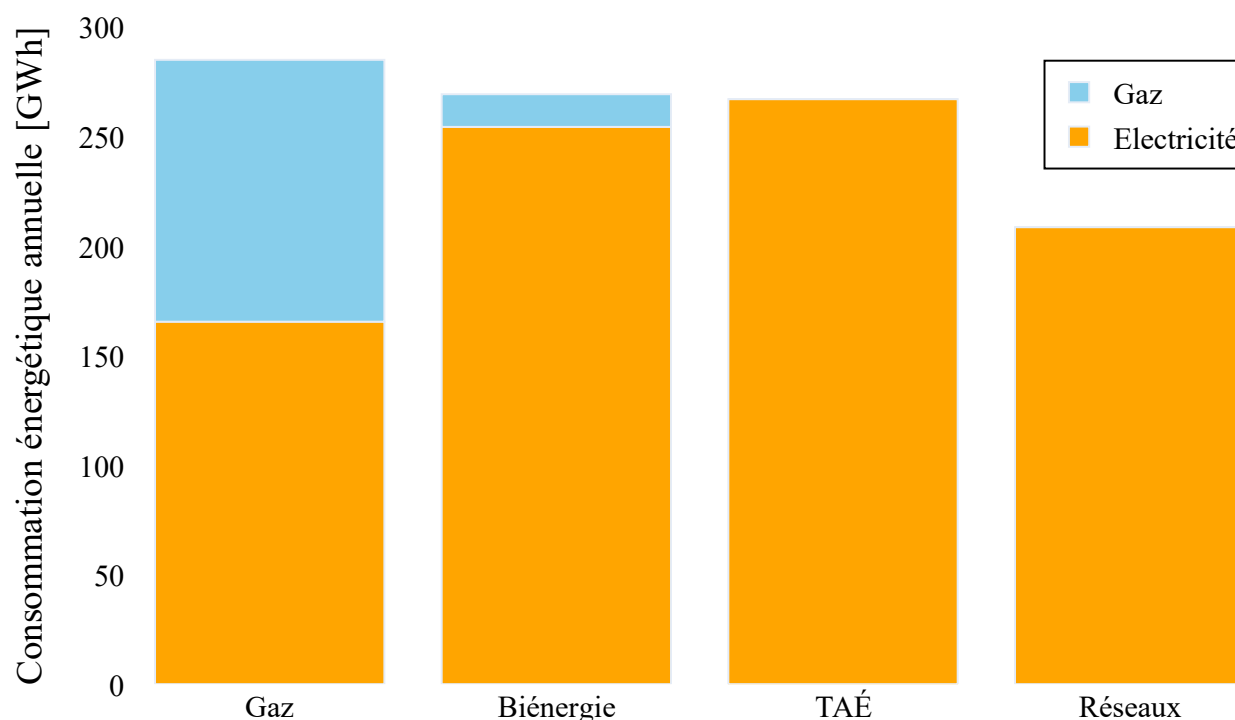


Figure 6.16 : Consommation énergétique annuelle en gaz et électricité pour les différents scénarios étudiés

La Figure 6.17 présente la répartition des émissions de GES (dues aux fuites de réfrigérants, à la consommation d'électricité ou bien à la consommation de gaz naturel de source fossile). Le scénario « gaz » a des émissions de GES plus importantes liées à une utilisation du gaz conséquente. En effet, le poste le plus important d'émissions de GES est la chaudière au gaz, responsable de 82 % des émissions totales de $\text{CO}_{2,\text{eq}}$ en raison de son facteur d'émissions (intensité en carbone, IC) très important et de son rendement.

Les émissions liées aux fuites de réfrigérants représentent 7 % des émissions totales pour le scénario TAÉ, 6 % pour le scénario biénergie et 5 % pour le scénario avec réseaux. Les émissions de GES sont plus faibles pour ce dernier car le réfrigérant considéré, le R-450A, a un potentiel de réchauffement global plus faible.

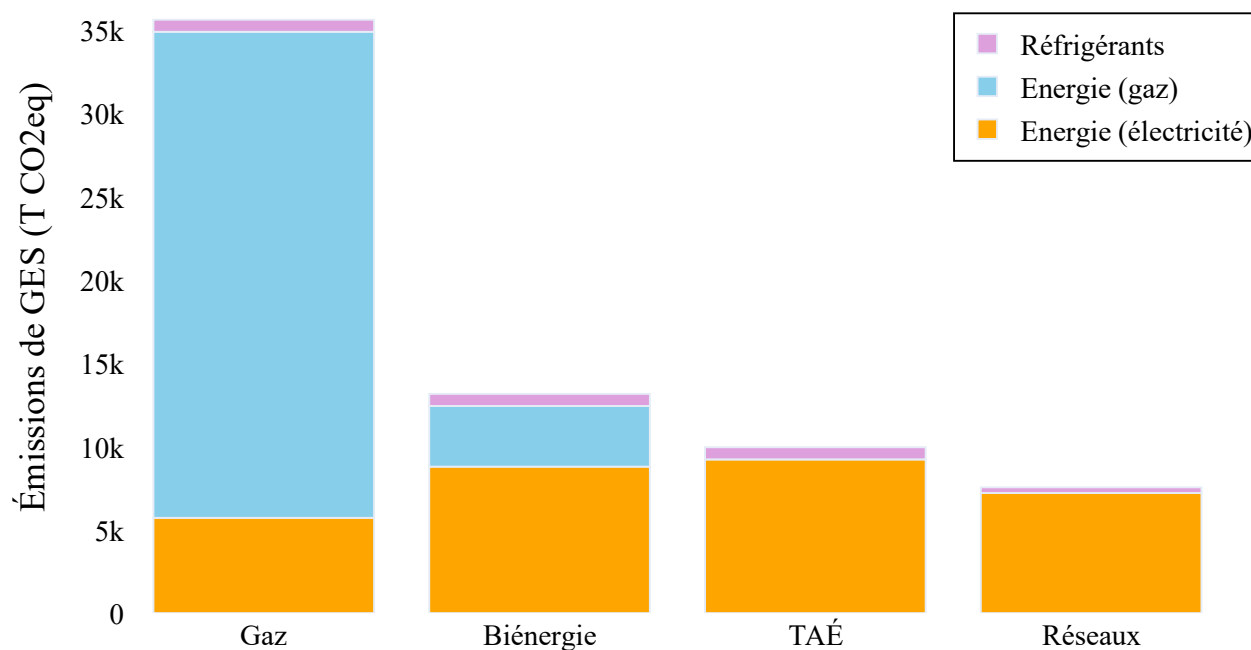


Figure 6.17 : Comparaison de la répartition des émissions de GES des différents scénarios – Utilisation de gaz naturel fossile

La Figure 6.18 montre la même répartition des émissions de GES mais dans le cas de l'utilisation du GSR, avec un IC beaucoup plus faible. Dans le cas de l'utilisation de GSR, les émissions de GES liées au gaz représentent une part moins importante des émissions totales de GES (48 % pour le scénario au gaz). De plus, les émissions de GES liées aux réfrigérants sont non négligeables pour tous les scénarios.

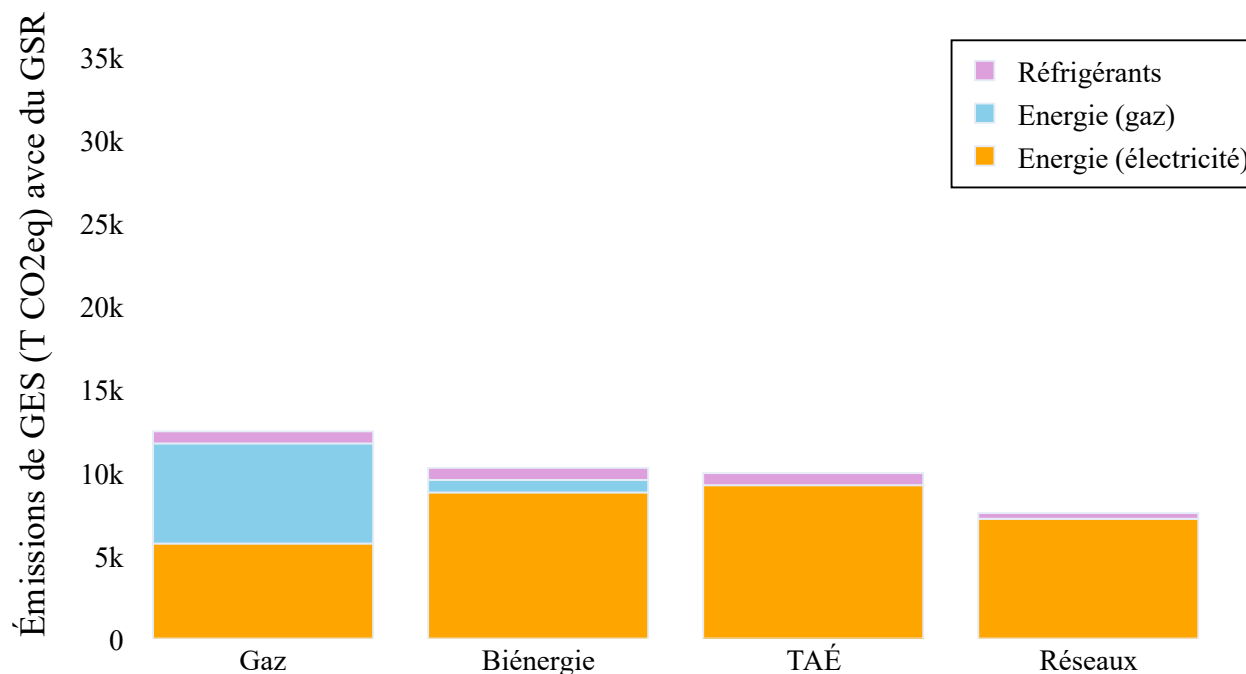


Figure 6.18 : Comparaison de la répartition des émissions de GES des différents scénarios – Utilisation de gaz naturel de source renouvelable

Enfin, la Figure 6.19 présente les pointes électriques mensuelles des quatre scénarios. Le scénario « gaz » a sa pointe électrique en été (juillet) tandis que les scénarios avec une importante électrification individuelle (Biénergie et TAÉ) ont leur pointe électrique en hiver. Concernant le scénario avec réseaux, les pointes électriques hivernale et estivale sont très proches. Les scénarios Biénnergie et TAÉ conservent une pointe électrique plus importante en été car le chauffage de l'eau chaude domestique est assuré par des chaudières électriques plutôt que des chaudières au gaz. Le scénario avec réseaux ne fonctionne qu'avec de l'électricité, cependant les coefficients de performance sont bien supérieurs aux rendements des chaudières électriques (100 %) et au gaz (85 %), assurant des pointes électriques mensuelles plus faibles. De plus, la récupération de chaleur et le fonctionnement en mode simultané permettent d'améliorer davantage la performance du système.

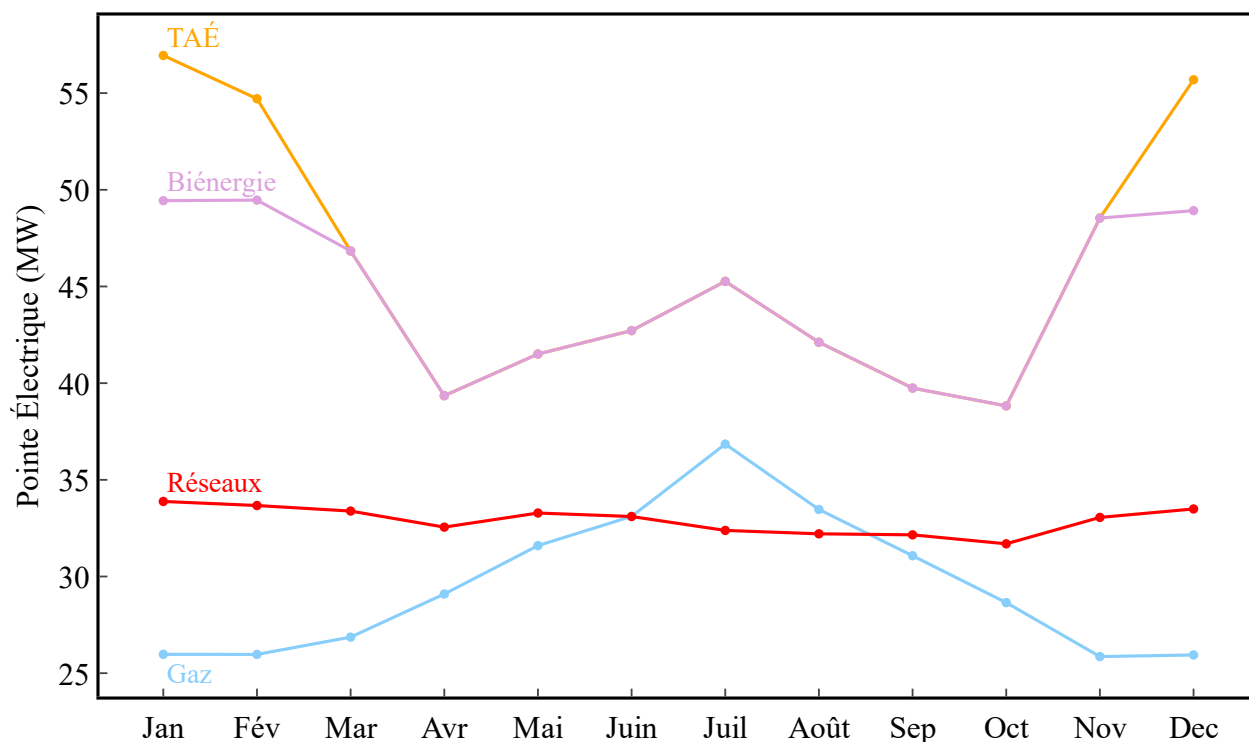


Figure 6.19 : Pointes électriques mensuelles des différents scénarios étudiés

6.4.3 Impact du stockage sur le scénario avec réseaux

L'impact du stockage thermique sur les émissions de GES, la pointe et la consommation énergétique annuelle est aussi évalué au travers de deux dimensionnements distincts. Les indicateurs de performance détaillés sont présentés en annexe D pour les deux stockages étudiés.

6.4.3.1 Stockage journalier

Tout d'abord, un stockage « journalier » est testé (c'est-à-dire avec une capacité de stockage de l'ordre d'une journée, jusqu'à quelques jours). Les réservoirs de chaleur et de froid sont dimensionnés pour une période de 72 heures (trois jours). Le dimensionnement des réservoirs a été réalisé à partir de la pointe des besoins (39 MW en chauffage et 42 MW en refroidissement). En multipliant ces puissances par la durée de 72 heures, on obtient l'énergie maximale à stocker dans chaque réservoir. Les différences de température considérées sont de 30 °C pour le réservoir chaud et de 8 °C pour le réservoir froid. Le volume de chaque réservoir est alors calculé selon la relation suivante :

$$V_{\text{réservoir}} = \frac{\dot{Q}}{\rho * c_p * \Delta T} \quad (6.2)$$

Avec $V_{\text{réservoir}}$ le volume du réservoir en m^3 , $\dot{Q}$ l'énergie stockée en Joules, ρ la masse volumique de l'eau (1000 kg/m^3) c_p la capacité thermique massique de l'eau ($4,19 \text{ kJ/(kg}^\circ\text{C)}$) et ΔT la différence de température du réservoir.

Le volume du stockage chaud calculé s'élève à $80\,420 \text{ m}^3$ et celui du volume de stockage froid à $324\,773 \text{ m}^3$. Il aurait été possible de dimensionner les réservoirs à partir de la demande réelle maximale cumulée sur 72 heures, ce qui aurait conduit à des volumes de stockage plus faibles. Cependant, le choix a été fait de surdimensionner les réservoirs en se basant sur la puissance horaire de pointe multipliée par 72 heures. Cela permet d'assurer une autonomie minimale de trois jours, même en cas de conditions défavorables. En effet, la différence de température peut être inférieure à la valeur maximale retenue pour le calcul, et des pertes thermiques significatives peuvent survenir dans les réservoirs.

Ces réservoirs « journaliers » n'ont pas pour objectif de limiter les pointes qui ont lieu au cœur de l'hiver et de l'été. En effet, ces réservoirs (dé)stockent de la chaleur surtout pendant la mi-saison, où les besoins en chauffage et refroidissement s'équilibrent. En effet, c'est durant les périodes de mi-saison que les réservoirs vont alterner très fréquemment entre stockage et déstockage puisque le côté avec les besoins le plus important alterne, parfois à chaque pas de temps horaire. Le but de ce stockage est donc d'éviter l'alternance entre une connexion de la source tantôt du côté du condenseur et tantôt de celui de l'évaporateur. Ainsi, plutôt que de rejeter de la chaleur au temps t , puis de devoir en prélever au temps $t+1$, il suffit de stocker puis déstocker cette énergie excédentaire dans les réservoirs. De plus, c'est à la mi-saison qu'il est le plus simple d'avoir un réseau autonome, qui ne dépend pas d'une source extérieure et qui est donc plus résilient. En effet, puisque les besoins sont presque équilibrés, il suffit de peu d'énergie supplémentaire à prélever ou rejeter pour satisfaire 100 % des besoins.

Les Figure 6.20 et Figure 6.21 présentent les différents flux d'énergie contrôlés par la pompe à chaleur pour le mois d'octobre. La première figure illustre la configuration sans stockage thermique tandis que la deuxième présente le cas avec les stockages thermiques journaliers. Pendant ce mois de mi-saison, sans gestion du stockage, on voit bien que la PAC oscille entre une connexion côté condenseur et une connexion côté évaporateur. Les quantités d'énergie manquantes sont parfois

très faibles comme c'est le cas entre le 21 et le 25 octobre par exemple. Cette intermittence est résolue dans le second graphique grâce au stockage qui déstocke l'énergie stockée dans les réservoirs aux pas de temps précédents plutôt que d'utiliser la source.

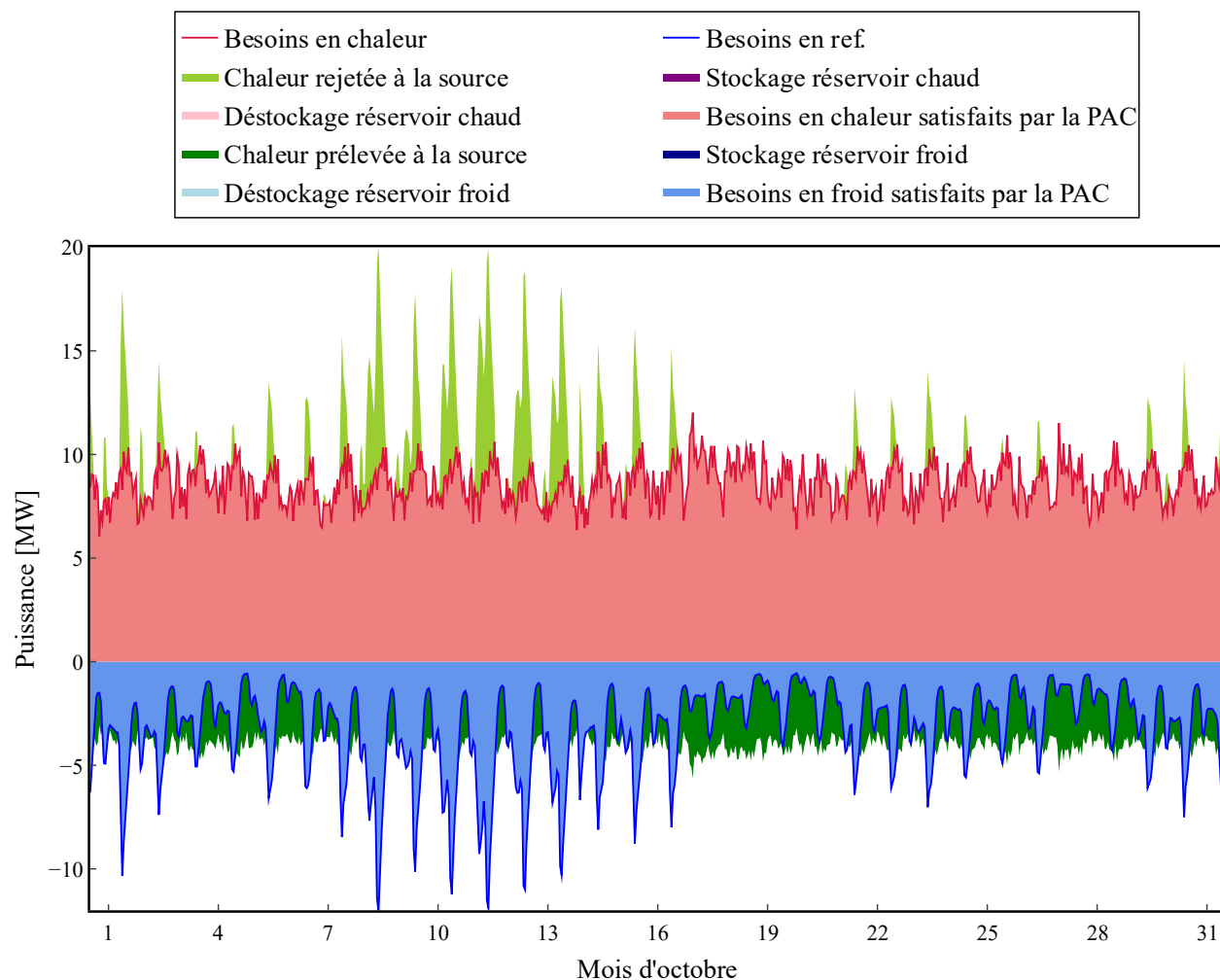


Figure 6.20 : Gestion de la source et du stockage des pompes à chaleur pour le mois d'octobre – cas sans stockage

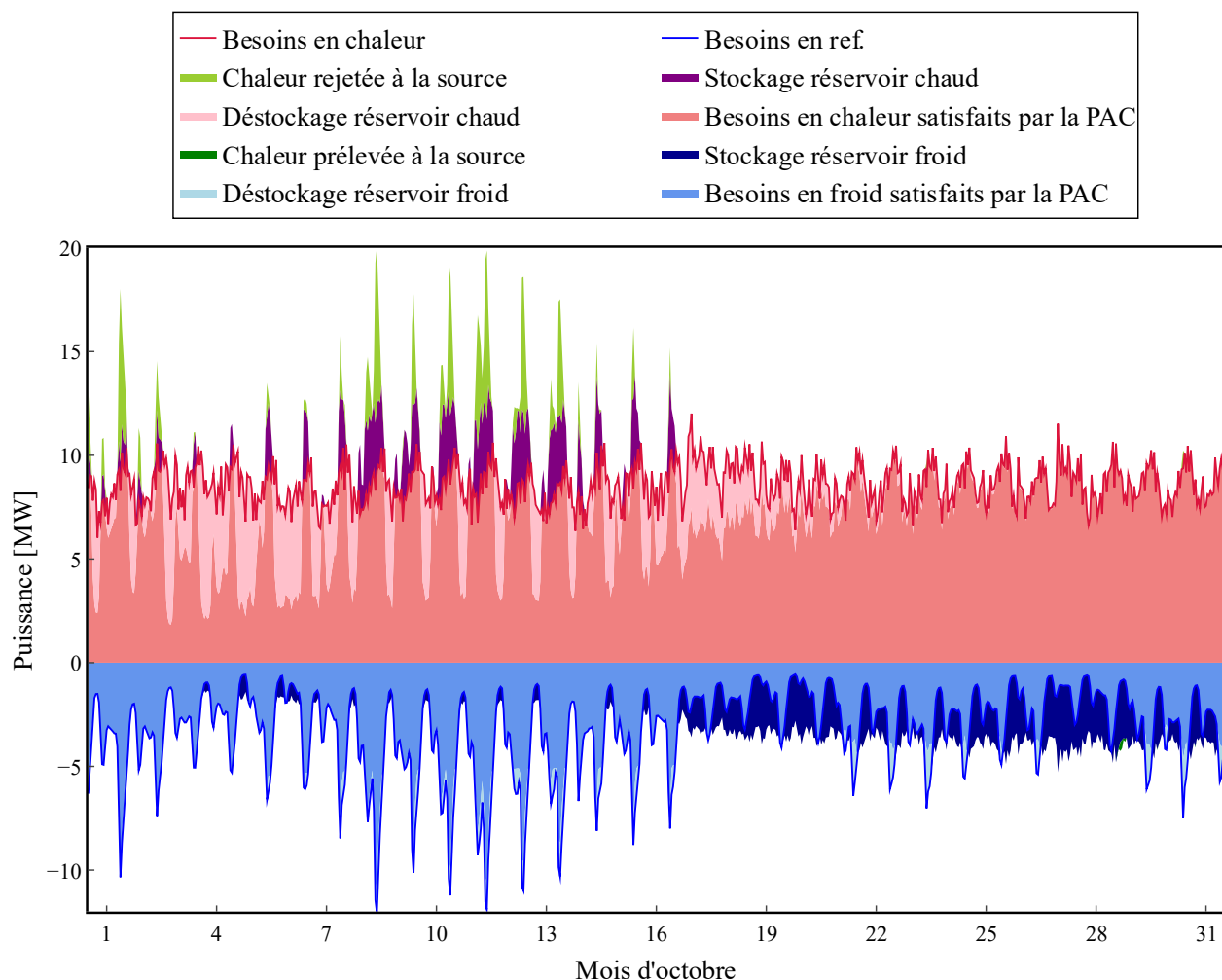


Figure 6.21 : Gestion de la source et du stockage des pompes à chaleur pour le mois d'octobre – cas avec stockage journalier

6.4.3.2 Stockage saisonnier

Un second stockage, saisonnier cette fois-ci, est testé. Les réservoirs sont dimensionnés pour pouvoir stocker de la chaleur tout l'été afin de la déstocker en hiver ou à l'inverse pour stocker du froid tout l'hiver afin de pouvoir l'utiliser en été. Les volumes de stockage ont été déterminés par essai-erreur, avec un volume final pour le réservoir chaud de 900 000 m³ et pour le réservoir froid de 1 700 000 m³. Ces stockages visent ici à limiter la pointe, à améliorer la performance du système, tout comme à réduire l'énergie à prélever/extraire de la source. Cette configuration est comparée aux quatre scénarios précédemment présentés pour évaluer l'impact du stockage sur les différents indicateurs de performance. La Figure 6.22 illustre le fonctionnement des pompes à chaleur avec la gestion du stockage et déstockage des réservoirs chauds et froid ainsi que de la

source. Concernant les besoins en chaleur, le réservoir chaud stocke de l'énergie entre juillet et septembre (*violet*), tant que ce dernier n'est pas plein. Si la chaleur ne peut être stockée, alors de la chaleur est rejetée à la source (*vert pâle*). La chaleur accumulée dans le réservoir chaud est ensuite déstockée en fin d'année, entre octobre et janvier (*rose*). Côté évaporateur, le réservoir stocke du froid de novembre à février (*bleu foncé*), tant que le réservoir n'est pas plein et en respectant le débit maximal de stockage autorisé. L'énergie restante est prélevée à la source (*vert foncé*). Au début de l'été, le réservoir déstocke le froid accumulé, limitant le recours à la source du côté condenseur.

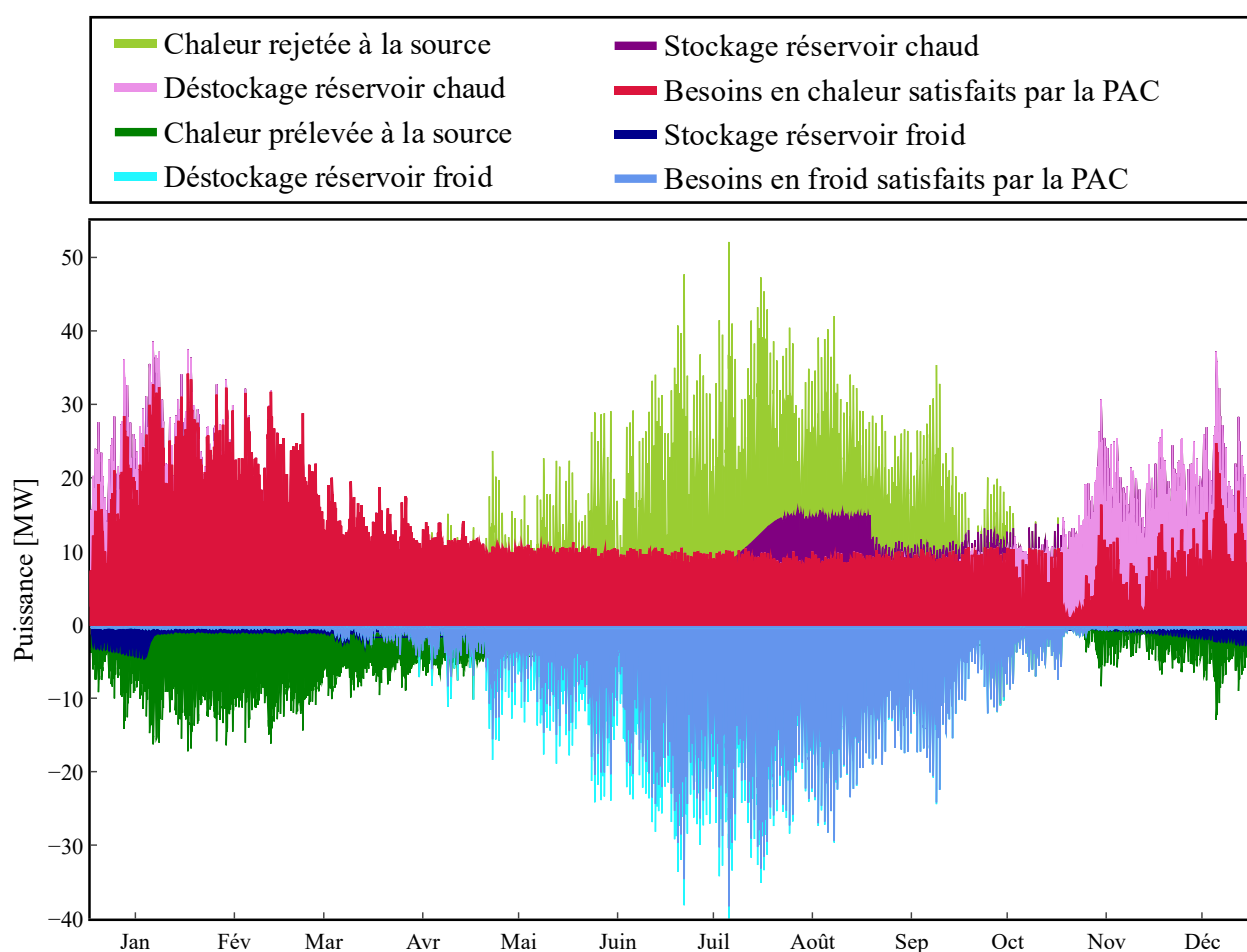


Figure 6.22 : Gestion de la source et du stockage des pompes à chaleur – stockage saisonnier

Les consommations énergétiques annuelles, incluant ce dernier scénario avec stockage saisonnier sont présentées à la Figure 6.23. Le scénario avec un stockage de 72 heures n'est pas comparé aux autres scénarios. En effet, avec un dimensionnement journalier, les résultats sont similaires au

scénario sans stockage, d'où le choix de ne pas le représenter. Cependant, les résultats détaillés avec les différents indicateurs de performance sont présentés dans le tableau en annexe D.

Comme on s'y attendait, l'intégration des réservoirs saisonniers dans le dernier scénario permet de limiter la consommation électrique annuelle par rapport à un scénario avec réseaux sans stockage. En effet, l'énergie qui est déstockée des réservoirs est de l'énergie en moins à produire par la PAC, ce qui réduit la consommation électrique annuelle.

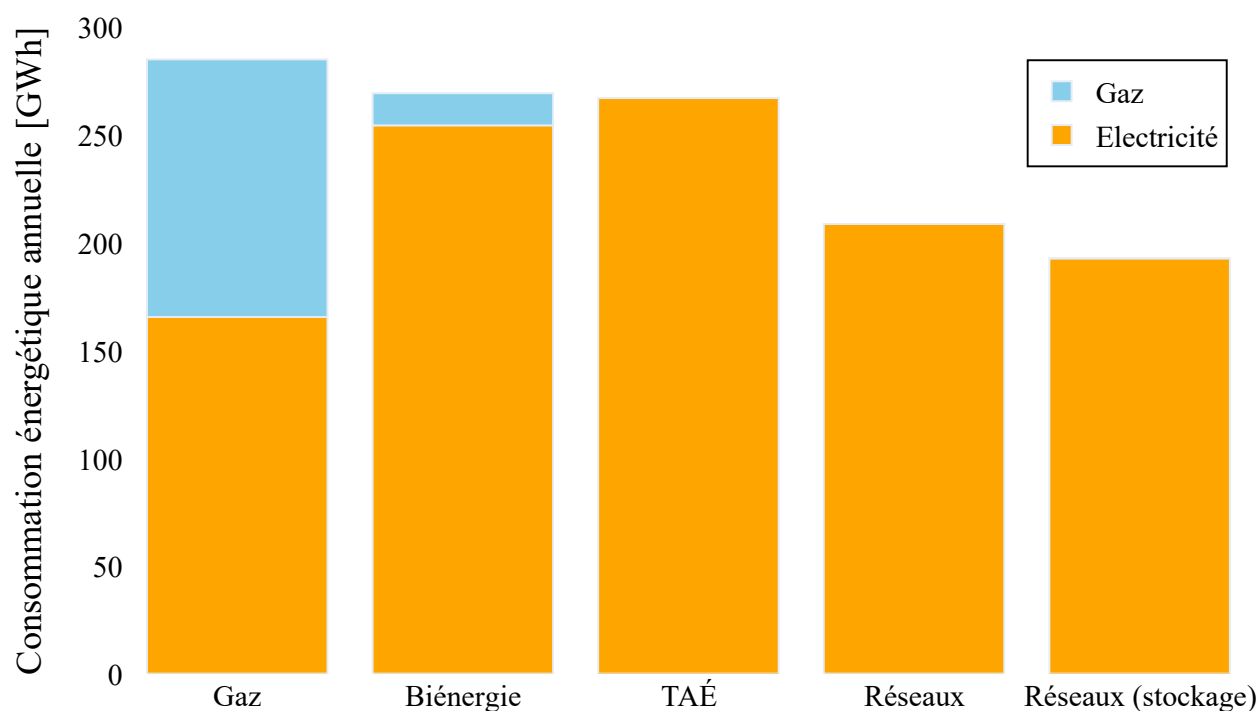


Figure 6.23 : Consommations énergétiques annuelles – comparaison des cinq scénarios

La Figure 6.24 montre les pointes mensuelles des trois scénarios de référence et des deux scénarios avec réseaux, sans et avec stockage saisonnier. L'ajout de stockage a un effet sur les pointes mensuelles du début de l'été (mai, juin, juillet) et du début de l'hiver (novembre, décembre, janvier). En effet, pendant l'hiver, le réservoir de froid est rempli, ce qui lui permet, au début de l'été, lorsque les besoins en refroidissement sont plus importants, d'avoir une grande quantité de froid à déstocker. Ce déstockage permet de limiter drastiquement la pointe en mai et juin. Après ces deux mois, le réservoir est presque vide, d'où le fait que la pointe est presque la même que pour le scénario sans stockage. De la même façon, une grande quantité de chaleur est déstockée du réservoir chaud en novembre et décembre, réduisant la pointe électrique. Le stockage chaud libère sa chaleur stockée au cours des mois précédents. A l'inverse, lors du début d'année, le réservoir

chaud est presque vide, donc ne déstocke que très peu ou pas de chaleur, ce qui a pour effet de ne pas limiter la pointe.

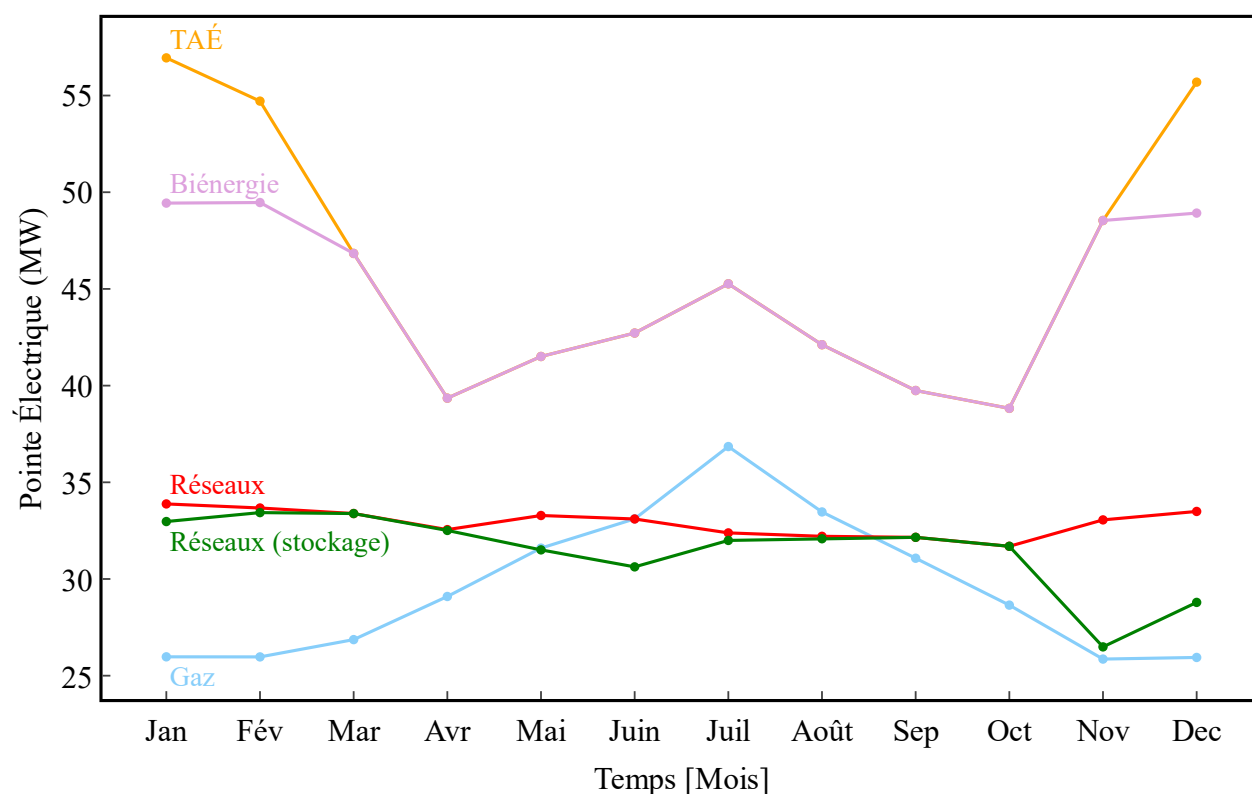


Figure 6.24 : Pointes électriques mensuelles des cinq différents scénarios étudiés

Enfin, la Figure 6.25 illustre la répartition des scénarios en fonction de leurs émissions de GES (axe des ordonnées) et de leur pointe électrique annuelle (axe des abscisses). L'intégration du stockage thermique influence peu les résultats car la pointe électrique de certains mois n'est pas modifiée et les émissions de GES causées par la consommation d'électricité au Québec sont faibles.

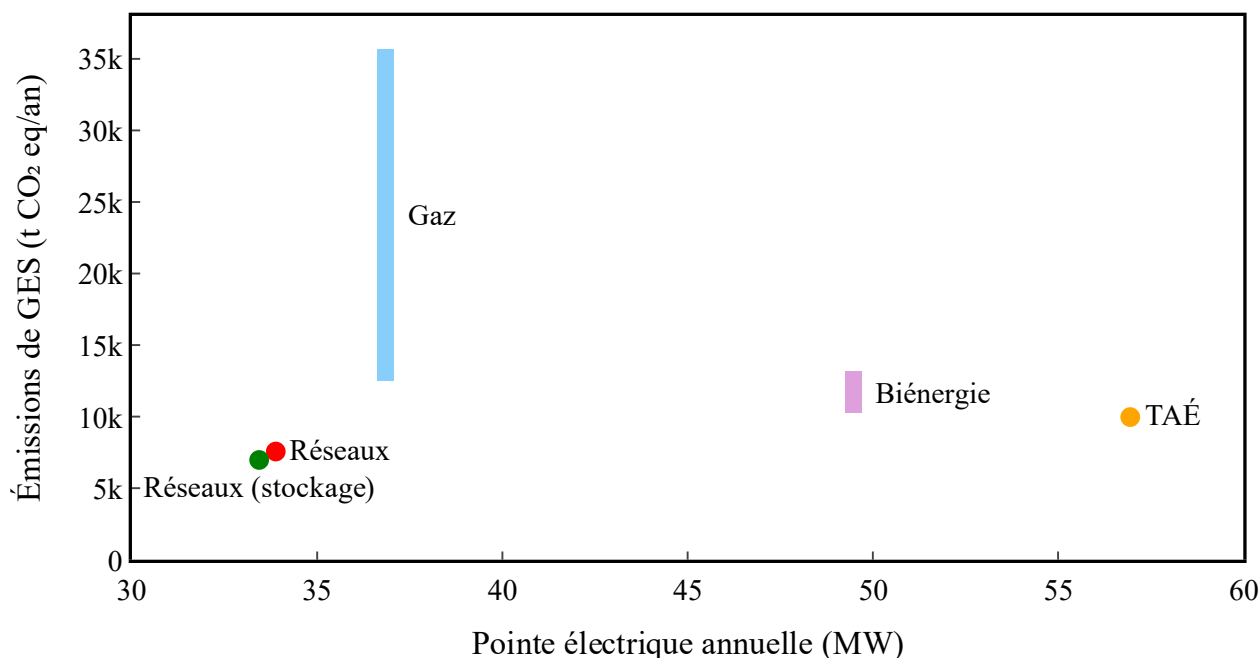


Figure 6.25 : Répartition des cinq scénarios selon leurs émissions de gaz à effet de serre annuelles et leur pointe électrique annuelle.

6.5 Discussions sur les résultats obtenus

- ❖ Les réseaux de chaleur permettent de supprimer les rejets thermiques vers l'atmosphère (63 GWh annuels avec une pointe de 56 MW) en réinjectant la chaleur extraite soit dans la boucle chaude, soit dans un puits renouvelable, limitant ainsi le phénomène d'îlots de chaleur.
- ❖ Les pertes de chaleur dans les tuyaux de la boucle chaude s'élèvent à 2.7 GWh/an, soit 2.6 % des besoins annuels en chaleur tandis que les gains en chaleur de la tuyauterie froide s'élèvent à 0.3 GWh/an, soit 0.6 % des besoins en refroidissement. La consommation des pompes est de 1.7 GWh/an, avec 1.026 GWh pour le réseau chaud (soit 1 % des besoins totaux en chaleur) et de 0.708 GWh pour le réseau froid (soit 2 % des besoins totaux en refroidissement).
- ❖ Pour le scénario au gaz, la pointe estivale des besoins en climatisation correspond à la pointe électrique, ce qui est cohérent car seuls les besoins en climatisation sont comblés par un système électrique (pompe à chaleur).

- ❖ Dans le cas d'une décarbonation avec une électrification individuelle (passage de gaz à TAÉ), la consommation électrique augmente de 61 %, la pointe électrique de 54 % mais les émissions de GES sont diminuées de 72 %.
- ❖ La biénergie, deuxième solution de décarbonation envisagée, permet de réduire les émissions de GES de 61 % mais fait augmenter la consommation électrique annuelle de 54 % et la pointe électrique de 35 % par rapport au scénario au gaz.
- ❖ L'ajout d'un réseau de partage de chaleur et de froid permet de diminuer simultanément la pointe électrique et les émissions de GES. En effet, la pointe électrique est diminuée de 40 % par rapport au scénario « TAÉ » et de 8 % par rapport au scénario « gaz » et les émissions de GES sont réduites de 24 % par rapport au scénario « TAÉ » et de 79 % par rapport au scénario « gaz » (avec l'utilisation de gaz de source fossile). Le scénario avec réseaux présente une pointe électrique et des émissions de GES plus faibles que tous les scénarios étudiés, aussi bien avec du gaz naturel que du gaz de source renouvelable. La consommation électrique annuelle (209 GWh) est quant à elle diminuée de 22 % par rapport au scénario TAÉ (267 GWh) mais augmente de 26 % par rapport au scénario avec chauffage au gaz (166 GWh). La consommation d'énergie totale (gaz + électricité) du scénario avec réseaux diminue 26 % par rapport au scénario Gaz (285 GWh à 209 GWh) et de 22 % par rapport au scénario TAÉ (267 GWh à 209 GWh).
- ❖ L'ajout d'un stockage saisonnier permet de rendre le scénario avec réseaux thermiques encore plus pertinent, puisqu'il permet de réduire les émissions de GES de 8 % et la consommation électrique annuelle de 8 % (de 209 GWh à 193 GWh) par rapport au scénario avec réseaux sans stockage. Cependant, il ne diminue la pointe électrique que de 1 % par rapport au cas sans stockage (de 33.9 à 33.4 MW).
- ❖ L'ajout des réservoirs de chaleur et de froid permet cependant de limiter la dépendance à la source, en privilégiant le (dé)stockage. En effet, les réservoirs saisonniers permettent de restreindre les rejets annuels vers le puits thermique de 147 GWh à 115 GWh, soit une diminution de 22 %. De même, la chaleur prélevée à la source est diminuée de 20 % (80 GWh à 64 GWh). Les pointes de rejets en été et prise thermiques en hiver sont elles aussi réduites respectivement de 12 % (59 MW à 52 MW) et de 10 % (42 MW à 38 MW) ; ce qui est particulièrement intéressant si l'énergie disponible de la source est limitée.

- ❖ Le dimensionnement des réservoirs thermiques, qu'il s'agisse du stockage journalier ou saisonnier, n'a pas été optimisé, ce qui a pour conséquence des volumes très importants, pas réalistes dans un contexte d'application réelle. L'objectif de l'intégration de ces stockages dans le modèle n'était pas de proposer une solution optimisée, ni techniquement réalisable, mais plutôt de démontrer l'intérêt du stockage thermique pour améliorer la flexibilité du système et de valider le bon fonctionnement du modèle.
- ❖ Les pertes thermiques associées au réservoir saisonnier de chaleur atteignent 59 GWh, tandis que le réservoir saisonnier de froid a des gains en chaleur de 32 GWh. Ces valeurs élevées illustrent une nouvelle fois l'absence d'optimisation et les limites du modèle concernant la gestion du stockage thermique.
- ❖ Suite aux résultats obtenus, on constate que le stockage n'est pas assez bien géré et optimisé. En effet, pour réellement avoir un impact sur la pointe, il faudrait pouvoir décider des moments où les réservoirs déstockent leur énergie (lorsque la source est trop froide, lorsque le débit de la source est limité ou lorsqu'un épisode de pointe électrique d'Hydro-Québec a lieu par exemple). Le but de cet exercice de modélisation était de démontrer l'utilité du modèle proposé ; une optimisation plus fine des volumes de stockage et de leur gestion devrait être réalisée pour obtenir des conclusions sur la pertinence et le dimensionnement du stockage thermique.
- ❖ De plus, un indicateur de performance clé n'a pas été pris en compte dans cette étude : le critère économique. En effet, au-delà des émissions de gaz à effet de serre, et de la puissance appelée sur le réseau, un facteur crucial pour l'implémentation de réseaux thermiques dans un futur quartier est la question économique, cruciale dans les décisions de décarbonation.

CHAPITRE 7 CONCLUSIONS ET DISCUSSIONS

L'objectif principal de ce mémoire était d'améliorer la modélisation des réseaux thermiques afin d'évaluer leur potentiel dans la décarbonation des bâtiments au Québec, en intégrant les interactions entre les besoins en chauffage et refroidissement, la récupération de chaleur et le stockage thermique. Pour ce faire, un modèle de pompe à chaleur a été développé dans le logiciel de simulation TRNSYS, permettant de représenter différents modes de fonctionnement (chauffage, refroidissement, effet utiles simultanés) et intégrant la gestion d'une source extérieure et d'un système de stockage de chaleur et de froid. Ce modèle a ensuite été appliqué à un quartier montréalais, dans le but d'illustrer l'utilité du modèle pour évaluer la pertinence des réseaux de partage de chaleur et de froid face à d'autres stratégies de décarbonation.

7.1 Résumé des contributions

Une nouvelle carte de performance pour les modèles de pompe à chaleur a été proposée. Cette dernière est basée sur une matrice tridimensionnelle qui calcule la performance de la PAC à partir des températures de sortie et d'une nouvelle variable définissant l'index d'opération du compresseur. Cette approche permet notamment de modéliser des pompes à chaleur opérant avec deux effets utiles simultanés.

Un modèle de pompe à chaleur multi-modes a été développé. Notamment, le mode simultané permet de gérer en priorité la récupération de chaleur entre les besoins en chaleur et en froid simultané, puis, en cas de déséquilibre, d'utiliser une source ou un puits thermique afin de satisfaire l'intégralité des besoins des bâtiments.

En plus de la gestion de cette source (ou puits) de chaleur, une stratégie de gestion du stockage thermique a été intégrée au modèle afin d'améliorer la récupération de chaleur, de limiter la dépendance à une source externe et d'améliorer la performance des réseaux thermiques.

Enfin, le modèle a été testé pour le quartier de Namur-Hippodrome à Montréal. Une comparaison avec des scénarios de décarbonation classiques (biénergie et TAÉ) a permis de démontrer la pertinence des réseaux de partage de chaleur, tant en termes de réduction des émissions de GES que de limitation de la pointe électrique.

7.2 Contributions personnelles

Au-delà du travail de recherche présenté dans ce mémoire, plusieurs contributions académiques et scientifiques ont été réalisées durant cette maîtrise :

❖ Enseignement :

- Assistance dans la correction des copies dans les cours de « Modélisation énergétique des bâtiments » (ENE6510) et « Énergie solaire et applications » (MEC6214) ;
- Encadrement d'étudiants en tant que répétitrice dans le cours de « Éléments de mécanique du bâtiment » (MEC8254).

❖ Communication/vulgarisation scientifique :

- Réalisation d'un poster intitulé « Les réseaux de partage de chaleur : un atout pour la décarbonation » pour l'Institut de l'Énergie Trottier (IET) ;
- Participation à l'évènement du 5 en 5 du Réseau Énergie et Bâtiments (REB), avec une présentation du projet de recherche en 5 diapositives et 5 minutes ;
- Co-présentation du webinaire organisé par le Réseau Énergie et Bâtiments intitulé « 4G, 5G : quels sont les réseaux thermiques pour le Québec ».
- Rédaction d'un article scientifique intitulé « *A TRNSYS modeling approach to optimize the design and operation of heat pump systems in district energy networks* » accepté à la conférence IBPSA Building Simulation 2025.
- Participation à une conférence scientifique et présentation orale de cet article lors de la conférence BS2025 à Brisbane en août 2025.

❖ Étude appliquée : co-réalisation d'une étude d'opportunité pour le développement d'un réseau thermique pour le quartier Namur-Hippodrome à Montréal, mené en collaboration avec Atis et Écohabitation. Rédaction du rapport sur la modélisation des réseaux de chaleur du quartier.

❖ Développement d'un nouveau type TRNSYS, qui sera prochainement mis à disposition en open source accompagné d'un guide utilisateur.

L'ensemble de ces activités a favorisé une formation complète, à la fois scientifique, académique et technique, en consolidant des compétences en recherche, en enseignement et en communication.

7.3 Discussions et perspectives de recherche

Plusieurs limites du modèle proposé ont été identifiées.

Tout d'abord, l'analyse des résultats met en évidence une gestion non optimale du stockage thermique. Dans le modèle actuel, le déstockage est déclenché dès que la pompe à chaleur requiert une énergie thermique supplémentaire, de manière systématique et prioritaire par rapport à la source externe, sans décider de la quantité déstockée. Or, pour limiter plus efficacement la puissance appelée en période de pointe, il serait pertinent d'ajouter des logiques de contrôle de déstockage, par exemple lorsque la température de la source est trop basse, lorsque le débit disponible est limité, ou encore lors d'épisodes de fortes demandes énergétiques. Le modèle devrait ainsi être en mesure d'évaluer, à chaque pas de temps, s'il faut déstocker ou non, de déterminer la quantité d'énergie à extraire du réservoir, voire de forcer le stockage dans certains cas avant des pointes de demande, afin d'optimiser la performance du système et de limiter les volumes de stockage.

Deuxièmement, l'évaluation de l'impact des réseaux repose principalement sur deux indicateurs de performance cruciaux dans les enjeux de carboneutralité au Québec : les émissions de gaz à effet de serre et la pointe de puissance électrique. Cependant, l'aspect économique constitue également un pilier essentiel pour la mise en œuvre concrète de réseaux thermiques dans un futur quartier. Les coûts d'investissement, d'opération, de maintenance, ainsi que les subventions n'ont pas été abordés dans cette étude, alors qu'ils peuvent avoir une influence déterminante dans les décisions.

De plus, le modèle développé évalue, à chaque pas de temps horaire, les besoins en chaleur et de froid, puis effectue des itérations pour déterminer les puissances thermiques issues de la récupération, de la source externe et du stockage. Cette approche permet de représenter de manière dynamique et précise les transferts énergétiques, tout en limitant le temps de calcul grâce à des pas de temps horaires et en évitant le recours à des logiques de contrôle trop complexes. Toutefois, cette méthode ne reflète pas les stratégies de contrôle d'un système réel. Dans un réseau réel, les contrôles s'effectuent sur des pas de temps très courts à l'aide de régulateurs locaux (par exemple proportionnel – intégral – dérivatif, PID) dont les consignes sont ajustées par un niveau de contrôle

de supervision. Les modes d'opération des PAC sont ajustés en réponse à des valeurs mesurées, et non en « essayant » différents modes dans un processus itératif. Le choix fait ici de privilégier un schéma de simulation simple et un pas de temps relativement long (15 minutes à une heure) empêche de modéliser finement le fonctionnement des régulateurs locaux, et donc d'optimiser leur conception.

Il est également important de souligner que la comparaison entre scénarios avec et sans réseau thermique ne porte pas seulement sur l'opposition entre systèmes centralisés et individuels, mais aussi sur la différence de performance entre pompes à chaleur et chaudières. Pour évaluer plus rigoureusement l'effet de la mutualisation, une comparaison entre un scénario avec PAC centralisée et un scénario avec PAC individuelles (chauffage et climatisation) aurait pu être réalisée. Ce scénario intermédiaire aurait probablement conduit à de meilleures performances que les chaudières individuelles, réduisant ainsi l'écart observé avec le réseau centralisé. Néanmoins, une telle configuration reste peu réaliste dans un climat froid comme celui de Montréal, en raison de la taille importante qu'exigeraient les PAC individuelles, du bruit associé et des rejets thermiques conséquents qu'elles engendreraient.

Aussi, l'étude de cas considère comme source thermique le réseau d'eaux usées de la ville. D'autres options ont toutefois été étudiées, mais finalement écartées, telles que le fleuve Saint-Laurent ou encore la géothermie conventionnelle et la géothermie à puits à colonne permanente (PCP). Chacune de ces alternatives présente en effet des défis spécifiques. Dans le cas des eaux usées, les conduites peuvent être enfouies à de grandes profondeurs, entraînant des besoins énergétiques importants pour le pompage. De plus, les échangeurs de chaleur présentent des performances limitées avec ce type d'effluent, tandis que les débits disponibles sont très variables et parfois insuffisants. Concernant le fleuve, la contrainte principale réside dans la température hivernale, proche de 0 °C, qui rend l'extraction de chaleur pratiquement impossible. Aussi, la distance entre le fleuve et le quartier Namur-hippodrome ne favorise pas la mise en œuvre de cette solution. Enfin, la géothermie conventionnelle comme la géothermie PCP impliqueraient des coûts d'investissement considérablement plus élevés et nécessiteraient des superficies de terrain gigantesques, ce qui compromet leur faisabilité technique.

Les émissions de GES présentées dans cette étude correspondent uniquement à la phase opérationnelle, c'est-à-dire aux émissions liées à la consommation de gaz et d'électricité, ainsi qu'à celles associées aux réfrigérants. Toutefois, les résultats pourraient être différents si l'analyse avait couvert l'ensemble du cycle de vie des scénarios. En effet, une analyse de cycle de vie (ACV) complète désavantagerait probablement les scénarios avec réseaux thermiques, en raison des importants besoins en infrastructures, avec notamment plusieurs kilomètres de conduites à fabriquer, installer et enterrer, et contenant des matériaux dont la recyclabilité reste limitée. À l'inverse, les scénarios décentralisés, reposant sur des équipements plus simples tels que des plinthes électriques, engendreraient des impacts moindres lors de la phase de construction et de fin de vie.

Enfin, le modèle proposé repose sur une seule pompe à chaleur centralisée, pouvant théoriquement couvrir l'ensemble des besoins du réseau, avec une capacité très importante et peu réaliste. Dans un contexte réel, un réseau thermique serait plutôt constitué de plusieurs pompes à chaleur fonctionnant en parallèle, avec des capacités plus faibles, des régulations ON/OFF, et des modes de fonctionnement et températures pouvant être différents d'une unité à l'autre. Le nombre de PAC fonctionnant réellement entre les deux températures de consigne dépendrait de la simultanéité des besoins. Afin de mieux représenter la réalité, il serait donc préférable de modéliser un banc de pompes à chaleur avec des paramètres distincts, ce qui permettrait une simulation plus fidèle des réseaux thermiques urbains.

Ainsi, deux perspectives de recherche se dessinent.

Une première perspective serait d'améliorer la gestion et le dimensionnement du stockage thermique, en intégrant davantage de logiques de contrôle, capables de déterminer non seulement quand stocker ou déstocker, mais aussi quelle quantité d'énergie. Cela permettrait d'optimiser l'utilisation des réservoirs, tant pour mieux limiter les pointes électrique que pour limiter le volume des cuves thermiques.

La seconde piste serait d'intégrer une évaluation économique dans les critères de performance du système. En ajoutant des indicateurs comme les coûts d'investissement (CAPEX), les coûts d'exploitation (OPEX) et le temps de retour sur investissement, il serait possible de mieux comparer les scénarios et le choix des installations dans un contexte de planification réelle.

Enfin, afin de concrétiser ce projet, le nouveau type TRNSYS développé sera prochainement mis à disposition en open source, accompagné d'un guide utilisateur, afin de permettre son utilisation par tous.

RÉFÉRENCES

- 7-Technologies. (2012). *Termis* (Version 2.093) [Computer software].
- Allegrini, J., Orehounig, K., Mavromatidis, G., Ruesch, F., Dorer, V., & Evins, R. (2015). A review of modelling approaches and tools for the simulation of district-scale energy systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 52, 1391–1404. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.07.123>
- Angelidis, O., Ioannou, A., Friedrich, D., Thomson, A., & Falcone, G. (2023). District heating and cooling networks with decentralised energy substations: Opportunities and barriers for holistic energy system decarbonisation. *Energy*, 269, 126740. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.126740>
- ASHRAE. (2023). *ANSI/ASHRAE Standard 205-2023 Representation of Performance Data for HVAC&R and Other Facility Equipment*. ANSI/ASHRAE.
- Averfalk, H. (2021). *Low-Temperature District Heating Implementation Guidebook*. IEA DHC Report.
- BigLadder Software. (2025). *Engineering Reference—EnergyPlus 25.1—Plant Loop Heat Pumps—Equation Fit Water To Water Heat Pump Model*. <https://bigladdersoftware.com/epx/docs/25-1/engineering-reference/air-system-compound-component-groups.html#plant-loop-heat-pumps>
- Brown, A., Foley, A., Lavery, D., McLoone, S., & Keatley, P. (2022). Heating and cooling networks: A comprehensive review of modelling approaches to map future directions. *Energy*, 261, 125060. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125060>

- 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(December 2018), Article December 2018. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.059>
- Connolly, D., Lund, H., Mathiesen, B. V., Werner, S., Möller, B., Persson, U., Boermans, T., Trier, D., Østergaard, P. A., & Nielsen, S. (2014). Heat Roadmap Europe: Combining district heating with heat savings to decarbonise the EU energy system. *Energy Policy*, 65, 475–489. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2013.10.035>
- Crowther, H. (2000). *Application bulletin no.1—Centrifugal chillers with VFDs*. <https://www.promklimat.ru/downloads/WSC%20VFD%20bull.pdf>
- Dassault Systemes. (2020). *Dymola (Dynamic Modeling Laboratory)* [Computer software]. <https://www.3ds.com/fr/products/catia/dymola>
- Écohabitation. (2023). *Rapport de modélisation énergétique. Étude d'opportunité—Réseau thermique Namur-Hippodrome (C-RT-20230922)*. Écohabitation.
- EMD International. (2020). *EnergyPRO* [Computer software]. <https://www.emd.dk/energypro>
- Énergir. (2023). *R-4008-2017-B-0945. Énergir—Demande concernant la mise en place de mesures relatives à l'achat et la vente de gaz naturel renouvelable. Gaz Métro—12, Document 1, Preuve relative à l'étape 1. Régie de l'énergie*. https://www.regie-energie.qc.ca/fr/participants/dossiers/R-4008-2017/doc/R-4008-2017-B-0945-DemAmend-PieceRev-2023_07_12.pdf
- Filonenko, K., Howard, D. A., Buck, J., & Veje, C. T. (2019). *Comparison of two simulation tools for district heating applications*.

- Ghoubali, R., Byrne, P., Miriel, J., & Bazantay, F. (2014). Simulation study of a heat pump for simultaneous heating and cooling coupled to buildings. *Energy and Buildings*, 72, 141–149. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.12.047>
- Gouvernement du Canada. (2022). *Règlement sur les combustibles propres (RCP)—DORS/2022-140*. Ministère de la justice, gouvernement du Canada.
- Guo, Y., Wang, S., Wang, J., Zhang, T., Ma, Z., & Jiang, S. (2024). Key district heating technologies for building energy flexibility: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 189, 114017. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.114017>
- Hydro Québec. (2025). *Données Ouvertes* [Dataset]. <https://www.hydroquebec.com/documents-donnees/donnees-ouvertes/>
- Hydro-Québec. (n.d.). *Tarif Flex D*. Retrieved December 2, 2021, from <https://www.hydroquebec.com/residentiel/espace-clients/tarifs/tarif-flex-d.html>
- Hydro-Québec. (2023). *Taux d'émission de GES associés à l'électricité d'Hydro-Québec*. Hydro-Québec - Développement Durable. <https://www.hydroquebec.com/developpement-durable/documentation-specialisee/taux-emission-ges.html>
- Hydro-Québec. (2025). *Hydro-Québec—Notre énergie—L'hydroélectricité québécoise: Propre, renouvelable et faible en GES*. Hydro-Québec. <https://www.hydroquebec.com/a-propos/notre-energie.html>
- Hydro-Québec Distribution & Énergir. (2023). *R-4169-2021-B-0180. HQD-Énergir—Demande relative aux mesures de soutien à la décarbonation du chauffage des bâtiments. HQD-Énergir-8 document 1 révisé—Offre tarifaire et commerciale biénergie pour la clientèle commerciale et institutionnelle*. Régie de l'énergie. <https://www.regie->

energie.qc.ca/fr/participants/dossiers/R-4169-2021/doc/R-4169-2021-B-0180-Demande-PieceRev-2023_03_29.pdf

- IEA. (2010). *Energy Technology Perspectives 2010: Scenarios and Strategies to 2050*. International Energy Agency. <https://www.iea.org/reports/energy-technology-perspectives-2010>
- IEA. (2012). *Energy Technology Perspectives 2012*. International Energy Agency. <https://www.iea.org/reports/energy-technology-perspectives-2012>
- IEA. (2022). *The future of heat pumps*. International Energy Agency. <https://www.iea.org/reports/the-future-of-heat-pumps>
- IEA. (2023a). *Energy Technology Perspectives 2023*. International Energy Agency. <https://doi.org/10.1787/7c6b23db-en>
- IEA. (2023b, July). *Tracking Clean Energy Progress 2023*. International Energy Agency. <https://www.iea.org/reports/tracking-clean-energy-progress-2023>
- IEA-DHC. (2024). *District heating network generation definitions*. International Energy Agency District Heating and Cooling programme. https://www.iea-dhc.org/fileadmin/public_documents/2402_IEA_DHC_DH_generations_definitions.pdf
- IPCC. (2006). Chapter 7: Emissions of Fluorinated Substitutes for Ozone Depleting Substances. In *2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories—Volume 3, Industrial Processes and Product Use*. International Panel on Climate Change. <https://www.ipcc-nggip.iges.or.jp/public/2006gl/index.html>
- IPCC. (2019). Chapter 7: Emissions of Fluorinated Substitutes for Ozone Depleting Substances. In *2019 Refinement to the 2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories—*

- Volume 3, Industrial Processes and Product Use*. International Panel on Climate Change.
<https://www.ipcc-nggip.iges.or.jp/public/2019rf/index.html>
- IPCC. (2021). *Climate Change 2021: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change* (V. Masson-Delmotte, P. Zhai, A. Pirani, S. L. Connors, C. Péan, S. Berger, N. Caud, Y. Chen, L. Goldfarb, M. I. Gomis, M. Huang, K. Leitzell, E. Lonnoy, J. B. R. Matthews, T. K. Maycock, T. Waterfield, Ö. Yelekçi, R. Yu, & B. Zhou, Eds.). Cambridge University Press.
- Klein, S. A., Beckman, W. A., Mitchell, J. W., Duffie, J. A., Duffie, N. A., Freeman, T. L., Mitchell, J. C., Braun, J. E., Evans, B. L., Kummer, J. P., Urban, R. E., Fiksel, A., Thornton, J. W., Blair, N. J., Williams, P. M., Bradley, D. E., McDowell, T. P., Kummert, M., & Duffy, M. J. (2024). *TRNSYS 18 – A TRaNsient SYstem Simulation program* (Version 18.6) [Computer software]. University of Wisconsin-Madison. <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>
- Kuntuarova, S., Lickleder, T., Huynh, T., Zinsmeister, D., Hamacher, T., & Perić, V. (2024). Design and simulation of district heating networks: A review of modeling approaches and tools. *Energy*, 305, 132189. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.132189>
- Lake, A., Rezaie, B., & Beyerlein, S. (2017). Review of district heating and cooling systems for a sustainable future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 67, 417–425. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.061>
- Lemola, J. (2016). *Helsinki Expands Smart Eco-Friendly District Cooling*. <https://www.globenewswire.com/news-release/2016/6/30/1301579/0/en/Helsinki-Expands-Smart-Eco-Friendly-District-Cooling.html>

- Lund, H. (2014). *Renewable Energy Systems: A Smart Energy Systems Approach to the Choice and Modeling of 100% Renewable Solutions - Chapter 6* (2nd ed). Elsevier Science & Technology.
- Lund, H., Duic, N., Østergaard, P. A., & Mathiesen, B. V. (2018). Future district heating systems and technologies: On the role of smart energy systems and 4th generation district heating. *Energy*, 165, 614–619. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.09.115>
- Lund, H., Werner, S., Wiltshire, R., Svendsen, S., Thorsen, J. E., Hvelplund, F., & Mathiesen, B. V. (2014). 4th Generation District Heating (4GDH). *Energy*, 68, 1–11. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.089>
- MERN. (2022). *Tables de conversion utilisées pour la reddition de comptes et l'inventaire des gaz à effet de serre du secteur institutionnel*. Ministère de l'Énergie et des Ressources Naturelles. <https://transitionenergetique.gouv.qc.ca/affaires/secteurs/secteur-institutionnel/collecte-de-donnees>
- NEPLAN. (2021). *Neplan—Gas/water/heating/cooling* [Computer software]. <http://www.neplan.ch/neplanproduct/gas-water-heating>
- Oilon Selection Tool*. (2025). [Computer software]. Oilon Group.
- Osterman, E., & Stritih, U. (2021). Review on compression heat pump systems with thermal energy storage for heating and cooling of buildings. *Journal of Energy Storage*, 39, 102569. <https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102569>
- Poggi, F., Macchi-Tejeda, H., Leducq, D., & Bontemps, A. (2008). Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction. *International Journal of Refrigeration*, 31(3), 353–370. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.014>

- Rezaie, B., & Rosen, M. A. (2012). District heating and cooling: Review of technology and potential enhancements. *Applied Energy*, 93, 2–10.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.04.020>
- Schneider Electric. (2023). *EcoStruxure distric energy* (Version 8.2) [Computer software].
<https://www.se.com/es/es/download/document/EcoStruxureDisticEnergy/>
- Schweiger, G., Heimrath, R., Falay, B., O'Donovan, K., Nageler, P., Pertschy, R., Engel, G., Streicher, W., & Leusbrock, I. (2018). District energy systems: Modelling paradigms and general-purpose tools. *Energy*, 164, 1326–1340.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.193>
- Shin, D. U. (2019). *Simultaneous heating and cooling system with thermal storage tanks considering energy efficiency and operation method of the system*.
- Smith, N. R., & Henze, G. P. (2021). Modelling of Wastewater Heat Recovery Heat Pump Systems. *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*, 9(1), 0–0. <https://doi.org/10.13044/j.sdewes.d8.0330>
- Tang, C. C. (2005). *Modeling Packaged Heat Pumps in Quasi-Steady State Energy Simulation Program*. M.S. Thesis. Department of Mechanical and Aerospace Engineering [Oklahoma State University]. <https://openresearch.okstate.edu/server/api/core/bitstreams/75bae825-3f8e-4ad0-b08d-59d33b89eac3/content>
- TESS. (2024). *TESSLibs 18—Component libraries for the TRNSYS simulation environment* (Version 18) [Computer software]. Thermal Energy Systems Specialists.
- UNEP. (2015). *District Energy in Cities—Unlocking the Potential of Energy Efficiency and Renewable Energy*. United Nations Environment Programme.

- US DOE - BTO. (2025). *EnergyPlus* (Version 25.1) [Computer software]. United States Department of Energy, Building Technologies Office. <https://energyplus.net/>
- Vela Solaris. (2021). *Polysun* [Computer software]. <https://www.velasolaris.com>
- Verhoeven, R., Willems, E., Harcouët-Menou, V., De Boever, E., Hiddes, L., Veld, P. O., & Demollin, E. (2014). Minewater 2.0 Project in Heerlen the Netherlands: Transformation of a Geothermal Mine Water Pilot Project into a Full Scale Hybrid Sustainable Energy Infrastructure for Heating and Cooling. *Energy Procedia*, 46, 58–67. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.01.158>
- Ville de Montréal. (2023). *Données de température et de débit des intercepteurs du réseaux d'eaux usées (personnal communication)*.
- Ville de Montréal. (2024). *Plan directeur d'aménagement et de développement du quartier Namur-Hippodrome*. <https://www.realisonsmtl.ca/namurhippodrome>
- Whitmore, J., & Pineau, P.-O. (2025). *État de l'énergie au Québec 2025*. Chaire de gestion du secteur de l'énergie, HEC Montréal. <https://energie.hec.ca/eeq/>
- Wirtz, M., Kivilip, L., Remmen, P., & Müller, D. (2020). Quantifying Demand Balancing in Bidirectional Low Temperature Networks. *Energy and Buildings*, 224, 110245. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.110245>
- Zhao, W., Zhang, Y., Sun, C., Li, L., Li, B., & Xu, J. (2025). Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂ heat pump for heating applications. *Energy*, 318, 134896. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.134896>

ANNEXE A ORGANIGRAMMES DÉTAILLÉS

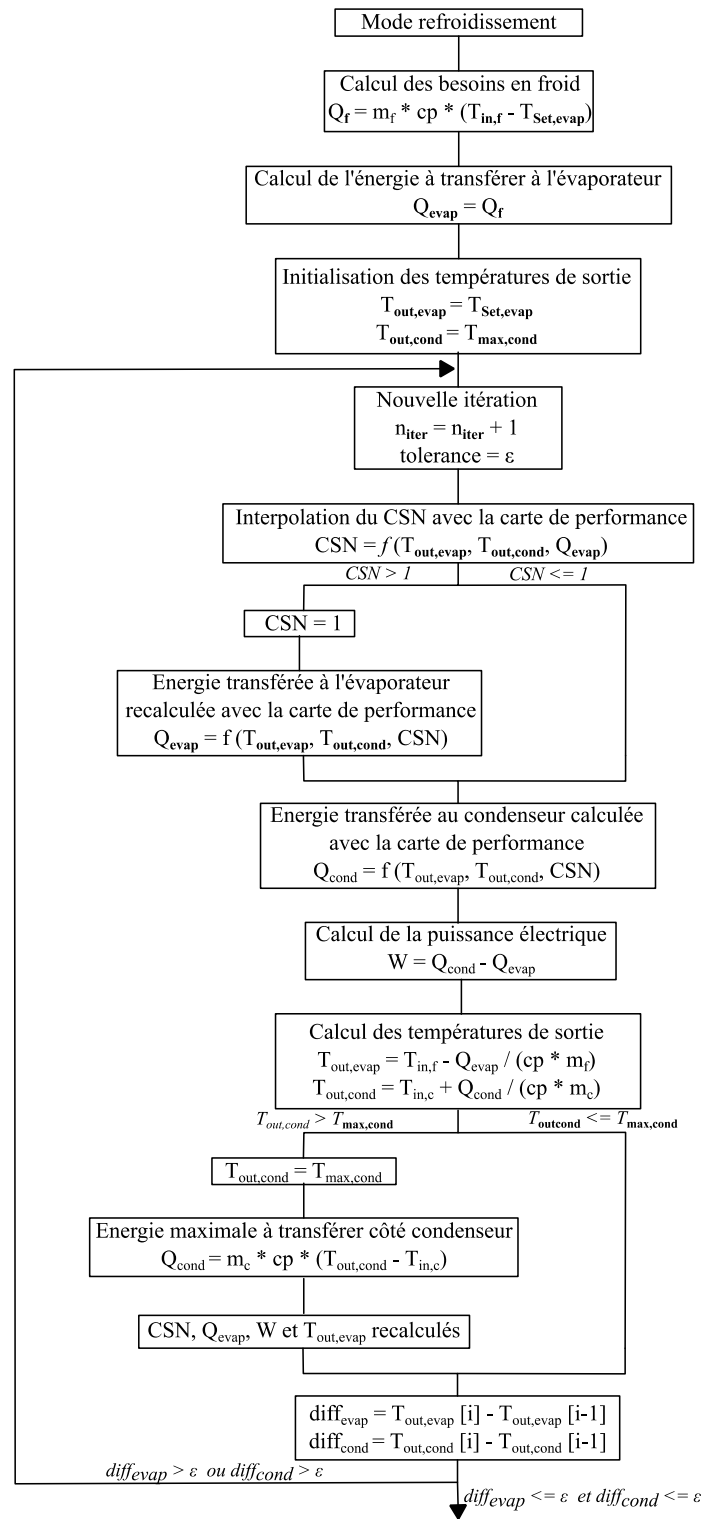


Figure A.1 : Organigramme détaillé du mode refroidissement

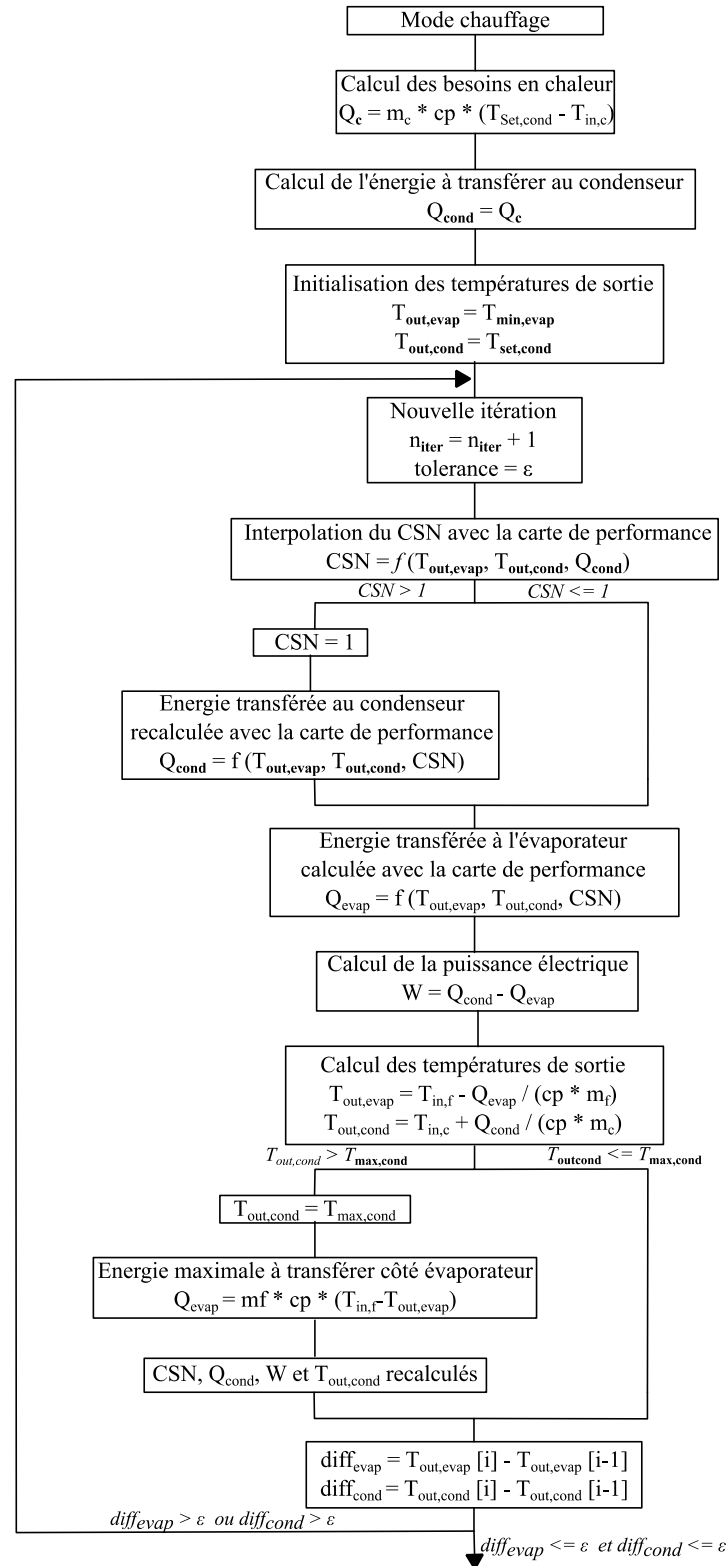


Figure A.2 : Organigramme détaillé du mode chauffage

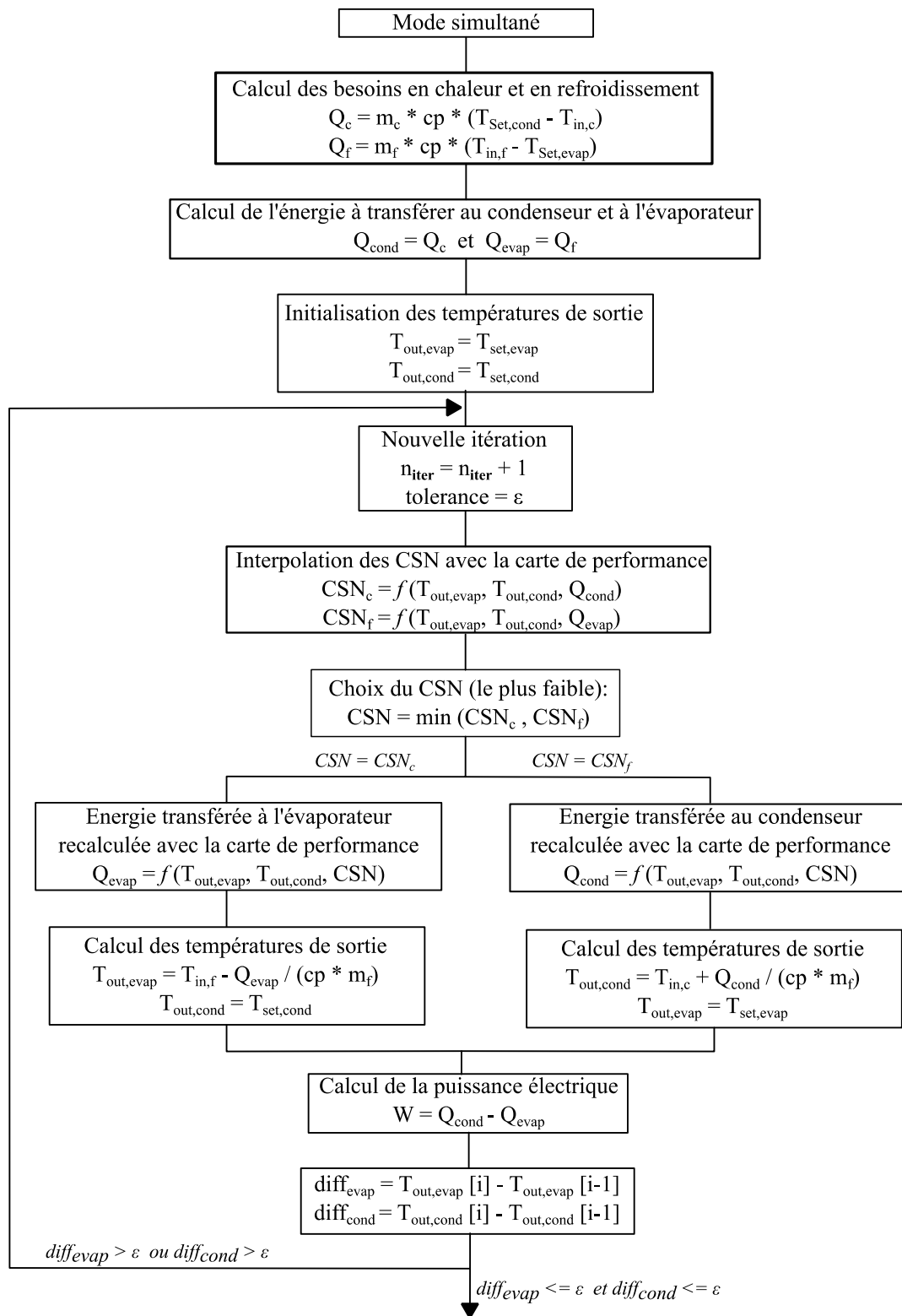


Figure A.3 : Organigramme détaillé du mode simultané (récupération de chaleur)

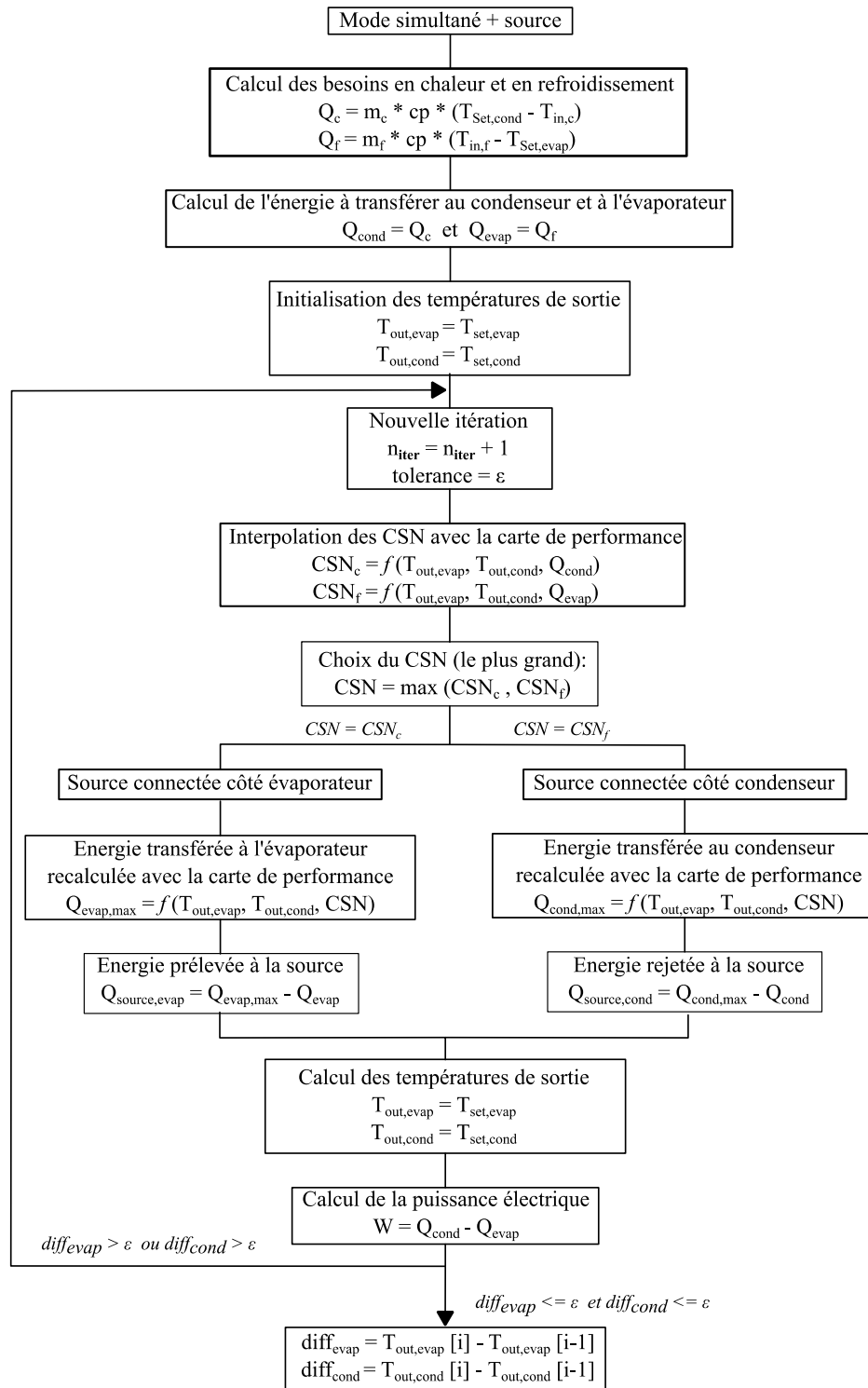


Figure A.4 : Organigramme détaillé du mode simultané (récupération de chaleur) avec gestion de la source

ANNEXE B CARTE DE PERFORMANCE

Pour établir la carte de performance, l'outil de sélection Oilon (*Oilon Selection Tool*, 2025) a été utilisé. La pompe à chaleur eau-eau P450, fonctionnant avec le réfrigérant R450A, a été choisie en raison de ses larges plages de températures d'opération, adaptées aux réseaux thermiques étudiés dans ce mémoire. Le logiciel permet de spécifier les températures d'entrée et de sortie de l'évaporateur et du condenseur, ainsi que l'index d'opération du compresseur. En effet, la PAC sélectionnée est équipée de six compresseurs, dont certains sont dotés de variateurs de fréquence (VFD, *Variable Frequency Drive*). Il est ainsi possible de moduler le CSN en réglant certains compresseurs à 0 % ou 100 % ou ajustant leur VFD.

Pour générer la carte de performance, les températures de sortie des échangeurs ont été fixées à intervalles réguliers, tandis que les températures d'entrée ont été ajustées de manière à maintenir un débit constant des deux côtés. En effet, dans la plupart des PAC ainsi que dans le modèle, le débit est constant. Le logiciel calcule ensuite la capacité de chauffage, de refroidissement, les COP chaud (COP_c) et froid (COP_f), ainsi que la puissance électrique consommée. La Figure B.1 illustre l'interface de l'outil *Oilon* utilisé.

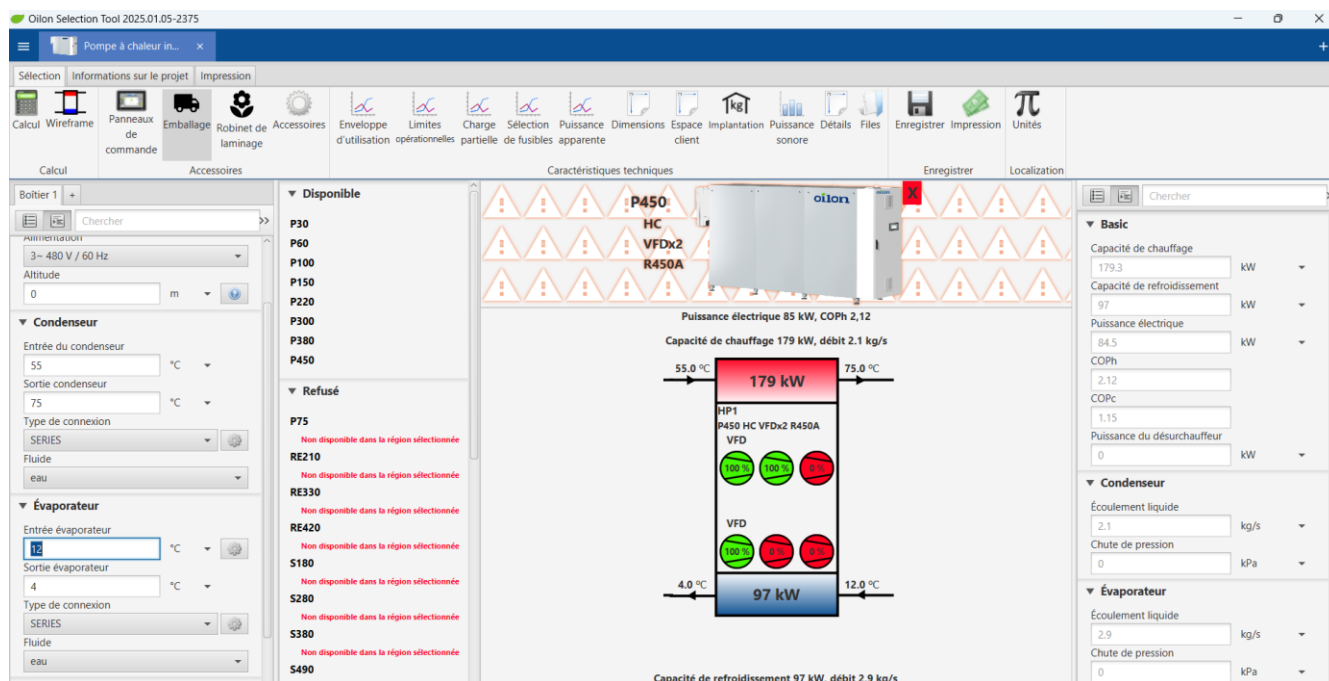


Figure B.1 : Outil de sélection Oilon

Le Tableau B.1 présente la carte de performance utilisée dans le modèle, notamment pour l'étude de cas. Bien que cette carte soit en réalité constituée de cinq « longues » colonnes avec toutes les combinaisons des 3 variables indépendantes (2 températures et *CSN*) et des 2 variables dépendantes (puissances thermiques à l'évaporateur et au condenseur), elle est ici réorganisée pour une meilleure lisibilité : les températures et les capacités sont regroupées en « sous-tableaux » pour chaque valeur du *CSN*. De plus, le *COP_c* (COP chaud), bien qu'il ne fasse pas partie de la carte de performance originale, a été ajouté afin de mieux illustrer la performance de la pompe à chaleur.

Tableau B.1 : Carte de performance générée

CSN = 20 %					CSN = 40 %				
T° sortie évap.	T° sortie cond.	Qevap norm.	QCond norm.	<i>COP_c</i>	T° sortie évap.	T° sortie cond.	Qevap norm.	QCond norm.	<i>COP_c</i>
0	45	0.549	0.335	3	0	45	1.115	0.677	3.11
10	45	0.939	0.519	3.89	10	45	1.947	1.069	4.07
20	45	1.516	0.775	5.2	20	45	3.246	1.644	5.56
0	65	0.364	0.267	2.2	0	65	0.742	0.542	2.27
10	65	0.654	0.424	2.69	10	65	1.339	0.861	2.78
20	65	1.081	0.634	3.33	20	65	2.300	1.330	3.52
0	85	0.185	0.191	1.59	0	85	0.376	0.388	1.63
10	85	0.361	0.311	1.86	10	85	0.750	0.638	1.92
20	85	0.650	0.480	2.21	20	85	1.388	1.002	2.32
CSN = 60 %					CSN = 80 %				
T° sortie évap.	T° sortie cond.	Qevap norm.	QCond norm.	<i>COP_c</i>	T° sortie évap.	T° sortie cond.	Qevap norm.	QCond norm.	<i>COP_c</i>
0	45	1.719	1.039	3.19	45	0	2.300	1.386	3.22
10	45	3.075	1.674	4.25	45	10	4.150	2.250	4.32
20	45	5.133	2.580	5.85	45	20	6.760	3.401	5.85
0	65	1.134	0.825	2.32	65	0	1.514	1.096	2.34
10	65	2.094	1.334	2.88	65	10	2.852	1.800	2.93
20	65	3.703	2.110	3.71	65	20	4.896	2.781	3.75
0	85	0.578	0.593	1.66	85	0	0.777	0.789	1.68
10	85	1.174	0.982	1.98	85	10	1.605	1.320	2.01
20	85	2.210	1.563	2.42	85	20	3.037	2.111	2.49

CSN = 100 %				
T° sortie évap.	T° sortie cond.	Qevap norm.	QCond norm.	<i>COP_c</i>
0	0	2.958	1.769	<i>3.3</i>
10	10	5.276	2.848	<i>4.41</i>
20	20	8.612	4.314	<i>6</i>
0	0	1.945	1.394	<i>2.39</i>
10	10	3.694	2.304	<i>3.01</i>
20	20	6.341	3.566	<i>3.88</i>
0	0	1.000	1.000	<i>1.71</i>
10	10	2.104	1.695	<i>2.07</i>
20	20	3.934	2.690	<i>2.56</i>

ANNEXE C CALCUL DES ÉMISSIONS DE GES LIÉES AUX RÉFRIGÉRANTS

Les émissions de GES associées aux fuites des réfrigérants utilisés dans les pompes à chaleur, les refroidisseurs et les climatiseurs sont également prise en compte. La méthodologie utilisée est celle recommandée par le Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat (GIEC), telle que formulée dans les lignes directrices de 2006 (IPCC, 2006) avec les raffinements de 2019 (IPCC, 2019). La méthode retenue est celle connue sous le nom de *Tier 2a – Emission-factor approach*.

C.1 Hypothèses

C.1.1 Émissions de réfrigérant sur la durée de vie

Les émissions totales E_{tot} (en kg de réfrigérant) sont le résultat de 4 contributions :

$$E_{tot} = E_{container} + E_{charge} + E_{lifetime} + E_{endOfLife} \quad (1)$$

$E_{container}$ représente Les émissions de réfrigérant [kg] liées aux fuites lors du transfert entre les conteneurs en vrac (40 tonnes et plus) vers des contenants de plus petite capacité. Ces émissions sont négligées ici.

E_{charge} représente les émissions de réfrigérant [kg] pendant la charge de réfrigérant dans les nouveaux équipements lors de la fabrication :

$$E_{charge} = M_0 \cdot k \quad (2)$$

Où M_0 est la masse (charge) initiale de réfrigérant [kg] dans la machine. k est le taux de fuite de réfrigérant lors de l'assemblage et du remplissage. Ce taux est compris entre 0.1 % et 3 % en général, et entre 0.2 % et 1 % pour les systèmes de climatisation / pompe à chaleur résidentiels et commerciaux ou les refroidisseurs (IPCC, 2019, Table 7-9). On a sélectionné ici la valeur la plus faible (0.2 %) en supposant que les systèmes seraient assemblés en usine. La charge initiale de réfrigérant M_0 dépend de l'application (voir plus loin).

$E_{lifetime}$ représente les émissions de réfrigérant [kg] pendant la durée de vie des équipements :

$$E_{lifetime} = \sum_{n=1}^d M_n \cdot x \quad (3)$$

Où M_n est la masse de réfrigérant [kg] dans les systèmes à l'année n , et d est la durée de vie des équipements [années]. Le taux de fuite par an, x , est exprimé en %/an. Le taux de fuite et la durée de vie dépendent des applications (voir plus loin). La masse de réfrigérant M_n diminue peu à peu lors de la durée de vie en raison des fuites, et peut augmenter si on recharge l'équipement lors d'une maintenance ou une réparation.

$E_{endOfLife}$ représente les émissions de réfrigérant [kg] à la fin de la vie des équipements :

$$E_{endOfLife} = M_0 \cdot p \cdot (1 - \eta) \quad (4)$$

Où p [%] est la fraction de la masse initiale de réfrigérant qui est présente dans l'équipement en fin de vie (donc $M_0 \cdot p$ représente la masse de réfrigérant dans le système à la fin de sa vie). η [%] est la fraction du réfrigérant qui est récupérée en fin de vie, qui va de 0 % (dans les pays où le contrôle des réfrigérants est laxiste ou inexistant) à 95 % pour les (gros) refroidisseurs.

L'équation pour les émissions de réfrigérant [kg] sur la durée de vie peut donc s'écrire :

$$E_{tot} = M_0 \cdot k + \sum_{n=1}^d M_n \cdot x + M_0 \cdot p \cdot (1 - \eta) \quad (5)$$

C.1.2 Émissions équivalentes annuelles en CO₂

Le facteur d'émission équivalente pour les réfrigérants est connu sous le nom de potentiel de réchauffement global (*PRG*), exprimé en kg de CO₂ équivalent par kg de réfrigérant. Les réfrigérants que l'on retrouve le plus souvent en pratique dans les systèmes de climatisation résidentiels est le R-410a (HFC-410a), tandis que les refroidisseurs centralisés et les pompes à chaleur à haute température pour les réseaux de chaleur utilisent le plus souvent du R-134a (HFC-134a). Le R-32 (HFC-32) est actuellement introduit sur le marché pour remplacer le R-410a, parce qu'il présente un PRG plus faible. On a supposé ici que c'était du R-32 (HFC-32) qui était utilisé pour les pompes à chaleur dans chaque bâtiment ou dans chaque unité dans les scénarios sans réseaux. Pour les scénarios avec réseaux, le réfrigérant considéré est le R-450A puisque c'est celui-ci qui est réellement utilisé dans la pompe à chaleur étudié dans le logiciel Oilon pour créer la carte de performance. Le R-450A est un mélange entre du R-134a et du R-1234ze(E).

Les valeurs utilisées pour le PRG sont les valeurs équivalentes sur 100 ans recommandées par le GIEC (IPCC, 2021). Il faut noter à ce sujet que les valeurs de PRG sur 20 ans sont parfois jugées plus pertinentes pour évaluer les GES liés aux émissions fugitives, en phase avec la nécessité d’agir rapidement (avec un horizon de 20 ans plutôt que 100 ans) pour réduire le changement climatique. Le fait de considérer le PRG sur 20 ans multiplierait les émissions équivalentes par 3.5 pour le R-32 et 2.7 pour le R-450A.

$$PRG_{HFC-32,100\text{-year}} = 771 \text{ [kgCO}_2\text{,eq/kg]}$$

$$PRG_{HFC-450A,100\text{-year}} = 643 \text{ [kgCO}_2\text{,eq/kg]}$$

Les émissions équivalentes en tonnes de CO₂ par an sont donc calculées comme suit (1000 est un facteur de conversion entre les tonnes et les kg) :

$$E_{GES,eq} \left[\frac{t_{CO_2}}{y} \right] = \frac{E_{tot}}{d} \cdot \frac{PRG}{1000} \quad (6)$$

Où E_{tot} est la quantité totale de réfrigérant émise [kg] pendant la durée de vie (d années).

C.1.3 Masse (charge) de réfrigérant dans les systèmes mécaniques

La masse de réfrigérant dépend de la taille de la machine, et il est donc pratique de l’exprimer en fonction de la puissance nominale de la pompe à chaleur ou du climatiseur :

$$M_0 = m \cdot P_{rated} \quad (7)$$

Où P_{rated} est la puissance nominale de la machine [kW], et m est la charge spécifique de réfrigérant par unité de puissance [kg/kW].

Il faut noter que m n’est pas constant : les machines centralisées les plus grandes utilisent souvent moins de réfrigérant, proportionnellement, que les petits systèmes résidentiels, et auront donc un taux m plus petit. Certains systèmes distribués (tels que les systèmes VRF, pour *Variable Refrigerant Flow*) ont également des longueurs de tuyaux plus grandes qui demandent une charge de réfrigérant plus élevée.

Une charge spécifique m de 0.3 kg/kW a été retenue pour tous les systèmes. Cette valeur est légèrement supérieure à celles présentées par Poggi et al. (2008) pour des équipements résidentiels split (de 0.24 kg/kW à 1 kg/kW) et des refroidisseurs ou pompes à chaleur eau/eau (0.2 kg/kW), l’estimation des GES liées aux réfrigérants sera donc conservatrice (c’est-à-dire probablement surestimée légèrement).

C.1.4 Taux d'émission de réfrigérant (choix de k , d , x , p , et η)

Tel que mentionné plus haut, le taux d'émission k au remplissage initial est fixé à 0.2 %.

Le taux de fuite annuel x dépend de l'application. La récente mise à jour des lignes directrices du GIEC (IPCC, 2019, Table 7-9) donne des valeurs représentatives de 2 % à 15 % pour les refroidisseurs, et de 1 % à 10 % pour les systèmes résidentiels et commerciaux (y compris les pompes à chaleur). Les Tables 7A.1 à 7A.3 (IPCC, 2019) présentent des résultats d'études en Californie, au Japon et en Allemagne, qui donnent une gamme de valeurs assez large qui ne montrent pas de tendance nette par rapport à la taille des équipements.

Pour les systèmes résidentiels sans réseaux, un taux de fuite $x = 6.7$ % a été appliqué et la durée de vie des équipements d a été fixée à 10 ans. Le taux est dans la fourchette probable et cette valeur exacte a été choisie parce qu'elle résulte en une quantité de réfrigérant restante correspondant à 50 % de la masse initiale après 10 ans. On considère généralement qu'un équipement doit être remplacé ou rechargé en réfrigérant lorsque la charge est en-dessous de la moitié de la charge originale, donc les valeurs de d et de x sont cohérentes.

Pour les pompes à chaleur centralisées des réseaux, un taux de fuite de 3.4 % et une durée de vie de 20 ans ont été supposés. Ces hypothèses permettent là aussi de supposer que la charge de réfrigérant en fin de vie sera de 50 % de la valeur initiale.

La masse de réfrigérant annuelle est calculée à partir de la masse initiale et du taux de fuite initial. On suppose qu'on recharge les systèmes s'ils atteignent un taux de charge inférieur à 50 %. Avec les taux de fuite et les durées de vie choisis, cette situation ne se produit pas (elle se produirait exactement à la fin de vie utile). Si on choisissait des hypothèses différentes, on pourrait tenir compte du remplissage en lui appliquant le même taux d'émission initial k que lors de l'installation de l'équipement.

Avec les hypothèses retenues pour les fuites annuelles et les remplissages de maintenance, tous les systèmes terminent leur vie utile avec 50 % du réfrigérant présent (le taux p vaut donc 50 %). Le taux de récupération η est estimé à 50 % pour les systèmes résidentiels et 80 % pour les systèmes centraux (à l'échelle des réseaux de chaleur).

C.1.5 Puissance installée des équipements

La puissance des différents équipements est celle obtenue par les simulations. En réalité, la puissance installée serait probablement supérieure aux résultats de simulation, parce que les procédures de dimensionnement prennent en compte des conditions plus rigoureuses et des facteurs de sécurité, mais ceci n'est pas pris en compte ici.

C.2 Résultats des calculs d'émission pour les différents scénarios

C.2.1 Scénarios sans réseaux

- Puissance totale des pompes à chaleur / climatiseurs centralisés : $P_{rated} = 41755 \text{ kW}$
- Charge spécifique : $m = 0.3 \frac{kg}{kW}$
- Masse de réfrigérant initiale : $M_0 = 41755 \cdot 0.3 = 12527 \text{ kg}$, taux de fuite initial : $k = 0.2 \%$
- Et donc $E_{charge} = M_0 \cdot k = 12527 \cdot 0.002 = 25.1 \text{ kg}$
- Taux de fuite annuel : $x = 6.7 \%$, durée de vie : $d = 10 \text{ ans}$
- Et donc $E_{lifetime} = \sum_{n=1}^d M_{n-1} \cdot x$ avec $M_{n-1} = M_0 \cdot (1 - x)^{n-1}$
- $E_{lifetime} = M_0 \cdot \sum_{n=1}^d x (1 - x)^{n-1} = M_0 \cdot (1 - (1 - x)^d) = 12527 \cdot (1 - (1 - 0.067)^{10}) = 6266 \text{ kg}$
(on retrouve bien le fait qu'on a perdu la moitié de la charge initiale en 10 ans, et qu'il reste donc la moitié de la charge initiale dans le système à la fin de la durée de vie de 10 ans)
- Masse de réfrigérant restante en fin de vie : $M_o \cdot p = 12527 \cdot 0.5 = 6261 \text{ kg}$
- Taux de récupération : $\eta = 50 \%$
- $E_{endOfLife} = M_0 \cdot p \cdot (1 - \eta) = 12527 \cdot 0.5 \cdot (1 - 0.5) = 3131 \text{ kg}$
- Et donc $E_{tot} = E_{charge} + E_{lifetime} + E_{endOfLife} = 25.1 + 6266 + 3131 = 9421 \text{ kg}$
- On suppose du R-32 avec $PRG_{HFC32,100 \text{ year}} = 771 \text{ [kgCO}_2\text{,eq/kg]}$
- Et donc $E_{GES,eq} \left[\frac{tCO_2}{y} \right] = \frac{E_{tot}}{d} \cdot \frac{PRG}{1000} = 9421 \cdot 771 / (15 \cdot 1000) = 726 \text{ tCO}_2/\text{an}$

C.2.2 Scénarios avec réseaux

- Puissance totale des pompes à chaleur / climatiseurs centralisés au niveau du réseau : $P_{rated} = 58.8 \text{ MW} = 58767 \text{ kW}$
- Charge spécifique : $m = 0.3 \frac{kg}{kW}$

- Masse de réfrigérant initiale : $M_0 = 58767 \cdot 0.3 = 17630 \text{ kg}$, taux de fuite initial : $k = 0.2 \%$
- Et donc $E_{charge} = M_0 \cdot k = 17630 \cdot 0.002 = 35 \text{ kg}$
- Taux de fuite annuel : $x = 3.4 \%$, durée de vie : $d = 20 \text{ ans}$
- Et donc $E_{lifetime} = \sum_{n=1}^d M_{n-1} \cdot x$ avec $M_{n-1} = M_0 \cdot (1 - x)^{n-1}$
- $E_{lifetime} = M_0 \cdot \sum_{n=1}^d x (1 - x)^{n-1} = M_0 \cdot (1 - (1 - x)^d) = 17630 \cdot (1 - (1 - 0.034)^{20}) = 8803 \text{ kg}$
(on retrouve bien le fait qu'on a perdu la moitié de la charge initiale en 20 ans, et qu'il reste donc la moitié de la charge initiale dans le système à la fin de la durée de vie de 20 ans)
- Masse de réfrigérant restante en fin de vie : $M_o \cdot p = 17630 \cdot 0.5 = 8827 \text{ kg}$
- Taux de récupération : $\eta = 80 \%$ (systèmes centralisés)
- $E_{endOfLife} = M_0 \cdot p \cdot (1 - \eta) = 17630 \cdot 0.5 \cdot (1 - 0.8) = 1765 \text{ kg}$
- Et donc $E_{tot} = E_{charge} + E_{lifetime} + E_{endOfLife} = 35 + 8803 + 1765 = 10604 \text{ kg}$
- On suppose du R-450A avec $PRG_{HFC450A,100 \text{ year}} = 643 \text{ [kgCO}_{2,eq}\text{/kg]}$
- Et donc $E_{GES,eq} \left[\frac{tCO_2}{y} \right] = \frac{E_{tot}}{d} \cdot \frac{PRG}{1000} = 10604 \cdot 643 / (20 \cdot 1000) = 341 \text{ tCO}_2\text{/an}$

ANNEXE D INDICATEURS DE PERFORMANCE DES DIFFÉRENTS SCÉNARIOS ÉTUDIÉS

Cette annexe présente un résumé des indicateurs de performance importants pour tous les scénarios présentés dans le rapport : consommations annuelles, émissions de GES annuelles, pointes et rejets thermiques (Tableau D.1).

Certaines pointes ne sont pas annuelles mais « hivernales » ou « estivales ». Pour cela, la définition des programmes tarifaires d'Hydro-Québec comme le tarif Flex D est utilisée (Hydro-Québec, n.d.) : l'hiver est la période du 1^{er} décembre au 31 mars, et la pointe « estivale » est la pointe qui se produit en dehors de cette période, c'est-à-dire entre avril et novembre.

Plusieurs pointes distinctes sont calculées :

- ❖ La pointe électrique, définie comme la pointe de consommation électrique des appareils et éclairage mais également des chaudières, pompes à chaleur et pompes du système.
- ❖ La pointe des besoins en chaleur, qui correspond au moment où les besoins en chaleur des bâtiments (eau chaude domestique + chauffage des espaces) sont les plus importants.
- ❖ La pointe des besoins en froid, qui correspond au moment où les besoins en climatisation des bâtiments sont les plus importants.

Ces pointes ne coïncident pas nécessairement. Par exemple, il peut y avoir des besoins importants en chaleur mais une faible consommation électrique des appareils et éclairage. Dans ce cas, il s'agit d'une pointe des besoins en chaleur mais pas nécessairement de la pointe électrique. À l'inverse, il peut y avoir une très forte demande électrique pour les appareils et éclairage mais peu de besoins en chauffage au même moment; il s'agit alors de la pointe électrique.

Les émissions des GES liées à l'utilisation du gaz sont calculées pour un cas utilisant du gaz naturel de source fossile mais également pour un cas où du GSR est utilisé. Les résultats d'émissions annuelles de GES dans la situation où du GSR serait privilégié sont présentés entre parenthèses accompagnés d'un astérisque (*).

Tableau D.1 : Principaux indicateurs de performance pour les scénarios étudiés

			Gaz	Biénergie	TAÉ	Réseaux	Réseaux (stockage saisonnier)	Réseaux (stockage 72h)
Consommations et émissions annuelles	Électricité	GWh	166	255	267	209	193	207
	Gaz	GWh	120	15	0	0	0	0
	GES (énergie)	T CO _{2,eq}	34940 (11759)*	12449 (9556)*	9242 (9242)*	7220 (7220)*	6667 (6667)*	7153 (7153)*
	GES (réfrigérants)	T CO _{2,eq}	726	726	726	341	341	341
	GES (total)	T CO _{2,eq}	35666 (12485)*	13176 (10283)*	9969 (9969)*	7561 (7561)*	7008 (7008)*	7494 (7494)*
Demande de pointe en électricité	Hiver	MW	27	49	57	34	33	34
	Été	MW	37	49	49	33	33	33
Demande de pointe en gaz	Hiver	MW	46	46	0	0	0	0
	Été	MW	36	32	0	0	0	0
Rejets thermiques dans l'air ambiant	Rejets annuels	GWh	63	63	63	0	0	0
	Pointe estivale	MW	56	56	56	0	0	0
Échanges avec une source renouvelable	Rejets annuels	GWh	0	0	0	147	115	142
	Prises annuelles	GWh	0	0	0	80	64	78
	Pointe été (rejet)	MW	0	0	0	59	52	59
	Pointe hiver (prise)	MW	0	0	0	42	38	42
Besoins en chaleur	Besoins annuels	GWh	102	102	102	104	104	104
	Pointe hivernale	MW	39	39	39	39	39	39
	Heure de la pointe	h	20 janvier 11 h – 12 h	20 janvier 11 h – 12 h	20 janvier 11 h – 12 h	20 janvier 13 h – 14 h	20 janvier 13 h – 14 h	20 janvier 13 h – 14 h

Besoins en froid	Besoins annuels	GWh	47	47	47	48	48	48
	Pointe estivale	MW	42	42	42	42	42	42
	Heure de la pointe	h	19 juillet 18 h – 19 h	19 juillet 18 h – 19 h	19 juillet 18 h – 19 h	19 juillet 20 h – 21 h	19 juillet 20 h – 21 h	19 juillet 20 h – 21 h

Électricité pour appareils et éclairage	Besoins annuels	GWh	150	150	150	150	150	150
	Pointe	MW	26	26	26	26	26	26

Demande en électricité	Pointe	MW	37	49	57	34	33	34
	Heure de la pointe	h	19 juillet 18 h – 19 h	9 février 7 h – 8 h	21 janvier 7 h – 8 h	21 janvier 19 h – 20 h	26 février 19 h – 20 h	30 janvier 19 h – 20 h