



**HAL**  
open science

# Modélisation et optimisation exergetique des réseaux thermiques basse température

Yolaine Adihou

► **To cite this version:**

Yolaine Adihou. Modélisation et optimisation exergetique des réseaux thermiques basse température. Génie des procédés. Université Savoie Mont Blanc, 2022. Français. NNT : 2022CHAMA029 . tel-04500298

**HAL Id: tel-04500298**

**<https://theses.hal.science/tel-04500298>**

Submitted on 11 Mar 2024

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

## THÈSE

Pour obtenir le grade de

### DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ SAVOIE MONT BLANC

Spécialité : **Énergétique et Génie des Procédés**

Arrêté ministériel : 25 Mai 2016

Présentée par

**Yolaine ADIHOU**

Thèse dirigée par **Julien RAMOUSSE** et **Malick KANE**

préparée au sein du **Laboratoire procédés énergie bâtiment  
(LOCIE)**

dans l'**École Doctorale Sciences, Ingénierie, Environnement**

et au sein du **Laboratoire Thermique et Énergétique (LTE)**  
dans la **Haute école d'ingénierie et d'architecture de Fribourg**

# Modélisation et optimisation exergétique des réseaux thermiques basse température

Thèse soutenue publiquement le **12 septembre 2022**,  
devant le jury composé de :

**M. Bruno LACARRIÈRE**

Professeur, IMT Atlantique, Président

**M. Pierre DEWALLEF**

Professeur, Université de Liège, Rapporteur

**M. Brian ELMEGAARD**

Professeur, Technical University of Denmark (DTU), Rapporteur

**Mme. Sihem GUERNOUTI**

Docteur, Cerema, Examinatrice

**M. Samuel HENCHOZ**

Docteur, ExerGo SA, Examineur

**M. Malick KANE**

Professeur, Haute école d'ingénierie et d'architecture de Fribourg (LTE),

Directeur de thèse

**M. Julien RAMOUSSE**

Maître de Conférences HDR, Université Savoie Mont Blanc (LOCIE),  
Directeur de thèse



# Remerciements

---

J'aimerais dans un premier temps remercier les personnes qui m'ont soutenue durant ces 3 années de thèse.

Je remercie profondément mes directeurs de thèse Malick KANE et Julien RAMOUSSE ainsi que mon encadrant de thèse Bernard SOUYRI pour leurs précieux conseils et leur présence tout au long de ma thèse. Il est difficile de retranscrire la profonde gratitude que j'éprouve envers vous, tant vous m'avez fait grandir professionnellement et personnellement. Je mesure la chance que j'ai eu d'apprendre à vos côtés et je vous en suis infiniment reconnaissante.

Je remercie les membres de mon jury, Pierre DEWALLEF et Brian ELMEGAARD, rapporteurs de mes travaux de thèse, ainsi que Sihem GUERNOUTI, Samuel HENCHOZ et Bruno LACARRIÈRE, examinateurs, d'avoir évalué mes travaux de thèse. Leurs remarques et observations très pertinentes m'ont permis d'améliorer mon manuscrit. Je remercie en particulier le président de mon jury, Bruno LACARRIÈRE, de m'avoir donné l'opportunité de découvrir le monde de la recherche.

Cette thèse a été réalisée dans le cadre d'une codirection entre le Laboratoire Thermique et Energétique (LTE) de la Haute école d'ingénierie et d'architecture de Fribourg (HEIA-FR) en Suisse et le Laboratoire procédés énergie bâtiment (LOCIE) de l'Université Savoie Mont Blanc (USMB) en France. Je remercie le Conseil Savoie Mont Blanc, la Société Chambérienne de Distribution de Chaleur (SCDC ENGIE Solutions) et la HEIA-FR d'avoir financé mes travaux de thèse, notamment au travers du projet blueCAD porté par l'entreprise Groupe E SA.

Je remercie l'entreprise Groupe E SA et en particulier Nicolas PETITPIERRE et Lionel PÉCLAT de m'avoir fait confiance dans l'étude des projets de conception des réseaux blueCAD et du HIB d'Estavayer-le-Lac.

Je remercie les membres de la SCDC ENGIE Solutions de m'avoir accueillie à Chambéry, de m'avoir fait découvrir les réalités du terrain et pour les beaux moments passés en dehors du bureau. Merci en particulier à Estelle EZZEDDINE, Jean-Louis LECOCQ, Jérôme BOUCHET et Léo DELAHAYE de m'avoir fait confiance dans l'étude du projet de la Cassine mais aussi de leur soutien et présence du jour de mon arrivée jusqu'au jour de ma soutenance.

Je tiens à remercier les membres du département de Génie mécanique de la HEIA-FR d'avoir fait de mon séjour de 18 mois en Suisse une expérience inoubliable. Je remercie en particulier Nathalie BURGYY, Sebastian LEOPOLD, Bernard MASSEREY, et Jean-Luc ROBYR avec qui les discussions franco-suisse furent un réel plaisir. Un grand merci à tous les professeurs et collaborateurs pour leur soutien et pour les rires, les échanges autour d'un café ou d'une fondue. Je remercie également l'Institut ENERGY, le Smart Living Lab (SLL) et le Bureau d'appui et de coordination de la formation doctorale (BADO) de m'avoir donné l'opportunité d'organiser et de participer à des événements qui m'ont profondément enrichie scientifiquement et personnellement.

Je remercie chaleureusement Jérémy ROLLE, Simon RIME et Lucile SCHULTHESS de leur aide précieuse qui m'a permis de rebondir dans les moments difficiles et de mener à bien mes travaux de thèse.

Je souhaite également exprimer ma profonde gratitude envers Pierre BARRE dont j'ai pu encadrer l'excellent travail de master EPFL chez SIG. Ses remarques et ses observations toujours très pertinentes m'ont permis d'améliorer mes modèles et de travailler ma pédagogie. Sa persévérance et sa bonne humeur communicative ont été une réelle source de motivation : merci beaucoup Pierre !

Je tiens à remercier les membres du LOCIE pour cette expérience savoyarde tout aussi inoubliable. Je remercie en particulier Monika WOLOSZYN et Christophe MÉNÉZO, directeurs du laboratoire pendant mes années de thèse. Je remercie également Nolwenn LE PIERRÈS dont les observations m'ont permis de soulever des points déterminants dans mes travaux de thèse, Odile BAUDIN, Pierre BOULAND et Barbara CALLOT pour leur soutien notamment sur le point administratif.

Je remercie chaleureusement Jeanne GOFFART pour son aide précieuse dans ma découverte du monde des analyses de sensibilité et d'incertitude. Grâce à elle j'ai pu rapidement comprendre les aspects théoriques et sélectionner les outils numériques pertinents. Ses conseils et son expérience m'ont également permis de mieux définir mon projet : merci beaucoup Jeanne !

Un grand (énorme !) merci à Jaume FITO qui m'a accompagnée du premier au dernier jour de ma thèse. Merci pour ta bienveillance, tes conseils et pour les discussions scientifiques si passionnantes, que nous poursuivrons, je l'espère ! Merci à Romain COLLIGNON pour son soutien et ses conseils qui m'ont permis de mieux appréhender ces derniers mois de thèse.

Enfin, je souhaite remercier toutes les personnes qui de près ou de loin m'ont soutenue lors de ces 3 années : les doctorants et membres du SLL et du LOCIE, mes amis fribourgeois et savoyards ainsi que les personnes de la DHC+ Summer School 2021. Cette dernière expérience fut très riche et m'a permis d'ouvrir les champs de mes travaux en plus de rencontrer des personnes formidables.

Pour finir, je dédie ce manuscrit à ma mère (Maryse FIHENTO ADIHOU), à mon frère (Maxence ADIHOU) et à mon père (Eloi ADIHOU), sans qui rien de tout cela n'aurait été possible. Je vous remercie profondément de votre soutien depuis tant d'années, et je vous aime de tout mon cœur.

# Introduction générale

---

L'évolution des réseaux thermiques vers les basses températures se justifie par l'objectif de réduction des pertes thermiques, la valorisation de sources d'Énergies Renouvelables et de Récupération (EnR&R) basse température et l'amélioration des unités de production de chaleur centralisées. Toutefois, la température de ces réseaux doit être en adéquation avec les besoins thermiques du territoire. Le dimensionnement de ces différentes technologies nécessite alors une approche systémique de modélisation et de simulation afin d'accompagner les industriels dans l'intégration d'énergies renouvelables et dans l'amélioration des performances de leurs réseaux.

L'exergie (soit le travail maximal, au sens thermodynamique, qu'il est possible d'extraire d'une quantité d'énergie par rapport à un environnement de référence) permet de définir la qualité de l'énergie et d'analyser sur une base commune les performances des systèmes énergétiques. Ainsi, le canton de Genève a défini le rendement exergetique comme critère pour l'utilisation rationnelle de l'énergie dans sa loi. Cependant, outre l'abstraction de la notion, son intérêt est parfois difficilement perceptible pour les industriels car l'analyse exergetique permet de localiser les pertes sans pour autant expliciter leur origine. Cela limite la prise de décision pour agir sur les composants inefficaces. Par ailleurs, l'exergie est rarement utilisée comme critère unique de dimensionnement des composants du réseau.

La thèse vise à développer une méthodologie de modélisation et d'optimisation exergetique des réseaux thermiques basse température en accord avec les réalités industrielles. Pour ce faire, des formulations génériques et explicites sont développées pour simplifier le calcul des pertes exergetiques générées par les composants du réseau. Ces formulations tiennent compte des paramètres de design et d'opération sur lesquels l'industriel peut agir. Elles sont intégrées dans le logiciel ADVENS qui simule le comportement thermo-hydraulique des réseaux thermiques. Enfin, un processus d'optimisation exergetique du niveau de température est implémenté pour déterminer les configurations optimales d'opération des unités de production centralisées et/ou décentralisées.

Pour appliquer et valider la méthodologie, deux partenaires industriels sont sollicités : Groupe E SA et SCDC ENGIE Solutions. En effet, le Laboratoire Thermique et Énergétique (LTE) étudie, dans le cadre du Smart Living Lab, un concept original de réseaux thermiques à basse/moyenne température, qui fonctionne avec une centrale de régulation capable d'intégrer et de gérer différentes sources d'énergies renouvelables (solaire thermique, géothermie...). L'outil d'aide à la décision doit fournir des recommandations au partenaire industriel Groupe E SA quant à la conception optimale du réseau thermique basse température du quartier blueFACTORY (Fribourg, Suisse), sur la base exergetique. Enfin, le Laboratoire procédés énergie bâtiment (LOCIE) étudie un concept de réseaux thermiques avec une production simultanée de chaud et de froid en partenariat avec l'industriel SCDC ENGIE Solutions. L'outil d'aide à la décision doit démontrer de la viabilité exergetique du concept pour le quartier de la Cassine (Chambéry, France).

Le chapitre 1 définit le contexte des réseaux thermiques européens et en particulier en France et en Suisse. L'état de l'art permet de dégager les intérêts du critère exergetique, en particulier pour l'analyse des réseaux thermiques basse température.

Dans le chapitre 2, les formalismes des auteurs utilisés dans la littérature sont comparés pour montrer leur équivalence. La démonstration permet de justifier l'usage du formalisme de (Borel, 1979; Borel et Favrat, 2005) pour répondre aux objectifs de simplification des formulations exergetiques. Ensuite, les réseaux thermiques sont définis, classifiés et la méthodologie de détermination des besoins thermiques

est détaillée. Les différents composants du réseau sont modélisés sur la base exergetique en développant une formule explicite des pertes exergetiques internes (conduites, échangeur de chaleur...) ou une formule explicite du rendement exergetique (pompes à chaleur). Enfin, une méthode d'analyses de sensibilité et d'incertitude est présentée afin d'identifier clairement les sources d'incertitudes des modèles développés, sur la base des indices de Sobol.

Le chapitre 3 présente la méthodologie d'optimisation exergetique des réseaux thermiques. Elle vise à optimiser le dimensionnement et la structure des réseaux thermiques de manière générique. Elle se décline en deux étapes :

- l'optimisation du dimensionnement du réseau de distribution en déterminant la configuration de diamètres minimisant les pertes exergetiques,
- l'optimisation de la structure globale du réseau (mix énergétique, systèmes thermodynamiques en sous-stations et centrale) en déterminant la température minimisant la consommation exergetique annuelle du réseau.

Le chapitre 4 consiste à appliquer la méthode d'optimisation exergetique à deux réseaux thermiques pour fournir des recommandations explicites de dimensionnement aux industriels : le réseau blueCAD exploité par Groupe E SA (Fribourg, Suisse) et le réseau du quartier de la Cassine exploité par SCDC ENGIE Solutions (Chambéry, France). Seul le chauffage et l'eau chaude sanitaire sont considérés dans le cas de blueCAD. Le chauffage, l'eau chaude sanitaire et le refroidissement sont considérés pour la Cassine.

Cette thèse a été réalisée dans le cadre d'une codirection entre le Laboratoire Thermique et Énergétique (LTE) de la Haute école d'ingénierie et d'architecture de Fribourg et le Laboratoire procédés énergie bâtiment (LOCIE) de l'Université Savoie Mont-Blanc.

**Mots clés:** Modélisation, Optimisation, Exergie, Réseaux thermiques, Thermodynamique, Energies renouvelables

# Abstract

---

The evolution of thermal networks towards low temperatures is motivated by the reduction of heat losses, the promotion of low-temperature Renewable and Recoverable Energy sources and the improvement of centralised generation units' efficiency. However, the temperature of the network must be adapted to the thermal needs of the district. Designing the different technologies requires a systemic modelling approach to support industrials in integrating more renewable energies and to improve the performance of their networks.

Exergy (thermodynamically, the maximum work that can be extracted from a quantity of energy in relation to a reference environment) is used to define the quality of energy and to analyse the performances of energy systems on a common basis. Therefore, the canton of Geneva has defined exergy efficiency as a criterion for the rational use of energy in its law. However, besides the abstraction of the concept, its interest is sometimes difficult to perceive for industries because exergy analysis enables to locate the losses without explicitly explaining their origin. It limits the decision-making process for acting on inefficient components. Furthermore, exergy is rarely used as the unique criterion for designing network components.

The thesis aims to develop an exergy-based methodology, adapted to the industry, for modelling and optimising low-temperature thermal networks. Generic and explicit formulations are developed to simplify the calculation of exergy losses generated by the network components. These formulations are expressed as a function of the design and operating parameters on which the engineer can act. They are integrated into the ADVENS software which simulates the thermal-hydraulic behaviour of thermal networks. Finally, an exergy-based optimisation process is implemented to determine the network optimal temperature level and configurations (energy-mix, generation units, substations).

To assess and validate the methodology, two industrial partners are involved: Groupe E SA in Switzerland and SCDC ENGIE Solutions in France. As part of the Smart Living Lab, the Thermal & Energy Laboratory (LTE) is studying with Groupe E SA an original concept of low/medium temperature thermal networks, which operate with a control unit to integrate and manage different renewable energy sources (solar thermal, geothermal, etc.). Based on exergy, the decision support tool should provide recommendations to Groupe E SA for the optimal design of the blueFACTORY district thermal network. Finally, the Building Energy Processes Laboratory (LOCIE) is studying with SCDC ENGIE Solutions a thermal network concept providing both heating and cooling simultaneously. The decision support tool must demonstrate the viability of the concept for la Cassine's district, based on exergy.

Chapter 1 defines the context of the European thermal networks especially in France and Switzerland. The state of the art identifies the interests of the exergy criterion, in particular for the analysis of low temperature thermal networks.

In chapter 2, the different authors' formalisms used in the literature are compared to show their equivalence. The demonstration allows to justify the use of the formalism of (Borel, 1979; Borel and Favrat, 2005) to meet the objectives of simplification of exergy formulations. Then, the thermal networks are defined, classified and the methodology for modelling the network's thermal demand is detailed. Then, the different components of the network are modelled based on exergy by developing an explicit formulation of the internal exergy losses (pipes, heat exchanger...) or an explicit formulation of the exergy efficiency (heat pumps). Finally, the method of sensitivity and uncertainty analysis is presented in order to clearly identify the sources of uncertainties in the developed models.



Chapter 3 presents the exergy optimisation methodology for thermal networks. It aims at optimising the design and structure of thermal networks generically. It is divided into two steps:

- the optimisation of the distribution network design by determining the configuration of diameters minimising the exergy losses,
- the optimisation of the global structure of the network (energy mix, thermodynamic systems in substation and power plant) by determining the temperature minimising the annual exergy consumption of the network.

Chapter 4 consists in applying the exergy optimisation method to two thermal networks in order to provide explicit design recommendations to industries: the blueCAD thermal network operated by Groupe E SA (Fribourg, Switzerland) and the la Cassine thermal network operated by SCDC ENGIE Solutions (Chambéry, France). Only heating and domestic hot water are considered in the case of blueCAD. Heating, domestic hot water and cooling are considered for la Cassine.

This thesis is a codirection between the Thermal & Energy Laboratory (LTE) of the School of Engineering and Architecture of Fribourg and the Building Energy Processes Laboratory (LOCIE) of the University Savoie Mont Blanc.

**Key words:** Modelling, Optimisation, Exergy, Thermal networks, Thermodynamics, Renewable energies

# Nomenclature

---

## Lettres latines

| <b>Symbole</b>       | <b>Description</b>                         | <b>Unité</b>                   |
|----------------------|--|--------------------------------|
| <i>A</i>             | Surface                                    | $[m^2]$                        |
| <i>c</i>             | Capacité thermique massique                | $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$           |
| <i>D</i>             | Diamètre                                   | $[m]$                          |
| <i>E</i>             | Exergie / Energie travail                  | $[J]$                          |
| <i>e</i>             | Exergie massique                           | $[J.kg^{-1}]$                  |
| <i>f</i>             | Facteur de friction                        | $[-]$                          |
| <i>H</i>             | Enthalpie                                  | $[J]$                          |
| <i>h</i>             | Enthalpie massique                         | $[J.kg^{-1}]$                  |
| <i>h<sub>i</sub></i> | Coefficient de convection                  | $[W.m^{-2}.K^{-1}]$            |
| <i>k</i>             | Rugosité                                   | $[m]$                          |
| <i>L</i>             | Pertes exergétiques                        | $[J]$                          |
| <i>l</i>             | Longueur                                   | $[m]$                          |
| <i>M</i>             | Masse                                      | $[kg]$                         |
| <i>P</i>             | Pression                                   | $[kg.m^{-1}.s^{-2}]$ ie $[Pa]$ |
| <i>Pr</i>            | Nombre de Prandtl                          | $[-]$                          |
| <i>Q</i>             | Énergie thermique                          | $[J]$                          |
| <i>q</i>             | Énergie thermique massique                 | $[J.kg^{-1}]$                  |
| <i>R</i>             | Dissipation                                | $[J]$                          |
| <i>r</i>             | Rayon                                      | $[m]$                          |
| <i>Re</i>            | Nombre de Reynolds                         | $[-]$                          |
| <i>S</i>             | Entropie                                   | $[J]$                          |
| <i>s</i>             | Entropie massique                          | $[J.kg^{-1}]$                  |
| <i>T</i>             | Température                                | $[K]$                          |
| <i>U</i>             | Coefficient de transfert de chaleur global | $[W.m^{-2}.K^{-1}]$            |
| <i>V</i>             | Volume                                     | $[m^3]$                        |
| <i>v</i>             | Volume massique                            | $[m^3.kg^{-1}]$                |

|          |  |     |
|----------|--|-----|
| $x_{BT}$ | Pourcentage de sources basse température | [–] |
|----------|--|-----|

## Lettres grecques

| Symbole       | Description                                     | Unité                           |
|---------------|---|---------------------------------|
| $\alpha$      | Facteur exergetique                             | [–]                             |
| $\beta_p$     | Facteur de dilatation isobare                   | [–]                             |
| $\varepsilon$ | Rendement énergétique / Efficacité              | [–]                             |
| $\eta$        | Rendement exergetique / Rendement isentropique  | [–]                             |
| $\theta$      | Vitesse   | $[m \cdot s^{-1}]$              |
| $\lambda$     | Conductivité thermique                          | $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ |
| $\mu$         | Viscosité dynamique                             | $[Pa \cdot s]$                  |
| $\nu$         | Viscosité cinématique                           | $[m^2 \cdot s^{-1}]$            |
| $\xi$         | Coefficient de pertes de charge singulières     | [–]                             |
| $\rho$        | Masse volumique                                 | $[kg \cdot m^{-3}]$             |
| $\tau$        | Coefficient de transfert de chaleur (conduites) | [–]                             |

## Indices

| Symbole     | Description                             |
|-------------|---|
| $()_a$      | Ambiant (référence exergetique)         |
| $()_{bio}$  | Biomasse                                |
| $()_{boil}$ | Chaudière                               |
| $()_{ch}$   | Chauffage                               |
| $()_{dem}$  | Demande                                 |
| $()_e$      | Sol                                     |
| $()_{ext}$  | Externe                                 |
| $()_{fat}$  | Chaleur fatale                          |
| $()_{fr}$   | Refroidissement                         |
| $()_f$      | Grandeur côté réseau secondaire (final) |
| $()_{géo}$  | Géothermie                              |
| $()_h$      | Hydraulique                             |
| $()_i$      | Interne                                 |
| $()_{in}$   | Qui entre dans le système               |
| $()_{is}$   | Isentropique                            |

|             |  |
|-------------|--|
| $()_{iso}$  | Isolation                              |
| $()_{Ks}$   | Compresseur                            |
| $()_l$      | Grandeur perdue                        |
| $()_{lin}$  | Linéaire                               |
| $()_{mix}$  | Mélange                                |
| $()_{nom}$  | Nominal                                |
| $()_{out}$  | Qui sort du le système                 |
| $()_p$      | Pompe                                  |
| $()_{prod}$ | Grandeur produite                      |
| $()_q$      | Grandeur thermique                     |
| $()_r$      | Grandeur de dissipation visqueuse      |
| $()_{ref}$  | Grandeur de référence                  |
| $()_s$      | Grandeur côté réseau primaire (supply) |
| $()_{sin}$  | Singulière                             |
| $()_t$      | Grandeur de dévalorisation de chaleur  |
| $()_{tot}$  | Grandeur totale                        |
| $()_w$      | Eau                                    |
| $()_y$      | Grandeur de transformation             |

### Autres symboles

| Symbole         | Description           |
|-----------------|-----------------------|
| $\dot{()}$      | Grandeur en puissance |
| $\overline{()}$ | Moyen                 |

### Abréviations

| Symbole               | Description                    |
|-----------------------|--------------------------------|
| <i>AG</i>             | Algorithme génétique           |
| <i>BT</i>             | Basse température              |
| <i>CAD</i>            | Chauffage à distance           |
| <i>CO<sub>2</sub></i> | Dioxyde de carbone             |
| <i>COP</i>            | Coefficient de performance     |
| <i>DHC</i>            | Degré-heure de Chauffage       |
| <i>DHF</i>            | Degré-heure de Refroidissement |
| <i>ECS</i>            | Eau chaude sanitaire           |

|                  |   |
|------------------|---|
| <i>EnR&amp;R</i> | Énergie Renouvelable et de Récupération |
| <i>FriCAD</i>    | CAD de la ville de Fribourg             |
| <i>HE</i>        | Échangeur de chaleur                    |
| <i>HT</i>        | Haute température                       |
| <i>LC</i>        | La Cassine                              |
| <i>PAC</i>       | Pompe à chaleur                         |
| <i>RT</i>        | Réseau thermique                        |
| <i>TFP</i>       | Thermo-frigo-pompe                      |
| <i>UVE</i>       | Unité de Valorisation des Déchets       |

# Table des matières

---

|   |           |
|---|-----------|
| <b>1 Contexte et objectifs</b>  | <b>24</b> |
| 1.1 Contexte général.....   | 24        |
| 1.2 Les réseaux thermiques .....  | 28        |
| 1.2.1 Définition .....  | 28        |
| 1.2.2 Intérêts des réseaux thermiques.....  | 29        |
| 1.2.3 Les réseaux thermiques en France.....   | 32        |
| 1.2.4 Les réseaux thermiques en Suisse .....  | 34        |
| 1.3 Evolution des réseaux thermiques vers les basses températures .....                               | 37        |
| 1.3.1 Les réseaux conventionnels.....   | 37        |
| 1.3.2 Les réseaux avancés .....   | 38        |
| 1.4 Etat de l'art sur la modélisation et l'optimisation énergétique des réseaux thermiques.....       | 46        |
| 1.4.1 Modélisation énergétique des réseaux thermiques .....   | 46        |
| 1.4.2 ADVENS.....   | 49        |
| 1.4.3 Optimisation des réseaux thermiques.....  | 52        |
| 1.5 Définition et intérêt de l'exergie.....   | 56        |
| 1.6 Etat de l'art sur la modélisation et l'optimisation exergétique des réseaux thermiques.....       | 61        |
| 1.7 Objectifs de la thèse .....   | 66        |
| <b>2 Modélisation exergétique des réseaux thermiques</b>  | <b>69</b> |
| 2.1 L'exergie .....   | 69        |
| 2.1.1 Formalisme de l'exergie.....  | 70        |
| 2.1.2 Environnement de référence.....   | 73        |
| 2.1.3 Rendement exergétique .....   | 74        |
| 2.1.4 Pertes exergétiques internes .....  | 75        |
| 2.2 Définition et classification des réseaux thermiques .....   | 77        |
| 2.3 Présentation des cas d'application.....   | 79        |
| 2.3.1 Présentation du réseau blueCAD.....   | 79        |
| 2.3.2 Présentation du réseau de la Cassine.....   | 83        |
| 2.4 Discrétisation des besoins thermiques.....  | 86        |
| 2.4.1 Méthode des degrés-heures .....   | 87        |
| 2.4.2 Méthode de détermination de la température de référence de chauffage et de refroidissement..... | 88        |
| 2.4.3 Profils ECS.....  | 89        |
| 2.4.4 Application à blueCAD et la Cassine.....  | 90        |
| 2.5 Modélisation exergétique des sous-stations .....  | 93        |
| 2.5.1 Pertes exergétiques internes de l'échangeur de chaleur décentralisé .....                       | 94        |
| 2.5.2 Rendement exergétique d'une pompe à chaleur décentralisée.....                                  | 98        |
| 2.6 Modélisation exergétique du réseau de distribution .....  | 103       |
| 2.6.1 Pertes exergétiques internes des conduites de distribution.....                                 | 103       |
| 2.6.2 Pertes exergétiques internes par mélange de flux.....   | 111       |
| 2.6.3 Pertes exergétiques internes des pompes de circulation.....                                     | 113       |

|          |  |            |
|----------|--|------------|
| 2.7      | Modélisation exergetique des sources d'énergie .....                         | 114        |
| 2.7.1    | Sources basse température.....   | 114        |
| 2.7.2    | Sources haute température.....   | 115        |
| 2.7.3    | Consommation électrique.....   | 117        |
| 2.8      | Analyses de sensibilité et d'incertitude .....                               | 118        |
| 2.8.1    | Définition et intérêt des analyses de sensibilité et d'incertitude .....     | 118        |
| 2.8.2    | Méthodologie des analyses d'incertitude et de sensibilité .....              | 118        |
| 2.8.3    | Résultats des analyses de sensibilité et d'incertitude .....                 | 121        |
| 2.9      | Conclusions du chapitre .....  | 124        |
| <b>3</b> | <b>Optimisation exergetique des réseaux thermiques</b>                       | <b>126</b> |
| 3.1      | Méthode d'optimisation exergetique des conduites de distribution .....       | 126        |
| 3.1.1    | Principe de l'optimisation exergetique des conduites de distribution .....   | 127        |
| 3.1.2    | Optimisation des conduites de distribution selon l'approche agrégée .....    | 129        |
| 3.1.3    | Optimisation des conduites de distribution selon l'approche discrète .....   | 131        |
| 3.1.4    | Comparaison des approches agrégée et discrète .....                          | 133        |
| 3.1.5    | Etude de l'abaissement du niveau de température sur un réseau existant ..... | 136        |
| 3.2      | Méthode d'optimisation exergetique du niveau de température du réseau .....  | 138        |
| 3.2.1    | Principe de l'optimisation exergetique du niveau de température .....        | 138        |
| 3.2.2    | Problème d'optimisation .....  | 140        |
| 3.2.3    | Frontière locale.....  | 142        |
| 3.2.4    | Frontière globale .....  | 145        |
| 3.2.5    | Algorithme génétique.....  | 148        |
| 3.3      | Conclusions du chapitre .....  | 155        |
| <b>4</b> | <b>Applications</b>  | <b>157</b> |
| 4.1      | Etude de la conception du réseau blueCAD .....                               | 157        |
| 4.1.1    | Optimisation exergetique des conduites de distribution.....                  | 158        |
| 4.1.2    | Réseau anergie.....  | 160        |
| 4.1.3    | Réseau à 70°C alimenté par FriCAD .....                                      | 167        |
| 4.1.4    | Réseau à 70°C alimenté par FriCAD et la géothermie.....                      | 173        |
| 4.1.5    | Optimisation exergetique du niveau de température .....                      | 175        |
| 4.2      | Etude de la conception du réseau de la Cassine .....                         | 183        |
| 4.2.1    | Réseau anergie avec thermo-frigo-pompes .....                                | 184        |
| 4.2.2    | Extension du réseau de la SCDC.....  | 190        |
| 4.2.3    | Optimisation exergetique du niveau de température .....                      | 192        |
| 4.2.4    | Comparaison des concepts de réseaux .....                                    | 195        |
| 4.3      | Conclusions du chapitre .....  | 197        |
| <b>5</b> | <b>Conclusions et perspectives</b>   | <b>198</b> |
| 5.1      | Conclusion générale .....  | 198        |
| 5.2      | Perspectives.....  | 200        |
| <b>A</b> | <b>Code des analyses de sensibilité et d'incertitude</b>                     | <b>202</b> |
| <b>B</b> | <b>Différentiels de température en sous-stations</b>                         | <b>205</b> |
| <b>C</b> | <b>Pertes de charge singulières en sous-stations</b>                         | <b>207</b> |
|          | <b>Références</b>  | <b>208</b> |

# Liste des Figures

---

|  |    |
|--|----|
| Figure 1 - Projections de l'évolution des émissions de CO <sub>2</sub> avec et sans mesures de limitation du réchauffement climatique à 2°C (GIEC, 2022) .....   | 24 |
| Figure 2 - Emissions de CO <sub>2</sub> mondiales dues au secteur de l'énergie entre 1900 et 2021 (a) et variations annuelles de ces émissions par rapport à l'année précédente (b) (IEA, 2022a, 2022b) .....  | 25 |
| Figure 3 - Variations annuelles de la demande mondiale en énergie entre 1900 et 2020 (a) ; Estimation de la variation de la demande en énergie primaire entre 2019 et 2020 (b).....  | 26 |
| Figure 4 – Répartitions des consommations en énergies primaires, finales et utiles de l'Union Européenne en 2013 adapté de (Frederiksen et Werner, 2013; Quiquerez, 2017) .....  | 27 |
| Figure 5 - Prévisions de l'évolution des demandes de refroidissement (a) et de chauffage (b) en Europe (European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling et al., 2011) .....  | 27 |
| Figure 6 - Schéma de principe d'un réseau de chaleur (SCDC ENGIE Solutions, 2019) .....  | 28 |
| Figure 7 - Schéma de principe d'un réseau de froid (ENGIE, 2013).....  | 29 |
| Figure 8 - Mix-énergétique des réseaux de chaleur européens en 2018 (a) ; Taux d'énergies renouvelables (points noirs) et répartition des énergies renouvelables dans la production des réseaux de chaleur européens en 2018 (b) (Directorate-General for Energy (European Commission) et al., 2022) ..... | 30 |
| Figure 9 - Taux d'énergies renouvelables et part des réseaux de chaleur dans 6 pays de l'Union Européenne, la Norvège et l'Islande en 2020 (Euroheat & Power, 2022) .....  | 30 |
| Figure 10 – Représentation des conséquences climatiques liées à l'augmentation de la moyenne des températures avec une distribution normale (Houghton et al., 2001).....   | 31 |
| Figure 11 - Part d'énergies renouvelables des réseaux thermiques de plusieurs pays européens entre 2011 et 2019 (Euroheat & Power, 2022) (a) ; Répartition des énergies primaires alimentant les réseaux thermiques français en 2020 (Fedene, 2021) (b) .....  | 32 |
| Figure 12 - Scénario du mix-énergétique des réseaux de chaleur français en 2050 par Heat Roadmap Europe (Paardekooper et al., 2018) .....  | 33 |
| Figure 13 - Niveaux de température des réseaux de chaleur français en 2020 (a) ; Répartition des systèmes de production de froid sur les réseaux français (Fedene, 2021).....  | 33 |
| Figure 14 - Mix-énergétique des réseaux thermiques français à boucle tempérée (Fedene, 2021).....  | 34 |
| Figure 15 - Mix-énergétique des réseaux de chaleur suisses en 2020 (Association suisse du chauffage à distance, 2022).....   | 35 |
| Figure 16 – Résumé des exigences de températures des consommateurs par typologie de bâtiment (Hangartner et al., 2018).....  | 35 |
| Figure 17 - Classification des réseaux thermiques en fonction du niveau de température, adapté de (Hangartner et al., 2018; Nussbaume et al., 2021) .....  | 36 |
| Figure 18 - Définitions des 1 <sup>ère</sup> à 4 <sup>ème</sup> générations de réseaux de chaleur selon (Lund et al., 2014).....   | 38 |
| Figure 19 – Schéma de principe du réseau anergie du Campus Höggerberg de l'ETH Zürich (ETH Zürich, 2020) .....   | 41 |
| Figure 20 - Schéma de principe du projet Genève-Lac-Nation (Crochet et al., 2017).....   | 42 |
| Figure 21 - Schéma de principe du réseau Massileo (Dalkia Smart Building, 2021) .....  | 43 |
| Figure 22 - Schéma de principe du réseau Paris-Saclay (EPA Paris-Saclay, 2019).....  | 43 |
| Figure 23 – Schéma de principe d'un réseau CO <sub>2</sub> (Weber et Favrat, 2010) .....   | 45 |



|   |    |
|---|----|
| Figure 24 - Agrégation des branches pour la méthode allemande et danoise (Sharif et Hamid, 2016)  | 48 |
| Figure 25 - Agrégation en série pour la méthode allemande (a) et pour la méthode danoise (b) (Sharif et Hamid, 2016)  | 48 |
| Figure 26 – Exemple d’un réseau de clusters avec une source, deux divergents et 7 clusters (a) ; Exemple d’un cluster regroupant deux divergents, 7 tés et 7 sous-stations (b) (Kane et Rolle, 2020)  | 49 |
| Figure 27 - Illustration de l’architecture de programmation d'ADVENS  | 50 |
| Figure 28 - Topologie du réseau haute température du quartier du Lignon (a); Comparaison de la courbe de charge annuelle obtenue avec ADVENS (courbe bleue) et avec les données expérimentales de SIG (courbe orange) (Barre, 2021)   | 50 |
| Figure 29 - Exemple de l’évolution annuelle des températures côté primaire (T1, T2) et secondaire (T3, T4) d'un échangeur en sous-station avec les données réelles de SIG (a) et le modèle d’ADVENS (b) (Barre, 2021)   | 51 |
| Figure 30 - Illustration du réseau HIB (a) (Groupe E SA, 2022; Smart Living Lab, 2020); Comparaison des températures mensuelles expérimentales et simulées sur ADVENS dans le cadre du projet HIB (b) (Adihou et al., 2021, 2020b)  | 51 |
| Figure 31 - Approches d’intégration énergétique des systèmes thermodynamiques   | 52 |
| Figure 32 - Illustration du contenu exergétique d’un flux en fonction des températures étudiées dans le cadre de la thèse   | 56 |
| Figure 33 - Représentation de différents facteurs exergétiques en énergie primaire et utile pour une meilleure adéquation entre sources et besoins énergétiques (Kallert, 2019)   | 58 |
| Figure 34 - Représentation des flux énergétiques (a) et exergétiques (b) de 4 systèmes pour le chauffage d’une maison individuelle (Hepbasli, 2012)   | 58 |
| Figure 35 - Rendements énergétique et exergétique de différents systèmes multi-énergies pour la partie chauffage : 1-Electricité d’une centrale nucléaire et chauffage électrique direct, 2- Electricité d’une centrale à cycle combiné et chauffage électrique direct, 3- Hydro-électricité et chauffage électrique direct, 4- Chaudière, 5- Electricité d’une centrale nucléaire et d’une PAC, 6- Electricité d’une unité de cogénération et d’une PAC, 7- Electricité d’une centrale à cycle combiné et d’une PAC, 8- Electricité d’une centrale à cycle combiné avec récupération de chaleur et d’une PAC, 9- Electricité d’une pile à combustible avec cogénération et d’une PAC, 10- Electricité d’une centrale hybride avec une pile à combustible, un cycle combiné au gaz naturel avec récupération de chaleur, et d’une PAC, 11- Electricité hydraulique et d’une PAC (hypothèses : chaleur dissipée du réseau électrique 4 %, pertes thermiques du réseau de chaleur 5%, Efficacité de premier principe des PACs 3,33, Efficacité de second principe des PACs 0,65 %, Température du réseau 65°C, Température atmosphérique 0°C, Pertes thermiques des unités de cogénération 10 % ) (Weber, 2008) | 59 |
| Figure 36 – Interprétation exergétique du cycle d’un moteur (a) et d’une pompe à chaleur (b) (Borel et Favrat, 2005)  | 60 |
| Figure 37 – Interprétation exergétique du cycle d'une machine frigorifique (Borel et Favrat, 2005)  | 61 |
| Figure 38 - Schéma de principe du système étudié dans (Çomaklı et al., 2004)  | 61 |
| Figure 39 - Pertes exergétiques dues aux pertes de chaleur (a) et à la dissipation visqueuse (b) en fonction des températures (Çomaklı et al., 2004)  | 62 |
| Figure 40 - Pertes exergétiques dues à la dévalorisation de chaleur dans les échangeurs (a) et pertes exergétiques totales (b) en fonction des températures (Çomaklı et al., 2004)  | 63 |
| Figure 41 - Définitions des frontières et des flux échangés dans (Ljubenko et al., 2013)  | 63 |
| Figure 42 - Rendement exergétique (a) et coûts exergétiques (b) en fonction du diamètre à travers une conduite de 100 m de longueur fournissant du froid (température aller/retour : 7/12°C, pré-isolé) (Čož et al., 2017)  | 65 |
| Figure 43 - Schématisation du diagramme de Grassman pour le modèle exergétique de (Jansen et al., 2019)   | 65 |

|   |     |
|---|-----|
| Figure 44 - Illustration du problème d'optimisation des réseaux thermiques basse température (Kane et Grosjean, 2018) .....   | 67  |
| Figure 45 - Système thermodynamique quelconque adapté de (Borel et Favrat, 2005).....   | 70  |
| Figure 46 - Ecoulement d'un fluide dans une conduite en régime stationnaire avec transfert de chaleur vers l'environnement tiré de (Bejan et al., 1995) .....   | 72  |
| Figure 47 - Schématisation de la distinction entre le milieu de contact et l'environnement de référence .....   | 73  |
| Figure 48 - Schéma de principe du système énergétique étudié et tiré de (Kelly, 2008) .....   | 75  |
| Figure 49 - Représentation du potentiel d'intégration de différentes sources d'énergie selon le niveau de température du réseau (facteur de Carnot $1 - \frac{T_a}{T}$ pour $T_a = 15^\circ C$ )..... | 77  |
| Figure 50 - Schématisation des réseaux thermiques haute température .....   | 78  |
| Figure 51 - Schématisation des réseaux thermiques basse température .....   | 79  |
| Figure 52 - Quartier du blueFACTORY en 2040.....  | 79  |
| Figure 53 - Topologie et noms des segments du réseau blueCAD .....  | 80  |
| Figure 54 - Superstructures de blueCAD.....   | 81  |
| Figure 55 - Température atmosphérique de la ville de Fribourg en 2019 au pas de temps horaire (MétéoSuisse, 2016).....  | 82  |
| Figure 56 - Quartier de la Cassine en 2035 .....  | 83  |
| Figure 57 - Topologie et noms des segments du réseau de la Cassine .....  | 85  |
| Figure 58 - Superstructures de la Cassine .....   | 85  |
| Figure 59 - Température atmosphérique de la ville de Chambéry au pas de temps horaire (European Commission, 2001) .....   | 86  |
| Figure 60 - Diagramme de principe de calcul de la température de référence de chauffage.....  | 88  |
| Figure 61 - Profils ECS des bureaux (a) et des logements (b) .....  | 89  |
| Figure 62 - Première itération du calcul de la température de référence de chauffage de blueCAD ....  | 91  |
| Figure 63 - Discrétisation de la demande de chauffage (a) et d'ECS (b) de blueCAD .....   | 91  |
| Figure 64 - Demande totale des sous-stations de blueCAD sur l'année (réseau secondaire) .....   | 92  |
| Figure 65 - Demande totale des sous-stations du réseau de la Cassine pour le chauffage (a) ; et l'ECS (b) .....   | 92  |
| Figure 66 - Demande totale des sous-stations du réseau de la Cassine pour le refroidissement.....   | 93  |
| Figure 67 - Superstructure d'une sous-station.....  | 94  |
| Figure 68 - Schéma de principe du système de l'échangeur de chaleur .....   | 95  |
| Figure 69 - Schéma de principe du système de pompe à chaleur .....  | 98  |
| Figure 70 - Diagramme T-s du cycle thermodynamique réel d'une PAC (a) ; Diagramme T-s du cycle thermodynamique idéal d'une PAC (Rime et al., 2020) .....  | 99  |
| Figure 71 - Diagramme de principe de la modélisation thermique des pompes à chaleur décentralisées .....  | 100 |
| Figure 72 - Schéma de principe du système étudié pour calculer les pertes exergetiques internes générées par les conduites de distribution selon l'approche agrégée (s : supply, f : final) .....     | 103 |
| Figure 73 - Schéma de principe du système étudié pour calculer les pertes exergetiques internes générées par les conduites de distribution selon l'approche discrète .....                            | 106 |
| Figure 74 - Schéma en coupe d'une conduite enterrée.....  | 107 |
| Figure 75 - Interpolation linéaire de l'épaisseur de l'isolation en fonction du diamètre interne de la conduite selon les données constructeurs fournies par SCDC ENGIE Solutions .....               | 107 |
| Figure 76 - Comparaison de la conductivité thermique de matériaux isolants à 10°C (Swisspor, 2014) .....  | 108 |
| Figure 77 - Diagramme de calcul de la distribution des débits .....   | 109 |

|   |     |
|---|-----|
| Figure 78 – Illustration du calcul de la distribution des débits avec l'exemple d'un réseau fictif .....  | 110 |
| Figure 79 - Schéma d'un Tés avec mélange de deux flux thermiques 2-2' et 3-3' .....   | 111 |
| Figure 80 - Schéma du système de pompe de circulation .....   | 113 |
| Figure 81 - Pompe à chaleur centralisée.....  | 114 |
| Figure 82 – Echangeur de chaleur centralisé.....  | 115 |
| Figure 83 - Schéma de principe des analyses de sensibilité et d'incertitude, adapté de (Goffart et al., 2016).....  | 119 |
| Figure 84 – Analyse d'incertitude : Distribution des pertes exergetiques totales .....  | 122 |
| Figure 85 - Nombre d'occurrences de pertes exergetiques extrêmes selon l'épaisseur de l'isolation et l'épaisseur de la conduite (a) ; même graphique selon le diamètre interne de la conduite et la vitesse de l'eau (b) .....  | 122 |
| Figure 86 - Indices de Sobol de premier ordre (a) et totaux (b) .....   | 123 |
| Figure 87 - Valeurs des pertes exergetiques de tous les échantillons en fonction de la vitesse (a) et du diamètre (b) .....   | 123 |
| Figure 88 - Démarche générale de l'optimisation exergetique des conduites de distribution en phase de conception .....  | 127 |
| Figure 89 – Approche agrégée : Variation des pertes exergetiques en fonction du diamètre paramétrées par les puissances nominales de 5 réseaux différents (a) ; Evolution des pertes exergetiques thermiques et visqueuses en fonction du diamètre du réseau de 3,7 MW <sub>th</sub> (b) .....                  | 129 |
| Figure 90 – Approche agrégée : Variation des pertes exergetiques en fonction du diamètre paramétrées par la température du réseau (a) ; Variation des pertes exergetiques thermiques et par dissipations visqueuses en fonction du diamètre paramétrées par la température du réseau (b).....                   | 130 |
| Figure 91 – Approche agrégée : Relation entre la température du réseau et les optimums de diamètre minimisant les pertes exergetiques.....  | 131 |
| Figure 92 - Approche discrète : Variation des pertes exergetiques en fonction du diamètre paramétrées par le niveau de température (a) ; Variation des pertes exergetiques thermiques et par dissipations visqueuses en fonction du diamètre paramétrées par la température du réseau (b).....                  | 132 |
| Figure 93 – Approche discrète : Relation entre la température du réseau et les optimums de diamètre minimisant les pertes exergetiques.....   | 133 |
| Figure 94 - Comparaison des pertes exergetiques totales en fonction du diamètre avec l'approche discrète et l'approche agrégée .....  | 134 |
| Figure 95 - Comparaison des approches discrète et agrégée : Variation des pertes exergetiques thermiques en fonction du diamètre paramétrées par la température du réseau (a) ; Variation des pertes thermiques totales en ligne en fonction du diamètre paramétrées par la température du réseau (b) ..        | 134 |
| Figure 96 - Comparaison des approches discrète et agrégée : Variation des pertes exergetiques par dissipations visqueuses en fonction du diamètre paramétrées par la température du réseau (a) ; Variation des pertes de charge totales en fonction du diamètre paramétrées par la température du réseau (b) .. | 135 |
| Figure 97 - Comparaison des relations entre la température du réseau et les optimums de diamètre minimisant les pertes exergetiques de l'approche agrégée et discrète .....   | 135 |
| Figure 98 - Pertes exergetiques annuelles en fonction du niveau de température pour les 5 réseaux de diamètres différents (a) ; même graphique sans le réseau de 190 mm (b) .....   | 136 |
| Figure 99 - Système thermodynamique étudié pour l'optimisation exergetique des réseaux thermiques .....   | 138 |
| Figure 100 – Diagramme de l'optimisation exergetique .....  | 140 |
| Figure 101 - Variation des consommations annuelles énergétique (a) et exergetique (b) en fonction de la température du réseau avec 20 % de sources basse température dans la production .....   | 143 |
| Figure 102 - Variation des consommations annuelles exergetiques en fonction du niveau de température avec 20 % (a) et 80 % (b) de sources basse température dans la production .....  | 143 |

|  |     |
|--|-----|
| Figure 103 - Variation des consommations annuelles exergetiques en fonction du niveau de température et du pourcentage de sources basse température dans la production avec une représentation 3D (a) et 2D (b) .....                                    | 144 |
| Figure 104 - Système thermodynamique étudié pour l'optimisation exergetique des réseaux thermiques en considérant la frontière globale .....   | 145 |
| Figure 105 - Biomasse : Variation des consommations annuelles exergetiques en fonction du niveau de température et du pourcentage de sources basse température dans la production avec un représentation 3D (a) et 2D (b) .....                          | 146 |
| Figure 106 - Variation des consommations exergetiques annuelles en fonction du niveau de température avec 20 % (a) et 80 % (b) de sources basse température dans la production .....   | 146 |
| Figure 107 - Variation de la consommation exergetique thermique (a) et totale (b) annuelle en fonction du niveau de température avec différentes sources d'énergie à haute température (20 % et 40 % de sources basse température).....                  | 147 |
| Figure 108 - UVE : Variation des consommations annuelles exergetiques en fonction du niveau de température et du pourcentage de sources basse température dans la production avec un représentation 3D (a) et 2D (b) .....                               | 148 |
| Figure 109 – Diagramme de principe de l'algorithme génétique .....   | 149 |
| Figure 110 - Illustration des individus dans un algorithme génétique.....  | 149 |
| Figure 111 - Processus de sélection de l'algorithme génétique (MATLAB, 2022c) (a) ; Illustration de la diversité de la population (MATLAB, 2022d) (b) .....  | 150 |
| Figure 112 – Représentation de la distribution des pertes exergetiques annuelles sur le réseau depuis les sources jusqu'aux sous-stations avec la frontière locale .....   | 151 |
| Figure 113 - Exemple de la répartition des exergeries de transformations de deux flux en sortie d'une sous-station (courbes bleue et orange) et des pertes exergetiques générées par le mélange de flux (courbe jaune).....                              | 152 |
| Figure 114 - Représentation de la distribution des pertes exergetiques annuelles depuis les sources jusqu'aux sous-stations sur le réseau anergie (frontière globale).....   | 153 |
| Figure 115 - Représentation de la distribution des pertes exergetiques annuelles depuis les sources jusqu'aux sous-stations sur le réseau à 45°C et 100 % de sources basse température (frontière globale) .....   | 154 |
| Figure 116 – Approche discrète : Variation des pertes exergetiques internes des conduites de distribution en fonction du diamètre et paramétrées par le niveau de température (a); Solutions optimales de diamètre et de température de blueCAD (b)..... | 158 |
| Figure 117 – Solutions optimales de diamètres de blueCAD obtenues avec l'approche discrète pour une température de dimensionnement de 90°C (a) et de 30°C (b).....   | 159 |
| Figure 118 - Comparaison des résultats d'optimums de diamètres exergetiques de blueCAD avec l'approche discrète et agrégée .....   | 159 |
| Figure 119 – Superstructures du réseau anergie de blueCAD.....   | 160 |
| Figure 120 - Différentiel de température du réseau anergie de blueCAD sur l'année (a) ; Débits totaux véhiculés par le réseau anergie de blueCAD (b) .....   | 161 |
| Figure 121 - Consommation thermique annuelle du réseau anergie de blueCAD (a) ; Pertes thermiques annuelles du réseau anergie de blueCAD (b) .....   | 162 |
| Figure 122 – Valeurs des $COP_{réel}$ et moyennes des $COP_{max}$ des PACs de chauffage et d'ECS sur l'année pour le réseau anergie de blueCAD .....   | 163 |
| Figure 123 - Sous-stations critiques du réseau anergie de blueCAD (a) ; Pertes de charge comblées par les pompes de circulation du réseau anergie de blueCAD (b).....  | 164 |
| Figure 124 - Consommation électrique annuelle du réseau anergie de blueCAD.....  | 165 |
| Figure 125 - Monotone de puissance exergetique du réseau anergie de blueCAD .....  | 165 |

|   |     |
|---|-----|
| Figure 126 - Pertes exergetiques annuelles generées par les conduites de distribution du reseau anergie de blueCAD en comptabilisant les pertes de charge des sous-stations (a) ; même graphique sans comptabiliser les pertes de charge des sous-stations (b) .....                                      | 166 |
| Figure 127 - Solutions optimales de diamètres de blueCAD avec un reseau anergie (a) ; Distribution des pertes exergetiques des composants du reseau anergie de blueCAD (b) .....  | 166 |
| Figure 128 – Superstructures du reseau blueCAD à 70°C .....   | 168 |
| Figure 129 - Differentiel de temperature annuel du reseau blueCAD à 70°C (a) ; Débits totaux véhiculés par blueCAD à 70°C (b).....  | 168 |
| Figure 130 - Pertes thermiques annuelles du reseau blueCAD à 70°C .....   | 169 |
| Figure 131 - Monotones de puissance du reseau blueCAD à 70°C (a) et du reseau anergie de blueCAD (b) .....  | 170 |
| Figure 132 - Sous-stations critiques pour le reseau blueCAD à 70°C (a) ; Pertes de charge comblées par les pompes de circulation de blueCAD à 70°C (b).....   | 171 |
| Figure 133 - Monotones exergetiques du reseau blueCAD à 70°C (a) ; Pertes exergetiques annuelles du reseau blueCAD à 70°C (b).....  | 172 |
| Figure 134 - Solutions optimales de diamètres de blueCAD avec un reseau à 70°C (a) ; Distribution des pertes exergetiques des composants du reseau blueCAD à 70°C (b).....  | 172 |
| Figure 135 - Superstructures de blueCAD à 70°C avec la géothermie et FriCAD .....   | 173 |
| Figure 136 - Consommations énergetiques thermiques et électriques annuelles de blueCAD en fonction du pourcentage de géothermie à 70°C (a) ; Consommations exergetiques thermiques et électriques annuelles de blueCAD en fonction du pourcentage de géothermie à 70°C avec la frontière locale (b) ..... | 174 |
| Figure 137 - Consommations exergetiques thermiques annuelles de blueCAD en fonction du pourcentage de géothermie avec la frontière globale (a) ; Comparaison des courbes de charge énergetique et exergetique de la géothermie (cas avec 100 % de géothermie) (b).....                                    | 175 |
| Figure 138 – Evolution des consommations exergetiques annuelles de blueCAD en fonction du niveau de temperature avec 20 % (a) et 80 % (b) de géothermie dans la production .....  | 176 |
| Figure 139 – Représentations 3D (a) et 2D (b) de la consommation exergetique annuelle totale de blueCAD en fonction du niveau de temperature et du pourcentage de géothermie dans la production .....   | 177 |
| Figure 140 - Représentation de la distribution des pertes exergetiques depuis les sources jusqu’aux sous-stations sur le reseau anergie de blueCAD (frontière globale).....   | 178 |
| Figure 141 - Configuration optimale des diamètres de blueCAD à 45°C et 40 % de géothermie (a) ; Monotone de puissance de blueCAD à 45°C et 40 % de géothermie (b).....  | 180 |
| Figure 142 - Représentation de la distribution des pertes exergetiques depuis les sources jusqu’aux sous-stations sur blueCAD à 45°C et 40 % de géothermie (frontière globale).....   | 181 |
| Figure 143 - Schéma de principe d’une sous-station du reseau de la Cassine (source : ENGIE) .....   | 184 |
| Figure 144 - Modes de fonctionnement d’une thermo-frigo-pompe : « Chaud uniquement » (a) ; « Froid uniquement » (b) (Lemale et Gourmez, 2008) .....   | 185 |
| Figure 145 - Mode de fonctionnement d’une thermo-frigo-pompe : « Chaud et froid sans rejets » (Lemale et Gourmez, 2008).....  | 185 |
| Figure 146 - Modes de fonctionnement d’une thermo-frigo-pompe : « Chaud et froid avec rejets froid » (a); « Chaud et froid avec rejets chaud » (b) (Lemale et Gourmez, 2008) .....  | 185 |
| Figure 147 - Evolution de la puissance appelée sur l’année pour le reseau anergie de la Cassine (a) ; Monotone de puissance du reseau anergie de la Cassine en considérant les sources disponibles (b) .  | 189 |
| Figure 148 - Bilan exergetique des puits géothermiques pour le reseau anergie de la Cassine sur l’année .....   | 189 |
| Figure 149 - Superstructures de la Cassine à 70°C .....   | 190 |

|  |     |
|--|-----|
| Figure 150 - Pertes exergetiques en fonction du diamètre en sortie de centrale du réseau de la Cassine (a) ; Solutions optimales pour le dimensionnement des conduites selon le niveau de température du réseau de la Cassine (b)..... | 191 |
| Figure 151 - Représentations 3D (a) et 2D (b) de la consommation exergetique annuelle totale du réseau de la Cassine en fonction du niveau de température et du pourcentage de géothermie dans la production .....                     | 193 |
| Figure 152 - Configurations optimales des diamètres de la Cassine à 70°C (a) et à 20°C (b).....  | 194 |
| Figure 153 - Comparaison des consommations énergétiques thermiques annuelles des 3 concepts de réseaux de la Cassine.....  | 195 |
| Figure 154 - Comparaison des consommations électriques annuelles des 3 concepts de réseaux de la Cassine .....   | 196 |
| Figure 155 - Evolution des niveaux de température et des différentiels de température d'une sous-station du projet de (Barre, 2021) .....  | 205 |
| Figure 156 - Comparaison des différentiels de température réels et obtenus avec le modèle ADVENS pour une sous-station du réseau de Chambéry (SCDC ENGIE Solutions) .....  | 206 |
| Figure 157 - Exemple des pertes de charge d'un échangeur de chaleur d'une sous-station dans le cadre du projet de (Barre, 2021) .....  | 207 |

# Liste des Tableaux

---

|   |     |
|---|-----|
| Tableau 1 - Objectifs européens du Plan National Intégré Energie-Climat de la France (Commission Européenne, 2020).....   | 32  |
| Tableau 2 - Catégorie de réseaux thermiques en fonction du type de boucle et du nombre de conduites .....   | 39  |
| Tableau 3 - Catégorie de réseaux thermiques en fonction des directions du flux d'énergie et du fluide caloporteur.....  | 40  |
| Tableau 4 - Comparaison des méthodes allemande et danoise (Sharif et Hamid, 2016) .....   | 48  |
| Tableau 5 - Processus de conversion énergétique de l'énergie primaire en énergie utile pour 12 systèmes thermodynamiques (Hepbasli, 2012).....  | 57  |
| Tableau 6 - Données initiales de consommations énergétiques du réseau blueCAD fournies par Groupe E SA .....  | 81  |
| Tableau 7 - Longueurs des segments de blueCAD.....  | 82  |
| Tableau 8 – Données initiales de consommations énergétiques annuelles des bâtiments de la Cassine fournies par ENGIE.....   | 84  |
| Tableau 9 - Longueurs des segments de la Cassine.....   | 85  |
| Tableau 10 - Répartition sur une journée des appels de puissance d'ECS pour les bureaux et les logements (Kane, 2021) .....   | 90  |
| Tableau 11 - Puissances nominales obtenues avec ADVENS pour le réseau blueCAD.....  | 92  |
| Tableau 12 - Puissances nominales obtenues avec ADVENS pour le réseau de la Cassine .....   | 93  |
| Tableau 13 – Coefficients de pertes de charge singulières.....  | 110 |
| Tableau 14 - Coefficients de pertes de charge singulières lors d'un mélange de flux (Saint-Gobain PAM, 1989).....   | 112 |
| Tableau 15 – Lois de distribution des variables de sensibilité .....  | 119 |
| Tableau 16 – Variables constantes pour les analyses de sensibilité et d'incertitude .....   | 120 |
| Tableau 17 – Variables constantes pour l'optimisation exergetique .....   | 127 |
| Tableau 18 - Bilan exergetique annuel du réseau pour la solution globale de l'optimisation mono-objectif avec la frontière locale .....   | 151 |
| Tableau 19 - Résultats d'optimisation mono-objectif avec la frontière globale pour une source haute température produite avec une chaudière biomasse, une chaudière gaz ou une UVE.....                               | 153 |
| Tableau 20 - Bilan exergetique annuel de la solution optimale avec la frontière globale.....  | 153 |
| Tableau 21 - Résultats d'optimisation mono-objectif avec la frontière globale pour une source haute température produite avec une chaudière biomasse, une chaudière gaz ou une UVE (en dehors du réseau anergie)..... | 154 |
| Tableau 22 - Bilan exergetique annuel du réseau à 45°C et 100 % (frontière globale sans considérer le réseau anergie).....  | 154 |
| Tableau 23 - Comparaison des résultats d'optimums exergetiques de blueCAD avec l'approche agrégée et discrète.....  | 159 |
| Tableau 24 - Résultats de simulation du réseau anergie de blueCAD sur l'année .....   | 161 |
| Tableau 25 - Données des sous-stations critiques du réseau anergie de blueCAD .....   | 164 |
| Tableau 26 - Bilan exergetique annuel du réseau anergie de blueCAD.....   | 165 |
| Tableau 27 - Résultats de simulation du réseau blueCAD à 70°C sur l'année .....   | 169 |

|   |     |
|---|-----|
| Tableau 28 - Données des sous-stations critiques de blueCAD à 70°C .....  | 171 |
| Tableau 29 - Bilan exergetique annuel de simulation de blueCAD à 70°C .....   | 171 |
| Tableau 30 - Bilan exergetique annuel de blueCAD pour la solution globale de l'optimisation mono-objectif (reseau anergie) .....      | 178 |
| Tableau 31 – Performances annuelles des PACs decentralisees de chauffage du reseau anergie de blueCAD.....                            | 178 |
| Tableau 32 - Performances annuelles des PACs decentralisees d'ECS du reseau anergie de blueCAD .....                                  | 179 |
| Tableau 33 - Resultats de simulation de blueCAD à 45°C et 40 % de geothermie sur l'annee .....  | 181 |
| Tableau 34 - Bilan exergetique annuel de blueCAD à 45°C et 40 % de geothermie .....   | 181 |
| Tableau 35 - Performances annuelles des echangeurs decentralises de chauffage de blueCAD à 45°C et 40 % de geothermie .....           | 182 |
| Tableau 36 – Performances annuelles des PACs decentralisees d'ECS de blueCAD à 45°C et 40 % de geothermie .....                       | 182 |
| Tableau 37 – Comparaison des resultats exergetiques de blueCAD avec un reseau anergie ou à 45°C et 40 % de geothermie .....           | 183 |
| Tableau 38 - Valeurs des COP chauds et froids des TFPs de chauffage et d'ECS .....  | 186 |
| Tableau 39 - Bilan des resultats annuels de simulation du reseau anergie de la Cassine.....   | 188 |
| Tableau 40 - Bilan des resultats de simulation de l'extension du reseau SCDC pour alimenter la Cassine sur l'annee .....              | 191 |
| Tableau 41 - Resultats de simulation de l'optimum exergetique de la Cassine sur l'annee (20°C et 90 % de geothermie).....             | 194 |
| Tableau 42 - Comparaison des valeurs de consommations energetiques thermiques annuelles des 3 concepts de reseaux de la Cassine ..... | 195 |
| Tableau 43 - Comparaison des valeurs de consommations electriques annuelles des 3 concepts de reseaux de la Cassine.....              | 196 |
| Tableau 44 – Comparaison des resultats exergetiques des 3 concepts de reseaux de la Cassine.....                                      | 196 |



## 1

# Contexte et objectifs

## 1.1 Contexte général

En 2022, le Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat (GIEC) publie un rapport de projections accablantes sur les conséquences climatiques et humanitaires d'un réchauffement planétaire de 2°C (GIEC, 2022). Insécurité alimentaire, pénurie d'eau, extinction de la biodiversité, incendies, morbidité et mortalité liées à la chaleur, autant de risques qui d'après l'organisation, ne vont qu'amplifier avec l'augmentation de la température moyenne à la surface du globe. La Figure 1 montre une corrélation directe entre l'augmentation des températures et les émissions cumulées de CO<sub>2</sub> qui contribuent fortement au réchauffement climatique. Pour limiter le réchauffement à 2°C, selon les projections, il est nécessaire d'adopter des mesures drastiques car la trajectoire actuelle mènerait à une augmentation des émissions et donc un réchauffement climatique bien au-delà de 2°C.

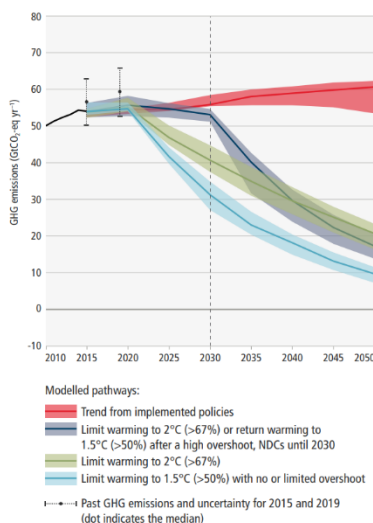


Figure 1 - Projections de l'évolution des émissions de CO<sub>2</sub> avec et sans mesures de limitation du réchauffement climatique à 2°C (GIEC, 2022)

En 2015, l'Accord de Paris a défini des mesures globales pour maintenir la hausse du réchauffement planétaire à 2°C d'ici la fin du siècle (Nations Unies, 2015). Néanmoins, le Ministère de la Transition Énergétique français estime que si toutes les mesures de l'accord étaient remplies, ces efforts placeraient la planète sur une trajectoire de réchauffement mondial supérieur à 3°C d'ici la fin du siècle (Ministère de la Transition Énergétique, 2020). Face à l'enjeu, l'Union Européenne avait voté et fixé deux

orientations (Brunetière et al., 2013; Ministère de la Transition écologique et de la Cohésion des territoires, 2021):

- « 3 x 20 » pour 2020 : 20 % de réduction des consommations, 20 % de réduction des gaz à effet de serre, 20 % d'énergies renouvelables dans le mix énergétique par rapport à 1990.
- « Facteur 4 » pour 2050 : diviser par 4 les émissions de gaz à effet de serre d'ici 2050.

Aujourd'hui, les objectifs du 3 x 20 sont contrastés :

- en 2018, les émissions de CO<sub>2</sub> totales avaient diminué d'environ 21,6 % par rapport à 1990 et de 18,7 % par rapport à 2005 (Joint Research Centre (European Commission) et al., 2019, p. 2).
- en 2018, les consommations d'énergies primaires et finales étaient supérieures respectivement de 5 % et 3 % par rapport à l'objectif de réduction de 20 % (Eurostat, 2020a).
- en 2018, la part des énergies renouvelables était de 18 %, avec 12 États membres ayant atteint une part égale ou supérieure à leurs objectifs de 2020 (Eurostat, 2020b).

Afin de renforcer les objectifs sur le plus long terme, la Commission Européenne a donc présenté en 2019 le Green Deal européen (ou Pacte vert européen), qui est un complément des précédentes mesures ayant pour ambition de faire de l'Europe le premier continent neutre sur le plan climatique à l'horizon 2050 (Commission Européenne, 2019). Un grand nombre de mesures concernent le secteur de l'énergie qui, en 2019, génère 47 % des émissions de gaz à effet de serre mondiales dont 41 % sont dues à la production d'électricité (Ministère de la Transition Ecologique, 2021).

Entre 1900 et 2019, la Figure 2 montre que les émissions annuelles de CO<sub>2</sub> liées à l'énergie sont passées de moins de 5 GtCO<sub>2</sub> à près de 35 GtCO<sub>2</sub> par année. Seules des périodes de crises politiques, économiques ou sanitaires ont causé un ralentissement de ces émissions, comme c'est le cas pour l'année 2020.

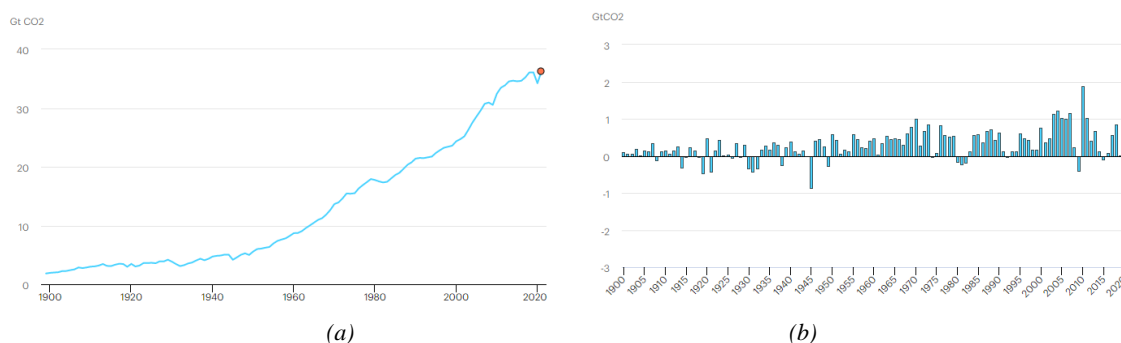


Figure 2 - Emissions de CO<sub>2</sub> mondiales dues au secteur de l'énergie entre 1900 et 2021 (a) et variations annuelles de ces émissions par rapport à l'année précédente (b) (IEA, 2022a, 2022b)

En 2020, la Figure 3a montre que la baisse des émissions de CO<sub>2</sub> liée à l'énergie s'explique par la diminution de 6 % de la demande en énergie primaire par rapport à 2019. Cette diminution est caractérisée en Figure 3b par une substitution des énergies primaires d'origine fossile par des énergies renouvelables de type éolien, solaire photovoltaïque ou hydroélectrique (OECD, 2020). La transition vers des énergies renouvelables est donc un levier d'action majeur pour abaisser durablement les émissions de gaz à effet de serre et ainsi limiter le réchauffement climatique.

Au niveau mondial, le chauffage et le refroidissement (secteur industriel, tertiaire, résidentiel, agriculture...) représente environ 50 % de la demande en énergie finale (IRENA et al., 2020). Il s'agit du poste de dépense énergétique le plus important, devant les transports et l'électricité. Sachant que le chauffage et le refroidissement reposent environ à 85 % sur les énergies fossiles (gaz naturel, charbon, produits pétroliers...), l'IRENA estime que ce secteur constitue plus du tiers du potentiel additionnel inexploité en énergies renouvelables : la part des énergies renouvelables dans le

chauffage/refroidissement pourrait atteindre 34 % d'ici 2030 si des mesures radicales sont adoptées rapidement (IRENA et Commission Européenne, 2018). Le rapport recommande notamment le déploiement massif de pompes à chaleur, de chauffe-eaux solaires ainsi que la conversion des réseaux de chaleur alimentés au gaz naturel ou au charbon pour accélérer le déploiement des énergies renouvelables.

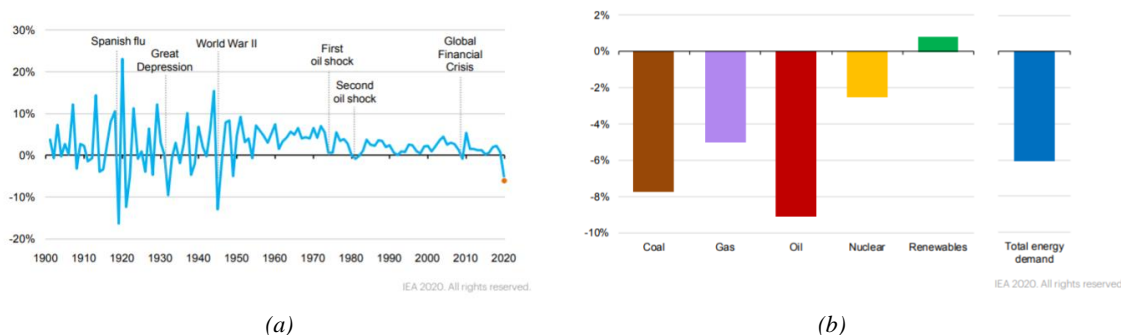


Figure 3 - Variations annuelles de la demande mondiale en énergie entre 1900 et 2020 (a) ; Estimation de la variation de la demande en énergie primaire entre 2019 et 2020 (b)

En Europe, le chauffage et le refroidissement représente 60 % de l'énergie finale (IEA, 2021a) et repose à 75 % sur des énergies primaires d'origine fossile (Coénove, 2017). En reprenant les définitions de (Weber, 2008), sont définies comme :

- énergies primaires, les énergies présentes dans la nature et qui ne sont pas exploitables sans être transformées.
- énergies finales, les énergies primaires transformées et utilisables directement par les systèmes de conversion d'énergie pour fournir la prestation finale (pellets, carburant, électricité, huile de chauffage...).
- énergies utiles, les énergies finales transformées par un système de conversion pour répondre directement aux besoins du consommateur (chaleur ou froid à un certain niveau de température, électricité).

La Figure 4 représente la répartition en énergie primaire, en énergie finale et en énergie utile à l'échelle européenne. Parmi les sources d'énergies primaires, Eurostat distingue les sources d'énergies fossiles, renouvelables et de récupération de la manière suivante (Directorate-General for Energy (European Commission) et al., 2022; Eurostat, 2019):

- les énergies renouvelables avec l'énergie hydraulique, la géothermie (eau chaude ou vapeur), l'énergie solaire, le vent, l'énergie des marées (mécanique), le biogaz, la biomasse, les biocarburants liquides (biodiesels...), la chaleur ambiante (air, eau du lac, eaux de surfaces).
- les énergies de récupération avec les déchets renouvelables (biologique), la chaleur fatale (procédés industriels, bâtiments tertiaires, data centers, métros...).
- les énergies fossiles avec le gaz naturel, le mazout, les produits pétroliers, les déchets non-renouvelables (non-biologique).

Pour précision, l'énergie géothermique est de la chaleur issue de la croûte terrestre et véhiculée sous forme d'eau chaude ou de vapeur. Elle est utilisée pour la production d'électricité ou exploitée directement pour le chauffage. Elle se distingue de la chaleur ambiante qui représente toutes les énergies chaleur de surface ou de faible profondeur et dont le niveau de température est exploitable avec une pompe à chaleur. Ces dernières sont regroupées dans la partie « *heat pumps* » dans les graphiques à suivre.

La Figure 4 montre qu'en Europe, la moitié de l'énergie est perdue lors du processus de conversion de l'énergie primaire en énergie utile. Le processus de conversion de l'énergie primaire en énergie finale génère près d'un tiers de pertes thermiques (Frederiksen et Werner, 2013). En plus de la transition vers les énergies renouvelables, des mesures d'amélioration des processus de conversion de l'énergie et de récupération de l'énergie fatale doivent être implémentées.

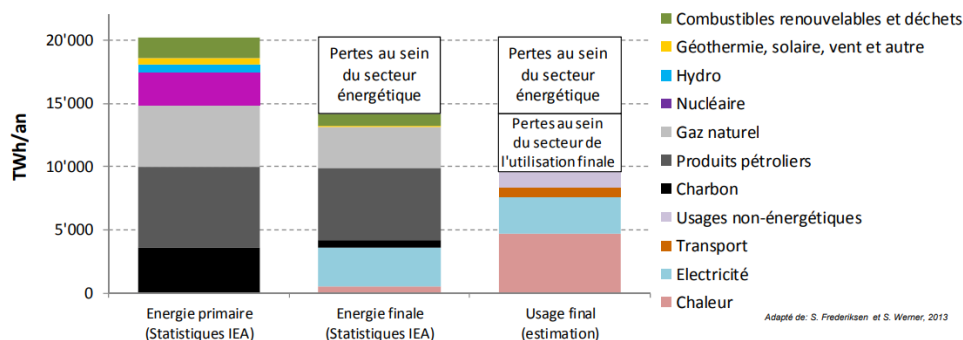


Figure 4 – Répartitions des consommations en énergies primaires, finales et utiles de l'Union Européenne en 2013 adapté de (Frederiksen et Werner, 2013; Quiquerez, 2017)

Le secteur du bâtiment a été identifié comme celui représentant « le principal gisement d'économies d'énergie exploitable immédiatement » (Sénat français, 2010). En Europe, le chauffage et le refroidissement dans le secteur résidentiel pèsent pour 40 % de l'énergie finale consommée (Commission Européenne, 2022). C'est dans ce contexte que l'Union Européenne a identifié les réseaux thermiques comme une solution majeure pour la décarbonation du système énergétique européen par l'intégration d'énergies renouvelables et durables (Directorate-General for Energy (European Commission) et al., 2022). En effet, l'idée fondatrice des réseaux thermiques est qu'ils permettent de récupérer l'énergie fatale locale qui serait perdue pour satisfaire les besoins de chauffage et de refroidissement (Frederiksen et Werner, 2013). Ils permettent donc d'améliorer l'efficacité globale des systèmes de conversion en récupérant la chaleur fatale mais aussi d'intégrer plus d'énergies renouvelables pour répondre aux besoins de chaleur.

Actuellement, de nombreux projets européens sont en cours pour déployer des réseaux thermiques alimentés à 100 % en énergies renouvelables et de récupération notamment en France avec le réseau de Grenoble, en Suède à Lund ou avec des projets déjà réalisés comme à Drammen en Norvège. Ces projets participent à la volonté des pays européens de répondre à leurs objectifs de réduction des émissions de gaz à effet de serre, en développant une solution durable et résiliente pour répondre aux évolutions de la demande de chauffage et de refroidissement.

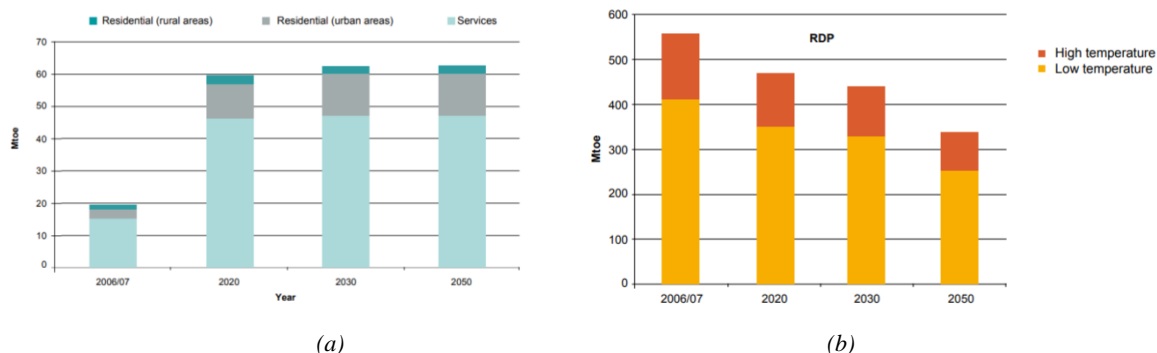


Figure 5 - Prévisions de l'évolution des demandes de refroidissement (a) et de chauffage (b) en Europe (European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling et al., 2011)

En effet, il est important de noter que les besoins thermiques vont évoluer drastiquement dans les années à venir. Avec l'augmentation des températures globales, la *European Technology and Innovation Platform on Renewable Heating and Cooling* estime que la demande en refroidissement va significativement augmenter d'ici 2050 par rapport à 2006 (RHC-ETIP, 2019). Déjà en 2011, ces derniers présentaient un scénario d'évolution des demandes de chauffage et de refroidissement en Europe en Figure 5 : le refroidissement serait multiplié par 3 entre 2006 et 2050 tandis que les demandes de chauffage diminueraient d'environ 25 % sur cette même période. Par ailleurs, la part de la demande de chaleur à basse température devrait augmenter par rapport à la chaleur haute température dans le bâtiment mais aussi pour répondre aux objectifs de décarbonation des industries (RHC-ETIP, 2019). Les réseaux thermiques permettent de répondre simultanément aux besoins de refroidissement et de chaleur à basse température en intégrant et en mutualisant les sources d'EnR&R basse température d'un quartier pour chauffer ou refroidir des bâtiments.

La prochaine section vise à définir et présenter les intérêts des réseaux thermiques qui, en plus de pouvoir fournir les prestations de chauffage et de refroidissement, permettent d'augmenter la part d'énergies renouvelables et de récupération du secteur.

## 1.2 Les réseaux thermiques

### 1.2.1 Définition

Un réseau de chaleur est un système énergétique qui produit et distribue de la chaleur à l'échelle d'un quartier ou d'une ville. Il est constitué de 3 composantes principales illustrées par la Figure 6 :

- une centrale de production centralisée et/ou des unités de production distribuées qui assurent la conversion de l'énergie primaire en énergie de distribution. Les systèmes énergétiques sont généralement des unités de cogénération, des chaudières, des échangeurs de récupération de chaleur. Ils sont alimentés par différentes sources d'énergie primaires d'origine fossile (gaz naturel, fioul...), renouvelables (biomasse, biogaz, géothermie, lacs...) ou de récupération (valorisation des déchets ménagers, récupération de chaleur des eaux usées, chaleur fatale...).
- un réseau de distribution de la chaleur dit réseau primaire. Il est composé de conduites qui véhiculent la chaleur produite avec un fluide caloporteur qui peut être de vapeur, de l'eau chaude surchauffée, de l'eau à moyenne température, de l'eau froide ou encore un fluide frigorigène comme du CO<sub>2</sub> (R744). Des pompes de circulation permettent de faire circuler le fluide.
- des sous-stations qui permettent de fournir la prestation de chaleur au client en convertissant l'énergie de distribution en énergie finale. Il s'agit généralement soit d'un échangeur de chaleur, soit d'une pompe à chaleur qui réalisent l'interface entre le réseau primaire et le réseau secondaire interne au bâtiment.

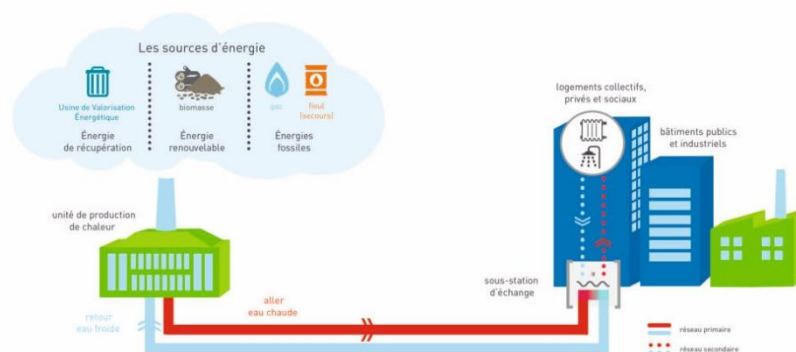


Figure 6 - Schéma de principe d'un réseau de chaleur (SCDC ENGIE Solutions, 2019)

Un réseau de froid fonctionne en sens inverse : il évacue la chaleur des bâtiments et la transporte jusqu'à un point de rejet dans l'air ou dans l'eau (lac, mer, rivière). Il est composé des 3 mêmes composantes schématisées en Figure 7 :

- une (ou plusieurs) centrale(s) de production qui permet d'évacuer la chaleur et ainsi de produire du froid. Si la température de la source d'énergie (air, lac, rivière...) est inférieure à celle demandée par le réseau, il n'y a pas besoin de système de production de froid en centrale : la source alimente directement les sous-stations, via un échangeur centralisé ou non. Il s'agit du free-cooling. Si la source d'énergie a une température supérieure à celle demandée par le réseau, il faut la refroidir en centrale. Les systèmes énergétiques pour ce faire sont principalement des groupes frigorifiques (ou groupes froids) à compression voir à absorption si une source de chaleur est disponible à proximité, des pompes à chaleur réversibles, des tours de refroidissement qui permettent de dissiper la chaleur (Fedene, 2021). Par ailleurs, un système de stockage de l'eau glacée peut permettre de garantir l'alimentation en froid des usagers aux heures de pointes ou en cas d'arrêt de l'usine de production (ENGIE, 2017).
- un réseau de distribution dit réseau primaire qui évacue la chaleur récupérée en sous-stations avec un fluide caloporteur. Le fluide véhiculé par le réseau peut être de l'eau froide ou un fluide frigorigène comme du CO<sub>2</sub> (R744). Sur la conduite aller, la température est généralement entre 1°C et 12°C, sur la conduite retour entre 10°C et 20°C (Fedene, 2021).
- des sous-stations assurant la collecte de la chaleur dans les immeubles à climatiser. Elles sont composées d'échangeur de chaleur, de pompes à chaleur réversibles ou de thermo-frigo-pompes. Ces dernières permettent la production combinée et simultanée de chaud et de froid.

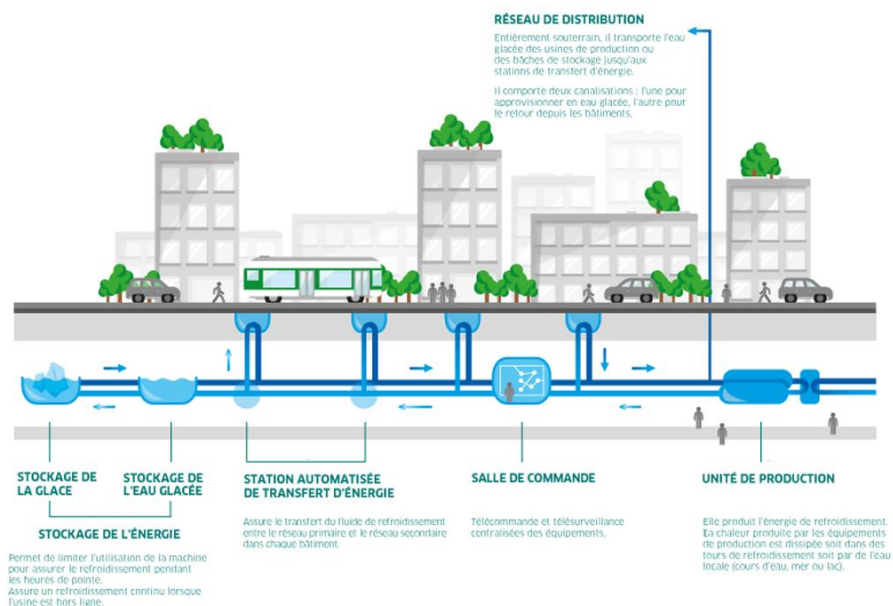


Figure 7 - Schéma de principe d'un réseau de froid (ENGIE, 2013)

Le terme de réseaux thermiques fait référence aussi bien aux réseaux de chaleur qu'aux réseaux de froid. Il y a de nombreux intérêts à considérer les réseaux thermiques dans la transition énergétique, dont certains sont détaillés par la suite.

### 1.2.2 Intérêts des réseaux thermiques

Les réseaux thermiques présentent de nombreux intérêts, parmi lesquels l'intégration massive d'énergies renouvelables et de récupération et l'adaptabilité face aux évolutions des demandes de chauffage et de refroidissement.

## Intégration massive des énergies renouvelables et de récupération

La Figure 8a résume le mix énergétique des réseaux de chaleur européens en 2018. Près de 70 % de l'énergie primaire est d'origine fossile avec principalement du gaz naturel, du charbon et de la tourbe. Cela s'explique en partie car 63 % de la production de chaleur des réseaux européens repose sur la cogénération (Directorate-General for Energy (European Commission) et al., 2022). Des niveaux de température et de pression importants sont nécessaires ce qui implique l'utilisation de combustibles principalement fossiles.

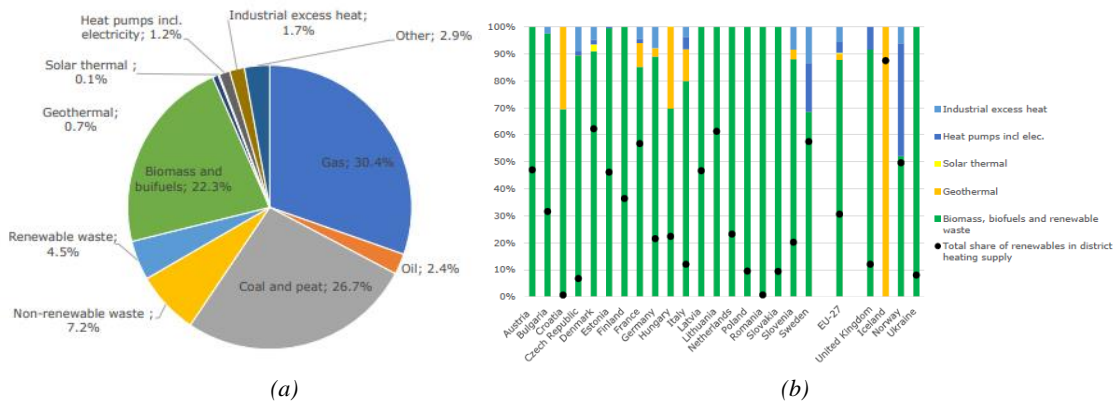


Figure 8 - Mix-énergétique des réseaux de chaleur européens en 2018 (a) ; Taux d'énergies renouvelables (points noirs) et répartition des énergies renouvelables dans la production des réseaux de chaleur européens en 2018 (b) (Directorate-General for Energy (European Commission) et al., 2022)

Ce graphique traduit par ailleurs la diversité des sources qu'il est possible d'intégrer sur les réseaux. Il souligne le potentiel de recours aux énergies renouvelables dont la part est de 33 % en 2018. Néanmoins, la Figure 8b montre qu'une forte disparité existe entre les pays. La Roumanie, la Croatie et la République Tchèque ont moins de 5 % d'énergies renouvelables sur leurs réseaux de chaleur tandis que le Danemark ou la Lituanie en intègrent 60 %. Tous pays confondus, 88 % des EnR&R utilisées sur les réseaux sont des bioénergies (biomasses, biocombustibles, déchets). Certains pays ont une part importante de géothermie comme l'Islande qui est quasi exclusivement alimentée en énergies renouvelables via ces réseaux. La Suède, l'Italie, la Norvège ou encore la France présentent une diversité plus importante en énergie renouvelables mais une marge de progression existe quant à leur part totale dans la production.

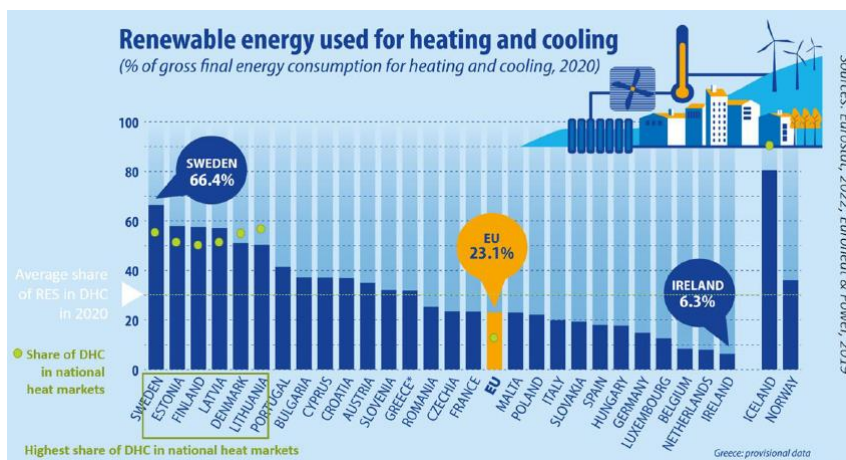


Figure 9 - Taux d'énergies renouvelables et part des réseaux de chaleur dans 6 pays de l'Union Européenne, la Norvège et l'Islande en 2020 (Euroheat & Power, 2022)

Par ailleurs, comme le mentionne (Frederiksen et Werner, 2013), une grande part des énergies renouvelables liées à la récupération de chaleur fatale résulte de la consommation industrielle en énergie fossile. Avec une stratégie de réduction des énergies fossiles, il est nécessaire d'anticiper la diminution des énergies de récupération issues de procédés industriels ayant recours à des énergies fossiles pour des pays comme la Norvège, la Suède ou la France.

De manière générale, selon (Euroheat & Power, 2022) il existe une corrélation directe entre les réseaux thermiques et le taux d'énergie renouvelable d'un pays. La Figure 9 montre que les pays ayant le plus recours aux réseaux de chaleur comme la Suède ou le Danemark sont ceux ayant les pourcentages d'énergies renouvelables les plus importants pour leur production totale de chaleur et de froid en 2020.

### Adaptabilité face aux évolutions des demandes de chauffage et de refroidissement

En Europe et dans le monde, une tendance se dessine : les demandes de refroidissement des bâtiments et le nombre de climatiseurs individuels installés était 50 fois plus important en 2010 qu'en 1990 (Adnot et al., 2003). En effet, le changement climatique provoque une hausse mondiale des températures, de leurs variations, de l'intensité et de la fréquence des valeurs extrêmes (Clean Cooling Collaborative, 2020). La Figure 10 l'illustre, en représentant l'effet de l'augmentation de la moyenne des températures sur les conditions climatiques. La température suit une loi de distribution normale. Le décalage vers les hautes températures a pour conséquence un climat plus chaud avec une occurrence plus probable de valeurs extrêmes.

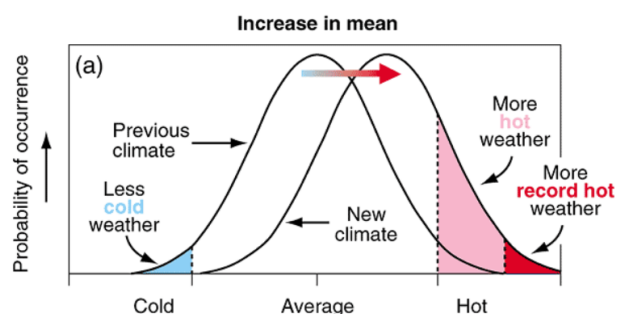


Figure 10 – Représentation des conséquences climatiques liées à l'augmentation de la moyenne des températures avec une distribution normale (Houghton et al., 2001)

Un indicateur concret est le nombre de degrés-jours de chauffage et de refroidissement qui ont respectivement diminué et augmenté ces dernières années. En 2019, la moyenne mondiale de degrés-jours de refroidissement est 15 % supérieure à celle de 2000 (IEA, 2021b; Spinoni et al., 2015). Pour répondre à ces besoins, des unités de refroidissements individuelles sont principalement sollicitées. Elles utilisent généralement des gaz fluorés, principalement les hydrocarbures fluorés (HFC), ayant un effet sur le réchauffement climatique près de 25000 fois supérieur à celui du CO<sub>2</sub> (Commission Européenne, 2016). D'ici 2050, les HFC pourraient générer 20 % des émissions de gaz à effet de serre. Par ailleurs, ces unités ne peuvent constituer une norme car elles génèrent des besoins électriques importants sur la période estivale. Il est donc nécessaire de répondre à la demande de froid des bâtiments de manière durable en pensant à d'autres alternatives, telles que les réseaux de froid (Clean Cooling Collaborative, 2020). Ces derniers permettent de désengorger les réseaux électriques tout en valorisant les ressources locales, de limiter au maximum l'utilisation de HFC et de centraliser la production d'eau froide avant de la distribuer aux bâtiments via un réseau de conduites sous-terraines.

En définitive, les réseaux thermiques permettent simultanément de mutualiser les ressources, d'intégrer plus d'énergies renouvelables tout en répondant à l'évolution des besoins de chauffage, d'eau chaude sanitaire et de refroidissement, en particulier dans les régions densément peuplées. Néanmoins, dans les pays européens, la part de réseaux thermiques dans la fourniture de chauffage et de refroidissement n'est que de 11 % à 12 % en moyenne (Observatoire des réseaux de chaleur et de froid,



2017). Une disparité existe entre les pays avec un taux qui atteint 60 % au Danemark contre 9 % et 5 % respectivement en Suisse et en France. Un fort potentiel de déploiement des réseaux thermiques existe pour augmenter la part d'énergies renouvelables dans le mix énergétique de ces deux pays, comme explicité dans les prochaines sections.

### 1.2.3 Les réseaux thermiques en France

Comme mentionné dans son Plan National Intégré Energie-Climat, la France souhaite atteindre 38 % d'Energies Renouvelables et de Récupération (EnR&R) dans le secteur du chauffage d'ici à 2030. Pour ce faire, l'un des objectifs présentés dans le Tableau 1 est d'augmenter la part des réseaux thermiques de 1 % au minimum par an pour répondre aux besoins de chaleur (Commission Européenne, 2020).

|  | Objectif  | Horizon | Prévision   |
|--|---|---------|---|
| Consommation énergétique finale  | Objectif national de -20% par rapport à 2012<br>Objectif européen de -32,5% par rapport au tendanciel | 2030    | 120,9Mtep<br>Soit - 32,6% par rapport à Primes 2007 |
| Consommation d'énergie primaire  | Pas d'objectif national<br>Objectif européen de -32,5% par rapport au tendanciel                      | 2030    | 202,2Mtep<br>Soit - 24,6% par rapport à Primes 2007 |
| Part de la consommation d'énergie d'origine renouvelable dans la consommation d'énergie finale brute | Objectif national de 33%<br>Objectif européen de 32 %   | 2030    | 41Mtep<br>Soit 33%                                  |
| Chaleur et froid d'origine renouvelable et de récupération dans les réseaux de chaleur               | +1% par an jusqu'à 60%  | 2030    | +0,9% par an jusqu'à 65%                            |
| Rythme d'accroissement du taux de renouvelables et de récupération dans la chaleur                   | +1,3% par an  | 2030    | Entre +1,2% et +1,8% par an                         |
| Emissions GES hors UTCATF et hors secteurs soumis au marché carbone européen (EU ETS)                | -37 % par rapport à 2005  | 2030    | -42%  |

Tableau 1 - Objectifs européens du Plan National Intégré Energie-Climat de la France (Commission Européenne, 2020)

En effet, (Euroheat & Power, 2022) souligne les progrès réalisés par les réseaux thermiques français dans l'intégration d'EnR&R. La Figure 11a montre qu'entre 2011 et 2019, le pourcentage d'EnR&R a augmenté de 17 % en France. En 2020, il excède les 60 % comme mentionné dans la Figure 11b.

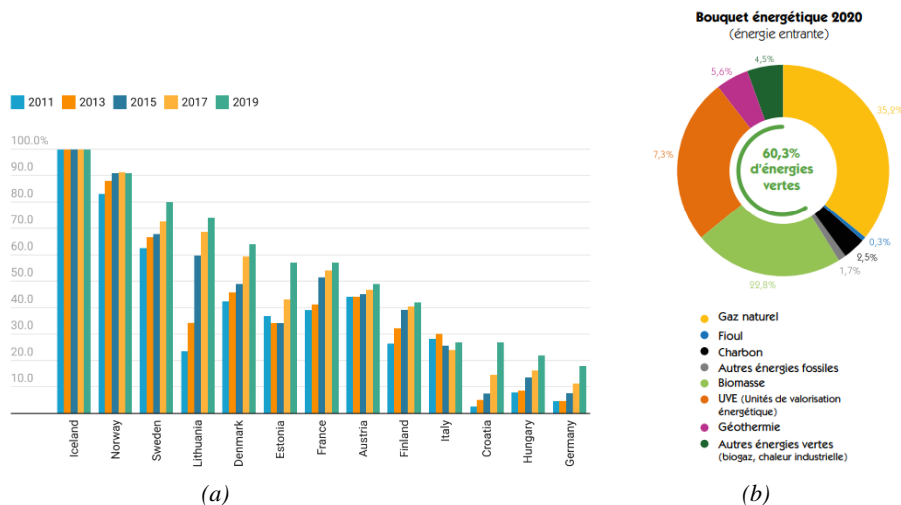


Figure 11 - Part d'énergies renouvelables des réseaux thermiques de plusieurs pays européens entre 2011 et 2019 (Euroheat & Power, 2022) (a) ; Répartition des énergies primaires alimentant les réseaux thermiques français en 2020 (Fedene, 2021) (b)

En 2020, la France compte 833 réseaux de chaleur qui ont livré 25,3 TWh par an de chaleur et 32 réseaux de froid qui ont livré 0,81 TWh par an de froid (Fedene, 2021). La Figure 11b montre que les principales énergies primaires utilisées sont des énergies renouvelables (biomasse, géothermie) et de récupération (unité de valorisation des déchets). Néanmoins, en 2015 et 2019, seul 5 % du secteur résidentiel a recours aux réseaux thermiques pour se chauffer en France (Euroheat & Power, 2022). Le potentiel de recours aux réseaux thermiques pour décarboner le secteur est donc important. Le projet Heat Roadmap Europe a établi des projections pour plusieurs pays européens sur l'évolution de la part des réseaux thermiques dans la fourniture des prestations de chauffage entre 2030 et 2050 (Euroheat & Power, 2022). Avec les objectifs fixés, les acteurs du projet estiment que la France pourrait passer de 5 % à 10 % de chaleur fournie au secteur résidentiel en 2030, puis 20 % en 2050 (Euroheat & Power, 2022).

Avec la Figure 12, Heat Roadmap Europe propose un scénario de mix-énergétique des réseaux thermiques français en 2050. Une grande part de l'énergie provient de la récupération de la chaleur fatale et de la cogénération, ce qui permet d'améliorer l'efficacité énergétique globale du secteur. Par ailleurs, ils montrent qu'il est possible d'intégrer beaucoup plus d'énergies renouvelables sur les réseaux français comme la chaleur ambiante via les pompes à chaleur, la géothermie ou le solaire thermique. Pour ce faire, la FEDENE souligne qu'il est nécessaire d'abaisser les niveaux de température des réseaux afin d'exploiter plus de sources de températures intermédiaires (Fedene, 2021).

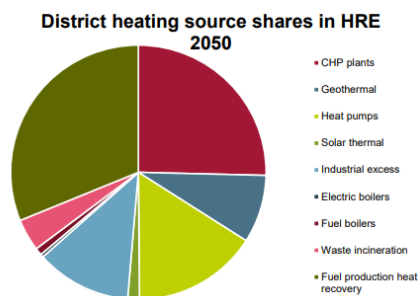


Figure 12 - Scénario du mix-énergétique des réseaux de chaleur français en 2050 par Heat Roadmap Europe (Paardekooper et al., 2018)

En France, la Figure 13a montre que 89 % des réseaux thermiques sont à des niveaux de température compris entre 110°C et 90°C (Fedene, 2021). En résulte un mix énergétique des réseaux thermiques français composé à plus de 60 % de combustibles qui permettent d'atteindre ces niveaux de température (gaz naturel, biomasse, fioul et charbon).

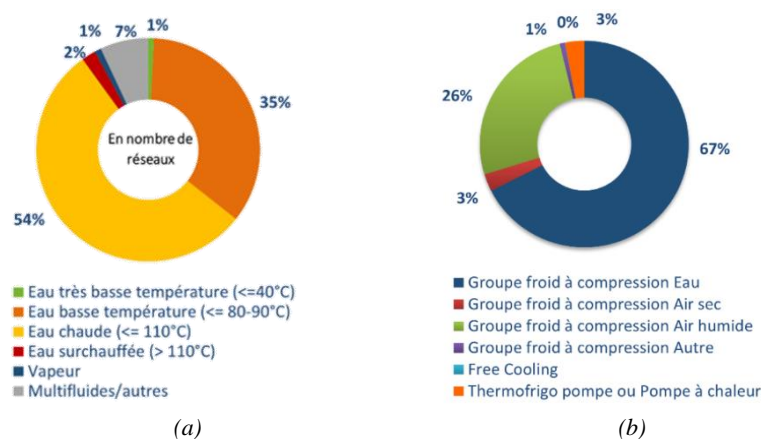


Figure 13 - Niveaux de température des réseaux de chaleur français en 2020 (a) ; Répartition des systèmes de production de froid sur les réseaux français (Fedene, 2021)

Concernant les réseaux de froid, la Figure 13b montre que 97 % du froid est produit avec des groupes froids à compression ayant comme source froide de l'eau à 67 %, de l'air humide à 26 %, de l'air sec et d'autres sources à 4 %. Cela implique une consommation électrique non négligeable sur ces réseaux. La part des groupes froids à absorption n'est que de 0,4 %. Par ailleurs, peu de réseaux utilisent des thermo-frigo-pompes ou pompes à chaleur pour la production simultanée de chaud et de froid.

L'enquête ne recense que 6 réseaux à boucles tempérées sur les 833, dont 5 assurent simultanément les prestations de chaud et de froid. Sur ces réseaux à très basse température, le taux d'énergies renouvelables est de 70,8 % ce qui atteste du potentiel d'intégration de plus d'énergies renouvelables par l'abaissement des niveaux de température.

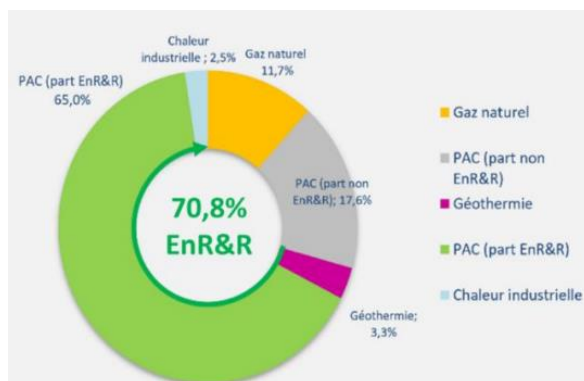


Figure 14 - Mix-énergétique des réseaux thermiques français à boucle tempérée (Fedene, 2021)

Ainsi, pour répondre aux objectifs du Plan National Intégré Energie-Climat, le recours aux réseaux thermiques doit être accru et leur niveau de température doit être abaissé pour favoriser l'intégration de plus d'EnR&R.

## 1.2.4 Les réseaux thermiques en Suisse

En Suisse, dans le cadre de la Stratégie énergétique 2050, l'objectif est de diminuer de 50 % les émissions de CO<sub>2</sub> d'ici 2030 (OFEN, 2020). Pour y répondre, la Confédération mise sur le potentiel d'amélioration de l'efficacité énergétique du secteur du chauffage et du refroidissement notamment par l'intégration de plus d'EnR&R. La consommation énergétique suisse de 100 TWh par an de chaleur représente environ la moitié de la consommation en énergie finale totale du pays. Sa production repose à 60 % sur des énergies primaires d'origine fossiles (Nussbaume et al., 2021). Pour décarboner le secteur, les réseaux thermiques (nommés chauffage à distance ou froid à distance) sont identifiés comme une solution durable de distribution de chaleur et de froid tout en valorisant les EnR&R. En 2050, on estime que les réseaux de chaleur pourront répondre à 38 % de la demande (SuisseEnergie, 2018).

En 2016, l'Office Fédéral de l'Energie (OFEN) lance le programme « Réseaux thermiques » pour le recensement des réseaux thermiques en opération sur le territoire. Aujourd'hui, 1077 sont recensés sur la plateforme de la Confédération Suisse (OFEN, 2021). L'Association suisse du chauffage à distance estime qu'en tenant compte de l'ensemble des exploitants de réseaux de chaleur, la vente de chaleur était d'environ 8,5 TWh par an en 2020 (Association suisse du chauffage à distance, 2022). Les réseaux suisses répondent ainsi à 9% des besoins de chaleur. Comme en France, la marge de progression est significative. La Figure 15 montre qu'ils sont alimentés à 77,2 % en EnR&R avec principalement la biomasse (32,3 %), les usines d'incinération des déchets (31,8 %), la chaleur ambiante (8,5%), les rejets thermiques des centrales nucléaires (4,6 %). Ils dépendent à 22,8 % d'énergies fossiles avec le gaz naturel (20,7 %) et le mazout (2,1 %). L'OFEN cherche donc à doubler la production de chaleur via les réseaux thermiques pour augmenter la part d'énergies renouvelables dans la production de chaleur et de froid (OFEN, 2020).

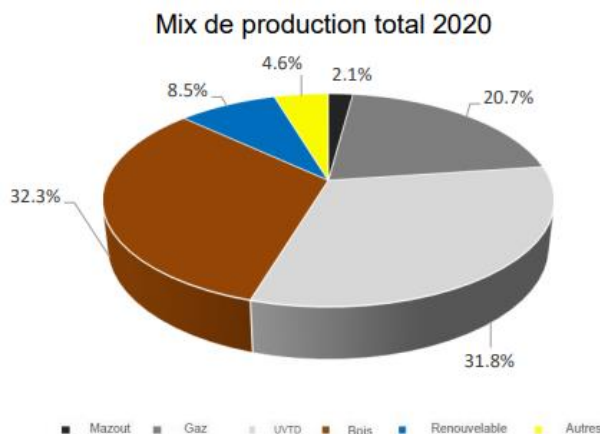


Figure 15 - Mix-énergétique des réseaux de chaleur suisses en 2020 (Association suisse du chauffage à distance, 2022)

Dans l'objectif d'un déploiement massif des réseaux thermiques, il est nécessaire d'identifier les exigences de température des consommateurs. Les normes SIA classifient les bâtiments selon les niveaux de températures requis pour le chauffage, l'eau chaude sanitaire (ECS) et le refroidissement (Hangartner et al., 2018; SIA, 2022). La Figure 16 résume ces niveaux de température selon le type de construction (existant ou neuf) et le type de système d'émission dans le bâtiment (radiateurs, ventilation et chauffage au sol pour les bâtiments neufs).

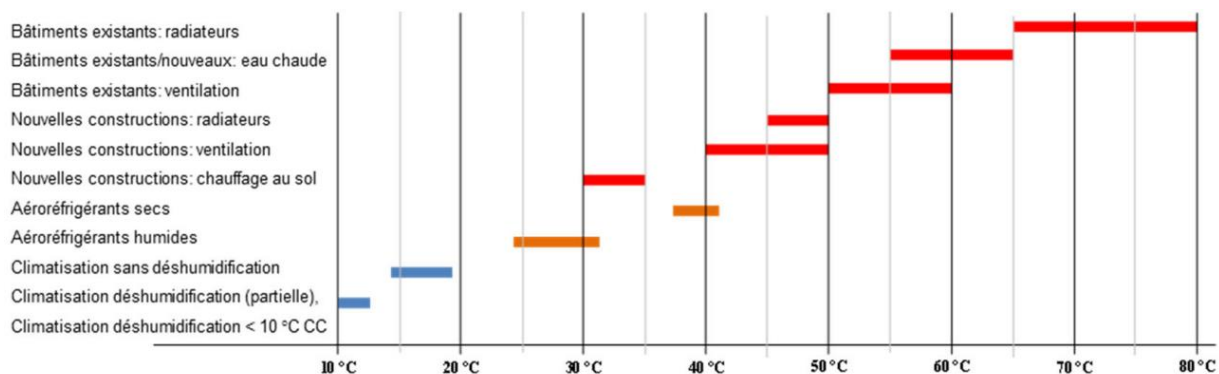


Figure 16 – Résumé des exigences de températures des consommateurs par typologie de bâtiment (Hangartner et al., 2018)

Les températures de chauffage sont jusqu'à 30°C plus élevées pour les bâtiments existants que pour les nouvelles constructions. Les nouvelles constructions demandent entre 40°C et 50°C avec un radiateur ou système de ventilation tandis que le chauffage au sol ne requiert que 30°C à 35°C. La température d'ECS est en moyenne de 60°C, que le bâtiment soit neuf ou existant afin de prévenir les risques de légionelles.

Le raccordement d'un bâtiment à un réseau thermique doit donc être étudié selon le niveau de température de ce dernier. En effet, si la température du réseau est inférieure aux exigences de chauffage et/ou d'ECS, une pompe à chaleur doit être installée en sous-station pour élever la température. Cela explique la grande part dans la production des énergies comme la biomasse ou la valorisation des déchets qui permettent de fournir des niveaux de température suffisamment élevés pour répondre à la demande de l'ensemble des bâtiments. Néanmoins, ces hauts niveaux de température génèrent des déperditions thermiques importantes. L'Association suisse du chauffage à distance estime que les pertes thermiques sont en moyenne de 11,6 % (Association suisse du chauffage à distance, 2022). La volonté d'abaisser les niveaux de température des réseaux suisses se justifie donc par la diminution des déperditions de chaleur en plus de l'intégration plus importante d'énergies renouvelables. C'est dans ce contexte que

(Hangartner et al., 2018) propose une classification des réseaux thermiques selon leur niveau de température.

La Figure 17 présente la classification des réseaux thermiques en fonction du niveau de température retenue par l'OFEN (Hangartner et al., 2018).

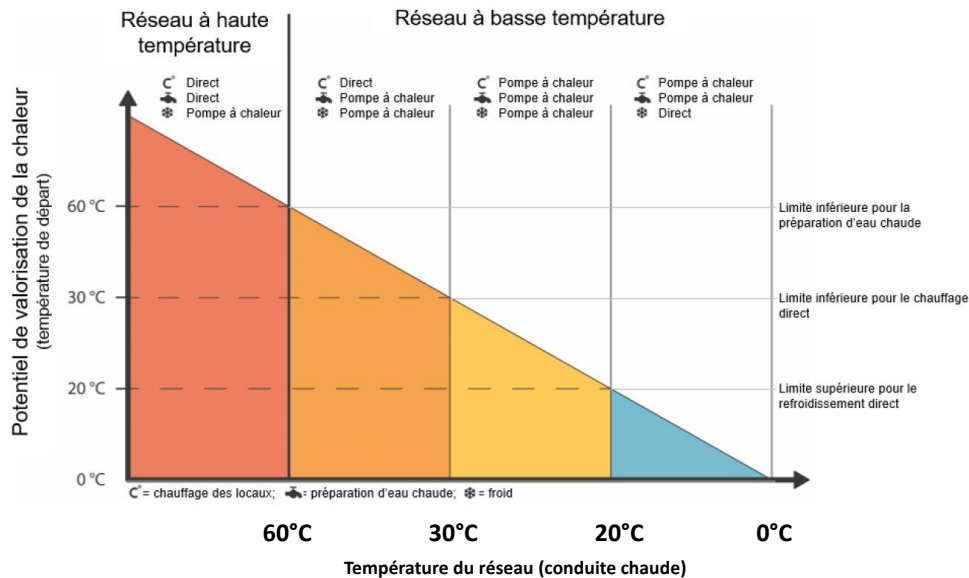


Figure 17 - Classification des réseaux thermiques en fonction du niveau de température, adapté de (Hangartner et al., 2018; Nussbaume et al., 2021)

Elle montre que pour les réseaux dit à haute température (température supérieure à 60°C) les besoins de chaud sont couverts par des échangeurs de chaleur tandis que les besoins de refroidissement sont assurés par une solution externe (pompe à chaleur ou machine frigorifique). (Hangartner et al., 2018) envisage l'intégration des rejets thermiques des machines de refroidissement sur la conduite chaude ou pour le préchauffage de l'eau chaude. Pour les réseaux à très basse température (inférieure à 20°C) la configuration est inversée : les besoins de chaud sont couverts par les pompes à chaleur, le refroidissement par des échangeurs. Ainsi, cette classification est à la base de la stratégie de l'OFEN pour répondre aux objectifs de déploiement des réseaux thermiques. Elle permet de définir les technologies à déployer dans les bâtiments pour sécuriser l'approvisionnement en chaleur et en froid selon la température du réseau.

De manière générale, les réseaux thermiques sont identifiés par les pays européens comme une solution essentielle pour répondre aux besoins de chauffage et de refroidissement à l'horizon 2050. Ils permettent de valoriser plusieurs sources d'énergies renouvelables et ainsi décarboner le secteur. Selon (Buffa et al., 2019), l'abaissement des niveaux de température des réseaux permet de fournir simultanément les services de chauffage et de refroidissement tout en intégrant plus d'énergies renouvelables à basse température. Par ailleurs, l'amélioration des performances énergétiques des bâtiments conduit à l'abaissement de la température de consigne de chauffage pour fournir de la chaleur à une température aux alentours de 40°C (Programme UNEP, 2016). Il est donc moins justifié de faire appel à des sources haute température dans les années à venir. Ces faits expliquent cette volonté de transiter vers des réseaux de plus basse température, permettant ainsi de valoriser des sources d'énergies basse température c'est-à-dire à faible contenu exergétique (Fitó et al., 2020a).

## 1.3 Evolution des réseaux thermiques vers les basses températures

Malgré l'engouement récent pour les réseaux thermiques, les premiers réseaux modernes se développent en Europe à partir du 20<sup>ème</sup> siècle. Ils répondent dans un premier temps aux besoins de chaleur de grandes villes puis aux objectifs d'indépendance énergétique suite aux chocs pétroliers. Aujourd'hui, ils sont considérés comme une solution d'avenir pour limiter la consommation en énergie fossile en évoluant vers les basses températures.

### 1.3.1 Les réseaux conventionnels

Initialement, l'objectif des réseaux thermiques était de centraliser la production d'énergie afin d'optimiser le rendement global des installations de chauffage et de froid à l'échelle d'un quartier. Cette fonction est remplie par les premières générations de réseaux thermiques (chaud et froid distincts) qui ont évolué au cours du temps pour répondre aux problématiques d'urbanisation des villes (Collins, 1976). Du côté des réseaux de chaleur, la Figure 18 résume les 4 générations proposées par (Lund et al., 2014) :

- la première génération, introduite aux États-Unis dans les années 1880, utilise la vapeur comme fluide caloporteur. La majorité des réseaux construits avant 1930 sont basés sur cette technologie qui fonctionne à des pressions et températures élevées.
- la seconde génération utilise de l'eau chaude sous pression avec des températures généralement supérieures à 100°C. Ils sont prépondérants entre les années 1930 et 1970, lorsque la motivation première est de faire des économies de consommation en énergies fossiles par l'introduction de centrales à cogénération.
- la troisième génération utilise toujours de l'eau surchauffée mais à des températures inférieures à 100°C. Cette technologie des années 1980 est caractérisée par des installations standardisées et compactes pour faciliter l'intégration des systèmes en sous-stations et l'extension des réseaux (Li et al., 2017).

Malgré leur simplicité d'opération technico-économique, ces réseaux présentent de nombreux désavantages. Les réseaux à vapeur sont dangereux et ont causé de nombreuses explosions mortelles (Lund et al., 2014). De plus, ils génèrent de nombreux cas de corrosion au niveau de conduites de retour avec les condensats. Par ailleurs, les températures élevées génèrent des pertes thermiques en ligne importantes et qu'il faut limiter en investissant dans l'isolation des conduites (de Boer, 2018).

Pour ce qui est des réseaux de froid, la classification proposée est la suivante (Lund et al., 2014; Østergaard et al., 2022):

- la première génération, introduite en fin de 19<sup>ème</sup> siècle, utilise directement le fluide réfrigérant comme fluide caloporteur avec un condenseur centralisé et des évaporateurs décentralisés au niveau des sous-stations.
- la seconde génération, introduite dans les années 1960, utilise de l'eau froide comme fluide caloporteur et des groupes froids à compression centralisés.
- la troisième génération intègre de nouvelles sources et solutions de refroidissement telles que des groupes froid à absorptions, des groupes froid à compression avec ou sans récupération de chaleur ou encore du free-cooling grâce à l'eau d'un lac.

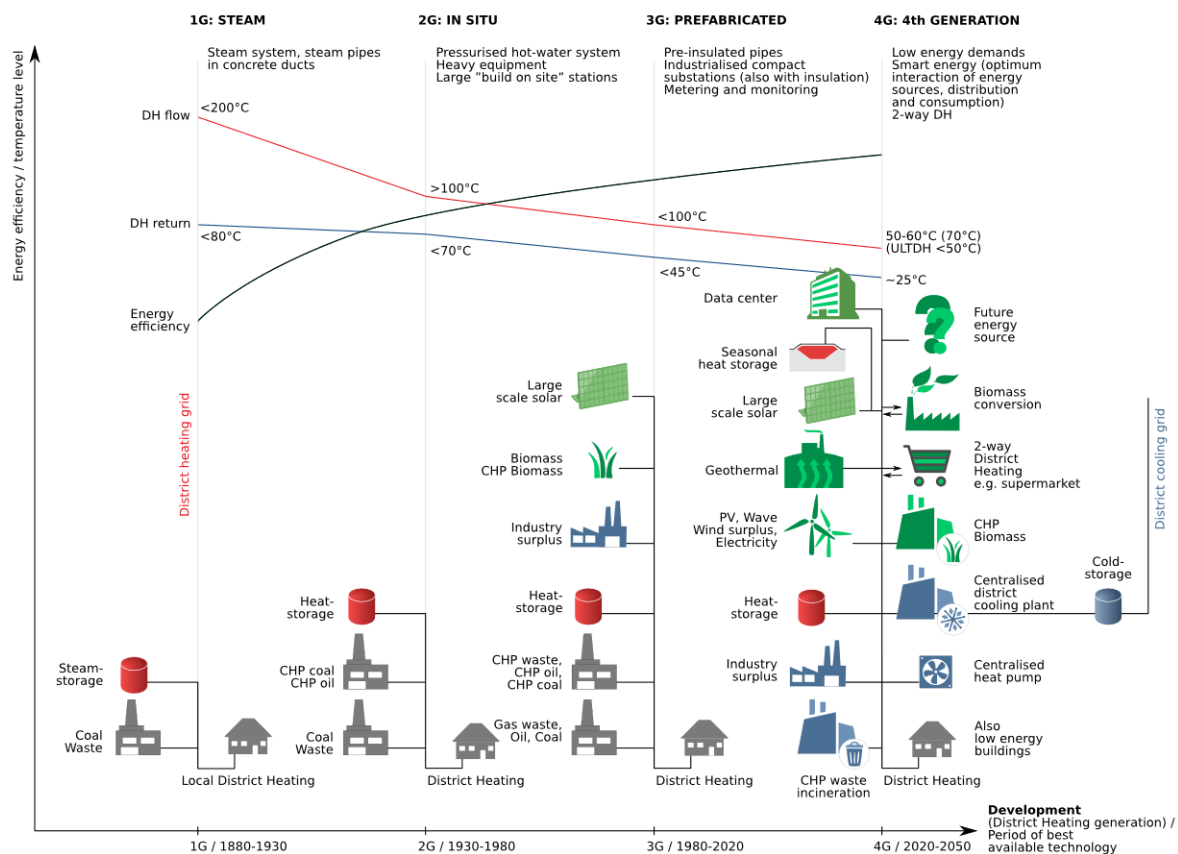


Figure 18 - Définitions des 1<sup>ère</sup> à 4<sup>ème</sup> générations de réseaux de chaleur selon (Lund et al., 2014)

Néanmoins, l'interdiction d'utilisation de certains réfrigérants avec le protocole de Montréal et les dommages environnementaux que ces derniers génèrent, obligent à penser à des alternatives durables (United Nations and Environment Programme, 2006). Ces points expliquent en partie le développement de nouveaux concepts avancés de réseaux thermiques ces dernières années.

### 1.3.2 Les réseaux avancés

Suite aux différents évènements politiques des années 1990, la préoccupation est d'avantage l'indépendance énergétique des nations en limitant les importations de sources fossiles et en promouvant le recours aux énergies locales, renouvelables dans une démarche d'efficacité énergétique (Lund et al., 2014). Aujourd'hui, les réseaux thermiques de 4<sup>ème</sup> génération tentent de répondre à cet objectif :

- ils sont limités à des températures inférieures à  $70^{\circ}\text{C}$  pour l'intégration efficace d'EnR&R à faibles niveaux de température. C'est le cas des réseaux dits « *Ultra-low temperature* » qui constituent une alternative porteuse, avec des températures d'alimentation autour de  $40^{\circ}\text{C}$  couplés à des PAC pour le préchauffage de l'ECS et des échangeurs de chaleur pour le chauffage (Dolna et Mikielewicz, 2020; Li et al., 2017; Mugaguren et al., 2019; Østergaard et Svendsen, 2017; Yang et al., 2016a).
- dans une démarche d'interconnexion des réseaux urbains, ces réseaux interagissent plus intelligemment avec les réseaux électriques, de chaleur et de gaz permettant ainsi l'intégration de solutions de machines à compression et/ou à absorption notamment pour la valorisation de la chaleur fatale (Calderoni et al., 2019; Chardon et al., 2020).

Cependant, malgré des températures plus basses, l'intégration de sources d'énergies renouvelables est complexe de par leur intermittence et des températures qui restent trop élevées sur le réseau pour

intégrer des sources à très basse température (Li et Wang, 2014). Par ailleurs, la dynamique du réseau nécessite une gestion et un pilotage méticuleux au niveau des sous-stations : ce sont les points du réseau où les dévalorisations de températures (pertes exergetiques par dévalorisation) sont les plus importantes (Castro Flores et al., 2016). L'augmentation du degré de complexité des sous-stations avec des PACs et/ou des échangeurs peut accentuer ces pertes si les équipements sont sous/surdimensionnés et/ou mal exploités. A cela s'ajoute la redondance des réseaux de chaud et de froid distincts gérés par des entités différentes ce qui augmente les investissements, multiplie l'installation de conduites, amplifie les risques d'incidents et complexifie les interactions inter-réseaux (Andrews Tipper et al., 2018).

Pour ces raisons, une nouvelle génération de réseaux caractérisés par la production simultanée de chaud et de froid est introduite par (Buffa et al., 2019): les réseaux de 5<sup>ème</sup> génération. Ils opèrent à des températures de l'ordre de 0°C à 25°C ce qui permet de fournir simultanément des prestations de chauffage (avec des pompes à chaleur) et de refroidissement mais aussi d'intégrer des ressources énergétiques renouvelables. Selon les protagonistes, plusieurs configurations existent en fonction de la source énergétique utilisée (géothermie, aquifère, lac, rivière, chaleur fatale...), du nombre de conduites (un à quatre tubes), du type de fluide caloporteur (eau, réfrigérant) ou encore du sens de circulation des flux (unidirectionnelle ou bidirectionnelle). Ce dernier point traduit l'aptitude des consommateurs à soutirer ou intégrer de l'énergie sur le réseau thermique (Buffa et al., 2019). Le Tableau 2 résume les catégorisations principales de ces réseaux trouvées dans la littérature concernant leur structure physique (type de boucle et nombre de conduites).

| Type de boucle   |   | Nombre de conduites   |   |  |   |
|--|---|---|---|--|---|
| <i>Open</i>  | <i>Closed</i>   | <i>One-pipe</i>   | <i>Two-pipe</i>   | <i>Three-pipe</i>  | <i>Four-pipe</i>  |
| Le fluide caloporteur est extrait de la source pour alimenter directement les sous-stations ( <i>direct open loop system</i> ) ou indirectement via un échangeur de chaleur ou une pompe à chaleur (PAC) centralisée avant d'être rejeté dans le milieu. | Le fluide caloporteur échange de l'énergie dans un circuit fermé. | C'est le cas d'un <i>direct open loop system</i> comme celui du projet Genève-Lac-Nation détaillé ci-après (Figure 20). | Réseau de deux conduites dont l'une est de température supérieure à l'autre. Lorsque la demande de chaleur est supérieure à la demande de froid, la conduite aller est plus chaude que la conduite retour et inversement. | Une conduite supplémentaire est ajoutée avec une température de fonctionnement qui permet soit le <i>free-cooling</i> soit le chauffage direct via des échangeurs. | Deux réseaux distincts ayant chacun une conduite aller et une conduite retour qui permet de fournir les prestations de chaud et de refroidissement distinctement. |

Tableau 2 - Catégorie de réseaux thermiques en fonction du type de boucle et du nombre de conduites

Le Tableau 3 résume les catégorisations selon les flux d'énergie et les échanges de fluide. Le flux d'énergie est qualifié d'unidirectionnel lorsque les consommateurs d'un même réseau sont soit tous en mode chauffage, soit tous en mode refroidissement. C'est le cas des réseaux traditionnels (1<sup>ère</sup> à 4<sup>ème</sup> génération). Un flux d'énergie est dit bidirectionnel lorsque certains consommateurs sont en mode chauffage et d'autres en mode refroidissement. Ainsi, un réseau de 5<sup>ème</sup> génération est forcément de type « flux d'énergie bidirectionnel » (*Bidirectional energy flow*) car il peut fournir des prestations de froid et/ou de chaud. Les termes « échange de fluide directionnel » et « échange de fluide non-directionnel » (*directional/non-directional medium flow*) permettent de distinguer les cas où le fluide caloporteur peut circuler dans tous les sens (non-directionnel) ou dans un seul sens (directionnel) à l'intérieur des conduites qui relient le réseau principal et les consommateurs. Il s'agit par exemple de tenir compte de



l'intégration de sources décentralisées qui permettent de prélever le fluide d'une conduite froide pour le réinjecter dans une conduite chaude.

| Flux d'énergie<br>Échange de fluide | Unidirectionnel   | Bidirectionnel   |
|-------------------------------------|---|--|
| Directionnel                        | Réseaux de froid ou de chaud traditionnels (1 <sup>ère</sup> à 4 <sup>ème</sup> génération) avec une production centralisée. La direction du fluide ne change pas : il va toujours de la centrale vers les utilisateurs (échange directionnel).   | Réseaux de 5 <sup>ème</sup> génération avec la possibilité pour les usagers de demander soit du chaud soit du froid car le flux est directionnel (stations de pompage centralisées).       |
| Non-directionnel                    | Réseaux de froid ou de chaud traditionnels (1 <sup>ère</sup> à 4 <sup>ème</sup> génération) avec plusieurs unités de production décentralisées au niveau desquelles la direction du flux peut changer. Au niveau des utilisateurs, une prestation de chaleur ou une prestation de froid est assurée de manière unidirectionnelle et sans changement de prestation possible. | Réseaux de 5 <sup>ème</sup> génération avec la possibilité de demander du chaud et/ou du froid à tout instant et simultanément pour tous les usagers (stations de pompage décentralisées). |

Tableau 3 - Catégorie de réseaux thermiques en fonction des directions du flux d'énergie et du fluide caloporteur

Ces différents choix de catégorisation montrent la complexité de configurations que ces réseaux offrent : il n'existe pas de modèle « type » de réseau de 5<sup>ème</sup> génération. Dans la suite, les principales terminologies et configurations étudiées dans la littérature pour décrire des concepts de réseaux de 5<sup>ème</sup> génération sont détaillés à savoir :

- les réseaux bidirectionnels basse température (*Bidirectional Low Temperature Networks*) ou réseaux anergie (*Anergy Networks*)
- les réseaux de chaleur froids (*Cold District Heating Networks*)
- les réseaux de refroidissement haute température (*High temperature district cooling*)
- les réseaux de CO<sub>2</sub> avancés (*Advanced CO<sub>2</sub> networks*)

Leurs caractéristiques sont décrites ci-dessous.

### Réseaux bidirectionnels basse température ou Réseaux anergie

Dans la littérature, les réseaux thermiques nommés « Réseaux bidirectionnels basse température » (*Bidirectional Low Temperature Networks*) ou « Réseaux anergie » (*Anergy Networks*) sont décrits de la manière suivante. Les consommateurs de chaud et/ou de froid sont connectés à un réseau thermique qui consiste en une boucle de conduite chaude et une boucle de conduite froide. Le différentiel de température est de l'ordre de 5°C à 10°C entre les conduites chaudes et froides. Les températures sont proches de l'environnement sur l'ensemble du réseau (5°C à 30°C) (Wirtz et al., 2020). Afin de délivrer les niveaux de température adéquats par postes de dépense, les sous-stations sont équipées de pompes à chaleur pour assurer les prestations d'ECS (50/60°C) et de chauffage (30/40°C). La conduite chaude sert de source de chaleur et alimente l'évaporateur des PACs. En sortie de l'évaporateur, l'eau refroidie est restituée dans la conduite froide. Parallèlement, des échangeurs de *free-cooling* peuvent prélever l'eau dans la conduite froide et restituer l'eau chauffée dans la conduite chaude (Vetterli et al., 2017). Ils sont qualifiés d'« échange de fluide non-directionnel » car il est possible de changer la direction des débits d'eau sur l'ensemble des segments du réseau à chaque instant en fonction de la demande. Ainsi,

à tout instant, chaque consommateur peut prélever de l'eau dans la conduite chaude ou dans la conduite froide. En Suisse, le réseau thermique du Campus Höggerberg consiste en une boucle de conduite chaude, une autre froide et une boucle pour le *free-cooling* (*three-pipe system*) comme le montre la Figure 19.

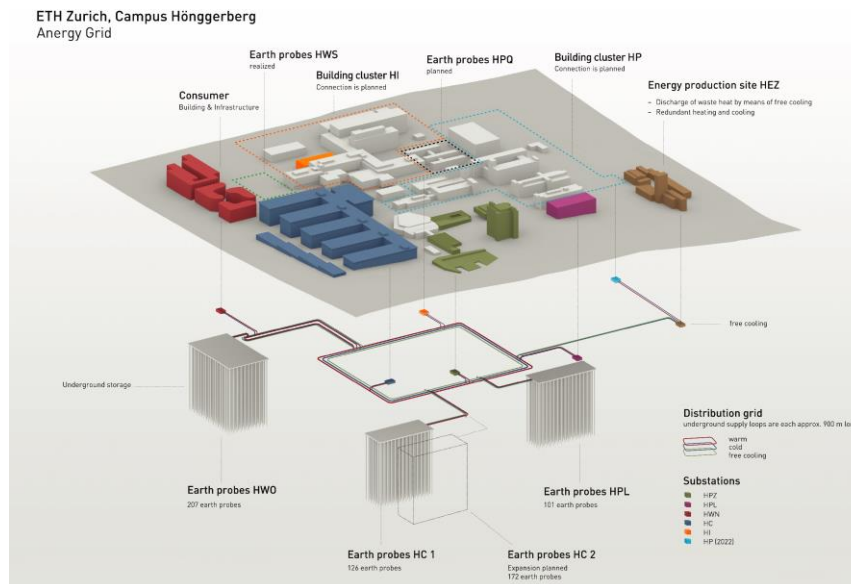


Figure 19 – Schéma de principe du réseau énergie du Campus Höggerberg de l'ETH Zürich (ETH Zürich, 2020)

Des clusters individuels (regroupement d'utilisateurs avec des immeubles de bureaux et résidentiels) sont connectés et alimentés par des sondes de stockage géothermique (Häusermann, 2018). La chaleur fatale issue des industries, laboratoires et data centers et récupérée pour être stockée à 150-200 m de profondeur. En hiver, l'eau chaude stockée est utilisée par les clients et contribue à refroidir les puits. En été, l'eau refroidie permet de réaliser du géo-cooling et ainsi de réchauffer les puits. Le système repose sur une alternance saisonnière et spatiale entre les demandes de chauffage et de refroidissement. Les niveaux de température de la conduite chaude varient entre 8°C et 24°C avec une différence de température généralement de 4°C avec la boucle froide (Häusermann, 2018). Le réseau opère depuis 2013 et enregistre de bonnes performances avec des coefficients de performance des PACs allant jusqu'à 8 dans certaines sous-stations. La demande électrique est faible même lors des pics de consommation. Ce système à l'avantage de limiter drastiquement les consommations en énergies fossiles (uniquement des PACs et échangeurs) et de permettre aux industriels de valoriser leur chaleur fatale. Cependant, le nombre de parties prenantes augmente la complexité de gestion du système et un équilibre des demandes saisonnières est nécessaire pour répondre aux besoins sur toute l'année. De nouveaux projets de puits géothermiques sont en cours de développement sur le site.

### Réseaux de chaleur froids

Les « réseaux de chaleur froids » (*Cold District Heating Networks*) se basent sur l'utilisation d'eau froide (10-25°C) provenant de différentes sources (lacs, rivières, aqueducs, eau de mer ...) pour chauffer et/ou refroidir les bâtiments via des PACs décentralisées en sous-stations. Deux configurations du réseau primaire existent :

- une première boucle permet la circulation de l'eau froide issue de différentes sources (aquifère de surface et de profondeur, eau de mer, aqueducs ...) vers une station de production centralisée qui récupère localement l'énergie thermique. Une seconde boucle véhicule l'eau refroidie/chauffée vers les PACs décentralisées des bâtiments (exemple en Figure 21). Cette

configuration permet de séparer l'eau de la source et l'eau en contact avec les PACs, échangeurs, pompes de circulation, pour les protéger de la corrosion notamment dans le cas d'utilisation de l'eau de mer.

- une seule et même boucle permet de véhiculer directement l'eau depuis la source vers les usagers (*open-loop system*). Cette configuration améliore le rendement du système dans la mesure où il n'y a pas de systèmes de conversion ou d'échange (exemple en Figure 20).

La boucle sur laquelle se connecte l'utilisateur est appelée « Boucle froide » (*Cold Ring*) (Pellegrini et Bianchini, 2018). En conditions idéales, elle doit rester à température constante. Plus les demandes de chaud et de froid se complètent simultanément, moins la température de la Boucle froide varie. Par ailleurs, particulièrement dans les zones à forte densité, il est possible à partir de la boucle froide principale de créer d'autres boucles froides potentiellement alimentées par d'autres sources. Les exemples suivants sont actuellement en opération.

En Suisse, ce type de réseau est répandu avec par exemple le réseau du village d'Oberwald qui utilise l'eau du tunnel ferroviaire de la Furka duquel s'écoule depuis 1982 un débit constant de 5'400 L/min d'eau à une température stable de 16°C. Refroidie à 6°C, la puissance chaleur fournie par l'eau est environ de 3,7 MW<sub>th</sub> (Wilhelm et Rybach, 2003).

Plus récemment, le projet Genève-Lac-Nations (GLN) puise l'eau du lac Léman à une profondeur de 37 m (6-10°C) pour l'amener directement aux bâtiments. Le réseau chauffe et refroidit les bâtiments neufs qui sont équipés d'échangeurs de *free-cooling* et de PACs. Pour les bâtiments existants, le réseau ne fournit que les prestations de refroidissement à l'aide d'échangeurs de *free-cooling* couplés à un groupe froid. Les prestations de chaleur sont assurées par une chaudière connectée au réseau de gaz naturel comme le montre la Figure 20. Des travaux d'extension du réseau à toute la ville sont en cours au travers du projet GENILac prenant fin en 2035 (Crochet et al., 2017). Sur le même principe, le projet Estav'ALac de Groupe E SA a notamment été étudié dans le cadre de cette thèse avec l'eau du lac de Neuchâtel pompée à 40 mètres de profondeur via une conduite sous-lacustre de 1700 m (Groupe E SA, 2019).

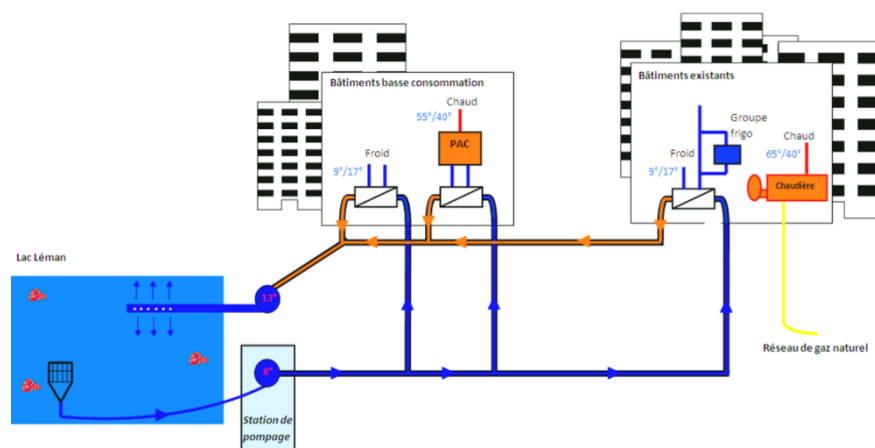


Figure 20 - Schéma de principe du projet Genève-Lac-Nation (Crochet et al., 2017)

En France, le réseau Massileo conçu, réalisé et exploité par Dalkia Smart Building, alimente l'écoquartier Smartseille depuis 2017 (Dalkia Smart Building, 2021). Le schéma de la Figure 21 en décrit le fonctionnement. L'entreprise parle de « Thalassothermie » ou « *Sea Water Air Conditioning* » (SWAC) car l'eau de mer est valorisée. Elle est captée au niveau du port de Marseille à une température de 12-25°C dans la zone littoral (5-10 mètres de profondeur). Une station de pompage constituée d'une série d'échangeurs thermiques permet de refroidir/chauffer la Boucle froide (nommée boucle d'eau douce tempérée). Des matériaux onéreux (titane, métal) sont utilisés pour limiter la corrosion due au sel dans les échangeurs de la centrale. La Boucle froide est connectée aux PACs dans les sous-stations des

bâtiments (nommées centrales de production dans la Figure 21) qui permettent de chauffer/refroidir les usagers. A l'avenir, les bâtiments connectés pourront eux-mêmes être des producteurs d'énergie par transfert de chaleur. Le terme de « PAC sur eau de mer » est aussi utilisé pour décrire cette technologie très fortement développée à Monaco.

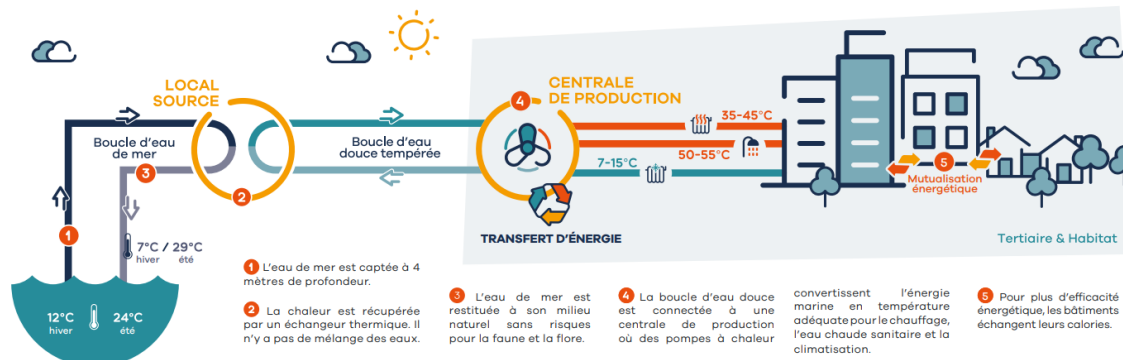


Figure 21 - Schéma de principe du réseau Massileo (Dalkia Smart Building, 2021)

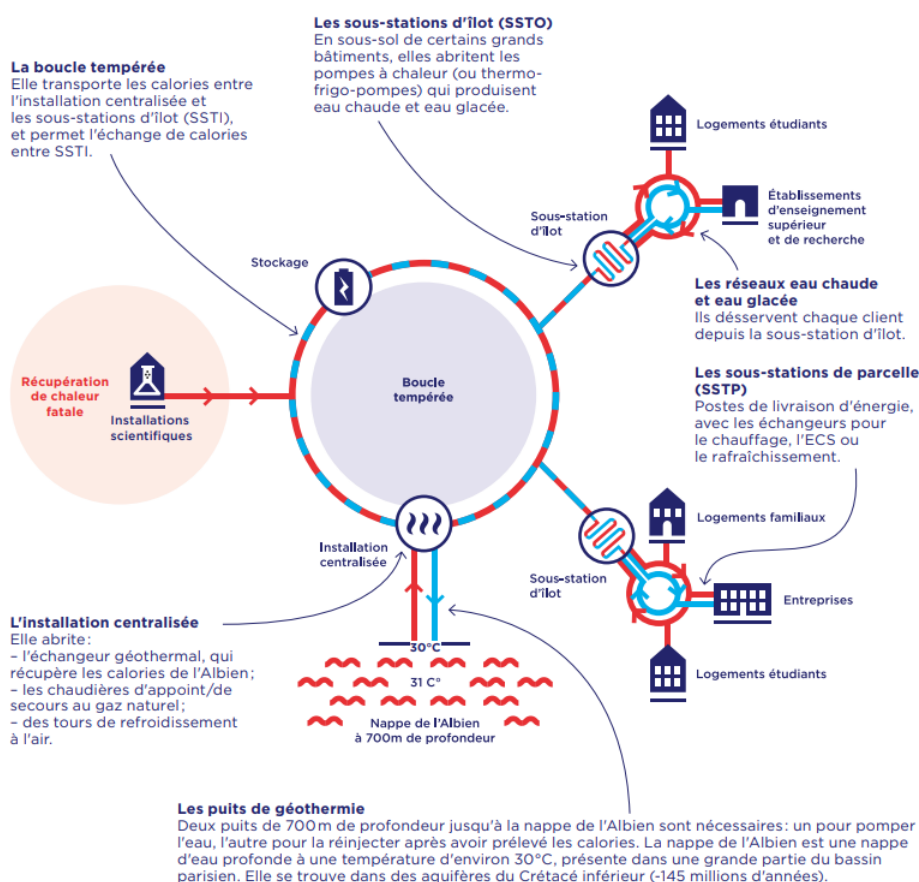


Figure 22 - Schéma de principe du réseau Paris-Saclay (EPA Paris-Saclay, 2019)

Le 24 juin 2019, le Ministre de la Transition écologique et solidaire inaugurerait le réseau de chaleur et de froid de Paris-Saclay, définit comme le « premier réseau énergétique de 5<sup>ème</sup> génération de France ». Il consiste en une boucle d'eau tempérée d'environ 30°C, alimentée par la chaleur fatale des processus industriels et de la nappe de l'Albien située à 700 m de profondeur (EPA Paris-Saclay, 2019). Ce réseau peut être considéré comme une combinaison de deux types de réseaux :

- un réseau de 5<sup>ème</sup> génération de type « réseau de chaleur froid » pour la livraison d'énergie pour les sous-stations d'îlots,

- des réseaux décentralisés de 4<sup>ème</sup> génération de type *four-pipe* pour alimenter les clusters d'utilisateurs en eau chaude et froide.

La Figure 22 définit le fonctionnement global des différentes briques du réseau. Les sous-stations d'îlots sont équipées de thermo-frigo-pompes pour assurer le passage entre les deux catégories de réseaux et fournir du chaud (60°C) et du froid (7°C) dans deux réseaux séparés au niveau des clusters d'utilisateurs (*four-pipe system*). L'ensemble du réseau est piloté via plusieurs centrales de régulation au niveau du réseau de chaleur froide et des réseaux de 4<sup>ème</sup> génération sur lesquels sont connectés les utilisateurs finaux.

### Réseaux de refroidissement haute température

Comme mentionné précédemment, les températures des réseaux de froid n'ont que peu évolué avec des températures de départ volontairement basse pour à la fois répondre à la demande de froid et permettre la déshumidification de l'air vicié. Cependant, la demande de froid, prise indépendamment des besoins de déshumidification qui sont plus faibles, pourrait être fournie avec des températures plus élevées, de l'ordre de 17°C selon (Zhao et al., 2011). Cette gamme de température permettrait d'avoir plus recours au *free-cooling* en valorisant des ressources renouvelables et locales. (Jangsten et al., 2020) étudie ainsi de nouveaux réseaux de froid avec des gammes de température plus élevées qualifiés de « Réseaux de refroidissement haute température » (12-14°C aller, 20-22°C retour). Ils sont considérés dans notre étude comme des réseaux de 5<sup>ème</sup> génération dans la mesure où ils se rapprochent des réseaux bidirectionnels basse température/réseaux anergie, avec un potentiel d'exploitation de la chaleur générée par ce même réseau pour le chauffage.

Un dernier point particulièrement documenté dans les réseaux de refroidissement est le « *low delta-T syndrome* » (Taylor et al., 2002). En effet, si le réseau est mal dimensionné où que la demande n'est pas assez importante, les différentiels de température entre l'aller et le retour diminuent ce qui limite le *free-cooling*. Des machines frigorifiques sont alors nécessaires pour refroidir l'eau. Par ailleurs, cela augmente les débits et donc les pertes de charge.

### Réseaux de CO<sub>2</sub> avancés

En vue d'améliorer les performances des réseaux de chaleur et de froid, un intérêt grandissant existe pour les réseaux thermiques avancés utilisant comme fluide caloporteur non plus de l'eau mais des réfrigérants comme le dioxyde de carbone CO<sub>2</sub> (Weber et Favrat, 2010). Le concept se base sur l'exploitation de la chaleur latente du réfrigérant, contrairement à l'eau où la chaleur sensible est utilisée. L'étude de (Weber et Favrat, 2010) décrit un réseau de type « flux d'énergie bidirectionnel » et « échange de fluide non-directionnel » avec deux conduites ayant des caractéristiques différentes : l'une véhicule le CO<sub>2</sub> sous forme liquide et l'autre sous forme de vapeur. Le fluide est maintenu dans les deux conduites à température constante de 12-15°C et une pression de saturation de l'ordre de 50 bars pour permettre l'évaporation ou la condensation au niveau des sous-stations. La Figure 23 décrit le principe du réseau ainsi que sa superstructure (c'est-à-dire l'ensemble des technologies qu'il est possible d'intégrer). Ici, la source de chaleur et/ou de froid est un lac dont l'eau est à une température constante de 7°C. Une pompe à chaleur (resp. unité de refroidissement) centralisée permet d'évaporer (resp. condenser) le CO<sub>2</sub> circulant entre la centrale et les utilisateurs finaux. La pression est légèrement plus élevée dans la conduite liquide (ou conduite froide) pour permettre au fluide de se déplacer.

La superstructure de ces réseaux est large, allant des pompes à chaleur, échangeurs de *free-cooling* ou du condenseur d'une unité de cogénération si une source de chaleur est par ailleurs présente à proximité (Weber et Favrat, 2010).

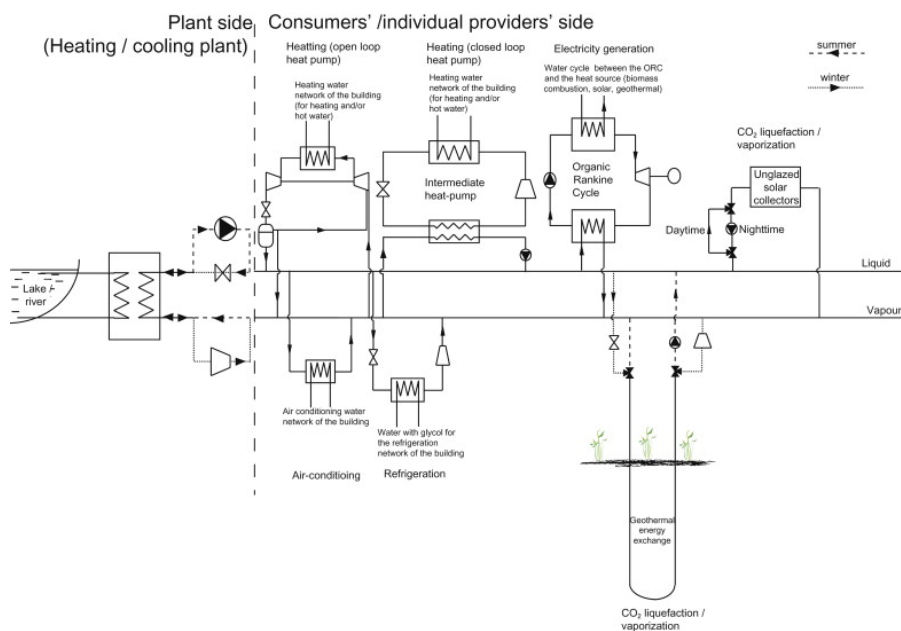


Figure 23 – Schéma de principe d'un réseau CO<sub>2</sub> (Weber et Favrat, 2010)

Deux articles fondateurs évaluent les performances de ces réseaux :

- (Weber et Favrat, 2010) compare les performances d'un réseau conventionnel de 3<sup>ème</sup> génération de froid/chaud (4 tubes) et d'un réseau de CO<sub>2</sub> (température de 12°C).
- (Henchoz et al., 2016) compare les performances de trois réseaux : l'un avec de l'eau à basse température, le second avec comme réfrigérant le R1234yf, le dernier avec du CO<sub>2</sub>.

Les deux études montrent que :

- du fait de leur haute densité énergétique, les réseaux CO<sub>2</sub> sont beaucoup plus compacts ce qui en fait un atout conséquent surtout en milieu urbain. Les diamètres des conduites vapeur et liquide sont largement plus faibles. Par ailleurs, les conduites peuvent être côte à côte sans influence mutuelle.
- une grande diversité de technologies est intégrable sur le réseau pour fournir du chaud comme du froid.

Cependant, outre l'investissement plus important et les surcoûts à l'exploitation, les réseaux CO<sub>2</sub> présentent des dangers liés au transport du réfrigérant à très haute pression (de l'ordre de 50 bars), nécessaire notamment pour éviter la cavitation dans la conduite liquide. Le dimensionnement disjoint des conduites liquide et vapeur ajoute de la complexité dans l'optimisation des conduites dont les différentes caractéristiques structurelles sont différentes. Par ailleurs, la faible disponibilité de données d'exploitation et de dimensionnement implique potentiellement une sous-estimation des coûts de maintenance et d'opération. Enfin, en vue d'affiner le calcul des performances exergetiques, les modèles doivent prendre en compte les pertes exergetiques générées par la condensation/l'évaporation du CO<sub>2</sub> ainsi que de la cavitation. Les pertes de charge sont déterminantes et ne peuvent être négligées. Selon les auteurs, l'ajout de compresseurs et de pompes pour vaincre ces pertes pourrait aussi être étudié en détail.

### Avantages et problématiques des réseaux avancés

En définitive, les réseaux dits de 5<sup>ème</sup> génération ont l'avantage de véhiculer de basses températures. Les pertes thermiques sont limitées, l'intégration d'énergies renouvelables locales est facilitée et les sources de chaud/froid locales sont valorisables directement en cas de demande combinée de chaud et de froid. Il n'est parfois pas nécessaire d'isoler les conduites.

Cependant, plusieurs problématiques limitent le déploiement de ces réseaux :

- les consommations d'électricité sont importantes notamment en hiver du fait des différentiels de température élevés entre le réseau et la demande que les PACs doivent combler (Ayele et al., 2019).
- les différentiels de température étant en moyenne plus faibles que les réseaux thermiques conventionnels (1ère à 3ème génération), de grands débits sont requis pour fournir les mêmes prestations énergétiques (Li et al., 2017). Cela a pour conséquences des pertes de charge plus importantes ainsi qu'une consommation plus élevée des pompes de circulation (Ruesch et al., 2015).
- les stratégies de régulation et de pilotage de ces réseaux sont complexes tant sur le réseau primaire que sur le réseau secondaire (Pellegrini et Bianchini, 2018).
- à partir d'une certaine gamme de température (25-55°C), la prolifération de légionnelle lors de la production d'eau chaude sanitaire doit être surveillée tout en gardant les minimums de température requis (Yang et al., 2016a, 2016b).
- les réseaux de réfrigérant nécessitent des pressions de fonctionnement très élevées qui limitent leur acceptation du point de vue législatif (Weber et Favrat, 2010).

Ces points expliquent l'intérêt grandissant des groupes de recherche sur les questions de modélisation, de simulation et d'optimisation des réseaux thermiques basse température.

## 1.4 Etat de l'art sur la modélisation et l'optimisation énergétique des réseaux thermiques

### 1.4.1 Modélisation énergétique des réseaux thermiques

Deux approches méthodologiques de modélisation holistique des réseaux thermiques peuvent être distinguées (Talebi et al., 2016). Les modèles dits « boîte noire » (*black box*) utilisent uniquement les données d'entrée et de sortie du système pour générer des informations sans aucune connaissance sur les composants internes au système. Le réseau est considéré comme un regroupement de composants dont le dimensionnement, les équations et paramètres ne sont pas détaillés. C'est le cas de l'approche proposée par (Yabanova et Keçebaş, 2013), où le modèle est décrit par un algorithme d'intelligence artificielle basé sur un réseau de neurones qui établit des corrélations entre les entrées et les sorties. De manière générale, ces modèles sont moins précis car ils nécessitent de grandes quantités de données pour prédire le comportement du réseau (Braun et Chaturvedi, 2002; Guelpa et al., 2019; Steindl et Pfeiffer, 2017).

Les modèles dits « *physiques* » décrivent l'ensemble des composants avec des systèmes d'équations notamment non linéaires. Il s'agit de l'approche la plus répandue dans la modélisation des réseaux thermiques (Talebi et al., 2016). Pour ce type de modèles, de nombreuses études font recours à des logiciels de simulation comme TERMIS (Coss, 2018; Gabrielaitiene et al., 2007; Volkova et al., 2012). Ce dernier permet de simuler le comportement thermo-hydraulique des réseaux avec une méthode de résolution basée sur la théorie des graphes (Sarbu et al., 2019). Par exemple, (Coss, 2018) réalise une simulation dynamique d'un réseau en opération pour étudier l'intégration de chaleur fatale et montrer les bénéfices de l'analyse thermo-économique dans ce cas. Il utilise le logiciel TERMIS pour calibrer le modèle avec les données réelles et en utilisant le coefficient de rugosité des conduites comme variable de calibrage. TERMIS est toutefois un logiciel commercial ce qui limite les modifications des modèles internes au logiciel, comme celui des conduites.

TRNSYS donne plus de liberté avec par exemple un modèle qui permet de représenter les conduites avec plusieurs couches (Braas et al., 2020; Sarbu et al., 2019). Il permet lui aussi de réaliser des simulations dynamiques (Angelotti et Caputo, 2007; Torío et Schmidt, 2010). Pour pouvoir réaliser des optimisations, ces logiciels peuvent être combinés avec d'autres outils comme les toolbox de MATLAB. Par exemple, (Abokersh et al., 2020) propose une modélisation dynamique d'un réseau thermique sur lequel de l'énergie solaire thermique est intégrée. Le logiciel TRNSYS est utilisé pour simuler le réseau, le stockage saisonnier et les besoins d'ECS. Une interface est réalisée avec MATLAB pour réaliser une optimisation multi-objectif en utilisant des techniques de machine learning (réseaux de neurones). (Tol et Svendsen, 2012) développe une méthode d'optimisation des diamètres de tous les segments d'un réseau avec MATLAB puis évalue ces solutions de diamètres avec TERMIS.

Pour pouvoir choisir et implémenter entièrement leurs modèles, d'autres études utilisent uniquement MATLAB (Arabkoohsar et al., 2021; Keçebaş et al., 2011; Wang et al., 2021), MATLAB/Simulink (Vesterlund et Toffolo, 2017), MODELICA (Abugabbara et Lindhe, 2021) ou MODELICA/Dymola (Giraud et al., 2014; Neirotti et al., 2019; Resimont et al., 2018; Sangi et al., 2017). Ce dernier est basé sur certains modèles de TRNSYS et tous permettent de réaliser des modélisations dynamiques.

Dans tous les cas, avec le nombre important d'équations des modèles physiques (bilans d'énergie, de masse), les calculs de résolution peuvent se révéler coûteux (Talebi et al., 2016). En effet, (Weber et al., 2007) soulève d'autres problématiques qui complexifient la modélisation des réseaux comme la temporalité et l'évolution stochastique des profils de consommation. Le choix peut se porter sur une modélisation statique (régime permanent), multi-période (semi-permanent) c'est-à-dire qui permet d'approximer la fluctuation d'une variable en considérant le système en régime permanent sur chacune des périodes (Arabkoohsar et al., 2021; Keçebaş et al., 2011; Volkova et al., 2012), ou dynamique (Gabrielaitiene et al., 2007; Giraud et al., 2014; Resimont et al., 2018; Sangi et al., 2017). Dépendamment du nombre de sous-stations et de la topologie du réseau, les simulations notamment dynamiques peuvent s'avérer très coûteuses en temps de calcul (Sharif et Hamid, 2016).

Une autre problématique est la disponibilité territoriale en ressources énergétiques qui va conditionner le type de technologies utilisables (Weber et al., 2007). Cette complexité de détermination des ressources disponibles est étudiée avec des projets comme Heat Roadmap Europe (Connolly et al., 2014; Heat Roadmap Europe, 2020) qui permettent de cartographier les potentiels énergétiques de différentes sources à l'échelle européenne. Au Danemark par exemple, (Lund et Persson, 2016) affirme que des sources d'énergie basse température (lacs, rivières, mers, géothermie, chaleur fatale, stations d'épuration) sont valorisables à proximité de quasiment tous les réseaux danois. Cette cartographie des sources disponibles a un impact direct sur les systèmes de production utilisables et donc sur la performance du réseau comme le montre (Resimont et al., 2021). L'étude cherche à déterminer la topologie optimale d'un réseau sur lequel il est possible d'intégrer 3 sources de chaleur pour répondre à la demande. Selon la capacité des centrales de production, la topologie optimale est différente. Dans le cas étudié, l'article montre qu'en distribuant la production entre plusieurs sources, les profits économiques diminuent. Par ailleurs, les contraintes spatiales et géographiques déterminent non seulement la topologie du réseau mais aussi le potentiel d'intégration et de valorisation des sources énergétiques locales. Cela explique notamment la diversité importante de configurations de réseaux basse température comme le montre (Werner, 2022) en résumant les différentes configurations de réseaux rencontrées en Europe.

Dans l'objectif de répondre à ces problématiques, (Curti et al., 2000b) propose une méthodologie de modélisation et d'optimisation environnementale de conception de réseaux thermiques. Cette méthodologie est dite unifiée car elle réunit plusieurs critères (thermodynamique, économique, environnemental) dans une formulation unique et simplifiée de la fonction objectif. Il s'agit d'une modélisation de type physique : l'ensemble des composants sont décrits avec des équations. Elle permet d'optimiser à la fois la configuration (choix des systèmes énergétiques) et le dimensionnement (capacité



des systèmes retenus) d'un réseau. Pour ce faire, le principe de « superstructure » est utilisé : il s'agit d'un ensemble regroupant les systèmes énergétiques (échangeurs, pompes à chaleur, turbines, ...) qu'il est possible d'utiliser pour former les unités de production, les sous-stations et le réseau de distribution optimal en opération. Chaque système thermodynamique modélisé est intégré ou non dans une super-configuration (centrale de production, sous-station, réseau de distribution) en vue d'être sélectionné ou non par l'algorithme d'optimisation selon le score de la fonction objectif. Ainsi, la méthodologie permet d'optimiser la configuration d'un réseau en tenant compte des ressources énergétiques disponibles pour choisir les technologies à utiliser. Néanmoins, la demande de froid, les coûts de maintenance et les coûts de rénovations ne sont pas considérés. L'auteur suggère d'améliorer le modèle en prenant en compte des conduites supplémentaires pour répondre à la demande de froid, mais aussi en intégrant toutes les topologies de réseaux, comme les réseaux ramifiés.

Dans l'idée de représenter toutes les topologies de réseaux, de simplifier les modèles et de réduire les temps de calculs, (Sharif et Hamid, 2016) compare deux modèles physiques d'agrégation des réseaux nommés « méthode allemande » (*The German method*) et « méthode danoise » (*The Danish method*). Leur objectif est de simplifier les calculs des systèmes d'équations en agrégeant les réseaux. Connaissant les températures requises par les consommateurs ainsi que les informations sur le réseau de distribution, un réseau est agrégé en changeant les structures en « branches » (*branching aggregation* en Figure 24) en des structures en « série » (*serial aggregation* en Figure 25). L'équivalent de réseau en série est ensuite agrégé et étudié.



Figure 24 - Agrégation des branches pour la méthode allemande et danoise (Sharif et Hamid, 2016)

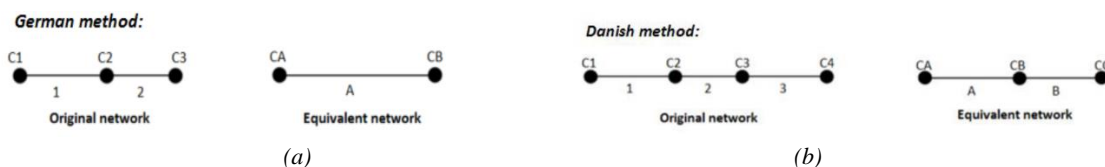


Figure 25 - Agrégation en série pour la méthode allemande (a) et pour la méthode danoise (b) (Sharif et Hamid, 2016)

Les principales différences entre les deux méthodes sont présentées dans le Tableau 4.

|                                   | <b>Méthode allemande</b>             | <b>Méthode danoise</b>                 |
|-----------------------------------|--------------------------------------|--|
| <b>Equivalent réseau en série</b> | Regroupement de deux branches en une | Regroupement de trois branches en deux |
| <b>Pertes thermiques</b>          | Non prises en compte                 | Prises en compte                       |
| <b>Pertes de charge</b>           | Prises en compte                     | Non prises en compte                   |
| <b>Boucles de réseau</b>          | Simplification possible              | Pas de simplification possible         |

Tableau 4 - Comparaison des méthodes allemande et danoise (Sharif et Hamid, 2016)

Les auteurs sélectionnent la méthode allemande pour modéliser le réseau de chaleur autrichien de la ville de Graz. Le modèle est dynamique et permet de simplifier le réseau pour optimiser la répartition des débits et réguler la température du réseau sachant que la température minimale requise en sous-stations est de 60°C. Néanmoins, les deux méthodes négligent soit les pertes thermiques, soit les pertes de charge ce qui limite la généralisation de ces méthodes simplifiées.

Pour prolonger cette démarche de simplification de la modélisation des réseaux, une nouvelle méthodologie basée sur la mécanique quantique est développée par (Kane et Rolle, 2020). Celle-ci permet de représenter tout type de réseau en définissant la notion de *cluster*, qui permet d'agréger les sous-stations, les branches du réseau de distribution ainsi que l'ensemble des sous-systèmes. La Figure 26 montre le principe du modèle. Un réseau est caractérisé par :

- un nombre  $N$  de divergents qui assurent la distribution des débits (Figure 26a).
- un nombre de  $2N+1$  branches délimitées par les divergents (Figure 26a).
- sur chaque branche, un nombre de points de soutirage qui sont soit des clusters c'est-à-dire un regroupement de sous-stations et de branches (représentés par des points orange en Figure 26a et donc la composition est détaillée en Figure 26b) soit des sous-stations (représentées par des Tés sur la branche d'un cluster en Figure 26b).
- sur chaque branche, des segments délimités par des Tés ou des divergents et sur lesquels il y a conservation du débit. Chaque segment a des caractéristiques internes (diamètre, longueur, débit) et/ou externes (température extérieure, milieu environnant...) qui lui sont propres.

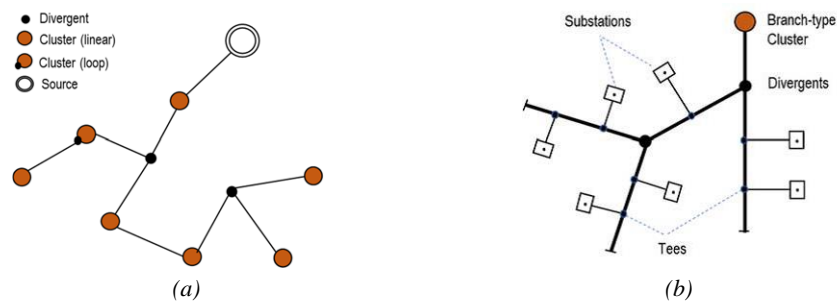


Figure 26 – Exemple d'un réseau de clusters avec une source, deux divergents et 7 clusters (a) ; Exemple d'un cluster regroupant deux divergents, 7 tés et 7 sous-stations (b) (Kane et Rolle, 2020)

Cette approche de modélisation est implémentée dans le logiciel ADVENS développé par le Laboratoire Thermique et Énergétique (LTE) de la Haute école d'ingénierie et d'architecture de Fribourg (HEIA-FR), et dont l'intérêt est d'agréger les différentes parties d'un réseau en cluster afin de simplifier la résolution des calculs thermo-hydrauliques de réseaux de toute taille. Des exemples de validation de l'approche à l'aide du logiciel ADVENS sont présentés dans la prochaine section.

### 1.4.2 ADVENS

ADVENS est un logiciel de modélisation et d'optimisation des réseaux thermiques développé par le LTE de la HEIA-FR. Il simule le comportement thermo-hydraulique des réseaux en les représentant selon la méthode quantique présentée dans (Kane et Rolle, 2020). Ses fonctions principales sont de fournir des recommandations de conception ou d'extension de réseaux mais aussi d'analyser les performances de réseaux existants en opération. Plusieurs contributions ont été apportées au cours de la thèse dans le développement du logiciel.

Dans un premier temps, l'architecture logiciel a évolué. Le code initial sous MATLAB a été amélioré pour intégrer des codes C/C++ issus de (Kane, 2002). Une retranscription de portions de code en Delphi vers C/C++ a été initiée. L'architecture finale est présentée en Figure 27. Elle consiste à modéliser les systèmes énergétiques sous C/C++ avec CLion puis créer des fichiers MEX. Les fichiers MEX permettent d'appeler les fonctions C/C++ sous MATLAB (MATLAB, 2022a). De cette façon, le code source avec les modèles ne peut pas directement être modifié par l'utilisateur, ce qui permet de centraliser les mises à jour. L'utilisateur n'interagit donc qu'avec MATLAB qui est l'interface de visualisation des données et des résultats obtenus.

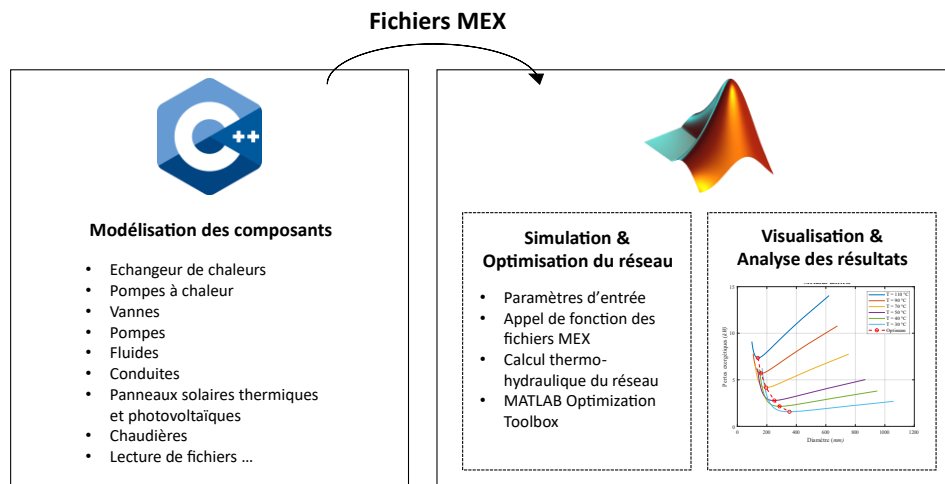
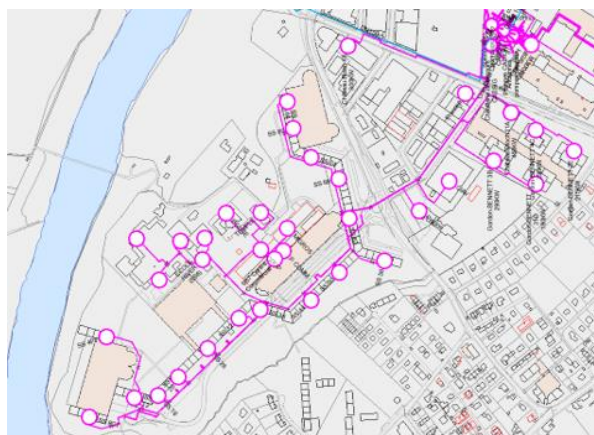


Figure 27 - Illustration de l'architecture de programmation d'ADVENS

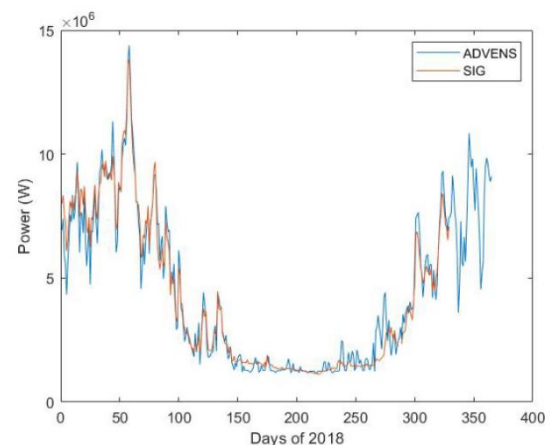
A l'issue de la thèse, les données que l'utilisateur doit fournir sont les suivantes :

- la phase de simulation du réseau (conception ou opération).
- la topologie du réseau comme montré en Figure 28a avec l'emplacement des sous-stations, des segments, des branches, des coudes, des vannes et de la centrale de production.
- les données des sous-stations avec les consommations énergétiques annuelles, ou les puissances nominales selon la phase de simulation.
- les données relatives aux conduites dont leurs longueurs, la rugosité, le matériau des conduites (PEX, acier...), la conductivité de l'isolant, le nombre de coudes et vannes, le fluide caloporteur.
- les données de la centrale dont la température de départ centrale, les caractéristiques des sources (température, disponibilité via le pourcentage de sources dans la production défini en section 3.2).

Ces données diffèrent selon que l'utilisateur choisit de simuler le réseau en phase de conception ou en phase d'opération. Par exemple, en phase de conception, la méthode exergetique décrite en section 3.1.1 va permettre de fixer les diamètres. En phase d'opération, l'utilisateur doit fournir les diamètres.



(a)



(b)

Figure 28 - Topologie du réseau haute température du quartier du Lignon (a); Comparaison de la courbe de charge annuelle obtenue avec ADVENS (courbe bleue) et avec les données expérimentales de SIG (courbe orange) (Barre, 2021)

La seconde contribution a été d'améliorer les modèles thermiques et hydrauliques initiaux notamment concernant la distribution de température. La méthode de représentation du réseau a aussi évolué au cours de deux projets : la modélisation exergetique du réseau haute température de SIG

alimentant le quartier du Lignon à Genève (Barre, 2021) et la modélisation du réseau anergie d'Estavayer-le-lac alimentant l'Hôpital intercantonal de la Broye (HIB) (Adihou et al., 2021, 2020b). Le projet du Lignon a permis d'améliorer la représentation des réseaux haute température notamment grâce à un processus de calibrage du modèle avec des données expérimentales. La Figure 28b montre un exemple de résultat obtenu en calibrant le modèle à l'aide de la rugosité des conduites. Elle permet de comparer les données réelles de courbe de charge du réseau du Lignon avec les données simulées sur ADVENS. Par ailleurs, le modèle thermique de l'échangeur de chaleur a été validé. La Figure 29a montre les niveaux de température réels d'une sous-station et la Figure 29b les résultats obtenus pour cette même sous-station avec ADVENS. Ainsi, le projet a permis de valider les modèles thermo-hydrauliques d'ADVENS pour un réseau haute température à l'aide de données expérimentales.

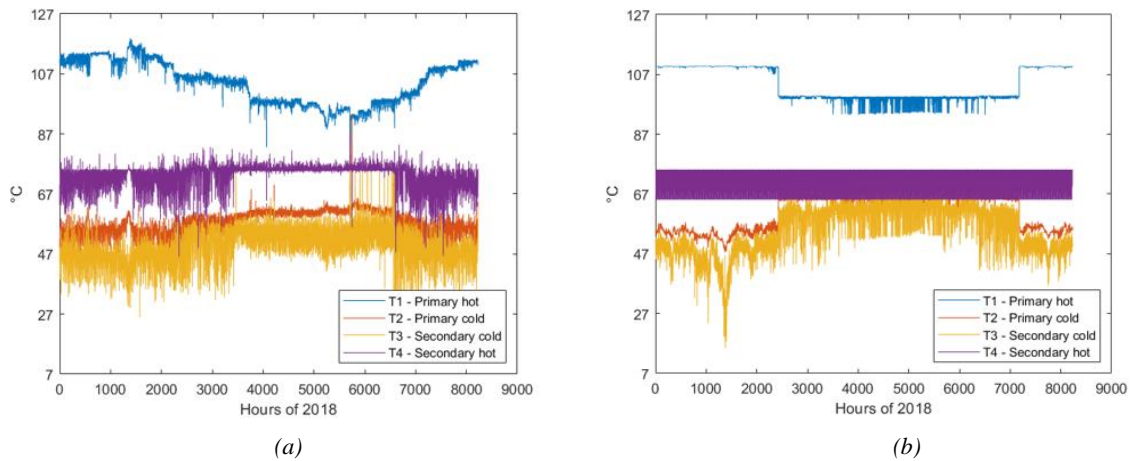


Figure 29 - Exemple de l'évolution annuelle des températures côté primaire (T1, T2) et secondaire (T3, T4) d'un échangeur en sous-station avec les données réelles de SIG (a) et le modèle d'ADVENS (b) (Barre, 2021)

De la même manière, le projet HIB a permis d'améliorer la méthode quantique de représentation des réseaux en tenant compte du changement d'environnement externe des conduites. En effet, la conduite sous-lacustre existante en acier présentée en Figure 30a a été modélisée en intégrant les changements de température du lac de Neuchâtel selon les saisons et la profondeur. Les relevés des données expérimentales de température de l'eau du lac et à la station de pompage communiqués par Groupe E SA ont permis de calibrer et valider le modèle thermique. La Figure 30b compare les résultats expérimentaux et les résultats de simulation obtenus avec ADVENS concernant la température mensuelle en sortie de la conduite sous-lacustre.

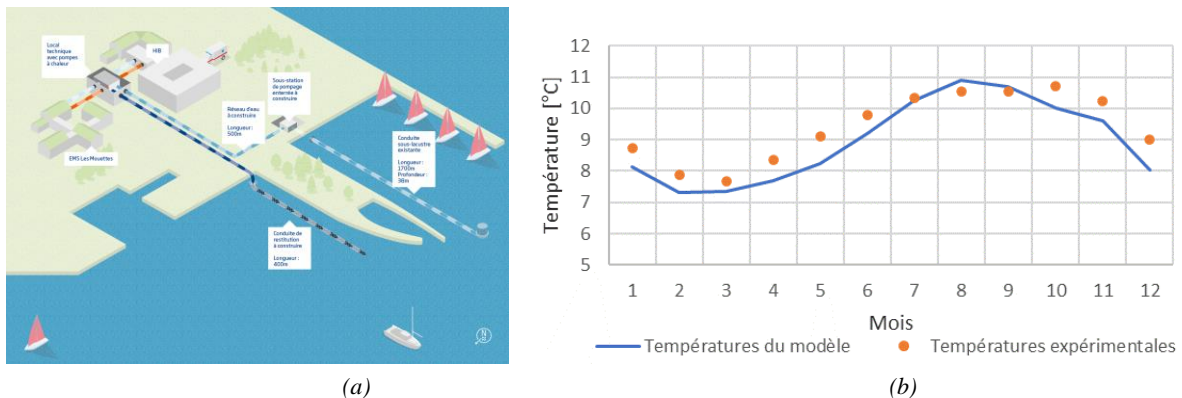


Figure 30 - Illustration du réseau HIB (a) (Groupe E SA, 2022; Smart Living Lab, 2020); Comparaison des températures mensuelles expérimentales et simulées sur ADVENS dans le cadre du projet HIB (b) (Adihou et al., 2021, 2020b)

D'autres exemples de validations sont explicités dans (Kane, 2021; Kane et Rolle, 2020; Rime et al., 2020). Enfin, la contribution principale fut d'ajouter les modèles exergétiques sur l'outil, en particulier celui du réseau de distribution puis des échangeurs de chaleur, des pompes à chaleur et des sources.

Une fois la méthode de modélisation du réseau déterminée, il convient d'évaluer les performances du réseau. La transition vers les réseaux basse température permet entre autres de limiter les pertes thermiques. Néanmoins, si la température du réseau ne permet pas de répondre à la demande, l'utilisation de pompes à chaleur (PACs) centralisées et/ou décentralisées est nécessaire (Rime et al., 2020). (Ayele et al., 2021) montre que cela implique une consommation électrique importante, notamment en hiver, du fait des différentiels de température élevés que les PACs doivent combler. Par ailleurs, la consommation électrique des pompes de circulation augmente car, à prestations égales, les débits véhiculés augmentent ainsi que les pertes de charge (Adihou et al., 2020a; Li et al., 2017; Ruesch et al., 2015). Le niveau de température du réseau a donc un impact direct sur la configuration tant de la centrale de production que des sous-stations. Un problème d'optimisation apparaît et qui consiste à déterminer la température du réseau qui limite à la fois la consommation électrique et la consommation thermique globale (Kane et Grosjean, 2018).

### 1.4.3 Optimisation des réseaux thermiques

#### Définitions des approches d'optimisation

Il existe deux familles de méthodes pour la résolution de problématique d'intégration énergétique : les méthodes dites graphiques (méthode du pincement, Total Site Analysis) et les méthodes de programmation mathématique. Dans la littérature, plusieurs méthodes de programmation mathématique sont utilisées pour l'optimisation des réseaux thermiques (Talebi et al., 2016). Le type de méthode de programmation mathématique dépend notamment des bilans d'énergie et de masse, des contraintes d'égalité et d'inégalité, des variables indépendantes et de la fonction objectif. Ces paramètres définissent la complexité du problème afin de sélectionner l'approche de résolution adéquate. La Figure 31 dresse l'inventaire des principales méthodes de programmation mathématique définies dans le cadre de l'optimisation des réseaux thermiques.

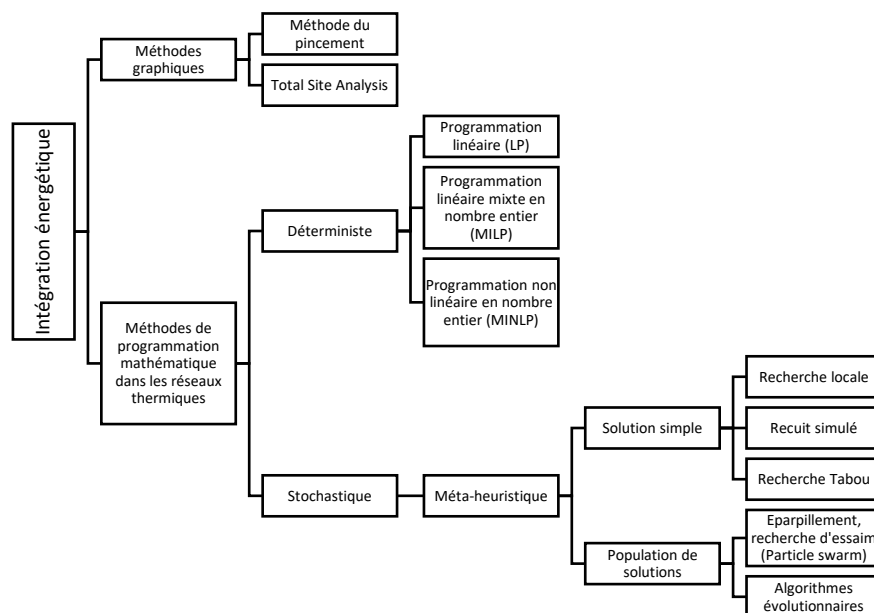


Figure 31 - Approches d'intégration énergétique des systèmes thermodynamiques

Chacune de ces méthodes regroupe des algorithmes d'optimisation qui se révèlent plus ou moins efficaces selon la complexité du problème. Par exemple, les algorithmes évolutionnaires les plus utilisés sont les algorithmes génétiques. Ils permettent de résoudre des problèmes mono-objectif et multi-objectifs. Là encore, le choix dépend du problème posé.

La prochaine section dresse un état de différentes approches d'optimisation globales des réseaux thermiques.

### **Etat de l'art des approches d'optimisation des réseaux thermiques**

Dans (Curti et al., 2000a), au vu de la complexité du modèle (33 valeurs indépendantes avec de nombreuses contraintes), le problème d'optimisation est non linéaire, de type MINLP (*Mixed Integer Non-Linear Programming*). La résolution de ce problème complexe est possible sur la base d'approches non-déterministes ou heuristiques. Dans l'étude, un algorithme génétique (heuristique) de type *struggle* est utilisé (Grüniger et Wallace, 1996). Ces algorithmes d'exploration sont fondés sur les mécanismes de sélection naturelle et les principes de survie des structures les mieux adaptées (Goldberg, 2006; Holland, 1975). L'algorithme développé par le MIT (Grüniger et Wallace, 1996) a été adapté. Deux variantes de la fonction objectif basées sur l'approche environnisme (réunification des critères thermodynamique, économique et environnemental) sont étudiées : les coûts physiques (exergie définie en section 1.5) et les coûts financiers générés par le système sur l'ensemble de son cycle de vie. Cette approche permet entre autre de contourner le problème d'une optimisation multi-objectif auquel répond (Kane, 2002).

Ce dernier propose la formulation d'un modèle environnisme et thermo-économique pour l'intégration et l'optimisation simultanée de la configuration, du dimensionnement et de l'opération de centrales thermiques solaires hybrides (Kane, 2002). La méthodologie de résolution se découpe en trois phases :

- l'optimisation thermodynamique basée sur la méthode du pincement.
- la synthèse des configurations issues des réseaux d'échangeurs exergetiquement optimaux dans des superstructures.
- l'optimisation thermo-économique et environnisme avec des algorithmes génétiques sur la base des meilleures configurations sectionnées précédemment dans les superstructures.

L'intérêt est d'améliorer la recherche des optima thermo-économique et environnisme en se concentrant sur les alternatives les plus efficaces. Le problème d'optimisation étant de type MINLP et multi-objectif, les algorithmes génétiques sont utilisés. L'apport fondamental de l'interface d'optimisation développée en partenariat avec le MIT est qu'elle regroupe plusieurs variantes d'algorithmes génétiques avancés (*steady-state*, *struggle*, *deme*) permettant ainsi une optimisation systématique de tout type de problème thermodynamique.

Dans la continuité de cette approche de décomposition d'un problème d'optimisation multi-objectif, (Weber et al., 2007) propose une méthode de design simultané de la configuration du réseau de distribution et des composants thermodynamiques d'un réseau thermique. Le problème multi-objectif est découpé en deux problèmes d'optimisation :

- le « *master problem* » qui permet de minimiser les coûts et les émissions de CO<sub>2</sub> à l'aide d'un algorithme génétique utilisant l'approche du front de Pareto.
- le « *slave problem* » de type MILP qui permet de déterminer la configuration et la stratégie d'opération optimale du réseau en minimisant les coûts d'investissement et d'opération. Cette optimisation mono-objectif utilise l'algorithme du simplexe. Les paramètres d'entrée sont issus de l'algorithme génétique, des profils de consommation ainsi que des informations sur la structure du réseau (positionnement des clients, chemins possibles déterminés au préalable par un algorithme).

La méthodologie est appliquée sur un réseau genevois, proche du lac Léman. Deux unités de production centralisées sont considérées : une turbine à gaz, une pompe à chaleur centralisée. Par ailleurs, il est possible que la configuration optimale ne raccorde pas tous les usagers sur le réseau. Dans ce cas, une pompe à chaleur air/eau ou une chaudière individuelle est installée dans le bâtiment concerné. Si, pour un bâtiment raccordé au réseau, le niveau de température n'est pas atteint, une pompe à chaleur eau/eau ou une chaudière peuvent être installées en sous-station. Les résultats montrent que le consommateur le plus éloigné est systématiquement non raccordé au réseau et que la position de l'unité de production est toujours placée au centre des consommateurs raccordés par l'algorithme.

Les études précédentes montrent que les algorithmes génétiques sont pertinents pour la résolution des problèmes d'optimisation complexes des réseaux thermiques. Les études permettent de déterminer la configuration des sous-systèmes du réseau avec des fonctions principalement économiques ou environnementales. (Fitó et al., 2020b) propose d'étudier d'autres types de fonctions objectif. L'étude présente l'optimisation d'un problème de type MILP au travers de l'outil OMEGAAlpes. Le potentiel de valorisation de la chaleur fatale produite par le Laboratoire National des Champs Magnétiques Intenses de Grenoble y est étudié au vu d'une intégration sur le réseau de chaleur à proximité. Ce dernier étant de troisième génération (85°C), plusieurs hypothèses dont la négligence des pertes de charge permettent de ramener le problème à une programmation linéaire mixte en nombre entier. Deux scénarios sont évalués :

- la chaleur fatale est à une température de 35°C ou 50°C. Une pompe à chaleur centralisée permet d'élever la température de la chaleur fatale avant injection sur le réseau à 85°C. Cinq solutions de stockage thermique sont intégrables ou non, allant de 10 MWh à 40 MWh avec un pas de 10MWh.
- la chaleur fatale est à une température de 85°C (possible sous certaines conditions). Dans ce cas, l'énergie est directement intégrée sur le réseau et la pompe à chaleur n'est pas nécessaire. Le stockage thermique est aussi possible dans les mêmes conditions.

Les variables d'optimisation sont la capacité de stockage thermique et la température d'injection de la chaleur fatale sur le réseau. Trois fonctions objectifs sont étudiées indépendamment l'une de l'autre :

- le « *recovery factor* » soit la part d'énergie valorisée et intégrée dans le réseau.
- le « *coverage factor* » soit la part de la demande résidentielle couverte par la chaleur fatale.
- le rendement exergétique annuel global du système.

Les mêmes résultats sont obtenus dans les cas de l'optimisation du *recovery factor* et du rendement exergétique : le scénario optimal est l'injection directe de la chaleur fatale à 85°C sur le réseau, sans pompe à chaleur et avec une capacité de stockage maximale de 40 MWh. Ainsi, l'algorithme limite l'intégration d'une pompe à chaleur et donc la consommation électrique pour sélectionner la solution qui se rapproche le plus de la température du réseau à 85°C. Les conclusions pourraient donc être différentes sur un réseau à plus basse température.

Les réseaux dits de 4<sup>ème</sup> et 5<sup>ème</sup> génération ont l'avantage de véhiculer de basses températures. Les pertes thermiques sont limitées, l'intégration d'énergies renouvelables locales est facilitée et les sources de chaud et de froid locales sont valorisables directement en cas de demande simultanée (Averfalk et al., 2021; Buffa et al., 2019). Cependant, les différentiels de température étant plus faibles que les réseaux thermiques conventionnels, de grands débits sont requis pour fournir les mêmes prestations énergétiques (Li et al., 2017). Cela a pour conséquences des pertes de charges plus importantes ainsi qu'une consommation plus élevée des pompes de circulation (Ruesch et al., 2015). Le réseau doit être dimensionné pour à la fois limiter les pertes de charge et les pertes thermiques. Un compromis est donc à trouver entre le niveau de température et le diamètre des conduites du réseau de distribution.

Pour pouvoir déterminer un optimum de diamètre, un critère soulevant une contradiction doit être utilisé. De nombreuses études utilisent le critère économique comme fonction objectif car un compromis doit être trouvé entre des quantités ayant le même ordre de grandeur, généralement les coûts d'investissement et d'opération. Selon les hypothèses, ces fonctions de coûts s'expriment avec des termes liés aux pertes de charge (coût de pompage par exemple) et aux pertes thermiques (pertes monétaires selon le diamètre des conduites).

(Zeng et al., 2016) étudie l'influence du prix de l'électricité sur la configuration optimale de diamètre du réseau de distribution. L'optimum de diamètre est obtenu en minimisant les coûts annuels équivalents. Un algorithme génétique amélioré permet de sélectionner les combinaisons de diamètres parmi une liste de diamètres de constructeurs. La solution optimale des diamètres est quasiment indépendante du prix de l'électricité et de la configuration des pompes. Cette méthode d'optimisation des diamètres ne dépend donc pas de l'évolution des tarifs de l'électricité. Cependant, dans cette étude, les pertes thermiques sont négligées et les coûts d'investissement n'incluent que ceux liés à l'achat des conduites. Par ailleurs, il n'y a pas d'optimisation des niveaux de température car les températures de design aller/retour sont fixes (5/12°C en été et 49/39°C en hiver).

(Bordin et al., 2016) propose d'étudier l'intégration de nouveaux usagers sur un réseau existant. La fonction objectif à maximiser est le revenu net. En effet, un optimum est à trouver entre la maximisation du revenu brut et la minimisation des frais d'infrastructures et d'opération. La somme de ces deux quantités est égale aux revenus nets, ce qui revient à un problème mono-objectif. Plusieurs courbes de pertes de charge sont linéarisées pour tenir compte de différences de profil selon les diamètres et ainsi définir un problème de type MILP (Frederiksen et Werner, 2013). L'étude conclut que les revenus nets augmentent avec le nombre d'usagers connectés. Cependant, seuls les coûts globaux d'installation des conduites sont pris en compte. Par ailleurs, les pertes thermiques ne sont pas considérées.

(Dobersek et Goricanec, 2009) montre que selon les termes de coûts considérés dans la fonction objectif, la solution optimale de diamètre est différente. Une méthodologie d'optimisation simultanée de la topologie et des diamètres des conduites est proposée. Les équations du problème sont linéarisées pour utiliser la méthode du simplexe qui sélectionne la topologie et les diamètres des conduites minimisant les coûts capitalisés. Les résultats montrent que la topologie et les diamètres sont différents selon que la fonction objectif tienne compte ou non des coûts de construction. Par ailleurs, les pertes thermiques sont négligées et les températures de design aller/retour sont fixes (110/70°C).

(Arabkoohsar et al., 2021) propose de répondre aux problèmes de chaleur excédentaire en été issue d'une usine d'incinération. Dans un premier temps, le réseau de chaleur est dimensionné en minimisant les coûts d'investissement et d'opération des conduites. Ensuite, une optimisation multi-objectif permet de dimensionner les unités de production selon la demande de chaleur et de froid. Les fonctions objectifs de l'algorithme génétique sont économique (*LCOE Levelized Cost Of Energy* ou coût actualisé de l'énergie) et environnemental (émissions de CO<sub>2</sub>). L'étude distingue clairement les différentes contributions dans les coûts des conduites : les coûts d'investissement et d'installation, les coûts de pompage et les coûts liés aux pertes de thermiques. Les résultats montrent que les coûts de pertes thermiques et de pompage sont faibles par rapport aux coûts d'investissement. En réalité, ce sont ces derniers qui dominent et fixent le minimum de diamètre.

Globalement, ces études montrent qu'une incertitude importante existe sur la définition des fonctions objectifs de coût, avec des résultats qui dépendent fortement des termes considérés ou non. Le concept d'exergie à l'avantage d'intégrer à la fois les contributions thermiques et de dissipation avec les mêmes amplitudes (Çomaklı et al., 2004). Comme il le sera mis en évidence dans la section suivante, l'analyse exergétique est par exemple utile pour localiser et quantifier précisément les sources d'inefficacité des systèmes. Cependant, dans le domaine des réseaux thermiques, le critère exergétique est rarement utilisé en tant que fonction d'optimisation unique pour le dimensionnement spécifique des composants comme le réseau de distribution. Par exemple, (Kalinici et al., 2008) propose une analyse



exergétique et énergétique du réseau géothermique de Dikili en Turquie. En amont, une formulation explicite de l'optimum de diamètre est développée mais en minimisant uniquement les coûts annuels du réseau de distribution (somme des coûts d'installation et d'équipement des conduites).

La prochaine section vise à montrer l'intérêt du critère exergétique dans l'objectif de dimensionner les composants du réseau sur la base de ce seul critère.

## 1.5 Définition et intérêt de l'exergie

Selon (QuelFutur, 2004), l'expression « consommer de l'énergie » n'est pas correcte, car le Premier principe de la thermodynamique établit la conservation de l'énergie ainsi que l'équivalence entre énergie thermique et énergie travail. L'énergie peut se transformer en d'autres formes d'énergies jusqu'à ce qu'elle ne soit plus considérée comme utile. La « qualité » des différentes formes d'énergie est donc différente.

L'exergie est le travail maximal idéalement fourni par un système lors d'une transformation réversible de son état initial vers son état d'équilibre thermodynamique complet dans l'environnement avec lequel il interagit (Tsatsaronis, 1999). Ce concept tient compte simultanément des Premier et Second Principes de la Thermodynamique. Ainsi, le niveau exergétique d'un flux d'énergie (incluant les flux de matière, énergie chimique) est d'autant plus important que ce dernier est en déséquilibre avec son environnement. Toute modification de l'état du système entraînée par une transformation réelle (et donc irréversible) implique une création d'entropie et donc une baisse de son niveau exergétique. La Figure 32 donne une représentation du contenu exergétique d'un flux de chaleur en fonction de son niveau de température. Le facteur exergétique d'une énergie-travail (électricité, travail sur un arbre moteur, énergie cinétique et potentielle...) est égal à 1 : l'exergie-travail est égale à l'énergie-travail. En revanche, le facteur exergétique d'une énergie-chaleur dépend de la température de cette énergie  $T$  et de la température de référence  $T_a$  (définie en section 2.1.2). Ce facteur exergétique est égal à l'efficacité de Carnot en considérant  $T$  comme la température de la source chaude et  $T_a$  comme la température de la source froide. Ainsi, plus une énergie-chaleur a une température faible, plus son exergie-chaleur est faible. Enfin, plus la température d'une énergie-chaleur est proche de celle de son environnement de référence  $T_a$  moins sa valeur exergétique est importante. Pour ces raisons, l'exergie est souvent définie dans la littérature comme une mesure de la « qualité de l'énergie ». Enfin, la part de l'énergie-chaleur qui n'est pas de l'exergie est appelée « anergie ».

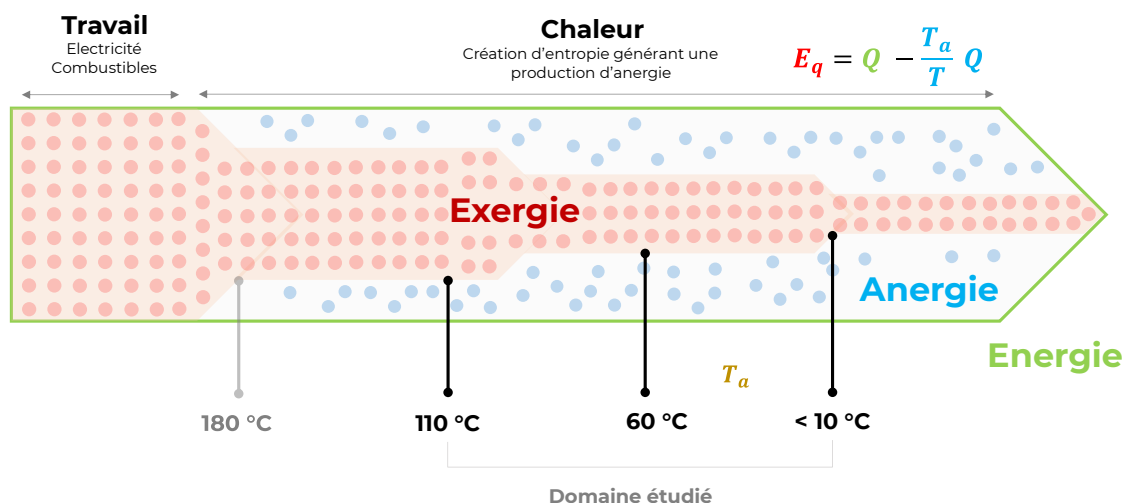


Figure 32 - Illustration du contenu exergétique d'un flux en fonction des températures étudiées dans le cadre de la thèse

Le critère exergetique a plusieurs intérêts, comme ceux de :

- ramener sur une base commune toutes les formes d'énergie.
- uniformiser la quantification des pertes pour tous les systèmes énergétiques.
- tenir compte de l'environnement dans lequel évoluent les systèmes tout en conservant une démarche d'analyse générique.

### Une base commune pour toutes les formes d'énergie

Le Tableau 5 présente les processus de conversion énergétique de 12 systèmes utilisés pour répondre aux besoins énergétiques dans le secteur des bâtiments résidentiels et tertiaires. Les deux formes d'énergie utiles sont l'électricité et l'énergie thermique. Ces formes d'énergie sont difficilement comparables car elles ne permettent pas de répondre aux mêmes services. L'électricité est une énergie travail convertible en toute autre forme d'énergie pour répondre à des besoins divers (chauffage, ECS, refroidissement, mobilité ...). Concernant l'énergie thermique, il a été montré plus haut que les services fournis dépendent directement de son niveau de température.

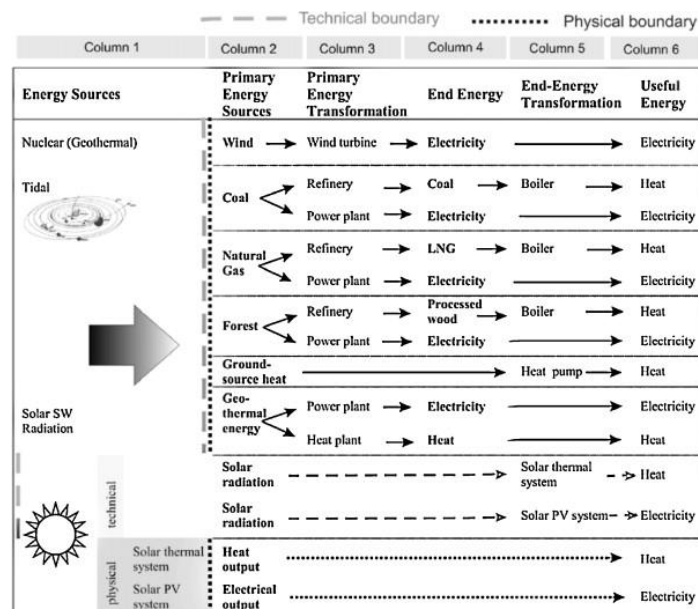


Tableau 5 - Processus de conversion énergétique de l'énergie primaire en énergie utile pour 12 systèmes thermodynamiques (Hepbasli, 2012)

L'exergie permet de quantifier le potentiel de travail que peut fournir une énergie thermique selon son niveau de température et son environnement de référence. Cela revient à déterminer l'équivalent travail d'une énergie thermique. Pour ce faire, l'énergie thermique est multipliée par un facteur exergetique  $\alpha$  :

$$Exergie = \alpha \cdot Energie \tag{1.1}$$

Les énergies primaires fossiles (exergie chimique) et l'électricité ont des facteurs exergetiques  $\alpha \geq 1$ . L'exergie associée est donc supérieure ou égale à la quantité d'énergie dans ces cas. Le facteur exergetique d'une énergie thermique est égal à l'efficacité d'une machine thermique fonctionnant avec un cycle de Carnot soit  $\alpha = 1 - \frac{T_a}{T}$ . La source froide est à une température de référence  $T_a$  qui peut être la température de l'environnement dans lequel évolue le système et la source chaude est à la température de l'énergie thermique à quantifier  $T$ . Ainsi, le facteur exergetique thermique est fonction du niveau de température de la source et de l'environnement dans lequel évolue le système considéré. Plus le niveau

de température  $T$  est faible, plus le facteur exergetique est faible ce qui permet de traduire la perte de qualité de l'énergie thermique. La Figure 33 présente différents facteurs types dans le cas d'application des réseaux thermiques. Ainsi, l'exergie permet d'optimiser l'adéquation entre la production thermique et la demande en prenant en compte le potentiel de valorisation de l'énergie (Kallert, 2019; Li et Svendsen, 2012).

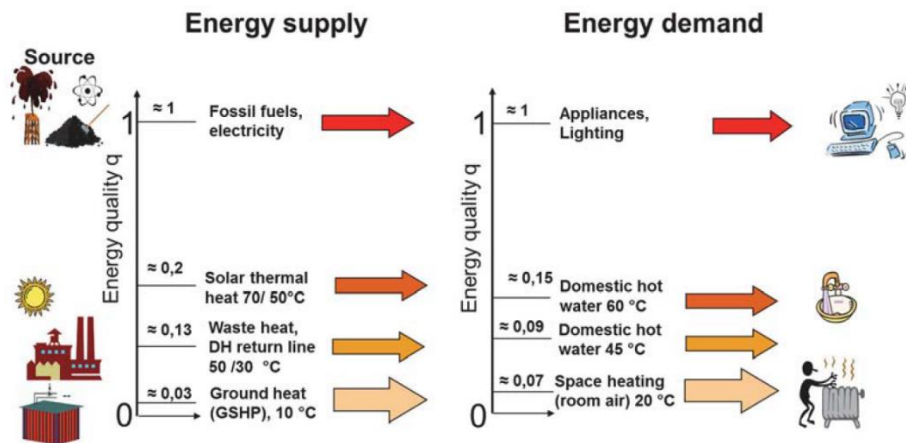


Figure 33 - Représentation de différents facteurs exergetiques en énergie primaire et utile pour une meilleure adéquation entre sources et besoins énergétiques (Kallert, 2019)

La Figure 34 montre que, selon les technologies et les sources primaires, les différences à la génération sont importantes entre le bilan énergétique et le bilan exergetique (Hepbasli, 2012). Les performances énergétiques (Figure 34a) et exergetique (Figure 34b) de 4 systèmes sont comparées pour le chauffage à 100 % d'une maison individuelle : une chaudière gaz à condensation (1), des panneaux solaires thermiques (2), une chaudière électrique alimentée par des panneaux solaires photovoltaïques (PV) (3), une pompe à chaleur géothermique alimentée par des PV (4). Les demandes énergétiques et exergetiques sont constantes, respectivement à 2729 W (*room air* Figure 34a) et 194 W (*room air* Figure 34b). Au-delà de la conversion de l'énergie primaire en énergie finale (*generation*), les courbes se confondent car les systèmes de stockage, de distribution et d'émission sont les mêmes dans tous les cas. L'air intérieur doit être maintenue à 21°C.

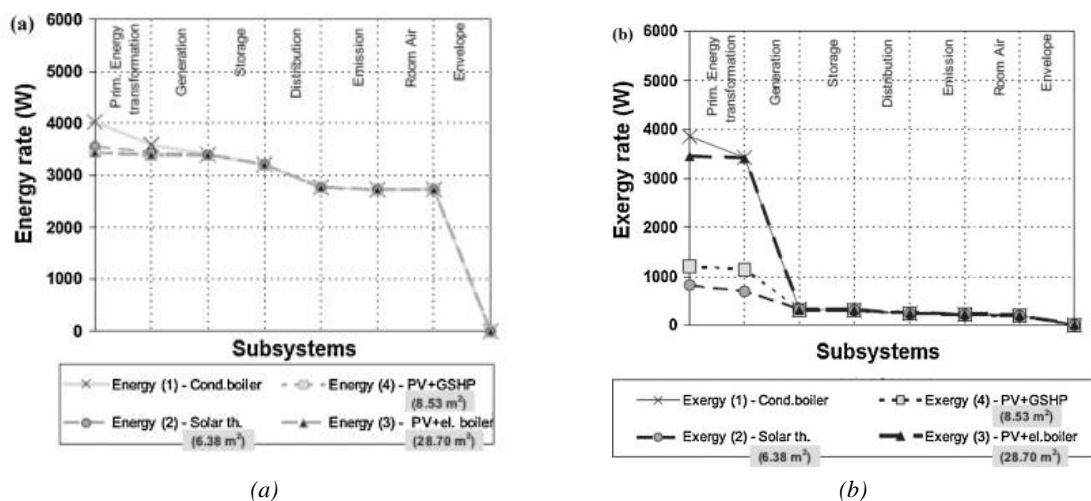


Figure 34 - Représentation des flux énergétiques (a) et exergetiques (b) de 4 systèmes pour le chauffage d'une maison individuelle (Hepbasli, 2012)

Pour la chaudière à condensation (1) et la chaudière électrique (3), les valeurs énergétiques et exergetiques avant conversion (*primary energy transformation*) sont quasiment égales car les facteurs exergetiques sont supérieurs ou égaux à 1. La conversion de l'énergie primaire en énergie finale (*generation*) dégrade le potentiel de travail issu du gaz et de l'électricité. Les pertes exergetiques sont donc importantes pour ces deux systèmes. A l'inverse, malgré les quantités énergétiques similaires, les exergeries primaires du solaire thermique (2) et la PAC géothermique (4) sont nettement plus faibles car la chaleur valorisée est à basse température. L'adéquation entre les sources et la demande est meilleure car les valeurs exergetiques initiales et finales sont plus proches. Ainsi, l'exergie permet de justifier la valorisation de sources basse température pour limiter les pertes, ce qui ne ressortirait pas dans une approche énergétique.

### Uniformisation de l'analyse des performances des systèmes

En quantifiant les pertes exergetiques générées par les systèmes, il est possible de localiser les sources d'inefficacités et de fournir des recommandations explicites de dimensionnement. Par exemple, (Zhu et al., 2021) étudie l'intégration d'une PAC booster pour répondre aux besoins ECS à 60°C. L'étude montre que le compresseur est la principale source de pertes exergetiques, suivi du condenseur, de l'évaporateur et de la vanne d'expansion. Il recommande d'améliorer le rendement isentropique du compresseur en réduisant les fuites dans les conduites et au niveau des vannes. Concernant les échangeurs de la PAC, les pertes exergetiques peuvent être limitées en adaptant les débits pour réduire les différentiels de température entre l'eau et le fluide réfrigérant.

Sur un réseau basse température, (Elmegaard et al., 2016) va jusqu'à montrer que les performances exergetiques des PAC ECS au R744 (CO<sub>2</sub>) sont meilleures que celles au R134a. La température aller du réseau est fixée à 45°C et le retour à 25°C. La température de consigne de chauffage est de 30°C ce qui permet le chauffage direct via des échangeurs. La température de consigne ECS est de 60°C, d'où l'intégration de PAC. Avec du R744, le rendement exergetique est de 24 % contre 20 % pour du R134a. En plus d'avoir un Potentiel de Réchauffement Global faible (PRG ou *GWP* en anglais), l'analyse exergetique démontre la compétitivité des solutions de PAC au R744 (Elmegaard et al., 2016).

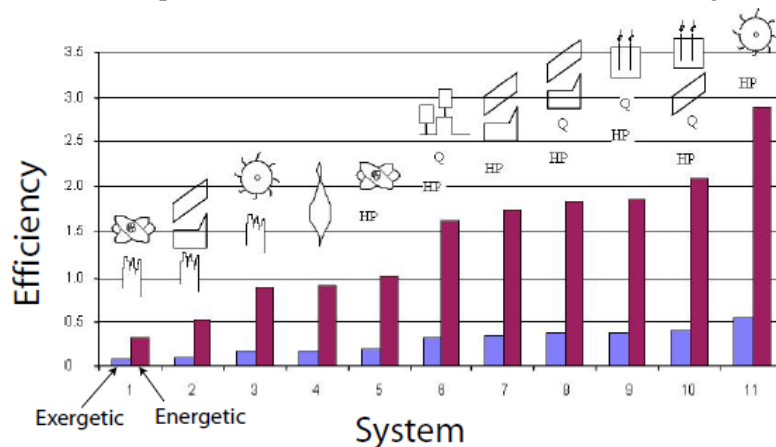


Figure 35 - Rendements énergétique et exergetique de différents systèmes multi-énergies pour la partie chauffage : 1- Electricité d'une centrale nucléaire et chauffage électrique direct, 2- Electricité d'une centrale à cycle combiné et chauffage électrique direct, 3- Hydro-électricité et chauffage électrique direct, 4- Chaudière, 5- Electricité d'une centrale nucléaire et d'une PAC, 6- Electricité d'une unité de cogénération et d'une PAC, 7- Electricité d'une centrale à cycle combiné et d'une PAC, 8- Electricité d'une centrale à cycle combiné avec récupération de chaleur et d'une PAC, 9- Electricité d'une pile à combustible avec cogénération et d'une PAC, 10- Electricité d'une centrale hybride avec une pile à combustible, un cycle combiné au gaz naturel avec récupération de chaleur, et d'une PAC, 11- Electricité hydraulique et d'une PAC (hypothèses : chaleur dissipée du réseau électrique 4 %, pertes thermiques du réseau de chaleur 5%, Efficacité de premier principe des PACs 3,33, Efficacité de second principe des PACs 0,65 %, Température du réseau 65°C, Température atmosphérique 0°C, Pertes thermiques des unités de cogénération 10 %) (Weber, 2008)

Par ailleurs, les frontières définies pour étudier les systèmes précédents permettent de localiser précisément les pertes exergétiques internes et ainsi fournir des recommandations explicites avec une approche uniforme. Une plus grande échelle peut être choisie pour comparer des systèmes multi-énergies comme en atteste la Figure 35.

La Figure 35 compare les performances énergétiques et exergétiques de chauffage de différents systèmes multi-énergies (Weber, 2008). Elle montre que pour tous les systèmes, les performances sont nettement plus faibles en considérant le rendement exergétique, défini en section 2.1.3. Les meilleures solutions du point de vue exergétique sont celles qui valorisent la chaleur ambiante avec des PAC, c'est-à-dire des sources à basse température. Néanmoins, les rendements exergétiques des systèmes sont relativement comparables entre eux, contrairement au rendement énergétique.

### Une démarche générique qui tient compte de l'environnement des systèmes

Pour finir, l'exergie mesure la qualité d'une source relativement à un environnement de référence. En effet, le facteur exergétique thermique est fonction de la température  $T_a$  d'un environnement choisi comme référence, comme explicité en section 2.1.2. Sans changer la démarche générique d'analyse exergétique des systèmes, cela permet d'intégrer le fait qu'une énergie thermique à 20°C permet de chauffer une pièce à 0°C mais n'a pas de valeur dans une pièce à 20°C. Les Figures ci-dessous permettent de schématiser le concept d'exergie au travers de 3 machines thermiques : un moteur, une pompe à chaleur et une machine frigorifique (Borel et Favrat, 2005; Energie planète, 2021). L'énergie est quantifiée par le nombre de bonhommes, la hauteur détermine le facteur exergétique qui diminue à mesure que l'on s'approche du niveau de l'eau à la température atmosphérique. L'atmosphère correspond ici à l'environnement de référence c'est-à-dire à un facteur exergétique nul.

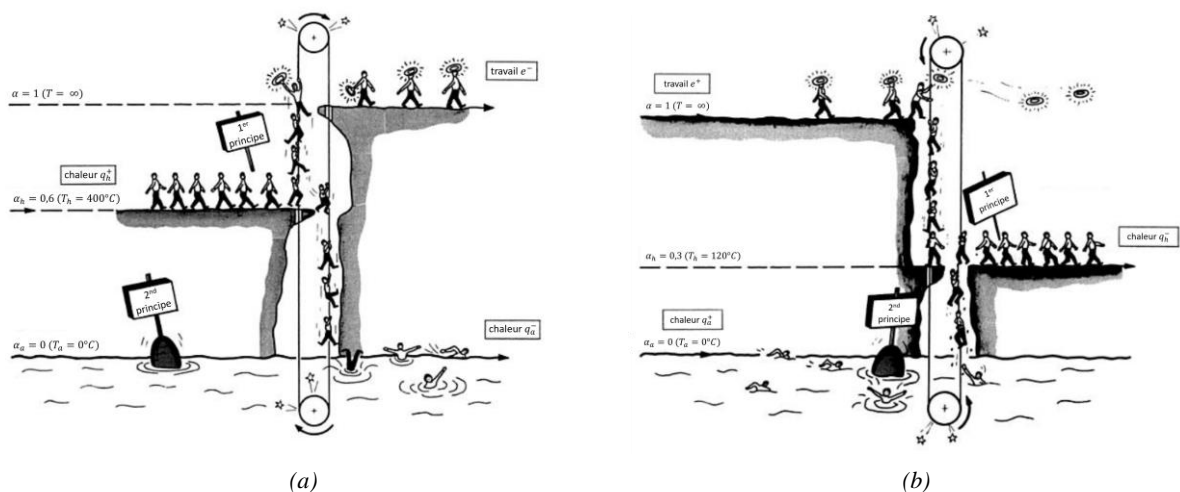


Figure 36 – Interprétation exergétique du cycle d'un moteur (a) et d'une pompe à chaleur (b) (Borel et Favrat, 2005)

Dans le cas d'un moteur en Figure 36a, l'énergie chaleur à 400°C est utilisée pour produire de l'énergie travail de plus haute valeur exergétique. D'après le second principe, cette transformation ne peut être que partielle : une partie de l'énergie est transformée en énergie mécanique, une autre partie plus importante est dissipée sous forme de chaleur à l'atmosphère.

La Figure 36b montre le cas d'une pompe à chaleur. Pour fournir la prestation de chaleur (120°C) à partir de la chaleur ambiante (0°C), il faut augmenter le facteur exergétique de cette dernière. De l'énergie travail est dégradée au compresseur pour élever la température et répondre aux besoins.

Sur le même principe, la Figure 37 décrit une machine frigorifique. Le travail permet d'extraire la chaleur du milieu à refroidir pour conserver une température de -90°C. Dans ce cas, le facteur exergétique thermique est négatif.

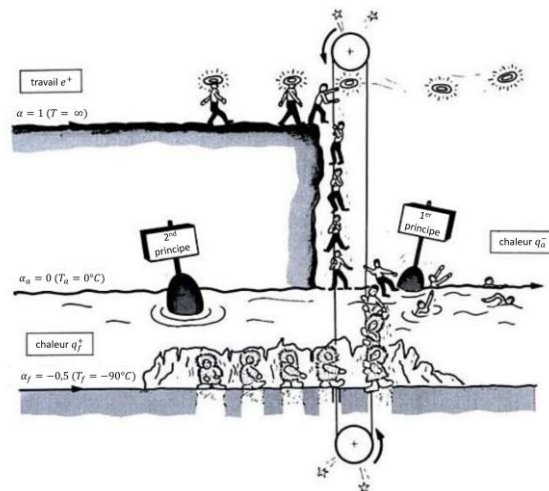


Figure 37 – Interprétation exergetique du cycle d'une machine frigorifique (Borel et Favrat, 2005)

Ces illustrations permettent de représenter les échanges et dégradations thermiques au sein d'un système en fonction de l'environnement de référence. L'exergie ne se conserve pas : le changement de qualité d'une énergie a des conséquences irréversibles. Ainsi, l'exergie permet d'identifier les sources d'inefficacités internes d'un système. Cela permet d'améliorer l'adéquation entre les besoins de température et la température des sources à disposition, ce qui en fait un critère pertinent pour évaluer les performances des réseaux thermiques.

## 1.6 Etat de l'art sur la modélisation et l'optimisation exergetique des réseaux thermiques

La performance des réseaux thermiques est influencée par plusieurs paramètres (diamètres, longueurs, débits, températures ...) de plusieurs sous-systèmes (production, distribution, sous-stations). L'analyse exergetique permet de quantifier et localiser les sources d'inefficacités des systèmes en évaluant les pertes exergetiques internes générées.

(Çomaklı et al., 2004) développe une méthodologie pour évaluer les pertes énergétiques et exergetiques générées par un réseau de distribution de 2<sup>ème</sup> génération (175/110°C pour les températures aller et retour). La Figure 38 montre le système considéré qui comprend les conduites du réseau de distribution et les échangeurs de chaleur présents dans les sous-stations. La puissance demandée et la structure du réseau sont fixes. La centrale thermique alimentée au gaz doit répondre à la demande du réseau.

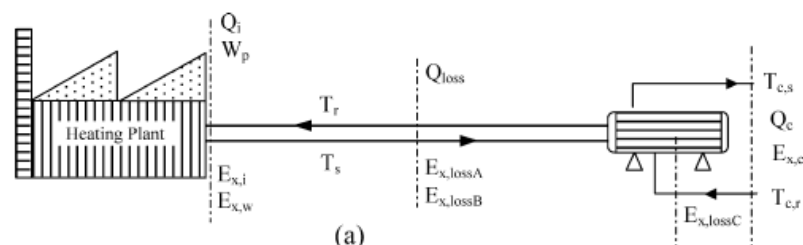


Figure 38 - Schéma de principe du système étudié dans (Çomaklı et al., 2004)

Sont notés  $\dot{Q}_i$  la chaleur fournie par la centrale thermique,  $\dot{W}_p$  le travail effectif fourni par les pompes pour faire circuler le fluide caloporteur (eau pressurisée à 15 bars) dans les conduites,  $\dot{Q}_c$  la

chaleur fournie au consommateur et  $\dot{Q}_{loss}$  les pertes thermiques du système. Ces dernières comprennent le travail des pompes qui se transforme en chaleur pour vaincre les pertes de charge.

L'exergie fournie par la centrale thermique  $\dot{E}_{x,i}$  et le travail fourni par les pompes  $\dot{E}_{x,w}$  doivent répondre à la demande exergetique du consommateur  $\dot{E}_{x,c}$  et combler les pertes exergetiques générées par les pertes de chaleur  $\dot{E}_{x,lossA}$ , les pertes par dissipations visqueuses  $\dot{E}_{x,lossB}$ , les pertes par dévalorisation de chaleur dans l'échangeur  $\dot{E}_{x,lossC}$ . Les pertes exergetiques par dissipations visqueuses  $\dot{E}_{x,lossB}$  sont issues de la transformation de l'électricité fournie par les pompes en énergie chaleur pour vaincre la résistance du flux dans les conduites (pertes de charge). Au niveau de l'échangeur, les pertes par dissipations visqueuses sont négligées par rapport à l'irréversibilité du transfert thermique entre les flux des réseaux primaires et secondaires. Cette hypothèse explique la formulation de  $\dot{E}_{x,lossC}$  qui ne tient compte que de la dévalorisation de chaleur dans l'échangeur dans le cadre de l'étude.

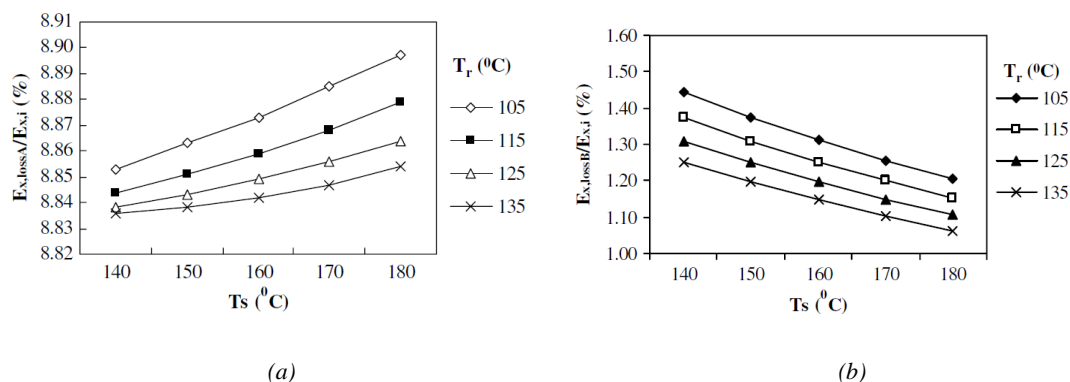


Figure 39 - Pertes exergetiques dues aux pertes de chaleur (a) et à la dissipation visqueuse (b) en fonction des températures (Çomaklı et al., 2004)

L'étude définit plusieurs indicateurs par rapport à l'exergie fournie par la centrale : le pourcentage de pertes exergetiques thermiques, le pourcentage de pertes exergetiques par dissipations visqueuses, le pourcentage de pertes par dévalorisation thermique dans l'échangeur. Plusieurs résultats sont à tirer de cette étude :

- les pertes thermiques représentent 8,62 % de l'énergie totale fournie par la centrale.
- l'épaisseur de l'isolation est le facteur le plus influant dans la réduction des pertes thermiques. Les pertes thermiques diminuent lorsque l'épaisseur augmente.
- les pertes exergetiques thermiques augmentent lorsque la température aller augmente. La Figure 39a représente le pourcentage de pertes exergetiques thermiques en fonction de la température aller  $T_s$ . Pour une température de retour fixe  $T_r$ , les pertes exergetiques thermiques augmentent quand la température aller augmente.
- les pertes exergetiques par dissipations visqueuses augmentent lorsque les températures aller ou retour diminuent comme le montre la Figure 39b. Cela est dû aux débits plus importants lorsque les températures diminuent. Les pertes exergetiques d'origine visqueuse sont plus faibles que celles d'origine thermique mais tout de même non négligeables.
- les pertes exergetiques dues à la dévalorisation de chaleur dans les échangeurs augmentent lorsque les températures aller ou retour augmentent. En effet, la différence de température entre le réseau secondaire et primaire est alors plus importante. La Figure 40a montre que les pertes générées par l'échangeur de chaleur représentent entre 38 % et 48 % de la production en centrale.

L'étude se conclue avec la Figure 40b, qui montre la part totale de pertes exergetiques par rapport au contenu exergetique initial de la ressource primaire (gaz). Les pertes globales sont d'autant plus importantes que les températures aller et retour sont élevées. Dans le cas le plus défavorable (température aller/retour de 180/135°C), 16 % de l'exergie en ressources primaires est perdue lors du

transport et de la distribution de chaleur. Les conclusions précédentes montrent que l'essentiel des pertes sont générées par les sous-stations.

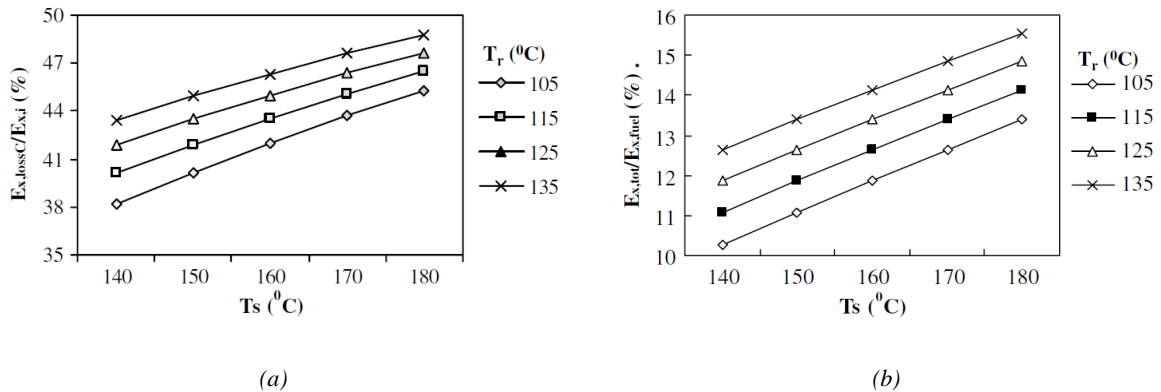


Figure 40 - Pertes exergetiques dues à la dévalorisation de chaleur dans les échangeurs (a) et pertes exergetiques totales (b) en fonction des températures (Çomaklı et al., 2004)

Il convient de noter que les systèmes de production de la centrale thermique ne sont pas considérés dans l'étude. Enfin, la température de l'eau dans les conduites est fixée à la moyenne des températures entre la conduite aller et la conduite retour. La distribution de température dans les conduites n'est donc pas étudiée. Pour calculer les pertes thermiques, une moyenne est réalisée entre les températures de départ et retour.

(Ljubenko et al., 2013) complète cette méthodologie en intégrant un modèle thermique permettant de déterminer la distribution de température de l'eau sur le réseau de distribution. En n'utilisant que le critère exergetique, l'étude propose un processus itératif de dimensionnement du réseau de distribution. Les diamètres optimaux sont déterminés pour chacun des segments en maximisant le rendement exergetique. Le modèle du réseau de distribution tient compte de la chaleur dissipée vers l'extérieur et de l'apport thermique généré par le travail des pompes pour vaincre les pertes de charge. L'autre apport fondamental de cette étude est la distinction entre les pertes exergetiques internes au système (*exergy destruction*) et des pertes exergetiques par transfert de chaleur vers l'extérieur (*exergy losses*). Cette distinction est rendue possible grâce à la définition des frontières du système. La Figure 41a présente le système et la Figure 41b définit les deux types de frontières considérées dans l'étude.

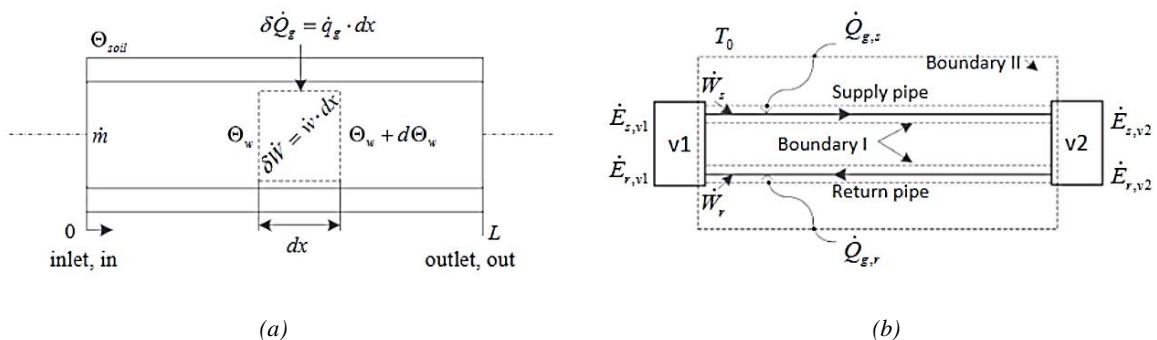


Figure 41 - Définitions des frontières et des flux échangés dans (Ljubenko et al., 2013)

L'environnement de référence est à une température  $T_0$ . La *Boundary I* comprend uniquement les conduites aller et retour qui ne sont pas en équilibre avec l'environnement.

Dans ce cas, le terme :

- *exergy destruction* fait référence aux pertes exergetiques internes du système. Ici, sont comptées uniquement les pertes par dissipation.



- *exergy losses* fait référence à l'ensemble de l'exergie cédée par le système à l'environnement selon (Borel et Favrat, 2005) (ou *rates of exergy transfert* selon (Bejan et al., 1995)). Dans ce cas, seule l'exergie chaleur perdue est considérée.

La *Boundary II* comprend les conduites et leur environnement. Le système définit est donc à l'équilibre avec l'environnement. Dans ce cas, le terme :

- *exergy destruction* fait référence aux pertes par dissipation en plus de l'exergie due au transfert de chaleur. L'exergie chaleur est cette fois interne au système et génère des pertes par dévalorisation thermique.
- *exergy losses* n'a pas de valeur car le système est en équilibre avec l'environnement de référence : il n'y a pas d'échange exergetique entre le système et l'extérieur.

Ces différences dans la définition de la frontière du système seront explicitées en section 2.1.

Par la suite, l'étude définit le ratio des pertes exergetiques par dissipation et par transfert de chaleur comme un indicateur d'optimisation du rendement exergetique du réseau. Ainsi, un faible ratio permet de guider les recommandations vers une diminution des pertes thermiques en abaissant les températures et en augmentant les débits. La méthodologie est appliquée à un réseau haute température (température aller/retour de 126,5/75°C entre 15 et 14 bars) avec pour conclusions des rendements exergetiques optimaux avec soit des températures aller plus basses (et donc un débit plus important pour une même puissance), soit des diamètres plus faibles afin de limiter les pertes thermiques. Par ailleurs, les diamètres du réseau existant de la vallée de Šaleška en Slovénie sont surdimensionnés par rapport aux optimums de diamètres obtenus en maximisant le rendement exergetique. Des valeurs explicites de diamètres sont fournies, plus grands sur le retour que sur l'aller du fait de la température plus basse sur le retour. Une limite de l'étude concerne les singularités du réseau, qui sont prises en compte en augmentant de 20 % le facteur de friction linéaire. Il est aussi considéré que l'emplacement des pompes a peu d'influence sur les pertes de pression statique. L'énergie de pression fournie par l'ensemble des pompes est ainsi la somme des pertes de charge. Enfin, comme (Çomaklı et al., 2004), l'efficacité des pompes n'est pas considérée.

(Čoř et al., 2017) propose une optimisation exergoéconomique des réseaux de froid (température aller de 7°C, pression de 3 bars) sur la base du modèle exergetique développé par (Ljubenko et al., 2013). Les gains de chaleur dans les conduites froides impliquent une augmentation de la température du réseau ce qui pénalise ses performances. Ainsi, l'étude se concentre sur l'optimisation du diamètre des conduites du réseau de distribution et sur l'optimisation de l'épaisseur de l'isolation. Ces deux paramètres sont cruciaux dans le dimensionnement des réseaux de froid car :

- plus les diamètres sont importants, plus les gains de chaleur avec l'environnement des conduites le sont.
- plus les diamètres sont faibles, plus les pertes de charge et les consommations électriques des pompes sont importantes.
- plus l'épaisseur de l'isolation est grande, moins les gains de chaleur le sont mais les coûts augmentent.

Un compromis de diamètre est à trouver pour minimiser des gains de chaleur et les pertes de charge (et donc les consommations électriques). (Čoř et al., 2017) montre que le critère exergetique permet à lui seul de réunir ces objectifs pour trouver un optimum de diamètre. En complément de l'approche exergetique proposée qui consiste à maximiser le rendement exergetique, une approche exergoéconomique est menée. La Figure ci-dessous montrent que le diamètre optimal du réseau de froid étudié est beaucoup plus faible avec l'approche exergoéconomique que dans le cas de la maximisation du critère exergetique seul. La considération des coûts altérerait donc l'efficacité intrinsèque du réseau de distribution. Par ailleurs, le rendement exergetique en Figure 42a augmente avec la puissance du réseau.

A l'inverse, les coûts exergetiques du froid en Figure 42b diminuent en augmentant la puissance nominale du réseau, ce qui confirme les économies d'échelle réalisable sur les réseaux thermiques. Cette étude montre la robustesse d'une évaluation exergetique et économique pour l'optimisation des réseaux de distribution de basse température. Les auteurs recommandent d'affiner le modèle par la suite en considérant de l'eau glycolée et en considérant les produits anticorrosion qui affectent les transferts thermiques et les pertes de charge dans les réseaux de froid.

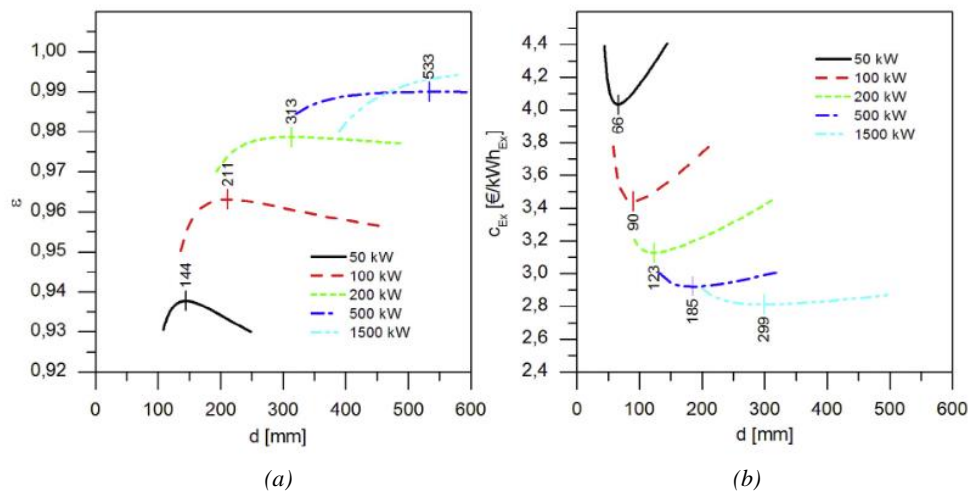


Figure 42 - Rendement exergetique (a) et coûts exergetiques (b) en fonction du diamètre à travers une conduite de 100 m de longueur fournissant du froid (température aller/retour : 7/12°C, pré-isolé) (Čož et al., 2017)

D'autres études développent des méthodologies plus globales d'analyse exergetique des réseaux, comme la *Resource Exergy Analysis*, qui montre que l'approche exergetique permet d'avoir une vision réaliste des dévalorisations internes en considérant le système depuis les sources d'énergies primaires jusqu'à l'usage finale (Jentsch et al., 2022). Avec une démarche similaire, (Kallert, 2019) développe une méthodologie exergetique de modélisation et de simulation de l'intégralité du réseau thermique, en allant de la centrale de production à la sous-station. Les réseaux considérés ici sont de 4<sup>ème</sup> génération (45°C sur la conduite aller). La méthode d'évaluation exergetique se base sur « l'approche entrée-sortie » ou encore « approche LowEx » développée dans (Schmidt, 2004) et (Schmidt et Torío, 2009). Le système est ainsi découpé en plusieurs sous-systèmes. La Figure 43 schématise le principe d'évaluation « LowEx » qui, en partant de la demande de chaleur nécessaire dans le bâtiment, permet de calculer les pertes exergetiques des sous-systèmes.

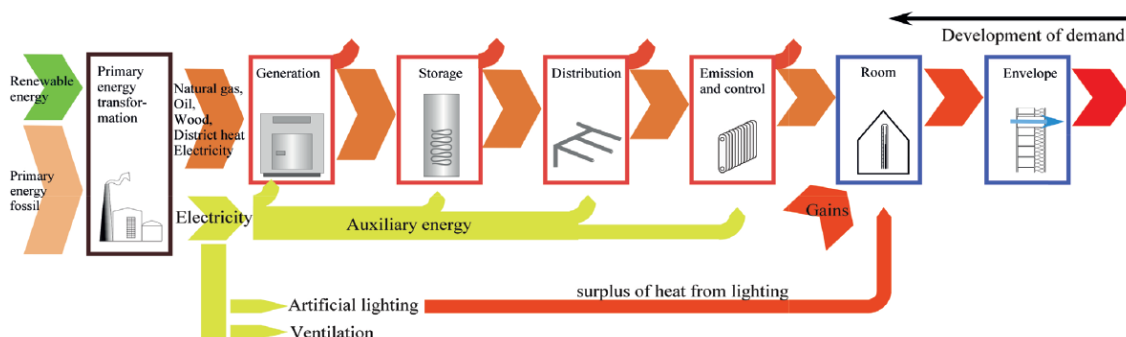


Figure 43 - Schématisation du diagramme de Grassman pour le modèle exergetique de (Jansen et al., 2019)

En se référant à l'étude (Ljubenko et al., 2013), la *Boundary I* est utilisée pour modéliser le réseau de distribution : les conduites sont en déséquilibre thermique avec l'environnement. Par ailleurs, l'étude

considère que les transferts d'exergie-chaaleur (*exergy loss*) ne sont pas isothermes. Ainsi, contrairement à (Ljubenko et al., 2013), l'exergie chaleur est intégrée et l'expression devient :

$$\dot{E}_q = \int_{T_{in}}^{T_{out}} \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) \dot{Q} = \dot{M}c \int_{T_{in}}^{T_{out}} \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) dT \quad (1.2)$$

$$\dot{E}_q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_a}{T_{in} - T_{out}} \ln\left(\frac{T_{in}}{T_{out}}\right)\right) \quad (1.3)$$

Cependant, (Kallert, 2019) spécifie que la volonté de l'étude est de réaliser une évaluation globale, à l'échelle d'un quartier, d'une commune et non de déterminer les performances spécifiques de chacun des systèmes. La méthode est appliquée pour un ensemble de bâtiments résidentiels. Le réseau de distribution est dimensionné sur la base d'autres critères (économique, environnemental) ou supposé dimensionné au préalable. Dans le cas de (Li et Svendsen, 2012), les diamètres sont optimisés selon les pertes de charge maximales admissibles, pour une vitesse nominale fixe et pour une température fixe. Enfin, les pertes de charge ne sont pas prises en compte dans le calcul des pertes exergétiques et sont fixées à 100 Pa/m.

Ces études montrent la robustesse d'une évaluation exergétique pour l'optimisation des réseaux thermiques. Elle permet simultanément de fournir de recommandations de dimensionnement et d'optimiser l'efficacité intrinsèque du système et de ses composants. Néanmoins, la faible utilisation du critère exergétique en tant que fonction d'optimisation des réseaux thermiques et en particulier du réseau de distribution peut s'expliquer par la non-existence, à la connaissance de l'auteur, de formulations explicites, génériques et simplifiées d'un critère exergétique (rendements ou pertes exergétiques) fonction des paramètres du réseau (diamètres, longueurs, températures), et à minimiser, comme c'est le cas des fonctions de coûts. Par ailleurs, aucune des études précédentes ne fournit de recommandations simultanées sur le dimensionnement du réseau et de son niveau de température.

## 1.7 Objectifs de la thèse

En Europe, le secteur du chauffage et du refroidissement est responsable d'environ 40 % de l'utilisation globale d'énergie. D'ici 2050, la demande de chauffage devrait être réduite de 20 % à 30 % et la demande de refroidissement devrait être trois fois plus élevée qu'en 2006 (European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling et al., 2011). Les réseaux thermiques permettent de répondre aux besoins de chaleur et de froid. Selon leur niveau de température, ils permettent d'intégrer plus ou moins d'énergies renouvelables et de récupération.

La Figure 44 schématise les configurations possibles de réseaux thermiques en fonction du niveau de température. En dessous de 30°C, les consommations en énergie thermique sont limitées ainsi que les pertes thermiques en ligne. L'intégration d'énergies renouvelables et de récupération est maximisée. Néanmoins, ces faibles températures nécessitent des PACs décentralisées en sous-stations pour répondre aux besoins de chauffage et d'ECS selon les clients. En découle des consommations électriques importantes.

A l'opposé, les réseaux haute température génèrent une consommation thermique importante favorable aux combustibles fossiles pour répondre à ces niveaux de température. Les consommations électriques sont nettement plus faibles car les débits le sont et des échangeurs de chaleur sont suffisants en sous-stations. Un problème d'optimisation apparaît donc entre la consommation électrique et thermique des réseaux selon leurs niveaux de température.

La limite du critère énergétique est qu'il ne permet pas de comparer sur une base commune les consommations électriques et thermiques. Au contraire, l'exergie permet de comparer toutes les formes d'énergies (électricité et chaleur) sur une base commune ce qui en fait une fonction objectif intéressante pour répondre au problème d'optimisation énoncé précédemment.

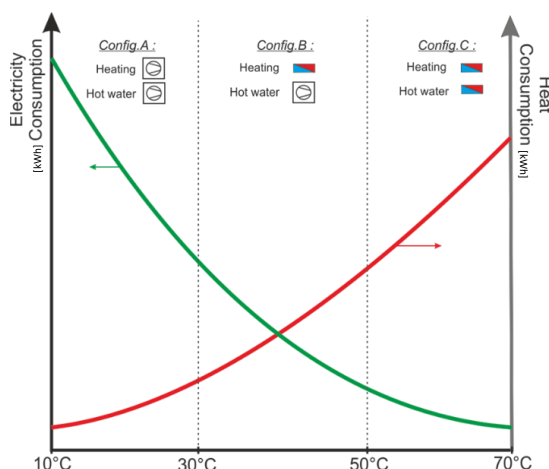


Figure 44 - Illustration du problème d'optimisation des réseaux thermiques basse température (Kane et Grosjean, 2018)

Les études de la littérature ayant recours au critère exergétique pour analyser les réseaux thermiques utilisent principalement le rendement exergétique avec l'approche dite « entrée-sortie » (Kallert, 2019; Schmidt, 2004; Schmidt et Torío, 2009). Il n'existe pas de formulations exergétiques explicites (fonction des paramètres de dimensionnement et d'opération du réseau), génériques et simplifiées qui permettent de calculer les rendements exergétiques ou les pertes exergétiques spécifiques aux composants des réseaux et sans réaliser de bilan exergétique au préalable. Pourtant, il est montré dans d'autres domaines qu'étudier explicitement les paramètres d'influence d'un système thermodynamique peut se révéler très bénéfique pour fournir des recommandations concrètes de dimensionnement, d'opération ou de maintenance (François et al., 2013). Des formulations exergétiques fonction de paramètres de dimensionnement (diamètre, longueur) et d'opération (débit, différentiels de température/pression) permettraient de :

- localiser les sources d'inefficacités et leur origine.
- simplifier les études exergétiques considérées comme fastidieuses et réservées aux experts en thermodynamique.
- démocratiser le concept d'exergie dans l'industrie.
- optimiser rapidement le réseau en fonction d'un catalogue de formules à utiliser sous-différentes conditions sur la base d'une méthodologie proposée.
- permettre l'intégration efficace de systèmes énergétiques sur les réseaux basse température.
- évaluer et comparer sur une base commune des réseaux différents du point de vue hydraulique, thermique ou encore avec des fluides caloporteurs différents.
- ouvrir la voie vers de nouveaux modèles d'affaire basés sur les performances exergétique des réseaux.

L'objectif principal de la thèse est de proposer une méthodologie robuste, simplifiée et générique de modélisation et d'optimisation des réseaux thermiques sur la base exergétique afin de fournir des recommandations explicites de dimensionnement. Le champ d'étude se limite aux réseaux inférieurs à 90°C. La classification des réseaux établie dans le cadre de la thèse est explicitée en section 2.2.

Dans le chapitre 2, les formalismes des auteurs utilisés dans la littérature sont comparés pour montrer leur équivalence. La démonstration permet de justifier l'usage du formalisme de (Borel, 1979; Borel et Favrat, 2005) pour répondre aux objectifs de simplification des formulations exergétiques. Ensuite, les

réseaux thermiques sont définis, classifiés puis la méthodologie de détermination des besoins thermiques est présentée. Enfin, les différents composants du réseau sont modélisés sur la base exergétique en développant une formule explicite des pertes exergétiques internes (conduites, échangeur de chaleur...) ou une formule explicite du rendement exergétique (pompes à chaleur). Pour finir, la méthode d'analyse de sensibilité et d'incertitude est présentée afin d'identifier clairement les sources d'incertitudes des modèles développés.

Le chapitre 3 présente la méthodologie d'optimisation exergétique des réseaux thermiques. Elle vise à optimiser le dimensionnement et la structure des réseaux thermiques de manière générique. Elle se décline en deux étapes :

- l'optimisation du dimensionnement du réseau de distribution en déterminant la configuration de diamètres minimisant les pertes exergétiques,
- l'optimisation de la structure globale du réseau (mix énergétique, systèmes thermodynamiques en sous-stations et centrale) en déterminant la température minimisant la consommation exergétique annuelle du réseau.

Le chapitre 4 consiste à appliquer la méthode d'optimisation exergétique à deux réseaux thermiques pour fournir des recommandations explicites de dimensionnement aux industriels : le réseau blueCAD exploité par Groupe E SA (Fribourg, Suisse) et le réseau du quartier de la Cassine exploité par SCDC ENGIE Solutions (Chambéry, France). Seul le chauffage et l'ECS sont considérés dans le cas de blueCAD. Le chauffage, l'ECS et le refroidissement sont considérés pour la Cassine.

# 2

## Modélisation exergetique des réseaux thermiques

---

L'enjeu de la thèse est de développer une méthode pour déterminer la température optimale d'opération d'un réseau et de dimensionner les composants selon ce niveau de température. Pour ce faire, les performances intrinsèques des composants doivent être déterminées en phases de conception et d'opération. Les composants d'un réseau peuvent consommer des énergies différentes (électricité ou énergie thermique). Le critère exergetique permet de ramener sur une base commune toutes les formes d'énergies et ainsi de quantifier en une fonction objectif unique les pertes exergetiques générées par des composants de nature différente. Néanmoins, il n'existe pas de formulations explicites des pertes exergetiques générées par les composants. Pour évaluer les performances exergetiques d'un système, il est nécessaire de faire le bilan exergetique dans son intégralité. Il s'agit de la méthode dite boîte noire qui consiste à quantifier toutes les exergies entrantes et sortantes des composants. Pour simplifier cette démarche, l'objectif de ce chapitre est de développer des formulations explicites, génériques et simplifiées des pertes exergetiques générées par les différents composants du réseau. Ces formulations sont fonction de paramètres spécifiques aux composants, comme les pertes de charge, les pertes thermiques ou le débit. La finalité est d'utiliser le critère exergetique comme fonction objectif de dimensionnement. L'étude étant centrée sur les aspects techniques et opérationnels, d'autres critères d'optimisation forts dans la réalité, comme la fonction de coût, ne sont pas pris en compte.

Dans un premier temps, l'exergie est définie en s'appuyant sur les différentes formulations de la littérature. Les formalismes des auteurs sont comparés pour montrer leur équivalence. La démonstration permet de justifier l'usage du formalisme de (Borel et Favrat, 2005) pour répondre aux objectifs de simplification des formulations exergetiques. Ensuite, les réseaux thermiques sont définis et classifiés en fonction de leur niveau de température. Enfin, la méthodologie de discrétisation des besoins thermiques est détaillée puis, les différents composants du réseau sont modélisés sur la base exergetique en développant soit une formule explicite des pertes exergetiques internes (réseau de distribution, échangeurs de chaleur) soit une formule explicite du rendement exergetique (pompes à chaleur). Enfin, une méthode d'analyse de sensibilité et d'incertitude est mise en œuvre afin d'identifier clairement les sources d'incertitude des modèles développés, sur la base des indices de Sobol.

### 2.1 L'exergie

La théorie de l'exergie est proposée en 1956 par Rant (Rant, 1956). L'exergie permet entre autres de ramener sur une base commune toutes les formes d'énergies, de quantifier et de localiser explicitement les pertes générées par tous les systèmes énergétiques. Trois formalismes et nomenclatures du bilan exergetique se distinguent dans la littérature, ceux de (Kotas, 1985), (Bejan et al., 1995) et (Borel et Favrat,

2005). Ces derniers ont développé leurs propres formalismes et nomenclatures, avec parfois des termes similaires ayant des significations différentes, ce qui peut prêter à confusion. La prochaine section vise à étudier les formalismes de ces auteurs pour montrer que malgré les différentes terminologies, le bilan exergétique reste le même dans tous les cas. Le formalisme de Borel et Favrat est utilisé par la suite dans la thèse car il permet de distinguer clairement les contributions de dévalorisations thermiques et de dissipations visqueuses dans les pertes exergétiques internes.

### 2.1.1 Formalisme de l'exergie

Selon (Borel et Favrat, 2005), « seule la comptabilité exergétique permet d'évaluer quantitativement ce que l'on appelle qualitativement la dégradation d'énergie (...) et donc de chiffrer correctement les pertes thermodynamiques d'un système ». Borel propose sa théorie en 1979 (Borel, 1979). Elle permet de distinguer clairement les fonctions d'état qui décrivent l'état thermodynamique du système indépendamment du chemin suivi (énergie interne, enthalpie, entropie...) des grandeurs de parcours qui dépendent du processus de conversion de l'énergie (énergie-travail, énergie-chaleur, exergie-travail, exergie-chaleur...). Le bilan exergétique découle de la combinaison des équations du bilan énergétique et entropique. Le formalisme de (Borel et Favrat, 2005) permet d'appliquer le bilan exergétique à tout système, schématisé par la Figure 45. La frontière de ce système quelconque est à la limite de l'atmosphère.

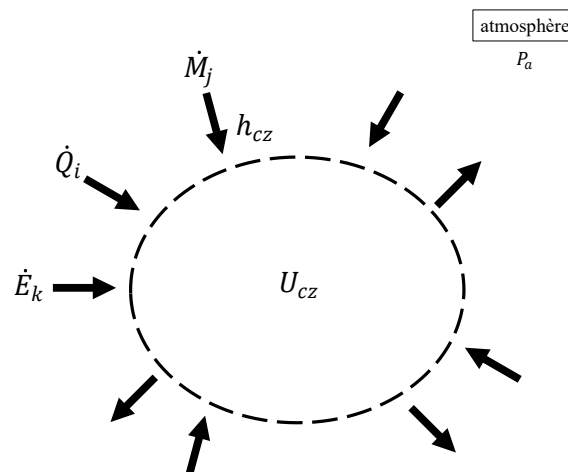


Figure 45 - Système thermodynamique quelconque adapté de (Borel et Favrat, 2005)

Le bilan énergétique en puissance du système s'écrit :

$$\frac{d(U_{cz} + P_a V)}{dt} = \sum_k \dot{E}_k^+ + \sum_k \left( \int \delta \dot{Q}_k^+ \right) + \dot{Q}_a^+ + \sum_k h_{czk} \dot{M}_k^+ \quad (2.1)$$

avec:

- $\dot{E}_k^+$  la puissance-travail technique reçue par le système c'est-à-dire la puissance-travail reçue aux parties mobiles du système ( $\dot{E}_k^- = -\dot{E}_k^+$  est la puissance-travail technique fournie par le système).
- $\dot{Q}_k^+$  la puissance-chaleur reçue de la source k à la température  $T_k$  (à intégrer par rapport à l'espace si  $T_k$  est variable).
- $\dot{Q}_a^+$  la puissance-chaleur reçue de l'atmosphère à température  $T_a$ .
- $h_{czk} = h_k + \frac{C_k^2}{2} + gZ_k$  l'enthalpie massique totale du flux k.
- $U_{cz} = U + M \frac{C^2}{2} + gZ$  l'énergie interne totale du système.

Le bilan du second principe s'écrit :

$$\frac{dS}{dt} = \sum_k \left( \int \frac{\delta \dot{Q}_k^+}{T_k} \right) + \frac{\dot{Q}_a^+}{T_a} + \sum_k s_k \dot{M}_k^+ + \dot{S}_i \quad (2.2)$$

avec:

- $S$  l'entropie du système.
- $s_k$  l'entropie massique du fluide au droit de la section  $k$ .
- $\dot{S}_i$  le taux de création d'entropie dû aux irréversibilités du système.

En soustrayant l'équation (2.1) par l'équation (2.2) multipliée par  $T_a$ , le bilan exergetique de la région de contrôle est obtenu :

$$\frac{d(U_{cz} + P_a V - T_a S)}{dt} = \sum_k \dot{E}_k^+ + \sum_k \int \left( 1 - \frac{T_a}{T_k} \right) \delta \dot{Q}_k^+ + \sum_k (h_{czk} - T_a s_k) \dot{M}_k^+ - T_a \dot{S}_i \quad (2.3)$$

Les auteurs définissent la « coénergie totale » du système  $J_{cz} = U_{cz} + P_a V - T_a S$  et la coenthalpie totale massique  $k_{cz} = h_{cz} - T_a s$ . Le bilan exergetique final s'écrit alors :

$$\dot{E}^+ + \dot{E}_q^+ + \dot{E}_y^+ = \dot{L} \quad (2.4)$$

avec :

- $\dot{E}^+ = \sum_k \dot{E}_k^+$  le bilan de l'exergie-travail reçue de la source  $k$ .
- $\dot{E}_q^+ = \sum_k \int \left( 1 - \frac{T_a}{T_k} \right) \delta \dot{Q}_k^+$  le bilan de l'exergie-chaleur reçue par le système de la source  $k$ .
- $\dot{E}_y^+ = \sum_k k_{cz} \dot{M}_k^+ - \frac{dJ_{cz}}{dt}$  le bilan de l'exergie-transformation reçue par le système, associé à la matière échangée. Les auteurs regroupent en un même terme le bilan de l'exergie des flux entrants/sortants et le taux de variation de la coénergie totale du système.
- $\dot{L} = T_a \dot{S}_i$  les pertes exergetiques internes totales du système. Elles sont la conséquence de la création d'entropie interne définie comme la somme des contributions générant une dégradation de l'énergie. Elles sont dues aux opérations irréversibles du système avec par exemple les frottements visqueux du fluide (dissipation), les échanges thermiques internes au sein du système (dévalorisation).

Dans la littérature, trois formalismes sont principalement utilisés : celui de (Borel, 1979), de (Kotas, 1985) et de (Bejan et al., 1995). Pour tous ces formalismes, le bilan exergetique reste le même que celui développé précédemment. Il n'y a que deux différences de forme entre les protagonistes : les terminologies utilisées, la définition des frontières du système.

### Les différentes terminologies

Selon les auteurs, les terminologies utilisées pour quantifier les pertes exergetiques internes sont différentes. (Kotas, 1985) les nomment « irréversibilités » ou « *exergy losses* » :  $\dot{L} = T_a \frac{\delta \dot{S}_i}{\delta t} = T_a \dot{\Pi}$  avec  $\dot{\Pi}$  le taux de création d'entropie. (Bejan et al., 1995) proposent de différencier les irréversibilités et les pertes d'exergie (*exergy losses*). Ils définissent l'exergie détruite (*exergy destruction*) telle que  $\dot{E}_D = T_a \frac{\delta \dot{S}_i}{\delta t} = T_a \dot{S}_{gen}$  avec  $\dot{S}_{gen}$  le taux de création d'entropie. Ainsi, le terme *exergy destruction* est souvent utilisé dans la littérature pour nommer les pertes exergetiques internes au système.



Indépendamment des terminologies choisies, le bilan exergetique reste le même et les pertes exergetiques ne changent pas en quantité. Néanmoins, selon la définition des frontières du système, la distribution des pertes exergetiques change. Ainsi, avec (Bejan et al., 1995), il convient de ne pas confondre l'exergie détruite  $\dot{E}_D$  et les pertes d'exergie (*exergy losses*)  $\dot{E}_L$ . Selon la frontière (ou volume de contrôle), ces termes vont prendre des valeurs différentes comme illustré avec la Figure 46.

### Les différentes frontières du système

La Figure 46 représente une conduite véhiculant un fluide (gaz ou liquide). Trois transferts ont lieu ce qui revient à considérer trois termes dans le bilan exergetique : l'exergie par transfert de masse en entrée de la conduite  $\dot{E}_i$ , l'exergie par transfert de masse en sortie de la conduite  $\dot{E}_e$ , l'exergie par transfert de chaleur vers l'environnement  $\dot{E}_q$  à la température  $T_a$ .

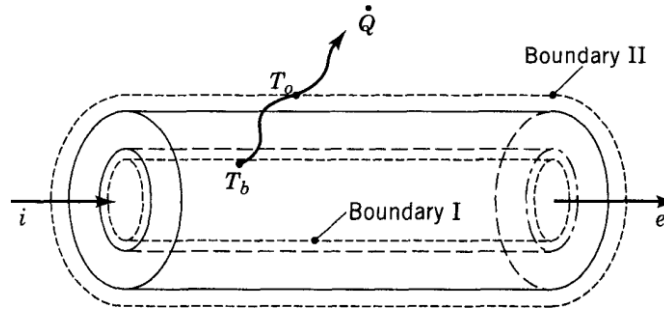


Figure 46 - Ecoulement d'un fluide dans une conduite en régime stationnaire avec transfert de chaleur vers l'environnement tiré de (Bejan et al., 1995)

En considérant le régime comme stationnaire, le bilan exergetique selon le formalisme de (Bejan et al., 1995) donne :

$$\dot{E}_i + \dot{E}_q = \dot{E}_D + \dot{E}_e \quad (2.5)$$

avec  $\dot{E}_q < 0$  car l'exergie chaleur est échangée du système vers l'extérieur (perdue par le système). Dans ces conditions, les auteurs définissent les pertes d'exergie ou « *exergy losses* » telles que  $\dot{E}_L = -\dot{E}_q$ . Il s'agit des transferts de chaleur entre le système et l'environnement de référence. L'équation précédente peut s'écrire sous la forme :

$$\dot{E}_i - \dot{E}_e = \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (2.6)$$

Indépendamment de la frontière considérée, la différence entre les flux d'exergie massique entrant et sortant a la même valeur. La somme  $\dot{E}_D + \dot{E}_L$  reste constante peu importe la frontière considérée pour délimiter le système. Néanmoins, les valeurs de destructions d'exergie et de pertes d'exergie vont être différentes selon la frontière. Dans la Figure 46, la frontière I (*Boundary I*) est à l'intérieur de la conduite. Elle inclut uniquement le volume de fluide échangé. Pour cette frontière, le transfert de chaleur vers l'environnement se fait à la température  $T_b$  ce qui implique que  $\dot{E}_L = \left(1 - \frac{T_a}{T_b}\right) \dot{Q}_r$  avec  $T_b \neq T_a$ . Dans ces conditions, les pertes d'exergie  $\dot{E}_L$  sont liées à la dévalorisation de la chaleur entre le fluide et l'environnement. Pour obtenir  $T_b$ , il est nécessaire de connaître la température du fluide. Enfin, les destructions d'exergie  $\dot{E}_D$  intègrent uniquement les effets dissipatifs liés aux pertes de charge.

Dans le second cas, la frontière II (*Boundary II*) est à l'extérieur de la conduite et à sa température est égale à celle de l'environnement  $T_a$ . Il s'agit de la frontière utilisée par (Borel, 1979; Borel et Favrat, 2005) dans le développement du bilan exergetique pour tout type de système. Dans ces conditions le transfert de chaleur vers l'environnement se fait à la température  $T_a$  ce qui donne :

$\dot{E}_L = \left(1 - \frac{T_a}{T_a}\right) \dot{Q}_r = 0$ . Il n'y a pas de pertes d'exergie. Les destructions d'exergies englobent l'ensemble des irréversibilités générées par le volume de contrôle à savoir les dissipations visqueuses (pertes de charge) et les dévalorisations thermiques entre le fluide et l'environnement. Ainsi, il est primordial de définir judicieusement les frontières du système pour y associer les valeurs correctes de pertes d'exergie et/ou de destructions d'exergie. Dans le cadre de la thèse, tous les modèles sont développés en considérant la frontière II. Il n'y a donc pas de pertes d'exergie mais uniquement des destructions d'exergie qui tiennent compte de la dévalorisation de la chaleur et des dissipations visqueuses, en reprenant l'exemple d'une conduite en régime stationnaire.

Les formalismes de Kotas et Bejan peuvent prêter à confusion car les destructions d'exergies et les pertes d'exergies diffèrent selon la définition des frontières. Pour pallier ce problème, le formalisme de Borel et Favrat se base sur une frontière unique qui permet d'uniformiser le calcul des pertes exergetiques en considérant qu'elles sont internes au système. Dans le cadre de la thèse, la frontière II de (Bejan et al., 1995) est utilisée pour évaluer tous les systèmes. Chacun des systèmes est défini tel que son milieu de contact est également son environnement de référence. Le formalisme de Borel et Favrat est utilisé par la suite. Il permet entre autres de décomposer les pertes exergetiques internes par dévalorisation, par dissipation et autres contributions comme expliqué dans la section 2.1.4. Il est donc nécessaire de définir clairement cet environnement de référence.

### 2.1.2 Environnement de référence

L'exergie mesure la transformation d'un système de son état thermodynamique initial à l'état thermodynamique de l'environnement de référence avec lequel il interagit. Lorsque le système atteint l'état d'équilibre mécanique, thermique et chimique avec l'environnement de référence, il est considéré au « *dead state* ». Lorsque le système atteint un état d'équilibre intermédiaire, mécanique et thermique, avec l'environnement de référence, il est au « *restricted dead state* » (Bejan et al., 1995) ou « *environmental state* » (Kotas, 1985). L'état d'équilibre chimique n'est pas atteint dans ce cas. L'environnement de référence est donc indissociable du système et doit être attentivement défini. Dans un premier temps, il faut distinguer l'environnement de référence et le milieu de contact. Le milieu de contact (*surroundings* selon (Bejan et al., 1995)) constitue tout ce qui n'est pas dans le système. Il est représenté dans la Figure 47a.

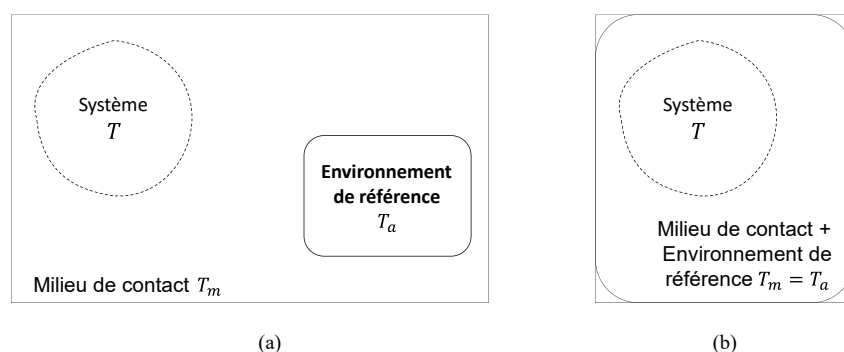


Figure 47 - Schématisation de la distinction entre le milieu de contact et l'environnement de référence

L'environnement de référence est un réservoir infini (non influencé par les échanges avec le système) ou système dans un état d'équilibre thermodynamique parfaitement établi. Dans cet environnement conceptuel, il n'a ni gradients ni différences de pression, de température, de potentiel chimique cinétique ou gravitationnel. Il n'est donc pas possible de produire du travail au sein de cet environnement. Tout système en dehors de l'environnement avec un état différent de celui de l'environnement a un potentiel de production de travail par rapport à l'environnement (Kotas, 1985). Ainsi, les propriétés intensives de l'environnement de référence sélectionné doivent être uniformes et indépendantes des transformations

thermodynamiques du système étudié. Sous réserve de remplir ces conditions, l'environnement de référence peut être une portion du milieu de contact comme illustré avec la Figure 47a. C'est le cas de la frontière I en Figure 46 pour la modélisation exergetique d'une conduite. La Figure 47b montre qu'il est aussi possible de faire coïncider le milieu de contact et l'environnement de référence à la température  $T_a$ . Il s'agit du cas de la frontière II en Figure 46 et des conditions de modélisation de la thèse. Ainsi, l'environnement de référence est le milieu ambiant à température  $T_a$ . La température de l'environnement de référence ne doit pas être confondues avec les températures de référence de chauffage  $T_{ref\ ch}$  ou de refroidissement  $T_{ref\ fr}$  définis en section 2.4.1 pour la méthode des degrés-heures. Usuellement, l'environnement de référence est soit l'atmosphère, la mer, l'océan ou la croûte terrestre, c'est-à-dire assez grand pour supposer qu'il est non influencé par les échanges avec le système (Kotas, 1985). Néanmoins, la température ambiante  $T_a$  peut varier significativement au cours du temps, ce qui amène (Pons, 2019) à étudier l'influence de la variabilité de la température de référence exergetique (i.e. la température de l'environnement de référence).

Selon (Pons, 2019), une analyse exergetique robuste implique de modéliser le système en régime dynamique. Néanmoins, il montre qu'en régime dynamique, le seul moyen de conserver une équivalence entre la minimisation des pertes exergetiques internes et la maximisation des performances énergétiques est de choisir une température de référence constante. En effet, lorsqu'il existe une dépendance temporelle, l'intégration de la température ambiante revient à intégrer une fonction de parcours. Il s'agit donc d'une variable qui dépend des conditions de dimensionnement. A l'inverse, en régime stationnaire, la température ambiante est constante et indépendante du temps ce qui garantit l'équivalence. L'un des objectifs fondateurs de la thèse étant de développer une méthodologie simplifiée de dimensionnement, le choix se porte sur une modélisation en régime semi-stationnaire. Pour chaque pas de temps, le régime est stationnaire : la température ambiante est constante et il n'y a donc pas de terme d'accumulation. Chaque pas de temps est indépendant des autres. Les quantités énergétiques, hydrauliques et exergetiques simulées sont ensuite sommées sur l'année. Ainsi, l'équivalence entre la minimisation des pertes exergetiques internes et la maximisation des performances énergétiques est conservée pour chaque pas de temps simulé. Par ailleurs, lorsque la température  $T$  du système est inférieure à la température de référence  $T_a$ , le facteur exergetique  $(1 - \frac{T_a}{T})$  est négatif, ce qui peut complexifier l'analyse des résultats. Pour pallier ce problème, il est possible de considérer que  $T_a$  doit prendre la valeur de la température la plus faible des températures environnantes avec lequel le système est en contact. De cette manière, le facteur exergetique est systématiquement positif. Cette approche n'est pas utilisée dans le cadre de la thèse.

Pour comparer aisément les composants entre eux, le rendement exergetique peut s'avérer plus intéressant. C'est un critère de performance relatif et non absolu qui traduit simplement la performance d'un composant ou d'un système.

### 2.1.3 Rendement exergetique

Selon (Borel et Favrat, 2005), « seule la comptabilité exergetique permet de définir correctement un rendement thermodynamique exprimant le degré de perfection, c'est-à-dire la qualité thermodynamique d'un système ». Le bilan simplifié des exergies entrantes et sortantes du système s'exprime tel que :

$$\dot{E}^+ + \dot{E}_q^+ + \dot{E}_y^+ = \dot{E}^- + \dot{E}_q^- + \dot{E}_y^- + \dot{L} \quad (2.7)$$

avec  $\dot{E}^+$ ,  $\dot{E}_q^+$ ,  $\dot{E}_y^+$  (resp.  $\dot{E}^-$ ,  $\dot{E}_q^-$ ,  $\dot{E}_y^-$ ) les bilans des exergies travail, chaleur et de transformation (échange de matière) entrantes (resp. sortantes) du système. Pour tout système quelconque, le rendement

exergétique est le rapport entre les prestations exergétiques fournies par le système et les prestations exergétiques reçues :

$$\eta = \frac{\dot{E}^- + \dot{E}_q^- + \dot{E}_y^-}{\dot{E}^+ + \dot{E}_q^+ + \dot{E}_y^+} = 1 - \frac{\dot{L}}{\dot{E}^+ + \dot{E}_q^+ + \dot{E}_y^+} \quad (2.8)$$

(Bejan et al., 1995) le nomment « *exergetic efficiency* ». Ils notent l'exergie reçue par le système  $\dot{E}_F$ , l'exergie produite  $\dot{E}_P$  et expriment le rendement exergétique  $\eta$  en fonction de la destruction d'exergie  $\dot{E}_D$  et des pertes d'exergie  $\dot{E}_L$  :

$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (2.9)$$

$$\eta = 1 - \frac{\dot{E}_D + \dot{E}_L}{\dot{E}_F} \quad (2.10)$$

Comme mentionné précédemment, la somme  $\dot{E}_D + \dot{E}_L$  reste constante peu importe la frontière considérée pour délimiter le système, ce qui revient aux pertes exergétiques internes  $\dot{L}$ . Il y a donc équivalence entre les deux définitions. Le terme de rendement exergétique est utilisé par la suite. Il est notamment possible d'en déduire les pertes exergétiques internes.

### 2.1.4 Pertes exergétiques internes

Les recommandations fournies quant à l'amélioration de la performance du système global seront d'autant plus ciblées que les pertes exergétiques internes sont précisément quantifiées. Selon (Kotas, 1985), la seule quantification des irréversibilités générées par les composants d'un système ne permet pas de déterminer clairement le potentiel d'amélioration des performances de chacun d'entre eux. Ce potentiel d'amélioration est spécifique à chaque composant et se mesure en comparant l'irréversibilité qu'il génère dans le système par rapport à l'irréversibilité minimale qu'il génère dans certaines conditions limites fixées par des contraintes physiques (par exemple la configuration d'un échangeur qui, n'ayant pas de surface infinie est limité par un différentiel de température minimal), technologiques (le rendement d'une chambre de combustion est limitée par l'irréversibilité des réactions chimiques intrinsèques) ou économiques (la taille d'un échangeur est limitée par les coûts). Kotas appelle ce minimum d'irréversibilités, les irréversibilités « intrinsèques »  $\dot{I}_{Intrinsic}$  (*intrinsic irreversibilities*). Le reste sont les irréversibilités « évitables »  $\dot{I}_{Avoidable}$  (*avoidable irreversibilities*) :

$$\dot{I} = \dot{I}_{Intrinsic} + \dot{I}_{Avoidable} \quad (2.11)$$

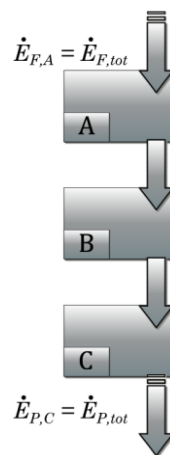


Figure 48 - Schéma de principe du système énergétique étudié et tiré de (Kelly, 2008)

(Kelly, 2008) va plus loin en évaluant l'effet de l'interconnexion entre les composants sur les destructions d'exergie. La Figure 48 représente le système considéré. Il s'agit d'un système composé de plusieurs composants interagissant entre eux pour fournir une prestation thermique finale. L'exergie produite  $\dot{E}_{P,tot}$  est constante. Pour chaque composant, une destruction d'exergie totale  $\dot{E}_D$  existe. Les auteurs divisent cette destruction d'exergie en deux contributions : la destruction d'exergie d'origine exogène  $\dot{E}_D^{EX}$  (*exogeneous exergy destruction*) et d'origine endogène  $\dot{E}_D^{EN}$  (*exogeneous exergy destruction*) :

$$\dot{E}_D = \dot{E}_D^{EX} + \dot{E}_D^{EN} \quad (2.12)$$

La destruction d'exergie endogène d'un composant est la part de la destruction d'exergie totale qui est due uniquement aux irréversibilités générées par le composant, c'est-à-dire en considérant que les autres composants fonctionnent de manière idéale (avec un rendement exergetique de 1). La destruction d'exergie exogène d'un composant est la part restante, liée à l'interaction du composant avec les autres. Elle est due aux irréversibilités générées par les composants en aval. En prenant l'exemple de la Figure 48, les destructions d'exergie totales des composants B et C sont définies telles que :

$$\dot{E}_{D,C} = \dot{E}_{P,tot} \left( \frac{1}{\eta_C} - 1 \right) \quad (2.13)$$

$$\dot{E}_{D,B} = \dot{E}_{P,tot} \eta_C \left( \frac{1}{\eta_B} - 1 \right) \quad (2.14)$$

avec  $\eta_B, \eta_C$  les rendements exergetiques des composants B et C définies précédemment. La destruction d'exergie du composant C ne dépend d'aucun autre composant. Ainsi, il n'y a pas de destruction exogène  $\dot{E}_{D,C}^{EX} = 0$  et  $\dot{E}_{D,C} = \dot{E}_{D,C}^{EN}$ . La destruction d'exergie du composant B dépend des performances du composant C. La destruction endogène est calculée pour  $\eta_C = 1$  et  $\eta_B \neq 0$ . La destruction exogène est déduite en faisant la différence.

Il convient de ne pas confondre les destructions endogènes et exogènes de (Kelly, 2008; Tsatsaronis et Park, 2002) avec les irréversibilités intrinsèques et évitables de Kotas (ou destructions d'exergie inévitables et évitables selon (Kelly, 2008; Tsatsaronis et Park, 2002)). Ces dernières sont indépendantes des interactions entre les composants des systèmes. Par exemple, les destructions d'exergie endogènes (générées par le composant indépendamment des autres) peuvent être évitables ou inévitables. Néanmoins, ces approches nécessitent de faire de nombreuses hypothèses spécifiques à chaque composant pour définir les contraintes physiques, technologiques et économiques limitantes. Les hypothèses de calcul des destructions endogènes et exogènes peuvent différer selon les protagonistes ce qui questionne l'idée d'universalité de l'analyse exergetique pour un système défini avec une frontière donnée. (Borel et Favrat, 2005) proposent une décomposition des pertes exergetiques internes unique pour tous les composants d'un système. Elle découle de la décomposition de l'entropie créée d'ordre mécanique, thermique, chimique ou autres. L'entropie créée s'explique principalement par les phénomènes de transferts de chaleur avec chute de température (ou dévalorisation thermique de la chaleur), de dissipations visqueuses (frottements, pertes de charge), de réactions chimiques. Dans le cadre de la thèse, seuls les deux premiers phénomènes sont considérés. Ainsi, les pertes exergetiques internes se divisent selon ces mêmes contributions :

$$\dot{L} = T_a \dot{S}^i = T_a \left[ \underbrace{\left( \frac{1}{T_\beta} - \frac{1}{T_\alpha} \right) \dot{Q}_\beta^\alpha}_{\substack{\text{entropie créée due} \\ \text{à un transfert-chaleur} \\ \text{avec chute de température}}} + \underbrace{\frac{\dot{R}}{T}}_{\substack{\text{entropie créée due} \\ \text{à une dissipation}}} \right] = \dot{L}_r + \dot{L}_t \quad (2.15)$$

avec :

- $\dot{L}_r = T_a \left( \frac{1}{T_\beta} - \frac{1}{T_\alpha} \right) \dot{Q}_\beta^\alpha$  les pertes exergetiques dues à un transfert de chaleur avec chute de température de  $T_\alpha$  à  $T_\beta$ .
- $\dot{L}_t = T_a \frac{R}{T}$  les pertes exergetiques dues à une dissipation  $R$  par frottements visqueux en Joule à la température  $T$ .

Ainsi, il est possible d'évaluer les performances d'un système et de ses composants avec les pertes exergetiques internes. La formulation de (Borel et Favrat, 2005) permet de décomposer ces dernières de manière unique ce qui permet de quantifier clairement les sources importantes d'irréversibilités.

Dans le cadre de la thèse, et en adéquation avec le formalisme de (Borel et Favrat, 2005), seuls le rendement exergetique et les pertes exergetiques internes sont utilisés pour quantifier et comparer le degré de perfection des systèmes thermodynamiques et de leurs composants. Les composants d'un réseau thermique sont modélisés sur la base exergetique selon deux approches équivalentes. La première consiste à exprimer explicitement (c'est-à-dire en fonction des paramètres de fonctionnement du composant) les pertes exergetiques internes  $\dot{L}$  en distinguant les contributions de dévalorisations de chaleur et de dissipations visqueuses. Le rendement exergetique est déduit de cette expression avec  $\eta = 1 - \frac{\dot{L}}{\dot{E}^+ + \dot{E}_q^+ + \dot{E}_y^+}$ . La seconde méthode consiste à exprimer le rendement exergetique selon des paramètres explicites puis d'en déduire les pertes exergetiques avec  $\dot{L} = (\dot{E}^+ + \dot{E}_q^+ + \dot{E}_y^+)(1 - \eta)$ . Avant de développer les modèles exergetiques, il convient de présenter la classification des réseaux thermiques considérée dans le cadre de l'étude.

## 2.2 Définition et classification des réseaux thermiques

Il existe plusieurs sources d'alimentation des réseaux thermiques pour satisfaire la demande des utilisateurs finaux. Il peut s'agir de combustibles fossiles comme le gaz, de combustibles d'origine renouvelable (biomasse, géothermie), ou encore d'énergies de récupération.

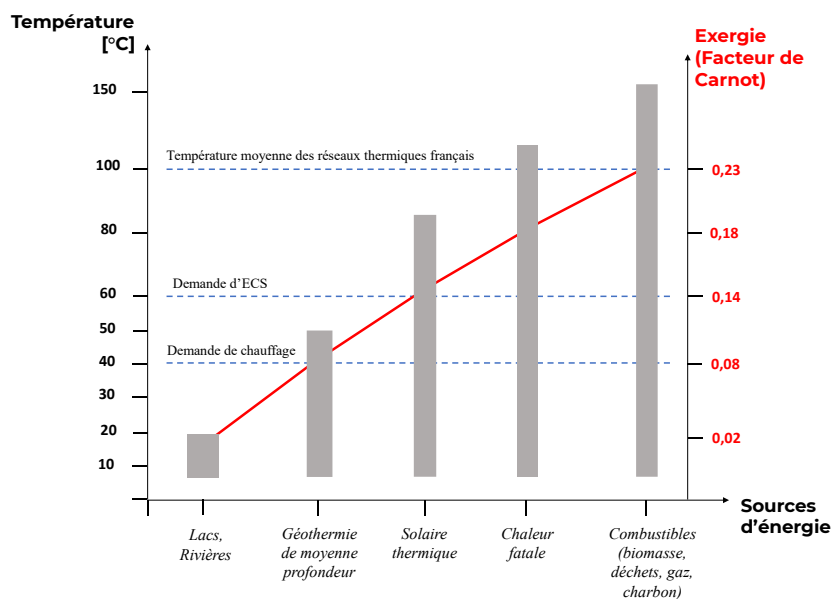


Figure 49 - Représentation du potentiel d'intégration de différentes sources d'énergie selon le niveau de température du réseau (facteur de Carnot  $\left(1 - \frac{T_a}{T}\right)$  pour  $T_a = 15^\circ\text{C}$ )

Les énergies de récupération intègrent la récupération de chaleur des vapeurs en sortie de turbines (cogénération), la récupération de chaleur en sortie de divers procédés industriels (unité de valorisation des déchets, chaleur fatale). Le potentiel d'intégration de ces sources sur le réseau va dépendre du niveau de température qu'elles peuvent fournir. La Figure 49 illustre le potentiel d'intégration énergétique de différentes sources d'énergie en fonction du niveau de température du réseau. Elle montre que les réseaux d'une température supérieure à 100°C sont limités en termes de sources intégrables et sont principalement alimentés par des combustibles, comme c'est majoritairement le cas en France (Fedene et SNCU, 2020). Les combustibles ont un facteur exergétique au minimum égale à 1 ce qui permet de répondre à tous les besoins de chaud. Néanmoins, ce niveau d'exergie est nettement supérieur aux besoins de chauffage ou d'ECS ce qui implique des pertes exergétiques plus fortes. En abaissant la température, plus de sources d'énergies renouvelables deviennent exploitables. Ainsi, la diversité de sources intégrables est d'autant plus importante que la température du réseau est faible. Par ailleurs, l'adéquation entre les besoins et la source s'améliore lorsque les facteurs exergétiques sont proches.

Dans le cadre de la thèse, deux catégories de réseaux sont distinguées : les réseaux thermiques haute température allant de 80°C à 180°C illustrés par la Figure 50, les réseaux basse température de 70°C à 5°C illustrés par la Figure 51. La Figure 50 représente la configuration type d'un réseau haute température. Ils répondent uniquement aux besoins de chaleur à savoir la demande en chauffage du bâtiment et en ECS. Les sources de chaleur sont des combustibles (biomasse, gaz) et des énergies de récupération de haut niveau de température (cogénération, UVE, chaleur fatale...). Le fluide caloporteur peut être de l'eau chaude (entre 80°C et 110°C) ou de l'eau surchauffée (entre 110°C et 180°C). En sous-station, seuls des échangeurs de chaleurs décentralisés sont installés car le niveau de température du réseau est supérieur à la température de consigne du client. L'échangeur de chaleur est l'interface entre le réseau de l'exploitant qui fournit la chaleur (réseau primaire) et le réseau interne au bâtiment qui reçoit la chaleur (réseau secondaire).

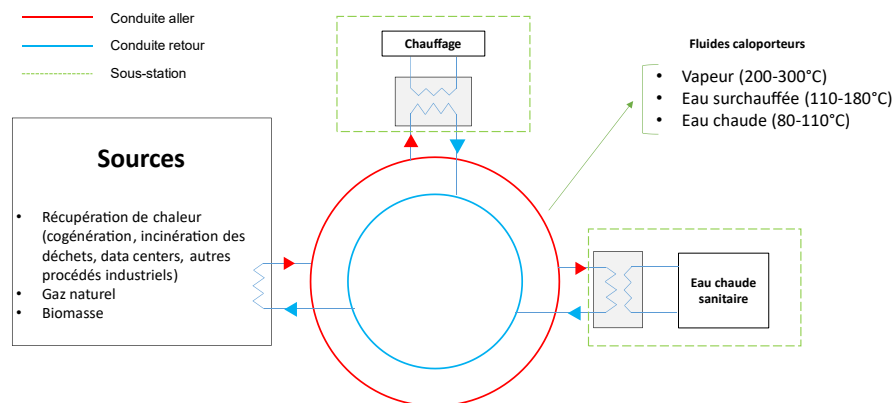


Figure 50 - Schématisation des réseaux thermiques haute température

Les réseaux thermiques basse température permettent d'intégrer des sources d'énergie supplémentaires. La Figure 51 montre qu'il s'agit de sources d'énergie renouvelables (géothermie, lac, solaire...) et de récupération (chaleur fatale moyenne et basse température). Deux sous-catégories sont définies : les réseaux low-grade (20-70°C) pour les prestations de chaud à basse température (ECS et chauffage), les réseaux anergie (5-20°C) qui peuvent fournir simultanément les prestations de chaud et de froid. En sous-stations, pour les prestations de chaud (ECS et chauffage), des pompes à chaleur décentralisées sont installées lorsque la température du réseau est inférieure à la consigne côté secondaire. Dans le cas d'un besoin de refroidissement, les réseaux anergie permettent de répondre à la demande à l'aide d'un échangeur de chaleur décentralisé, lorsque la température du réseau est inférieure à la consigne côté secondaire. Le cas particulier des thermo-frigo-pompes sur un réseau anergie sera étudié au Chapitre 4.

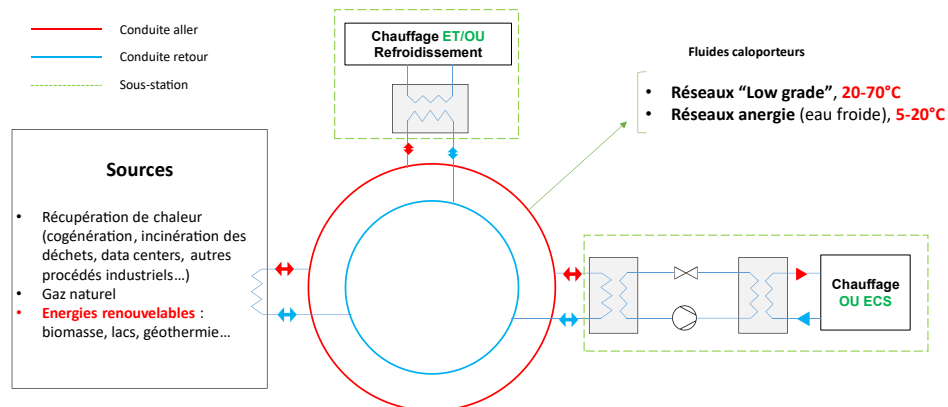


Figure 51 - Schématisation des réseaux thermiques basse température

La prochaine section présente les deux réseaux dont la conception sera étudiée dans le cadre de la thèse. Le Chapitre 4 permet de déterminer le concept optimal de ces deux réseaux sur la base exergetique.

## 2.3 Présentation des cas d'application

Le premier cas d'application est le réseau blueCAD destiné à alimenter le quartier du blueFACTORY à Fribourg (Suisse). Il est exploité par l'entreprise Groupe E SA qui a fourni les données initiales. Le second est le réseau destiné à alimenter le quartier de la Cassine à Chambéry (France). Il est exploité par l'entreprise SCDC ENGIE Solutions qui fournit elle aussi les données initiales. Dans le présent chapitre et le chapitre 3, la méthodologie est illustrée en utilisant la topologie, les consommations et la structure du réseau blueCAD.

### 2.3.1 Présentation du réseau blueCAD

blueFACTORY est un quartier en plein développement au cœur de la ville de Fribourg. L'objectif est de devenir un quartier « zéro-émission » d'ici à 2040. Actuellement le quartier est composé de 10 bâtiments. Il y a une dominance de bureaux sur le site (70 %) mais aussi des activités industrielles (28 %) et de restauration (2 %). D'ici 2040, le site est amené à se développer fortement. La Figure 52 présente la structure du quartier prévue pour 2040.

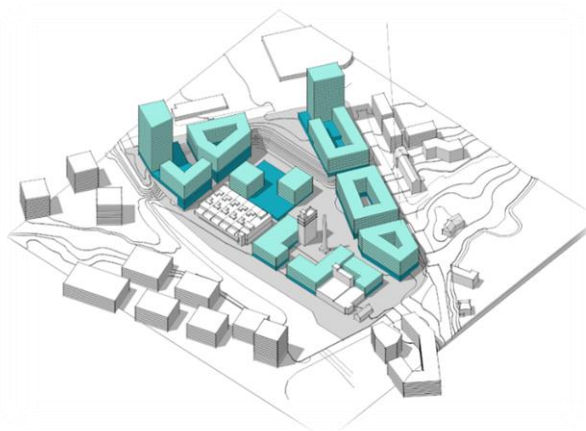


Figure 52 - Quartier du blueFACTORY en 2040



Il comptera 12 nouveaux bâtiments. Certains des bâtiments existants seront démolis et les autres vont être rénovés. Le site conserve toujours une dominance de bureaux (5 %) avec une diversification des affectations secondaires : habitat collectif (17 %), industrie (9 %), école (8 %), restauration (7 %), commerces (2 %), lieux de rassemblement (2 %), dépôts (1 %). Dans ce contexte, le projet blueCAD vise à développer un réseau thermique intelligent qui promeut l'intégration de sources d'énergie renouvelables tout en conservant une haute efficacité énergétique. La Figure 53 présente la topologie du réseau.

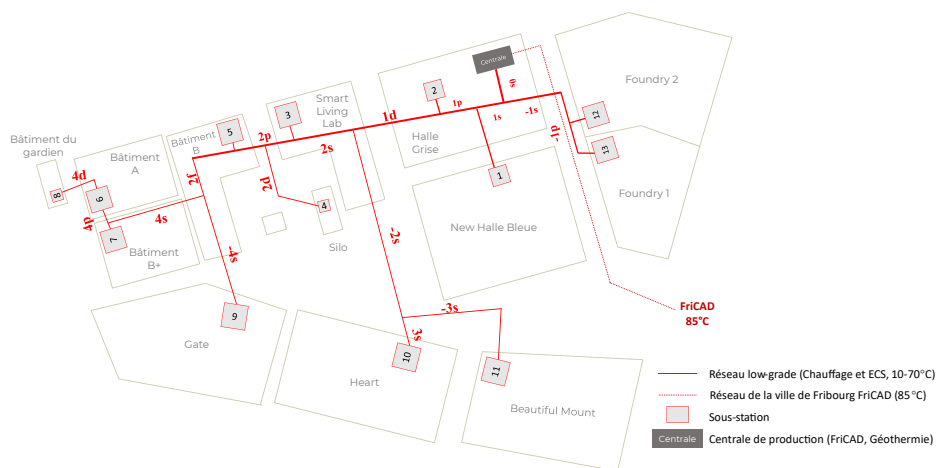


Figure 53 – Topologie et noms des segments du réseau blueCAD

La méthode d'optimisation exergetique doit permettre d'identifier les meilleures configurations de réseaux thermiques pour le quartier du blueFACTORY. Pour ce faire, plusieurs variantes sont étudiées :

- un réseau anergie à très basse-température (10°C) utilisant en sous-stations des PACs décentralisées pour le chauffage et pour la production d'ECS ainsi que des échangeurs de chaleur de refroidissement en été.
- un réseau à plus haute température (70°C) ne comprenant que des sous-stations d'échangeurs pour le chauffage et la production d'ECS.
- un réseau à niveaux de température intermédiaire (20-70°C) qui est composé d'un échangeur de chaleur pour le chauffage si la température du réseau est supérieure à la consigne de chauffage, ou d'une PAC décentralisée dans le cas contraire. Il en est de même pour l'ECS : si la température du réseau est supérieure à la température de consigne d'ECS, un échangeur est installé, sinon une PAC décentralisée est installée.

Les besoins énergétiques du site à l'horizon 2040 ont été estimés par l'entreprise Groupe E SA. Le Tableau 6 résume ces prévisions de consommation énergétique par bâtiment en 2040. Par ailleurs, l'entreprise estime que la puissance nominale totale du réseau pour le chauffage sera de 3,35 MW<sub>th</sub> (hors ECS).

En raison du fort développement du site, les besoins de chaleur devraient être multipliés par 4 par rapport aux besoins actuels. Pour répondre à l'ensemble de ces besoins croissants, l'intégralité des ressources locales et renouvelables doivent être mis à disposition dans l'objectif d'un quartier « zéro-émission ». Au niveau du site et de ses alentours, plusieurs sources énergétiques existent dont la géothermie et le réseau de chaleur haute température de la ville de Fribourg (FriCAD). Une étude géologique a permis d'établir que le site du blueFACTORY possède un potentiel important de valorisation de l'énergie géothermique (ABA-GEOL SA, 2018). Cette source d'énergie locale est considérée par la suite pour l'optimisation de la température du réseau.

| Sous-station           | Typologie | Consommations énergétiques annuelles [kWh] |                  |
|------------------------|-----------|--|------------------|
|                        |           | Chauffage                                  | ECS              |
| 1. New halle bleue     | Bureau    | 577 000                                    | 155 000          |
| 2. Halle grise         | Bureau    | 1 103 000                                  | 213 000          |
| 3. Smart living lab    | Bureau    | 171 000                                    | 40 000           |
| 4. Silo                | Bureau    | 125 000                                    | 29 000           |
| 5. Bâtiment B          | Bureau    | 272 000                                    | 101 000          |
| 6. Bâtiment A          | Bureau    | 300 000                                    | 48 000           |
| 7. Bâtiment B+         | Bureau    | 106 000                                    | 53 000           |
| 8. Bâtiment du gardien | Bureau    | 45 000                                     | 16 000           |
| 9. Gate                | Bureau    | 344 000                                    | 224 000          |
| 10. Heart              | Logement  | 513 000                                    | 279 000          |
| 11. Beautiful mount    | Bureau    | 770 000                                    | 398 000          |
| 12. Foundry 2          | Bureau    | 890 000                                    | 253 000          |
| 13. Foundry 1          | Bureau    | 422 000                                    | 113 000          |
| <b>TOTAL</b>           |           | <b>5 638 000</b>                           | <b>1 922 000</b> |

Tableau 6 - Données initiales de consommations énergétiques du réseau blueCAD fournies par Groupe E SA

Le réseau haute température de la ville de Fribourg (FriCAD) doit valoriser 75 % des énergies renouvelables et de récupération de la ville. Actuellement, il s'agit principalement de l'énergie haute température issue de l'incinération des déchets de l'usine SAIDEF. Le réseau blueCAD étant situé à proximité de FriCAD, il s'agit de la seconde source qu'il est possible d'intégrer sur le réseau par la suite. Les autres hypothèses communes à toutes les simulations de blueCAD sont détaillées dans la prochaine section.

## Données et hypothèses générales

La modélisation du réseau blueCAD se base sur plusieurs hypothèses. La première étant que seuls les besoins de chauffage et d'ECS sont pris en compte. Par ailleurs, les sources énergétiques à disposition sont l'énergie géothermique le réseau FriCAD et l'électricité du réseau de la ville. Les puits géothermiques fournissent une température constante de 10°C sur toute l'année. Le réseau FriCAD est à une température constante de 85°C. La superstructure de la centrale de production est illustrée dans la Figure 54. La géothermie est la source froide de la pompe à chaleur centralisée. Un échangeur de chaleur centralisé permet d'interconnecter les réseaux blueCAD et FriCAD.

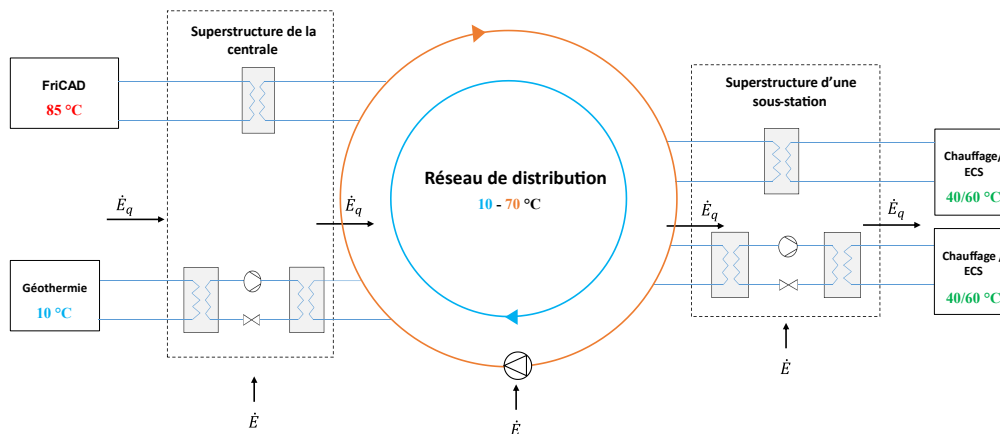


Figure 54 – Superstructures de blueCAD

Les données d'entrée du modèle sont les suivantes :

- blueCAD peut prendre une température entre 10°C et 70°C.
- blueCAD est modélisé selon la topologie de la Figure 53 à l'horizon 2040. Le Tableau 7 donne les noms (numéro du segment suivi de la lettre) et longueurs des segments.

| Lettre/Numéro du segment | -4   | -3   | -2   | -1   | 0   | 1    | 2    | 3    | 4    |
|--------------------------|------|------|------|------|-----|------|------|------|------|
| s                        | 35 m | 58 m | 70 m | 60 m | 5 m | 5 m  | 15 m | 12 m | 54 m |
| p                        |      |      |      | 8m   |     | 5 m  | 19 m |      | 10 m |
| d                        |      |      |      |      |     | 60 m | 29 m |      | 23 m |
| f                        |      |      |      |      |     |      | 24 m |      |      |

Tableau 7 - Longueurs des segments de blueCAD

- le fichier météo utilisé est celui de la ville de Fribourg en 2019, présenté en Figure 55. Il est issu de IDAWEB (MétéoSuisse, 2016). Les données de température extérieure sont au pas de temps horaire. Les simulations annuelles sont donc réalisées en régime quasi-permanent et au pas de temps horaire.

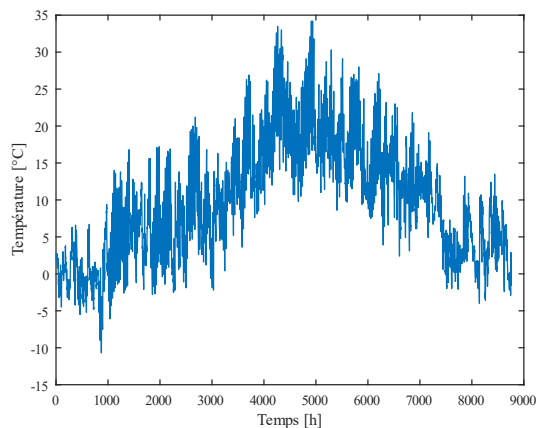


Figure 55 - Température atmosphérique de la ville de Fribourg en 2019 au pas de temps horaire (MétéoSuisse, 2016)

- la consigne de température de chauffage des bâtiments est de 40°C et celle de l'ECS est de 60°C.
- pour discrétiser les consommations ECS, les typologies des bâtiments considérées sont présentées dans le Tableau 6. Les bâtiments sont soit à 100 % des bureaux soit à 100 % des logements.
- Groupe E SA estime que la puissance nominale totale du réseau est de 3,35 MW<sub>th</sub> pour le chauffage (en dehors de l'ECS). Cette donnée est utilisée par la suite pour calibrer le modèle de discrétisation des besoins thermiques.

Comme explicité plus haut, les besoins de refroidissement ne sont pas pris en compte dans le cas de blueCAD. Le réseau de la Cassine permet de les considérer en étudiant l'intégration de thermo-frigo-pompes en sous-stations.

### 2.3.2 Présentation du réseau de la Cassine

Le quartier de la Cassine est au cœur de la ville de Chambéry. En 2035, l'écoquartier présenté en Figure 56 comprendra 23 lots de bâtiments avec 82 % de surface tertiaire et 18 % de logements.



Figure 56 - Quartier de la Cassine en 2035

Pour répondre aux besoins de chauffage, d'ECS et de refroidissement, le projet mené par SCDC ENGIE Solutions vise à développer un réseau thermique maximisant le recours à des énergies renouvelables. Deux sources d'énergies sont exploitables : la géothermie et le réseau haute température de la ville de Chambéry. Ce dernier est exploité par la SCDC. Dans le cadre de l'étude, les bâtiments de la Figure 57 sont considérés. Il s'agit principalement de bureaux (48 %), de logements (29 %) et diverses affectations secondaires : activités (13 %), commerces et services (5 %), hôtellerie (5 %).

La méthode d'optimisation exergétique doit permettre d'identifier le meilleur concept de réseau thermique pour le quartier de la Cassine parmi les suivants :

- un réseau anergie à une température moyenne annuelle de 10°C. Les sous-stations sont équipées de thermo-frigo-pompes (TFP) pour fournir simultanément les prestations de chauffage, d'ECS et de refroidissement.
- un réseau basse température à 70°C. Un échangeur de chaleur centralisé Haute Pression/Basse Pression (HP/BP) réalise l'interconnexion entre le réseau SCDC de la ville de Chambéry et le quartier de la Cassine. Les sous-stations sont équipées d'échangeurs de chaleur décentralisés pour répondre à la demande de chauffage et d'ECS. Des PACs air-eau individuelles fournissent la prestation de refroidissement.
- un réseau de température intermédiaire entre 20°C et 70°C avec possibilité d'intégration des deux sources énergétiques simultanément. Des PACs air-eau individuelles fournissent la prestation de refroidissement.

La première étape consiste à modéliser les demandes énergétiques annuelles des sous-stations sur la base des données fournies par ENGIE. Elles sont présentées dans le Tableau 8. Par ailleurs, ENGIE estime que la puissance nominale totale de chauffage (en dehors de l'ECS) est de 2,77 MW<sub>th</sub> et celle de refroidissement de 2,68 MW<sub>th</sub>.

Une étude de faisabilité pour le déploiement de puits géothermiques sur le site a été réalisée par l'entreprise BURGEAP. Il est possible d'avoir recours à la géothermie pour alimenter les bâtiments dans une limite de 200 m<sup>3</sup>/h de débit nominal. En considérant un différentiel de température entre la zone de captage et réinjection de 4°C, aussi bien en été qu'en hiver, la puissance nominale des puits géothermiques est de 924 kW<sub>th</sub>, pour le chauffage et le refroidissement. Cette source d'énergie locale est considérée par la suite pour l'optimisation de la température du réseau.

|                     |                  | <b>Consommations énergétiques annuelles [kWh]</b> |                  |                  |
|---------------------|------------------|---|------------------|------------------|
| <b>Sous-station</b> | <b>Typologie</b> | <b>Chauffage</b>                                  | <b>ECS</b>       | <b>Froid</b>     |
| <b>T2</b>           | Logement         | 308 000   | 280 000          | 176 000          |
| <b>T1</b>           | Bureau           | 123 500   | 21 500           | 200 000          |
| <b>A2-2</b>         | Bureau           | 80 000  | 50 000           | 80 000           |
| <b>A4</b>           | Logement         | 162 000   | 216 000          | 0                |
| <b>A2-1</b>         | Logement         | 174 000   | 232 000          | 0                |
| <b>A3</b>           | Logement         | 159 000   | 212 000          | 0                |
| <b>T3</b>           | Bureau           | 320 500   | 58 500           | 517 000          |
| <b>A5</b>           | Bureau           | 238 500   | 44 500           | 384 000          |
| <b>V4-1</b>         | Bureau           | 235 000   | 16 000           | 255 500          |
| <b>V3-2</b>         | Bureau           | 295 000   | 269 000          | 387 000          |
| <b>V3-1</b>         | Bureau           | 147 500   | 5 500            | 104 000          |
| <b>V2</b>           | Bureau           | 205 000   | 11 000           | 163 000          |
| <b>V1</b>           | Bureau           | 122 500   | 21 500           | 179 500          |
| <b>Total</b>        |                  | <b>2 570 500</b>                                  | <b>1 437 500</b> | <b>2 446 000</b> |

Tableau 8 – Données initiales de consommations énergétiques annuelles des bâtiments de la Cassine fournies par ENGIE

Le réseau haute température de la ville de Chambéry (réseau SCDC) valorise des énergies renouvelables et de récupération issues principalement de l'usine d'incinération des déchets Savoie Déchets et des chaudières biomasse exploitées par SCDC. Il est possible d'envisager une extension de ce réseau sur le quartier de la Cassine. Le réseau SCDC est donc la seconde source qu'il est possible d'intégrer par la suite. Les autres hypothèses communes à toutes les simulations de la Cassine sont détaillées dans la prochaine section.

## Données et hypothèses

Les hypothèses de modélisation des concepts étudiés sont détaillées ci-après. Les besoins de chauffage, d'ECS et de refroidissement sont pris en compte. Dans le cas du réseau anergie, des thermo-frigo-pompes en sous-station permettent de répondre aux besoins de chaud et de froid. En dehors du réseau anergie, des PACs air-eau individuelles sont installées car le réseau ne répond pas aux besoins de refroidissement. Par ailleurs, lorsque des unités de refroidissement autres que le réseau sont considérées (groupes froids, PACs air-eau), l'énergie prélevée à l'air n'est pas comptabilisée, elle est considérée comme gratuite. Enfin, les ressources énergétiques à disposition sont l'énergie géothermique, le réseau haute température de la ville de Chambéry (réseau SCDC) et l'électricité du réseau de la ville. Les puits géothermiques fournissent une température constante de 13°C sur toute l'année. Le réseau SCDC est supposé à une température constante de 90°C. La superstructure de la centrale de production est illustrée dans la Figure 58. L'énergie géothermique est la source froide de la pompe à chaleur centralisée. Un échangeur de chaleur centralisé permet d'interconnecter les réseaux de la Cassine et SCDC.

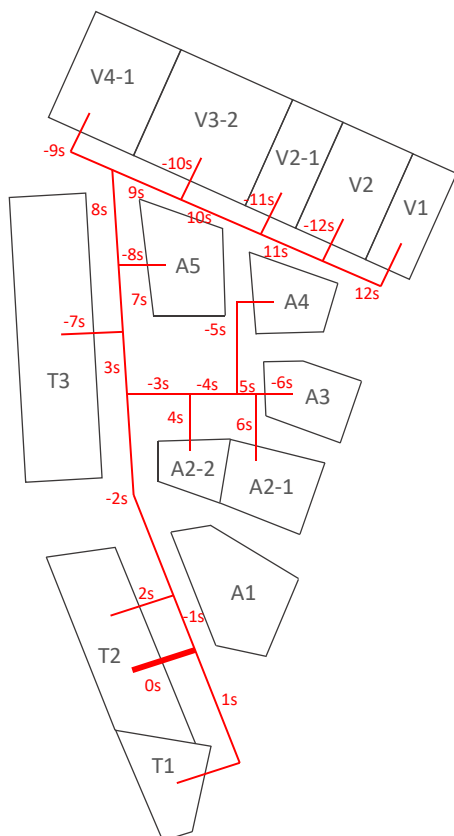


Figure 57 - Topologie et noms des segments du réseau de la Cassine

| Nom du segment | Longueur [m] |
|----------------|--------------|
| -12s           | 35           |
| -11s           | 45           |
| -10s           | 45           |
| -9s            | 60           |
| -8s            | 45           |
| -7s            | 105          |
| -6s            | 40           |
| -5s            | 80           |
| -4s            | 45           |
| -3s            | 65           |
| -2s            | 210          |
| -1s            | 1            |
| 0s             | 50           |
| 1s             | 120          |
| 2s             | 50           |
| 3s             | 55           |
| 4s             | 65           |
| 5s             | 30           |
| 6s             | 35           |
| 7s             | 60           |
| 8s             | 55           |
| 9s             | 55           |
| 10s            | 45           |
| 11s            | 45           |
| 12s            | 80           |

Tableau 9 - Longueurs des segments de la Cassine

Les données d'entrée du modèle sont les suivantes :

- le réseau peut prendre une température entre 20°C et 70°C. A ces températures s'ajoutent le cas du réseau énergie à 10°C avec des TFPs.
- la Cassine est modélisée selon la topologie de la Figure 57. Le Tableau 9 donne les longueurs des segments.

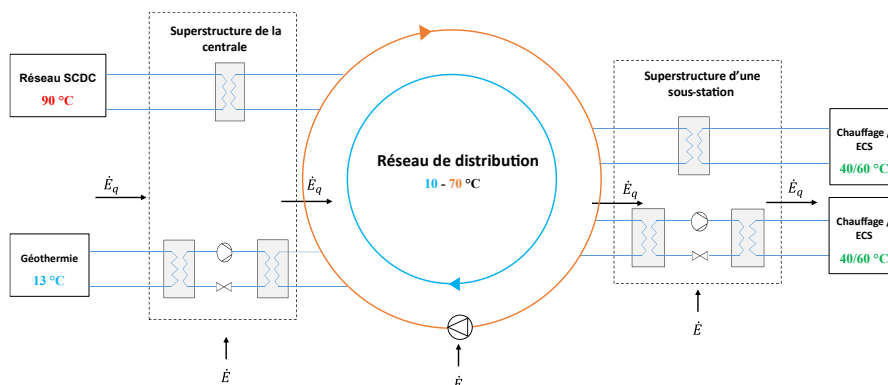


Figure 58 - Superstructures de la Cassine

- la température extérieure est issue du fichier météo de la ville de Chambéry en Figure 59. Il s'agit de données normalisées prises entre 2007 et 2016 (European Commission, 2001). Comme pour blueCAD, les données de températures extérieures sont au pas de temps horaire. Les simulations annuelles sont donc réalisées en régime semi-stationnaire et au pas de temps horaire.

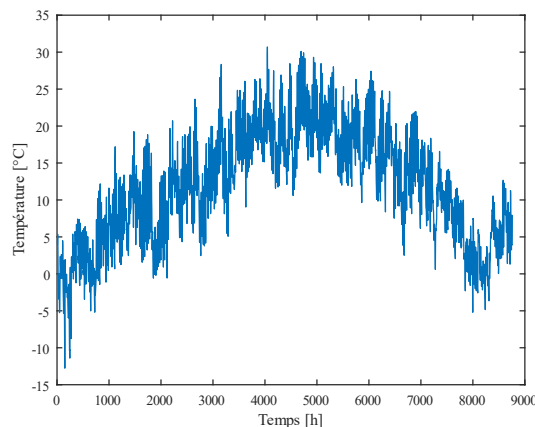


Figure 59 - Température atmosphérique de la ville de Chambéry au pas de temps horaire (European Commission, 2001)

- la consigne de température de chauffage des bâtiments est de 40°C, celle de l'ECS est de 60°C et celle pour le refroidissement est de 8°C.
- pour discrétiser les consommations ECS, les typologies des bâtiments sont présentées dans le Tableau 8. Comme pour blueCAD, les bâtiments sont soit à 100 % des bureaux soit à 100 % des logements.
- le débit nominal de pompage des puits géothermique est de 200 m<sup>3</sup>/h. Le différentiel de température entre la zone de captage et de réinjection est de 4°C sur toute l'année. La puissance nominale de chaud et de froid des puits géothermiques est donc de 924 kW<sub>th</sub>.
- ENGIE estime que les puissances nominales totales du réseau sont de 2,77 MW<sub>th</sub> pour le chauffage (sans ECS) et de 2,68 MW<sub>th</sub> pour le refroidissement. Ces données permettent de calibrer le modèle de discrétisation des besoins thermiques présenté par la suite.

La première étape dans la conception d'un réseau thermique est de déterminer précisément les besoins des bâtiments c'est-à-dire les demandes de chauffage, d'ECS et de refroidissement. Les sources à intégrer et le niveau de température du réseau doivent être choisis selon la demande des clients. La prochaine section décrit la méthodologie de modélisation des besoins thermiques des bâtiments.

## 2.4 Discrétisation des besoins thermiques

La première étape de conception consiste à discrétiser les besoins annuels de chauffage, d'ECS et de refroidissement de tous les bâtiments du réseau. Les exploitants et bureaux d'étude fournissent des estimations des consommations énergétiques annuelles par sous-station et par service (chauffage, ECS et refroidissement). Elles sont calculées selon des méthodes propres à chacune des entreprises (logiciels, règles de dimensionnement basées sur des normes ou l'expérience...). Ces données fournies par les exploitants sont considérées comme des paramètres d'entrée des simulations sur ADVENS. En prenant l'exemple des réseaux blueCAD et de la Cassine, le Tableau 6 et le Tableau 8 présentent les données initiales fournies respectivement par les entreprises Groupe E SA et ENGIE. Ces consommations énergétiques annuelles sont des données d'entrée pour établir la courbe de charge du réseau. Si elles sont fournies par l'entreprise, les puissances nominales totales du réseau estimées permettent de calibrer le modèle des degrés-heures avec les températures de référence de chauffage et/ou de refroidissement.

Les données de consommation annuelles sont discrétisées selon un certain pas de temps en ayant recours à la méthode des degrés-heures. Cette discrétisation est réalisée en calibrant le modèle avec les puissances nominales fournies par l'entreprise. La section suivante détaille la méthodologie de

discrétisation qui permet d'obtenir les profils de charge des consommateurs. La méthodologie est générique et donne des résultats spécifiques au réseau étudié.

### 2.4.1 Méthode des degrés-heures

La méthode des degrés-heures consiste à discrétiser les besoins énergétiques selon l'indice climatique d'un territoire donné. Un degré-heure  $DH$  correspond à une différence de  $1^\circ\text{C}$  pendant une heure entre une température de référence et la température extérieure (egis, 2020, 2020; Wikipédia, 2021). Il mesure les besoins de chauffage ou de refroidissement des bâtiments selon la rugosité climatique. Les profils de charge des consommateurs sont obtenus en multipliant les consommations énergétiques par le nombre de degrés-heures de chauffage et/ou de refroidissement. Les degrés-heures de chauffage  $DHC$  sont calculés en fonction de la température extérieure  $T_{ext}$  et d'une température de référence de chauffage  $T_{ref_{ch}}$ . Si la température extérieure est inférieure à la température de référence de chauffage, il est nécessaire de chauffer les bâtiments. Si la température extérieure est supérieure à la température de référence, il n'y a pas de besoins de chauffage. Ainsi, les degrés-heures de chauffage  $DHC$  sont calculés selon le principe suivant :

- si  $T_{ref_{ch}} - T_{ext} > 0$  alors  $DHC = T_{ref_{ch}} - T_{ext}$
- si  $T_{ref_{ch}} - T_{ext} < 0$  alors  $DHC = 0$

Pour le refroidissement, la température de référence est différente. Si la température extérieure est supérieure à la température de référence de refroidissement  $T_{ref_{fr}}$ , il est nécessaire de refroidir les bâtiments. Si la température extérieure est inférieure à la température de référence, il n'y a pas de besoin de refroidissement. Ainsi, les degrés-heures de refroidissement  $DHF$  s'expriment tels que :

- si  $T_{ext} - T_{ref_{fr}} > 0$  alors  $DHF = T_{ext} - T_{ref_{fr}}$
- si  $T_{ext} - T_{ref_{fr}} < 0$  alors  $DHF = 0$

Le pas de temps des données de températures extérieures fixe le pas de temps de discrétisation sur l'année. Dans le cadre de la thèse, les fichiers météo utilisés sont au pas de temps horaire qui sera retenu dans nos études. La Figure 55 montre un exemple de fichier météo au pas de temps horaire utilisé dans la thèse.

Pour chaque bâtiment, la puissance appelée horaire  $\dot{Q}_i$  est obtenue en multipliant la consommation énergétique annuelle  $Q$  par le rapport entre le degré-heure à l'instant  $i$   $DHC_i$  (resp.  $DHF_i$  pour le refroidissement) et la somme des degrés-heures sur l'année :

$$\dot{Q}_i = \frac{DHC_i}{\sum_{i=1}^{8760} DHC_i} Q \quad (2.16)$$

Par ailleurs, il n'y a pas de demande de chauffage entre mai et septembre inclus. Le refroidissement a lieu de mars à octobre inclus. Pour utiliser cette méthode, les températures de référence de chauffage et/ou de refroidissement doivent être déterminées. La prochaine section présente la méthode de détermination des températures de référence de chauffage et de refroidissement. Ces dernières sont les variables qui permettent de calibrer le modèle avec les puissances nominales du réseau estimées par les entreprises.



## 2.4.2 Méthode de détermination de la température de référence de chauffage et de refroidissement

La température de référence de chauffage (resp. refroidissement) est la température intérieure supposée des bâtiments en-dessous (resp. au-dessus) de laquelle l'unité de chauffage (resp. refroidissement) est enclenchée. La température de référence de chauffage usuelle est de 18°C. Elle est définie en considérant que la température intérieure des bâtiments doit être de 19°C et que les apports internes (équipements électroménagers, occupants, éclairage) compensent cet écart (Wikipédia, 2021). La température de référence de refroidissement est usuellement de 26°C, soit la température d'inconfort en été (Cerema, 2022, 2021). Néanmoins, les bâtiments étant de plus en plus économe en énergie, il est nécessaire de faire évoluer ces valeurs selon la performance et la qualité intrinsèque du bâtiment. Ainsi, un bâtiment bien isolé doit être modélisé avec une température de référence de chauffage plus basse qu'un bâtiment peu performant. Pour tenir compte de ces différences, les températures de référence sont utilisées comme variables pour calibrer les profils de consommation avec les puissances nominales du réseau fournies par l'entreprise. Par soucis de simplification, une température de référence unique, commune à tous les bâtiments, est déterminée pour chaque service (chauffage et refroidissement). Ces températures sont des indicateurs de la performance énergétique globale des bâtiments du quartier. Par exemple, plus la température de référence de chauffage est faible par rapport à la température de confort des bâtiments de 19°C, meilleure est la qualité intrinsèque des bâtiments du quartier. Pour un réseau donné, le processus itératif de calcul de la température de référence de chauffage est décrit dans la Figure 60. L'objectif est de calibrer le modèle des degrés-heures pour que la puissance nominale totale de chauffage (resp. refroidissement) obtenue avec le modèle corresponde à la puissance nominale de chauffage (resp. refroidissement) estimée par l'exploitant. Pour ce faire, la variable de calibrage est la température de référence de chauffage (resp. refroidissement).

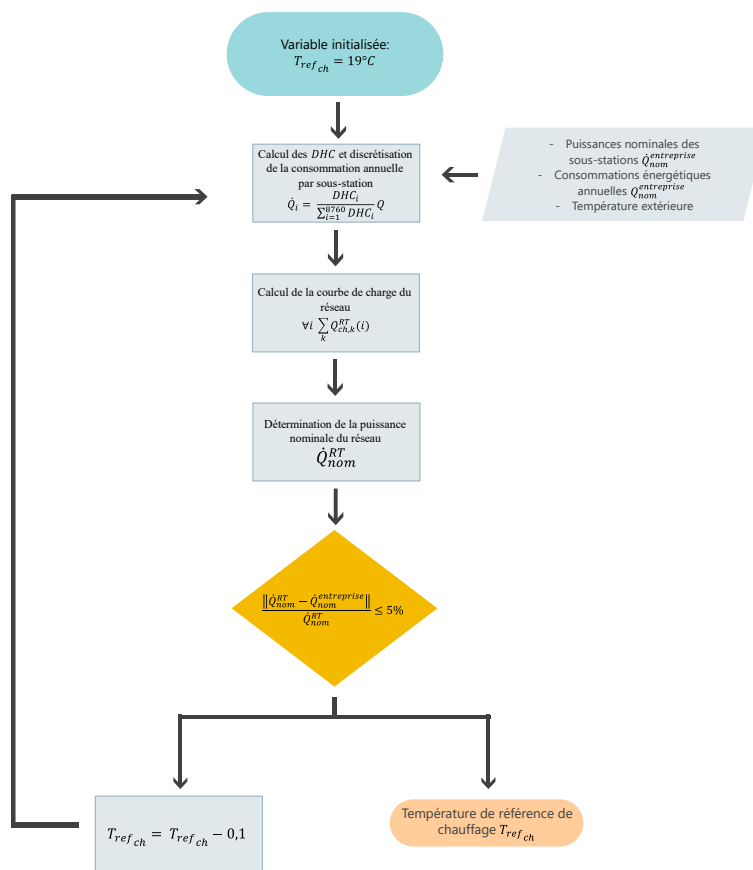


Figure 60 - Diagramme de principe de calcul de la température de référence de chauffage

Les étapes sont les suivantes :

- la discrétisation est réalisée pour une température initiale de 19°C.
- les consommations sont discrétisées de manière indépendantes pour chacune des sous-stations.
- la somme des appels de puissances horaires de toutes les sous-stations permet d'obtenir la courbe de charge totale du réseau.
- la puissance nominale du réseau obtenue selon la méthode des degrés-heures  $\dot{Q}_{nom}^{RT}$  est comparée à la puissance nominale fournie par l'entreprise  $\dot{Q}_{nom}^{entreprise}$ .
- $\frac{\|\dot{Q}_{nom}^{RT} - \dot{Q}_{nom}^{entreprise}\|}{\dot{Q}_{nom}^{RT}} \leq 5 \%$ , la température de référence est supposée acceptable. C'est la fin du programme.
- sinon si  $\frac{\|\dot{Q}_{nom}^{RT} - \dot{Q}_{nom}^{entreprise}\|}{\dot{Q}_{nom}^{RT}} > 5 \%$ , la température de référence est diminuée de 0,1°C et le processus reprend à l'étape 2.

Ainsi, la température de référence est calibrée selon les paramètres d'entrée fournis par l'entreprise. Elle intègre la performance énergétique intrinsèque du quartier. Il convient de noter qu'il est possible de déterminer une température de référence pour chaque bâtiment tout en suivant cette méthode, ce qui n'est pas fait dans le cadre de la thèse afin de ne pas alourdir la démarche. Par ailleurs, les valeurs de températures de référence ne correspondent pas aux valeurs réelles de confort des bâtiments. Il s'agit d'une variable de calibrage du modèle qui donne des indications quant à la performance intrinsèque des bâtiments du quartier.

Dans le cadre de la thèse, les besoins d'ECS sont discrétisés différemment. En effet, les scénarios d'occupation utilisés par les exploitants pour estimer ces besoins sont inconnus et les hypothèses peuvent être nombreuses. Par soucis de simplification et pour uniformiser les scénarios, seules les consommations énergétiques annuelles estimées par l'exploitant sont des données d'entrée pour discrétiser les besoins d'ECS. La section suivante détaille les profils ECS utilisés selon la typologie des bâtiments.

### 2.4.3 Profils ECS

Pour discrétiser la consommation en ECS, deux profils de consommation du logiciel ADVENS sont utilisés selon la typologie des bâtiments. La typologie d'une sous-station est considérée unique, soit à 100 % à usage de type bureaux, soit à 100 % à usage de type logements. En réalité certaines typologies de bâtiment ne sont pas prises en compte dans le cadre de la thèse. Les affectations de type activités, commerces, laboratoires, halles sont considérées comme des typologies de bureaux (tertiaires). Il s'agit d'une première approche de modélisation qui permet de discrétiser les besoins ECS de manière uniforme à l'échelle du quartier et à partir des données de consommations annuelles estimées par les exploitants.

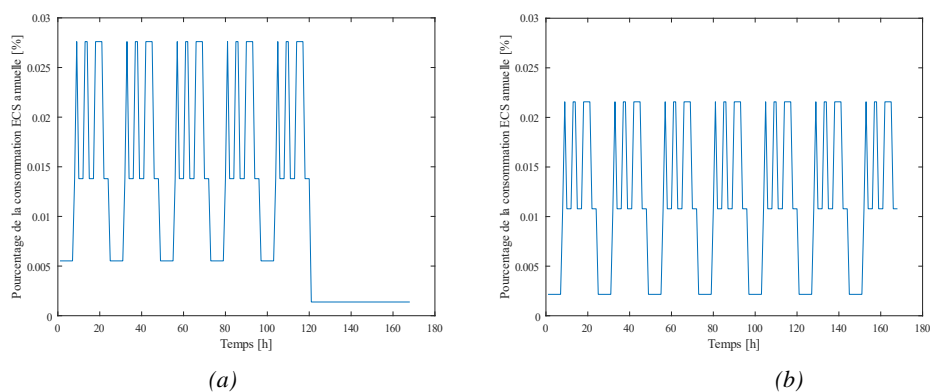


Figure 61 - Profils ECS des bureaux (a) et des logements (b)

Pour les bureaux, la Figure 61a montre le profil de consommation d’ECS sur une semaine. Sa spécificité est que les besoins d’ECS sont nuls pendant les week-ends et hors des heures de travail. Une consommation résiduelle quasi-nulle est maintenue lors de ces périodes pour le bon fonctionnement du programme de simulation.

La Figure 61b montre le profil ECS des logements résidentiels sur une semaine. Contrairement au cas précédent, il y a de la demande lors des week-ends. La consommation est plus distribuée pour ce type de bâtiment. Le Tableau 10 permet de comparer la répartition journalière en ECS pour les logements et les bureaux en dehors des week-ends.

| Charge ECS |        |          |
|------------|--------|----------|
| Heure      | Bureau | Logement |
| 00         | 0,8 %  | 0,8 %    |
| 01         | 0,8 %  | 0,8 %    |
| 02         | 0,8 %  | 0,8 %    |
| 03         | 0,8 %  | 0,8 %    |
| 04         | 0,8 %  | 0,8 %    |
| 05         | 0,8 %  | 0,8 %    |
| 06         | 4,0 %  | 0,8 %    |
| 07         | 5,0 %  | 3,9 %    |
| 08         | 6,0 %  | 7,9 %    |
| 09         | 7,5 %  | 3,9 %    |
| 10         | 7,5 %  | 3,9 %    |
| 11         | 7,5 %  | 3,9 %    |
| 12         | 6,0 %  | 7,9 %    |
| 13         | 6,0 %  | 7,9 %    |
| 14         | 8,5 %  | 3,9 %    |
| 15         | 8,5 %  | 3,9 %    |
| 16         | 8,0 %  | 3,9 %    |
| 17         | 7,0 %  | 7,9 %    |
| 18         | 6,0 %  | 7,9 %    |
| 19         | 4,6 %  | 7,9 %    |
| 20         | 0,8 %  | 7,9 %    |
| 21         | 0,8 %  | 3,9 %    |
| 22         | 0,8 %  | 3,9 %    |
| 23         | 0,8 %  | 3,9 %    |

Tableau 10 - Répartition sur une journée des appels de puissance d’ECS pour les bureaux et les logements (Kane, 2021)

Dans la prochaine section, la méthode de discrétisation des besoins est appliquée sur les réseaux blueCAD et de la Cassine.

#### 2.4.4 Application à blueCAD et la Cassine

Dans le cas de blueCAD, l’étude est limitée au réseau de chaleur (chauffage et ECS). La méthode de détermination de la température de référence de chauffage permet de fixer les puissances nominales de dimensionnement recommandées dans le cadre de l’étude. La puissances nominale totale de chauffage estimée par Groupe E SA ( $3,35 \text{ MW}_{th}$ ) est utilisée pour calibrer le modèle.

#### Discrétisation des besoins de blueCAD

Le processus de calcul détaillé en section 2.4.2 permet de déterminer la température de référence de chauffage. Elle est utilisée pour discrétiser les besoins thermiques avec la méthode des degrés-heures. Les consommations énergétiques annuelles de chauffage du Tableau 6 et la puissance nominale de chauffage du réseau estimée par Groupe E SA ( $3,35 \text{ MW}_{th}$ ) sont les données d’entrée. Pour initialiser le programme, la méthode des degrés-heures est réalisée avec une température de référence de  $19^{\circ}\text{C}$ . La Figure 62 présente cette première itération dans le cas de blueCAD. L’écart relatif entre la puissance

nominale du réseau en fin de simulation (valeur maximale de la courbe bleue) et la puissance nominale du réseau estimée par Groupe E SA (courbe rouge à 3,35 MW<sub>th</sub>) est supérieure à 5 % (environ 30 %). La température de référence est donc diminuée de 0,1°C et la méthode des degrés-heures est réalisée une nouvelle fois avec une température de référence de 18,9°C. Ce processus continue jusqu'à ce que l'écart relatif entre la puissance nominale simulée et celle estimée par Groupe E SA soit inférieure à 5 %.

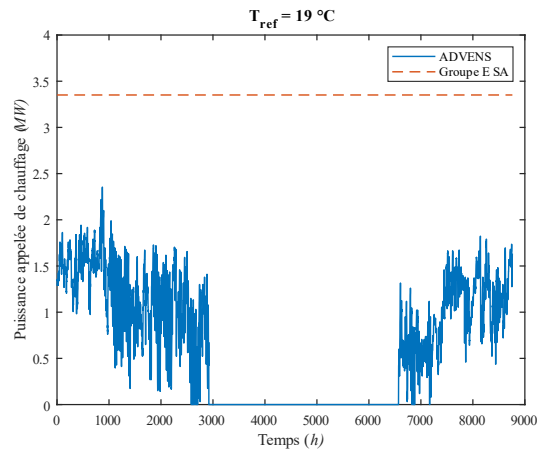


Figure 62 - Première itération du calcul de la température de référence de chauffage de blueCAD

Dans le cas de blueCAD, la température de référence de chauffage finale est de 13,1°C. Cette température est plus faible que la température initiale de 19°C car la puissance nominale obtenue avec la méthode des degrés-heures à l'initialisation était trop faible. En abaissant la température de référence, le nombre d'heures de chauffage diminue ce qui donne des appels de puissance plus élevés, pour une consommation énergétique annuelle constante. La discrétisation annuelle finale de la demande est représentée par les Figures ci-dessous. La Figure 63a est issue de la méthode des degrés-heures pour une température de référence de chauffage de 13,1°C. La puissance nominale de chauffage obtenue avec le modèle est de 3,20 MW<sub>th</sub>, soit bien une différence de 5 % par rapport à la valeur estimée par Groupe E SA (3,35 MW<sub>th</sub>). Concernant les besoins en ECS, la Figure 63b représente la distribution de la demande totale des sous-stations sur l'année. Elle est obtenue selon les typologies des bâtiments et les profils associés en section 2.4.3.

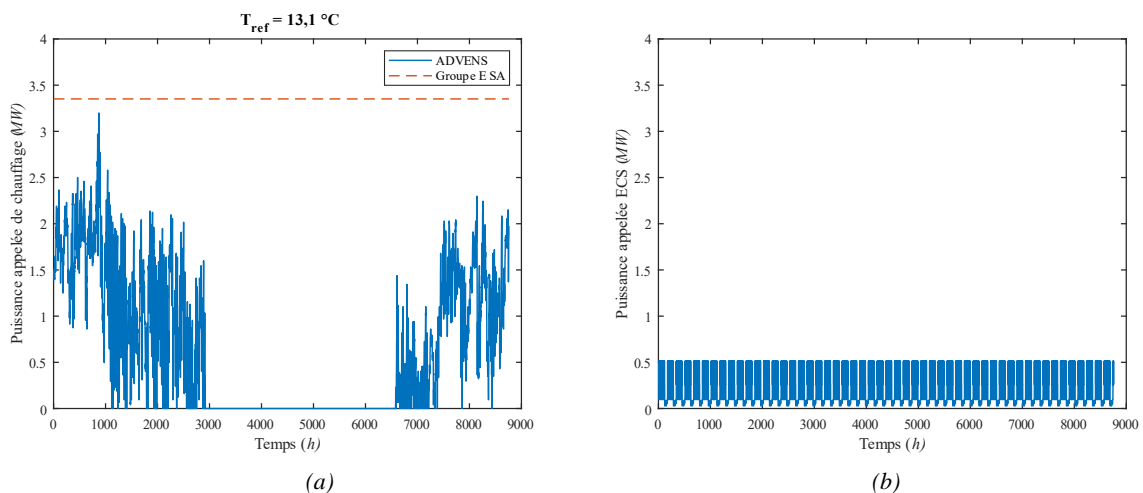


Figure 63 - Discrétisation de la demande de chauffage (a) et d'ECS (b) de blueCAD

Les deux courbes ci-dessus sont indépendantes de la configuration du réseau ou de son niveau de température. La demande thermique de toutes les sous-stations côté réseau secondaire en Figure 64 (somme de la demande de chauffage et d'ECS) est donc constante pour toutes les simulations.

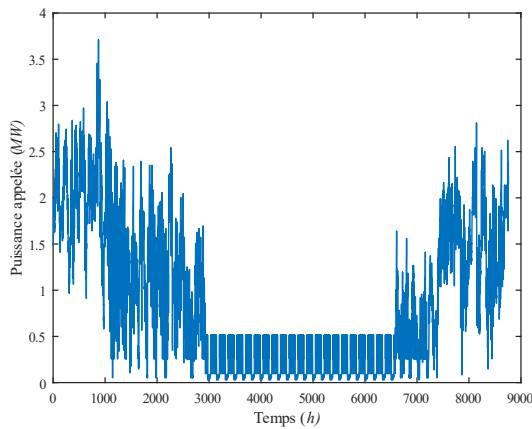


Figure 64 – Demande totale des sous-stations de blueCAD sur l'année (réseau secondaire)

| Sous-station           | Chauffage [kW <sub>th</sub> ] | ECS [kW <sub>th</sub> ] |
|------------------------|-------------------------------|-------------------------|
| 1. New halle bleue     | 327                           | 43                      |
| 2. Halle grise         | 626                           | 59                      |
| 3. Smart living lab    | 97                            | 11                      |
| 4. Silo                | 71                            | 8                       |
| 5. Bâtiment B          | 155                           | 28                      |
| 6. Bâtiment A          | 170                           | 13                      |
| 7. Bâtiment B+         | 60                            | 15                      |
| 8. Bâtiment du gardien | 26                            | 4                       |
| 9. Gate                | 195                           | 62                      |
| 10. Heart              | 291                           | 60                      |
| 11. Beautiful mount    | 436                           | 110                     |
| 12. Foundry 2          | 505                           | 70                      |
| 13. Foundry 1          | 239                           | 31                      |
| <b>TOTAL</b>           | <b>3198</b>                   | <b>514</b>              |

Tableau 11 - Puissances nominales obtenues avec ADVENS pour le réseau blueCAD

Enfin, à l'issue de la discrétisation, le Tableau 11 donne les puissances nominales de chauffage et d'ECS obtenues avec ADVENS pour chacune des sous-stations. Par la suite, ce sont les consommations annuelles du Tableau 6 et les puissances nominales recommandées par ADVENS du Tableau 11 qui sont utilisées. La même méthodologie est appliquée au cas du réseau de la Cassine, en ajoutant la discrétisation des besoins de refroidissement.

### Discrétisation des besoins de la Cassine

Les consommations énergétiques du Tableau 8 sont utilisées pour la simulation des besoins avec la méthode des degrés-heures pour le chauffage et le refroidissement. Le chauffage a lieu d'octobre à avril inclus, et le refroidissement de mars à octobre inclus. La discrétisation des besoins de chauffage et de refroidissement est réalisée selon la méthode présentée en section 2.4.2. L'objectif est de se rapprocher au mieux des puissances nominales totales de chauffage et de refroidissement estimées par ENGIE qui sont respectivement de 2,77 MW<sub>th</sub> et 2,68 MW<sub>th</sub>. Les variables de calibration sont la température de référence de chauffage (initialisée à 19°C) et de refroidissement (initialisée à 25°C). Les profils ECS en section 2.4.3 sont utilisés pour la discrétisation des besoins d'ECS.

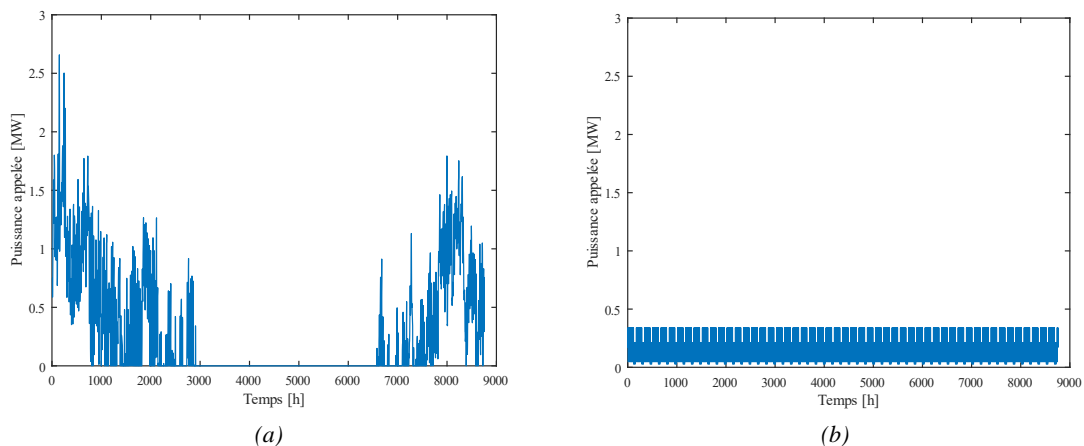


Figure 65 - Demande totale des sous-stations du réseau de la Cassine pour le chauffage (a) ; et l'ECS (b)

Dans le cas de la Cassine, la température de référence de chauffage est de  $10,5^{\circ}\text{C}$  ce qui est là encore plus faible que la température initiale de  $19^{\circ}\text{C}$ . Cela permet d'augmenter la puissance nominale par rapport à l'initialisation. La température de refroidissement est de  $15,7^{\circ}\text{C}$  ce qui est inférieure à la température initiale de  $25^{\circ}\text{C}$ . A l'inverse du chauffage, la puissance nominale de refroidissement est trop élevée à l'initialisation. Avec une température de référence de refroidissement plus faible, le nombre de degrés-heures de refroidissement augmente ce qui permet de diminuer les appels de puissance et se rapprocher des données estimées par ENGIE. Les courbes des consommations énergétiques annuelles du réseau sont présentées dans la Figure 65a pour le chauffage, la Figure 65b pour l'ECS et la Figure 66 pour le refroidissement.

Les puissances nominales de dimensionnement recommandées par ADVENS sont présentées dans le Tableau 12. Les résultats finaux donnent un écart entre les données de puissances nominales d'ENGIE et celle du modèle de 4 % pour le chauffage ( $2,77 \text{ MW}_{\text{th}}$  contre  $2,66 \text{ MW}_{\text{th}}$  avec le modèle), et de 3 % pour le refroidissement ( $2,68 \text{ MW}_{\text{th}}$  contre  $2,77 \text{ MW}_{\text{th}}$  avec le modèle).

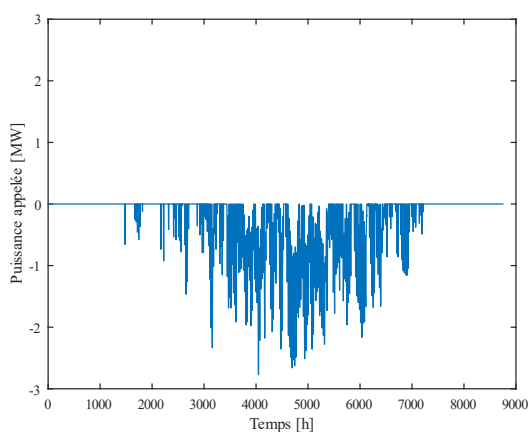


Figure 66 - Demande totale des sous-stations du réseau de la Cassine pour le refroidissement

| Sous-station | Puissance nominale [ $\text{kW}_{\text{th}}$ ] |            |                 |
|--------------|--|------------|-----------------|
|              | Chauffage                                      | ECS        | Refroidissement |
| <b>T2</b>    | 318  | 60         | 199             |
| <b>T1</b>    | 128  | 6          | 227             |
| <b>A2-2</b>  | 83   | 14         | 91              |
| <b>A4</b>    | 168  | 47         | 0               |
| <b>A2-1</b>  | 180  | 50         | 0               |
| <b>A3</b>    | 164  | 46         | 0               |
| <b>T3</b>    | 331  | 16         | 586             |
| <b>A5</b>    | 247  | 12         | 435             |
| <b>V4-1</b>  | 243  | 4          | 290             |
| <b>V3-2</b>  | 305  | 74         | 439             |
| <b>V3-1</b>  | 153  | 2          | 118             |
| <b>V2</b>    | 212  | 3          | 185             |
| <b>V1</b>    | 127  | 6          | 203             |
| <b>Total</b> | <b>2659</b>                                    | <b>340</b> | <b>2773</b>     |

Tableau 12 - Puissances nominales obtenues avec ADVENS pour le réseau de la Cassine

Une fois la discrétisation réalisée, il est nécessaire de dimensionner les différents composants du réseau. L'objectif des sections suivantes est d'utiliser le critère exergetique pour dimensionner les composants en suivant une méthodologie unique. Pour ce faire, les composants à dimensionner sont modélisés en développant des formulations explicites et simplifiées des pertes exergetiques internes ou du rendement exergetique, en commençant par les systèmes en sous-stations.

## 2.5 Modélisation exergetique des sous-stations

Les sous-stations sont l'interface entre l'exploitant du réseau et le client. Elles sont composées de systèmes thermodynamiques dits « décentralisés » qui assurent la délivrance des services de chauffage, de refroidissement et d'eau chaude sanitaire au niveau de température requis. Ces systèmes permettent de distinguer le réseau primaire (côté réseau) du réseau secondaire (côté client). Dans le cadre de la thèse, il existe un système thermodynamique par service fourni. Ainsi, il y a au minimum deux systèmes thermodynamiques en sous-station : un pour le chauffage et un pour l'ECS. Ces systèmes sont indépendants les uns des autres car un système délivre un service unique. Par ailleurs, le réseau

secondaire n'est pas modélisé. Seules les températures de consigne de départ pour le chauffage  $T_{ch}$  et l'ECS  $T_{ECS}$  sont considérées.

Selon le niveau de température du réseau, il peut être nécessaire d'élever la température en entrée de la sous-station sur le réseau primaire pour répondre à la consigne. Ainsi, les systèmes thermodynamiques installés en sous-station vont être différents selon le niveau de température du réseau. Une superstructure regroupe l'ensemble des systèmes thermodynamiques qu'il est possible d'utiliser pour une entité donnée (centrale ou sous-stations dans le cas des réseaux). La Figure 67 illustre la superstructure d'une sous-station. Elle est composée d'échangeurs de chaleur décentralisés et de pompes à chaleur décentralisées.

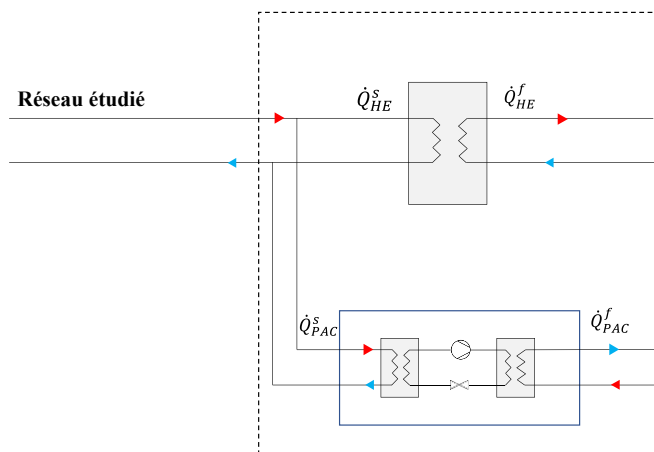


Figure 67 - Superstructure d'une sous-station

Ainsi, chaque service peut être délivré soit par un échangeur de chaleur décentralisé, soit par une pompe à chaleur décentralisée. Si la température du réseau primaire est suffisante pour répondre à la consigne  $T_{ch}$  ou  $T_{ECS}$ , un échangeur de chaleur décentralisé est suffisant. Dans le cas contraire, une pompe à chaleur décentralisée est installée. Si la température du réseau primaire est suffisante pour répondre à la consigne de chauffage mais pas d'ECS, un échangeur de chaleur est installé pour le chauffage et une PAC pour l'ECS.

Il convient par la suite de modéliser ces deux systèmes thermodynamiques afin de quantifier les pertes exergetiques associées à chacun selon les niveaux de température. Les échangeurs de chaleur sont modélisés avec une expression explicite des pertes exergetiques et les pompes à chaleur avec une expression explicite du rendement exergetique.

### 2.5.1 Pertes exergetiques internes de l'échangeur de chaleur décentralisé

Le modèle des pertes exergetiques générées par l'échangeur de chaleur illustré en Figure 68 repose sur les hypothèses suivantes :

- le système comprend les parois isolantes, les conduites côté primaire (1-2) et côté secondaire (3-4).
- l'échangeur est à contre-courant.
- l'échange est adiabatique. Il n'y a pas d'échange de chaleur entre le milieu de contact et l'échangeur.
- le régime est stationnaire.
- la résistance d'encrassement est négligée.

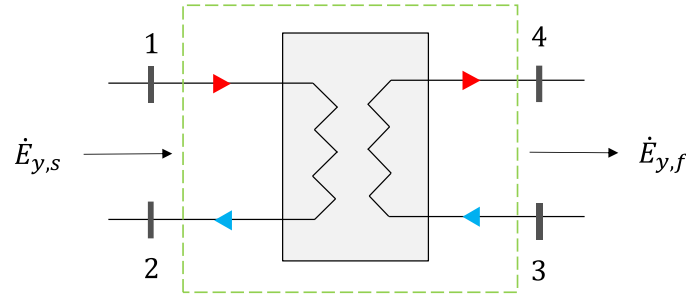


Figure 68 - Schéma de principe du système de l'échangeur de chaleur

Les pertes exergetiques générées par l'échangeur de chaleur s'expriment telles que :

$$\dot{L}_{HE} = \dot{E}_{y,s} - \dot{E}_{y,f} \quad (2.17)$$

avec  $\dot{E}_{y,s} > 0$  l'exergie-transformation fournie par le fluide côté primaire et  $\dot{E}_{y,f} > 0$  l'exergie-transformation reçue par le fluide côté secondaire. Elles s'expriment selon :

$$\dot{E}_{y,s} = \dot{M}_s [(h_1 - h_2) - T_a (s_1 - s_2)] \quad (2.18)$$

$$\dot{E}_{y,f} = \dot{M}_f [(h_4 - h_3) - T_a (s_4 - s_3)] \quad (2.19)$$

Or, l'échangeur étant adiabatique, les puissances thermiques échangées entre les deux fluides sont égales :

$$\dot{M}_s (h_1 - h_2) = \dot{M}_f (h_4 - h_3) \quad (2.20)$$

Ainsi :

$$\dot{L}_{HE} = \dot{M}_f T_a (s_4 - s_3) - \dot{M}_s T_a (s_1 - s_2) \quad (2.21)$$

Pour les fluides réels liquides, la variation d'entropie s'exprime telle que :

$$ds = c \frac{dT}{T} \quad (2.22)$$

Dans ces conditions, les pertes exergetiques générées par un échangeur de chaleur s'expriment telles que :

$$\dot{L}_{HE} = \dot{M}_f T_a c_f \ln \left( \frac{T_4}{T_3} \right) - \dot{M}_s T_a c_s \ln \left( \frac{T_1}{T_2} \right) \quad (2.23)$$

Néanmoins dans le cadre de la thèse, le réseau secondaire n'est pas étudié. La température  $T_3$ , le débit  $\dot{M}_f$  et pertes de charge ne sont pas considérés côté secondaire. Sur le réseau secondaire, seule la température de consigne  $T_4$  est connue et constante. Afin de différencier les contributions thermiques et hydrauliques, le modèle de (Staine, 1995) est utilisé par la suite. Il permet de quantifier et distinguer les pertes exergetiques par dissipation côté primaire, secondaire, et les pertes exergetiques par dévalorisation thermique.



Ainsi :

$$\dot{L}_{HE} = \dot{L}_{r_s} + \dot{L}_t + \dot{L}_{r_f} = \underbrace{(\dot{E}_{y,s} - \dot{E}_{q,s})}_{\substack{\text{dissipation côté} \\ \text{primaire}}} + \underbrace{(\dot{E}_{q,s} - \dot{E}_{q,f})}_{\substack{\text{dévalorisation} \\ \text{thermique}}} + \underbrace{(\dot{E}_{q,f} - \dot{E}_{y,f})}_{\substack{\text{dissipation côté} \\ \text{secondaire}}} = \dot{E}_{y,s} - \dot{E}_{y,f} \quad (2.24)$$

avec  $\dot{E}_{q,s} > 0$  l'exergie-chaleur transférée par le fluide chaud au niveau de la surface d'échange côté primaire,  $\dot{E}_{q,f} > 0$  l'exergie-chaleur transférée au fluide froid au niveau de la surface d'échange. Dans le cadre de la thèse, les pertes exergetiques internes par dissipation côté secondaire ne sont pas considérées. Les pertes exergetiques internes par dissipation côté primaire sont comptabilisées dans celles générées par le réseau de distribution. En effet, les pertes de charge de l'échangeur de chaleur côté primaire sont considérées comme des pertes de charge singulières, comme explicité en section 2.6.1. Le modèle de calcul des pertes de charge de l'échangeur est présenté dans la prochaine section. Avec ces hypothèses, les pertes exergetiques de l'échangeur de chaleur sont donc égales aux pertes par dévalorisation thermique :

$$\dot{L}_{HE} = \dot{L}_t = \dot{E}_{q,s} - \dot{E}_{q,f} \quad (2.25)$$

Côté secondaire, seule la température de consigne  $T_4$  est connue. L'exergie-chaleur reçue est considérée à température  $T_4$  constante. Ainsi :

$$\dot{E}_{q,f} = \left(1 - \frac{T_a}{T_4}\right) \dot{Q}_f \quad (2.26)$$

avec  $\dot{Q}_f$  la puissance thermique fournie par l'échangeur côté secondaire.

Par soucis de cohérence, il est considéré dans le cadre de la thèse que l'exergie-chaleur transférée côté primaire est elle aussi à température constante égale à  $T_1$ . Ainsi :

$$\dot{E}_{q,s} = \left(1 - \frac{T_a}{T_1}\right) \dot{Q}_s \quad (2.27)$$

avec  $\dot{Q}_s$  la puissance thermique reçue par l'échangeur côté primaire.

Dans ces conditions, les pertes exergetiques thermiques générées par l'échangeur de chaleur s'expriment telles que :

$$\dot{L}_{HE} = \left(1 - \frac{T_a}{T_1}\right) \dot{Q}_s - \left(1 - \frac{T_a}{T_4}\right) \dot{Q}_f \quad (2.28)$$

Ce modèle permet de ne tenir compte que de la température  $T_4$  côté secondaire à savoir la température de consigne de départ qui peut être soit  $T_{ch}$  soit  $T_{ECS}$ . Le rendement exergetique de l'échangeur de chaleur est déduit avec l'expression :

$$\eta_{HE} = \frac{\dot{E}_{q,f}}{\dot{E}_{q,s}} = 1 - \frac{\dot{L}_{HE}}{\dot{E}_{q,s}} \quad (2.29)$$

### Modélisation thermique de l'échangeur de chaleur décentralisé

Pour calculer la puissance thermique fournie par le réseau primaire à l'échangeur  $\dot{Q}_s$ , le rendement énergétique de l'échangeur  $\varepsilon_{HE}$  est introduit :

$$\dot{Q}_s = \frac{\dot{Q}_f}{\varepsilon_{HE}} \quad (2.30)$$

Dans le cas présent, l'échange est adiabatique. Le transfert thermique à la surface d'échange est considéré parfait. Le rendement énergétique est donc  $\varepsilon_{HE} = 100 \%$  ce qui implique que  $\dot{Q}_f = \dot{Q}_s = \dot{Q}$ .

Ces hypothèses permettent de simplifier l'expression des pertes exergetiques thermiques générées par l'échangeur de chaleur :

$$\dot{L}_{HE} = T_a \dot{Q} \left[ \frac{1}{T_4} - \frac{1}{T_1} \right] \quad (2.31)$$

Pour calculer les pertes exergetiques par dissipation visqueuse, le modèle de pertes de charge singulières de l'échangeur est présenté ci-après.

### Modélisation hydraulique de l'échangeur de chaleur décentralisé

Le débit requis côté primaire a pour expression :

$$\dot{M}_s = \frac{\dot{Q}}{c_s \Delta T} \quad (2.32)$$

avec  $\Delta T$  le différentiel de température en sous-station,  $\dot{Q}$  la puissance thermique de l'échangeur de chaleur et  $c_s$  la capacité thermique massique du fluide côté primaire. Le modèle utilisé pour calculer le différentiel de température en sous-station  $\Delta T$  est le suivant :

$$\Delta T = \delta(T_{RT} - T_a) \quad (2.33)$$

avec  $T_{RT}$  la température de départ de la centrale de production et  $T_a$  la température extérieure. Le coefficient  $\delta$  est un facteur de correction qui permet de tenir compte de la typologie des bâtiments. Dans le cadre de la thèse, il est unique et fixé à 0,5. Ce modèle et cette valeur de  $\delta$  sont choisis suite à l'analyse de données réelles de sous-stations, dont certaines courbes sont présentées en Annexe A. Ainsi, pour une température de réseau  $T_{RT}$  fixée, le différentiel de température est le même pour toutes les sous-stations car il varie en fonction de la température de départ centrale et de la température extérieure. Avec cette formulation, le différentiel de température est par exemple plus important en hiver qu'en été car les appels de puissance sont plus faibles en été. Dans les cas spécifiques où la température du réseau est inférieure à la température extérieure, le différentiel de température est fixé à  $\Delta T = 1$ .

Par ailleurs, le réseau secondaire n'étant pas considéré dans le cadre de la thèse, seules les pertes de charge côté réseau primaire sont modélisées. Elles sont comptabilisées comme des pertes de charge singulières selon le modèle suivant :

$$\Delta P_{HE} = \frac{\dot{M}_s}{\dot{M}_{s_{nom}}} \Delta P_{HE_{nom}} \quad (2.34)$$

avec  $\dot{M}_{s_{nom}}$  le débit massique nominal requis à l'échangeur et  $\Delta P_{HE_{nom}}$  les pertes de charge calculées avec le débit nominal dans l'échangeur. Ces dernières sont fixées à  $\Delta P_{HE_{nom}} = 1 \text{ bar}$  comme justifié en Annexe C. En perspective, il conviendrait de considérer une dépendance quadratique pour le ratio  $\frac{\dot{M}_s}{\dot{M}_{s_{nom}}}$  afin d'intégrer la dépendance quadratique des pertes de charge avec la vitesse.

Le second système thermodynamique de la superstructure d'une sous-station est la pompe à chaleur décentralisée. Le modèle est exprimé en développant une formulation explicite du rendement exergetique.

## 2.5.2 Rendement exergetique d'une pompe à chaleur décentralisée

Pour déterminer le rendement exergetique d'une pompe à chaleur décentralisée illustrée par la Figure 69, la formulation explicite issue de (Rime et al., 2020) est utilisée. Les hypothèses de développement sont les suivantes :

- la compression est adiabatique et non réversible (non isentropique). Pour ce faire, le rendement isentropique du compresseur  $\eta_{KS}$  est introduit.
- il n'y a pas de surchauffe en sortie de l'évaporateur ni de sous-refroidissement en sortie du condenseur.
- dans l'évaporateur et le condenseur, il n'y a pas de pertes de charge côté fluide réfrigérant.
- en première approche, l'évaporation et la condensation sont réalisées à température constante. Cela implique que les mélanges azéotropes de fluides frigorigènes ne sont pas considérés car il n'y a pas de glissements de température.
- la détente est isenthalpique.
- les températures aux sources froides  $T_s$  et chaudes  $T_f$  sont considérées constantes.

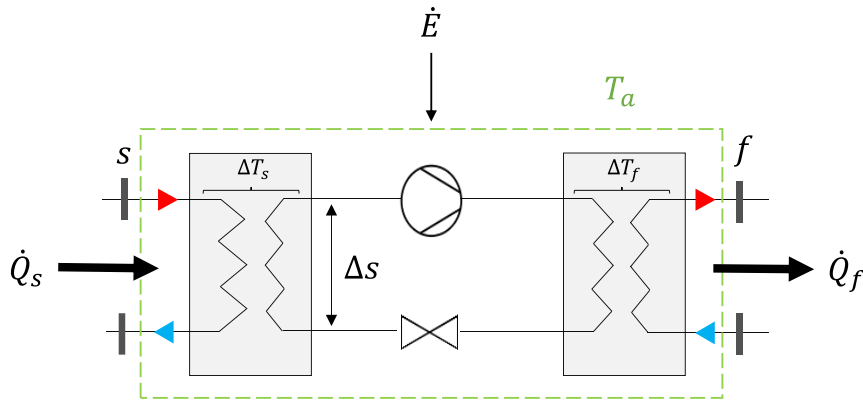


Figure 69 - Schéma de principe du système de pompe à chaleur

Dans ces conditions, le rendement exergetique d'une PAC  $\eta_{PAC}$  est obtenu à partir de l'équation suivante :

$$\eta_{PAC} = \frac{e_{qf} - e_{qs}}{e} \quad (2.35)$$

où  $e_{qf}$  représente l'exergie-chaleur massique transférée à la source chaude par le réfrigérant (condenseur),  $e_{qs}$  l'exergie-chaleur massique reçue par le réfrigérant de la source froide (évaporateur) et  $e$  l'exergie-travail massique reçue par le compresseur. Comme les températures aux sources chaude et froide sont constantes, l'équation ci-dessus est développée pour obtenir :

$$\eta_{PAC} = \frac{\left(1 - \frac{T_a}{T_f}\right) q_f - \left(1 - \frac{T_a}{T_s}\right) q_s}{e} \quad (2.36)$$

avec  $q_s$  la chaleur reçue par le fluide réfrigérant à l'évaporateur et  $q_f$  la chaleur fournie au condenseur. Selon le bilan énergétique :  $q_f = q_s + e$ .

L'équation (2.36) est simplifiée pour obtenir la relation suivante :

$$\eta_{PAC} = 1 - \frac{T_a}{T_f} \left[ 1 - \frac{q_s}{e} \left( \frac{T_f}{T_s} - 1 \right) \right] \quad (2.37)$$

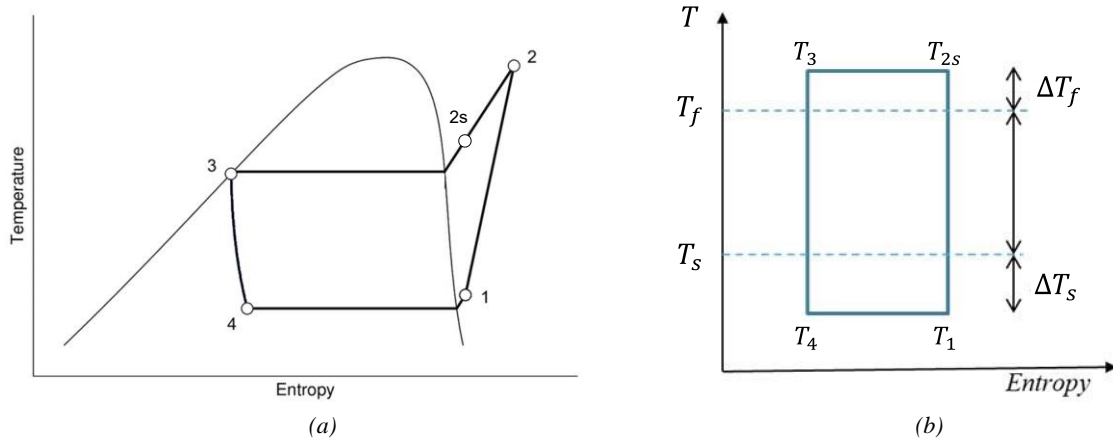


Figure 70 – Diagramme T-s du cycle thermodynamique réel d'une PAC (a) ; Diagramme T-s du cycle thermodynamique idéal d'une PAC (Rime et al., 2020)

La Figure 70a schématise les cycles thermodynamiques idéal et réel d'une PAC dans une diagramme T-s. Le fluide réfrigérant en sortie de l'évaporateur est saturé à la température  $T_1$ . En considérant toutes les hypothèses, la chaleur reçue à l'évaporateur par le fluide réfrigérant est :

$$q_s = T_1 \Delta s \quad (2.38)$$

avec  $\Delta s$  la différence d'entropie du fluide de travail au niveau de l'évaporateur. A l'entrée du compresseur, la température est celle du fluide réfrigérant saturé  $T_1$ . La température en sortie du compresseur est issue d'une supposée transformation isentropique  $T_{2s}$ . Le rendement isentropique du compresseur  $\eta_{Ks}$  permet de prendre en compte les dissipations et donc de ne pas considérer que la transformation est isentropique. La capacité thermique massique du fluide frigorigène  $c_p$  est la moyenne des capacités thermiques massiques entre l'entrée et la sortie du compresseur. Ainsi, le travail fourni au compresseur est le ratio de la chaleur de compression reçue par le fluide divisée par le rendement isentropique du compresseur pour intégrer les dissipations :

$$e = \frac{c_p(T_{2s} - T_1)}{\eta_{Ks}} = \frac{c_p T_1}{\eta_{Ks}} \left( \frac{T_{2s}}{T_1} - 1 \right) \quad (2.39)$$

Afin d'exprimer le rendement exergetique de la PAC uniquement en fonction des niveaux de température aux sources chaude et froide, la Figure 70b permet d'introduire les pincements chauds au condenseur  $\Delta T_f$  et à l'évaporateur  $\Delta T_s$ . La courbe bleue illustre l'évolution de la température du fluide frigorigène pour un cycle idéal. En considérant que  $T_{2s}$  est égal à la température de condensation du réfrigérant et  $T_1$  est égal à la température d'évaporation du réfrigérant, ces températures s'expriment en fonction des pincements avec :  $T_{2s} = T_f + \Delta T_f$  et  $T_1 = T_s - \Delta T_s$ . Le rapport  $q_s/e$  s'exprime alors :

$$\frac{q_s}{e} = \eta_{Ks} \cdot \Delta s / c_p \cdot \frac{1}{\left( \frac{T_f + \Delta T_f}{T_s - \Delta T_s} - 1 \right)} \quad (2.40)$$

La formule générique du rendement exergetique d'une PAC est obtenue :

$$\eta_{PAC} = 1 - \frac{T_a}{T_f} \left[ 1 - \eta_{Ks} \cdot \Delta s / c_p \cdot \frac{\frac{T_f}{T_s} - 1}{\frac{T_f}{T_s} + \frac{\Delta T_f}{T_s} - 1} \right] \quad (2.41)$$

Elle est fonction de la température de la source froide, du rendement isentropique du compresseur, des pincements à l'évaporateur et au condenseur, mais aussi du rapport  $\Delta s / c_p$  qui va varier selon le fluide frigorigène utilisé. A noter qu'avec ce modèle, les températures des sources chaude et froide sont constantes. Dans le cadre de la thèse et par soucis de cohérence avec le modèle de l'échangeur de chaleur, les variations de températures côté primaire et secondaire sont négligées. Les températures des sources chaude  $T_f$  et froide  $T_s$  sont respectivement la température de consigne constante ( $T_{ch}$  ou  $T_{ECS}$ ) et la température en entrée de la sous-station côté primaire constante pour chaque pas de temps.

### Modélisation thermique de la pompe à chaleur décentralisée

La Figure 71 résume le processus complet de modélisation thermique qui conduit au calcul des pertes exergetiques réelles générées par les pompes à chaleur décentralisées.

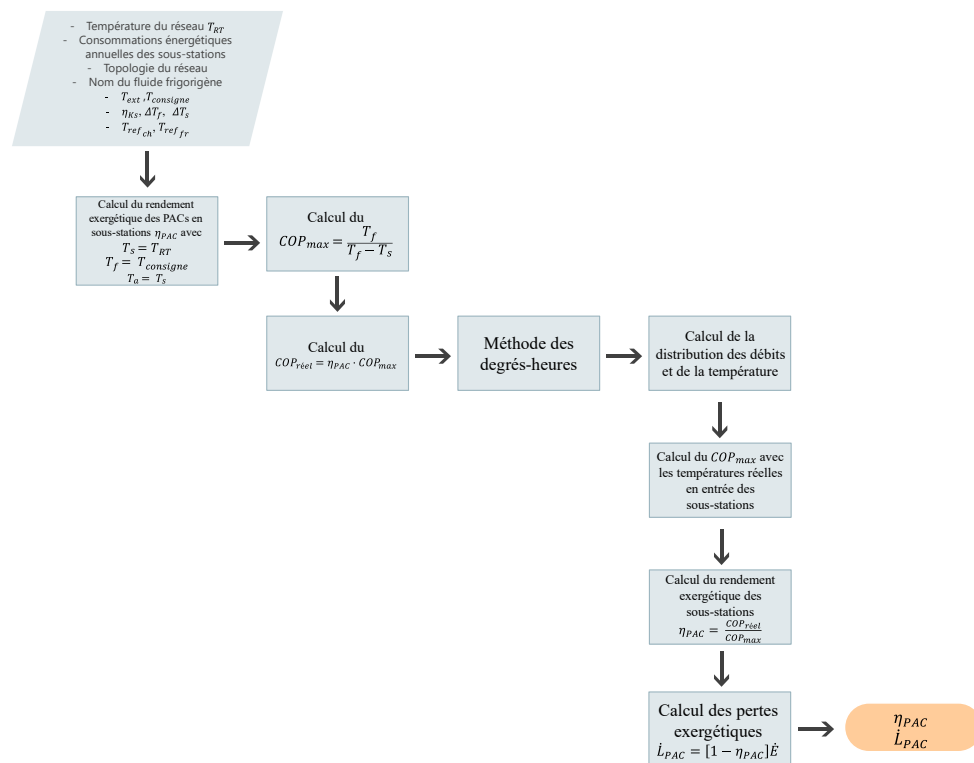


Figure 71 – Diagramme de principe de la modélisation thermique des pompes à chaleur décentralisées

L'énergie-chaleur fournie par le réseau primaire à la PAC  $\dot{Q}_s$  est calculée selon :

$$\dot{Q}_s = \left( 1 - \frac{1}{COP_{réel}} \right) \dot{Q}_f \quad (2.42)$$

avec  $\dot{Q}_f$  l'énergie-chaleur fournie par la PAC côté condenseur et  $COP_{réel}$  le coefficient de performance de la PAC. De cette équation sont déduits les débits véhiculés par le réseau en début de programme. Il

est donc nécessaire d'initialiser le coefficient de performance de la pompe à chaleur  $COP_{réel}$  pour chaque pas de temps afin de calculer  $\dot{Q}_s$  puis les débits. Pour ce faire, une première approche consiste à exprimer le rendement exergetique en fonction du  $COP_{réel}$  et de l'efficacité théorique de Carnot  $COP_{max}$  avec l'équation suivante :

$$\eta_{PAC} = \frac{COP_{réel}}{COP_{max}} \quad (2.43)$$

Ce ratio est aussi appelé « efficacité de second principe » dans la littérature (Pons, 2019). Néanmoins, pour un cycle de PAC, l'équation ci-dessus n'est valable que si la température de référence exergetique est égale à la température de la source froide. En effet, la définition usuelle du  $COP_{réel}$  qui permet de calculer la consommation électrique du compresseur est :

$$COP_{réel} = \frac{q_f}{e} \quad (2.44)$$

Le coefficient de performance de Carnot  $COP_{max}$  a pour expression :

$$COP_{max} = \frac{T_f}{T_f - T_s} \quad (2.45)$$

Ainsi, le ratio  $\frac{COP_{réel}}{COP_{max}}$  s'exprime :

$$\frac{COP_{réel}}{COP_{max}} = \frac{\left(1 - \frac{T_s}{T_f}\right) q_f}{e} \quad (2.46)$$

En reprenant l'équation (2.36), l'égalité de l'équation (2.43) implique que  $T_a = T_s$ :

$$\eta_{PAC} = \frac{\left(1 - \frac{T_a}{T_f}\right) q_f - \left(1 - \frac{T_a}{T_s}\right) q_s}{e} = \frac{\left(1 - \frac{T_s}{T_f}\right) q_f}{e} \quad (2.47)$$

Par ailleurs, à l'initialisation, les températures des sources chaude  $T_f$  et froide  $T_s$  sont respectivement la température de consigne (ECS ou chauffage) et la température du réseau au départ de la centrale  $T_{RT}$  car la distribution de température n'est pas connue en début de simulation. En résumé, le  $COP_{réel}$  et le  $COP_{max}$  sont initialisés en utilisant la formulation du rendement exergetique de l'équation (2.41) selon les hypothèses suivantes :

- la température de référence est exceptionnellement différente de la température ambiante. Elle est égale à la température de la source froide  $T_a = T_s$ . Cela est valable uniquement pour l'initialisation du  $COP_{réel}$  et du  $COP_{max}$ .
- la température de la source froide  $T_s$  est égale à la température du réseau  $T_{RT}$ .
- la température de la source chaude est égale à la température de consigne côté réseau secondaire ( $T_{ch}$  ou  $T_{ECS}$ ).
- dans le cadre de la thèse et pour toutes les applications, les valeurs de pincements à l'évaporateur et au condenseur sont respectivement de 5 et 8. Le rendement isentropique du compresseur est de 70 %. Le fluide réfrigérant est le R134a.

Ainsi, le  $COP_{réel}$  et le  $COP_{max}$  calculés à l'initialisation sont les mêmes pour toutes les PACs fournissant un même service (chauffage ou ECS). Le  $COP_{réel}$  reste le même jusqu'à la fin des

simulations. Le  $COP_{max}$  est recalculé en fin de simulation avec les températures réelles en entrée des sous-stations. Cette démarche permet d'initialiser le  $COP_{réel}$  pour calculer  $\dot{Q}_s$  puis la distribution des débits.

### Modélisation hydraulique de la pompe à chaleur décentralisée

Le débit d'eau requis côté réseau primaire a pour expression :

$$\dot{M}_s = \frac{\dot{Q}_s}{c_s \Delta T} = \frac{\left(1 - \frac{1}{COP_{réel}}\right) \dot{Q}_f}{c_s \Delta T} \quad (2.48)$$

avec  $\Delta T$  le différentiel de température en sous-station et  $c_s$  la capacité thermique massique du fluide côté primaire. Le différentiel de température est calculé avec l'équation (2.33) selon le même principe que précédemment. Le réseau secondaire n'étant pas considéré dans le cadre de la thèse, seules les pertes de charge côté réseau primaire sont modélisées. De même que pour l'échangeur de chaleur, elles sont comptabilisées comme des pertes de charge singulières selon le modèle suivant :

$$\Delta P_{PAC} = \frac{\dot{M}_s}{\dot{M}_{s\,nom}} \Delta P_{PAC\,nom} \quad (2.49)$$

avec  $\dot{M}_{s\,nom}$  le débit massique nominal requis à la PAC et  $\Delta P_{PAC\,nom}$  les pertes de charge calculées pour le débit nominal. Ces dernières sont fixées à  $\Delta P_{PAC\,nom} = 1 \text{ bar}$  comme justifié en Annexe C.

### Rendement exergetique réel et pertes exergetiques de la pompe à chaleur décentralisée

Une fois la distribution des débits connue, la distribution de température est déterminée selon les modèles présentés dans la prochaine section 2.6.1. Le rendement exergetique et les pertes exergetiques réels peuvent donc être calculés. Pour ce faire, le  $COP_{max} = \frac{T_f}{T_f - T_s}$  est recalculé pour chacune des sous-stations avec la température réelle en entrée de la sous-station  $T_s$ , et la température de consigne  $T_f$ .

Sachant que les débits sont calculés sur la base du  $COP_{réel}$  fixé à l'initialisation, il est nécessaire de le conserver pour garantir le respect du bilan énergétique. Ainsi, le rendement exergetique réel de chacune des PACs est calculé avec le nouveau  $COP_{max}$  :

$$\eta_{PAC} = \frac{COP_{réel}}{COP_{max}} \quad (2.50)$$

Cette méthodologie permet d'obtenir un rendement exergetique propre à chacune des PACs car il dépend de la température en entrée de celle-ci côté primaire. Les pertes exergetiques sont déduites :

$$\dot{L}_{PAC} = [1 - \eta_{PAC}] \dot{E} \quad (2.51)$$

avec  $\dot{E} = \frac{\dot{Q}_f}{COP_{réel}}$  la consommation électrique de la pompe à chaleur décentralisée.

Enfin, pour garantir le bon fonctionnement des pompes à chaleur, celles-ci ne fonctionnent que si le différentiel de température entre la source froide  $T_s$  et la source chaude  $T_f$  est de  $10^\circ\text{C}$ . Lorsque ce n'est pas le cas, la température fournie par les PACs côté secondaire est supérieure à la consigne pour garantir

cet écart de température minimal de  $10^{\circ}\text{C}$  entre les sources chaude et froide. Ce point sera explicité dans les Chapitres 3 et 4 avec des exemples.

Cette partie a permis de développer les modèles exergetiques des systèmes thermodynamiques en sous-stations à savoir les pompes à chaleur et les échangeurs de chaleur. Par la suite, les formulations des pertes exergetiques générées par les composants du réseau de distribution sont développées.

## 2.6 Modélisation exergetique du réseau de distribution

Les modèles exergetiques des conduites de distribution, des pompes de circulation et des mélanges de flux sur le réseau de distribution sont présentés dans cette section. Ils sont modélisés en développant une expression explicite des pertes exergetiques internes.

### 2.6.1 Pertes exergetiques internes des conduites de distribution

Deux approches ont été développées pour modéliser les conduites du réseau de distribution sur la base exergetique. L'approche discrète tient compte de la topologie réelle du réseau en déterminant les diamètres optimaux de chacune des conduites. L'approche agrégée, de type boîte noire, ne tient pas compte de la topologie du réseau et considère un diamètre unique sur tout le réseau. La démonstration à suivre montre que l'approche agrégée simplifie la méthodologie et permet d'obtenir des résultats similaires à l'approche discrète. Ainsi, cette approche simplifiée démocratise l'usage du concept exergetique auprès des exploitants de réseau et/ou bureaux d'étude pour le dimensionnement optimal du réseau de distribution.

#### Approche agrégée

Dans cette première approche nommée « approche agrégée », le réseau thermique est composé de trois entités illustrées dans la Figure 72 : la centrale de production, le réseau de distribution en contact avec son environnement de référence (frontière rouge en pointillée) et une sous-station. Cette sous-station correspond à un agrégat des consommateurs du réseau à qui la puissance totale appelée  $\dot{Q}_{tot}$  est fournie. Le système étudié est le réseau de distribution. Il s'agit d'un système ouvert en régime stationnaire sans échange de travail ( $\dot{E} = 0$ ) et avec échange de chaleur entre une source froide (centrale de production) et une source chaude (agrégat de consommateurs). La frontière du système comprend le réseau de distribution et le milieu ambiant. La température de référence exergetique  $T_a$  est égale à la température ambiante. Ainsi, le système est à l'équilibre : l'exergie chaleur reçue et/ou fournie par le système au milieu ambiant est nulle ( $\dot{E}_q = 0$ ).

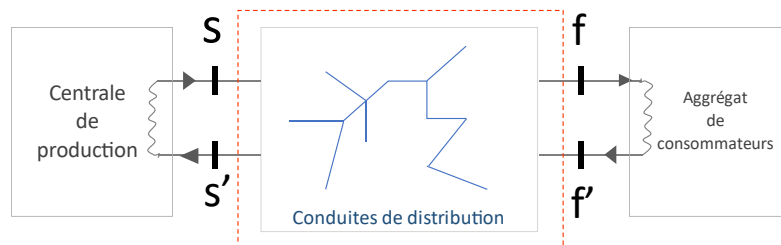


Figure 72 – Schéma de principe du système étudié pour calculer les pertes exergetiques internes générées par les conduites de distribution selon l'approche agrégée ( $s$  : supply,  $f$  : final)



Avec ces hypothèses, le bilan exergetique devient une égalité entre les pertes exergetiques internes générées par le système  $\dot{L}$  et la différence entre l'exergie massique reçue  $\dot{E}_{y,s}$  et fournie  $\dot{E}_{y,f}$  par le système :

$$\dot{L} = \dot{E}_{y,s} - \dot{E}_{y,f} \quad (2.52)$$

Le régime étant stationnaire, le débit massique  $\dot{M}$  est constant pour chaque pas de temps. Les exergies massique reçues et fournies ont pour expression :

$$\dot{E}_{y,s} = \dot{M} (\Delta h_s - T_a \Delta s_s) \quad (2.53)$$

$$\dot{E}_{y,f} = \dot{M} (\Delta h_f - T_a \Delta s_f) \quad (2.54)$$

avec  $\Delta h_s = h_s - h_{s'}$ ,  $\Delta h_f = h_f - h_{f'}$ ,  $\Delta s_s = s_s - s_{s'}$  et  $\Delta s_f = s_f - s_{f'}$ .

Pour les fluides réels, les variations d'enthalpie et d'entropie s'expriment telles que (Borel et Favrat, 2005):

$$dh = c_p dT + (1 - \beta_p) v dP \quad (2.55)$$

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - \beta_p \frac{v}{T} dP \quad (2.56)$$

Le facteur de dilatation isobare  $\beta_p$  est défini tel que :

$$\beta_p = \frac{T}{v} \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \quad (2.57)$$

Dans le cadre de ce travail, des fluides réels liquides sont considérés. Ainsi, le facteur de dilatation isobare est quasiment nul car la dilatation d'un liquide est négligeable lorsqu'on le chauffe à pression constante  $\beta_p \cong 0$ . Le volume massique  $v$  est constant. Par ailleurs, la chaleur spécifique isobare  $c_p$  est constante et proche de la chaleur spécifique isochore  $c_v$ . La capacité thermique massique (ou chaleur spécifique)  $c$  est introduite :

$$c_p \cong c_v \cong c \quad (2.58)$$

Pour les fluides réels liquides, les variations d'enthalpie et d'entropie se simplifient donc telles que (Borel et Favrat, 2005):

$$dh = c dT + v dP \quad (2.59)$$

$$ds = c \frac{dT}{T} \quad (2.60)$$

La principale contribution de ce travail est de ne pas négliger les pertes de charge. Avec les hypothèses précédentes, l'intégration des variations d'enthalpies donne les égalités suivantes :

$$\Delta h_s = \int_{s'}^s dh = c(T_s - T_{s'}) + v(P_s - P_{s'}) \quad (2.61)$$

$$\Delta h_f = \int_{f'}^f dh = c(T_f - T_{f'}) + v(P_f - P_{f'}) \quad (2.62)$$

L'intégration des variations d'entropie donne :

$$\Delta s_s = \int_{s'}^s ds = c \ln \frac{T_s}{T_{s'}} \quad (2.63)$$

$$\Delta s_f = \int_{f'}^f ds = c \ln \frac{T_f}{T_{f'}} \quad (2.64)$$

Les pertes de charge et différentiels de température sur les conduites aller ( $s/f$ ) et retour ( $f'/s'$ ) sont définies telles que :

$$\Delta P_s = P_s - P_f \quad (2.65)$$

$$\Delta P_f = P_{f'} - P_{s'} \quad (2.66)$$

$$\Delta T_s = T_s - T_f \quad (2.67)$$

$$\Delta T_f = T_{f'} - T_{s'} \quad (2.68)$$

L'équation (2.52) devient :

$$\dot{L} = \dot{M} \left[ v(\Delta P_s + \Delta P_f) + c(\Delta T_s + \Delta T_f) - T_a c \ln \left( \frac{T_{f'} T_s}{T_f T_{s'}} \right) \right] \quad (2.69)$$

En posant  $\Delta P_{tot} = \Delta P_s + \Delta P_f$  et  $\Delta T_{tot} = \Delta T_s + \Delta T_f$  respectivement les pertes de charge totales et le différentiel de température total du réseau, l'équation suivante est obtenue :

$$\dot{L} = \underbrace{\dot{M} c \left[ \Delta T_{tot} - T_a \ln \left( \frac{T_{f'} T_s}{T_f T_{s'}} \right) \right]}_{\text{Pertes exergetiques thermiques}} + \underbrace{\dot{M} v \Delta P_{tot}}_{\text{Pertes exergetiques par dissipation visqueuse}} \quad (2.70)$$

Cette formulation générique donne une équation explicite pour optimiser les paramètres géométriques et thermiques du réseau. Elle est fonction des températures au niveau des consommateurs et de la centrale de production, des pertes de charges sur l'intégralité du réseau  $\Delta P_{tot}$  ainsi que des pertes thermiques totales du réseau  $\dot{M} c \Delta T_{tot}$ . Deux contributions peuvent être distinguées : les pertes exergetiques internes thermiques (liées aux échanges thermiques) et les pertes exergetiques internes visqueuses (liées aux frottements visqueux).

### Approche discrète

Avec le système de la Figure 72, l'approche agrégée est de type boîte noire : le réseau de distribution est considéré comme un système ouvert, sans échange d'énergie travail mais échangeant de la chaleur avec une source froide (centrale de production) et une source chaude (consommateurs). Les pertes exergetiques sont calculées indépendamment de la topologie du réseau, avec des valeurs moyennes ou globales (longueur totale, débit nominal de sortie de centrale, puissance nominale du réseau...). La sous-station de la Figure 72 correspond à un agrégat des consommateurs du réseau à qui la puissance totale appelée  $\dot{Q}_{tot}$  est fournie.

Afin de déterminer une formulation générique des pertes exergetiques applicable sur tout type de réseau, le système de la Figure 73 délimité par les pointillés est considéré. Il est nommé « segment ».

Un segment est défini comme la combinaison de conduites aller et retour véhiculant le même débit. La frontière choisie est à l'extérieur du système, où la température correspond à la température ambiante  $T_a$ , comme pour l'approche agrégée.

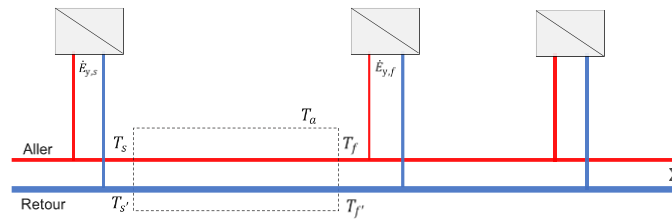


Figure 73 - Schéma de principe du système étudié pour calculer les pertes exergetiques internes générées par les conduites de distribution selon l'approche discrète

Dans ces conditions, l'équation (2.70) reste valable et applicable sur l'ensemble des segments du réseau. Cette approche est plus précise car les valeurs ne sont pas moyennées et la topologie réelle du réseau est considérée. Elle est néanmoins plus lourde car les pertes sont évaluées sur chacun des segments. Pour distinguer les deux approches, on appelle « approche agrégée » la méthode illustrée par la Figure 72 et « approche discrète » celle schématisée en Figure 73. Les modèles thermiques et hydrauliques des conduites utilisés dans ce travail sont présentés dans la suite. Il convient de noter que l'équation (2.70) reste valable en utilisant des modèles de calcul des pertes de charge et des températures différents de ceux présentés ci-après.

### Modélisation thermique des conduites de distribution

La température de sortie d'une conduite  $T_{out}$  est fonction de la température ambiante  $T_a$  et de la température en entrée de la conduite  $T_{in}$ . Selon la loi de refroidissement de Newton (Lienhard IV et Lienhard V, 2019), en régime stationnaire, en négligeant le gradient de température sur une section donnée de la conduite et en considérant, la température d'entrée  $T_{in}$ , la capacité thermique massique  $c$  et la densité de l'eau constantes, la température en sortie de conduite a pour expression :

$$T_{out} = T_a + (T_{in} - T_a) e^{-\tau} \quad (2.71)$$

$$\tau = \frac{U l D_i \pi}{\dot{M} c} \quad (2.72)$$

avec  $U$  le coefficient transfert global,  $l$  la longueur du segment,  $D_i$  le diamètre interne du segment,  $\dot{M}$  le débit massique véhiculé par le segment.  $T_a$  est aussi la température de référence exergetique pour l'intégralité des systèmes étudiés.

Du fait de la température de référence, le coefficient de transfert global  $U$  intègre tous les milieux exerçant une résistance thermique entre le fluide caloporteur et le milieu ambiant. Ainsi, il est composé des termes de résistance de convection forcée interne  $R_i$ , de conduction de la conduite  $R_p$ , d'isolation  $R_{iso}$  et éventuellement d'un milieu de contact différent de l'environnement de référence  $R_e$  (sol, eau...). La Figure 74 schématise le système considéré. Les hypothèses suivantes sont utilisées pour exprimer le coefficient d'échange thermique global :

- la température du sol à l'interface avec l'environnement est égale à la température ambiante (pas de terme de convection externe).
- les variations de température sont unidimensionnelles, le gradient de température sur la section transversale est négligé.
- la densité et la capacité thermique massique du fluide sont constantes.

- le régime est stationnaire.

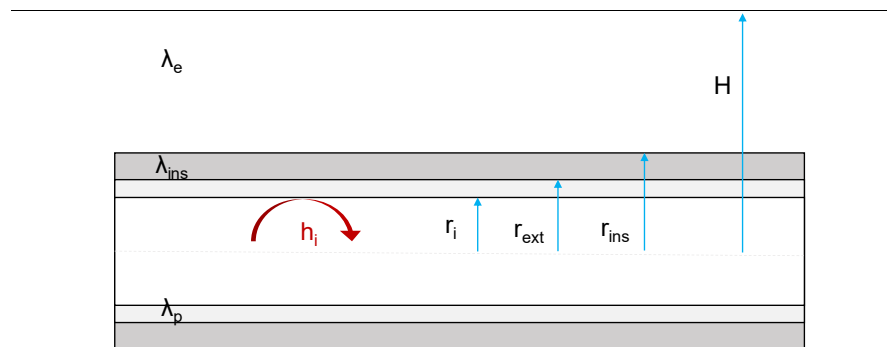


Figure 74 – Schéma en coupe d'une conduite enterrée

Les résistances thermiques s'expriment telles que :

$$R_i = \frac{1}{h_i} \quad R_p = \frac{r_i \ln\left(\frac{r_p}{r_i}\right)}{\lambda_p} \quad R_{iso} = \frac{r_i \ln\left(\frac{r_{iso}}{r_p}\right)}{\lambda_{iso}} \quad R_e = \frac{r_i \ln\left(\frac{2H}{r_{iso}}\right)}{\lambda_e}$$

Les rayons sont fonction des épaisseurs et du diamètre interne selon les équations :

$$r_i = \frac{D_i}{2} \quad r_p = r_i + e_p \quad r_{iso} = r_p + e_{iso}$$

avec  $e_p$  l'épaisseur de la conduite et  $e_{iso}$  l'épaisseur de l'isolation,  $r_i$  le rayon interne de la conduite,  $r_p$  le rayon externe de la conduite,  $r_{iso}$  le rayon de la conduite avec l'isolation. Pour déterminer l'épaisseur de l'isolation  $e_{iso}$ , une interpolation linéaire en fonction du diamètre de la conduite est réalisée sur la base de données constructeur fournies par SCDC ENGIE Solutions. Les relations sont présentées en Figure 75 pour des isolants ayant une conductivité thermique de  $0,03 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ,  $0,04 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ,  $0,05 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  et  $0,06 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ .

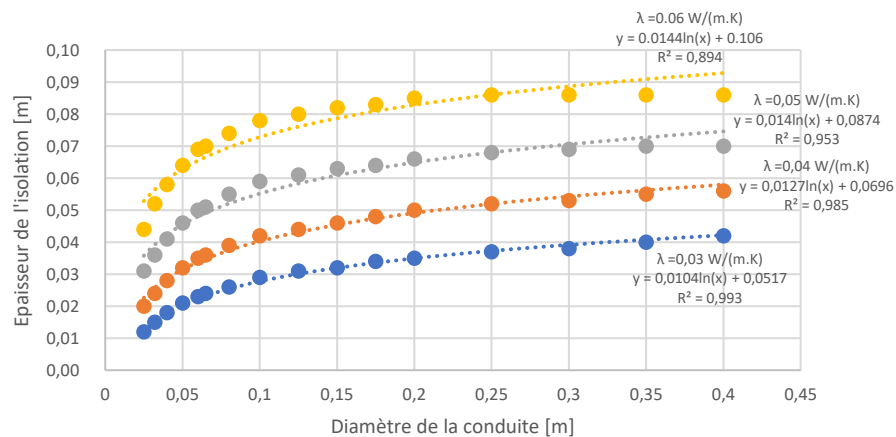


Figure 75 - Interpolation linéaire de l'épaisseur de l'isolation en fonction du diamètre interne de la conduite selon les données constructeurs fournies par SCDC ENGIE Solutions

Dans le cas des réseaux thermiques basse température, les relations précédentes soulèvent toutefois une nouvelle problématique. Les prochains chapitres montrent que plus la température du réseau est faible, plus les diamètres des conduites sont grands. Ainsi, avec les équations précédentes, plus la température est faible, plus les épaisseurs de l'isolation sont importantes. Ces résultats entrent en

contradiction avec le fait que plus les niveaux de température sont faibles, moins les pertes thermiques sont importantes. Les épaisseurs d'isolation devraient donc diminuer avec le niveau de température. Pour répondre à cette problématique, il est nécessaire d'exprimer l'épaisseur de l'isolation non seulement en fonction du diamètre mais aussi en fonction de la température du réseau. Il s'agit d'une perspective qui ne sera pas abordée dans le cadre de la thèse.

L'équation (2.73) est utilisée pour une conductivité thermique de  $\lambda = 0,03 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  car le coefficient de détermination  $R^2$  est le plus grand (0,993) et qu'il s'agit du meilleur isolant.

$$e_i = 0,0104 \ln(D_i) + 0,0517 \quad (2.73)$$

Celle-ci doit être positive ce qui conduit à  $e_i > 0$  et  $D_i > 6,9 \text{ mm}$ . D'après la Figure 76, l'isolant se rapproche du polyisocyanurate (ou PIR). Il s'agit de mousse rigide de polyuréthane (Swisspor, 2014).

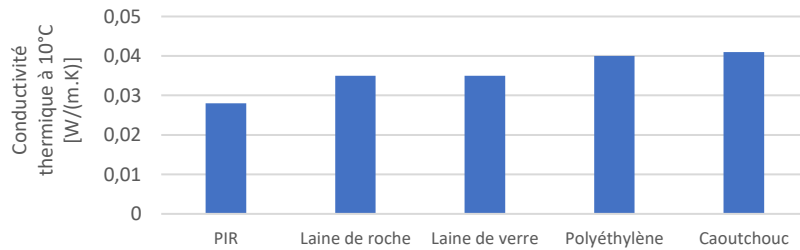


Figure 76 - Comparaison de la conductivité thermique de matériaux isolants à 10°C (Swisspor, 2014)

Pour calculer la résistance de convection interne  $R_i$ , il est nécessaire de déterminer le coefficient d'échange convectif interne  $h_i$ . Il est déduit de l'expression suivante :

$$Nu = \frac{h_i D_h}{\lambda_w} \quad (2.74)$$

avec  $D_h = D_i$  le diamètre hydraulique,  $\lambda_w$  la conductivité thermique de l'eau et  $Nu$  le nombre de Nusselt. Les propriétés thermo-hydrauliques de l'eau (capacité thermique massique, masse volumique, viscosité cinématique, conductivité thermique) sont calculées à l'aide de CoolProp avec la température de départ de centrale et en se plaçant sur la courbe de saturation liquide de l'eau (Bell et al., 2010, 2014).

Dans ces conditions, le nombre de Nusselt est calculé à partir de la corrélation de Gnielinski (Bergman et al., 2020; Gnielinski, 1976):

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (2.75)$$

avec  $0,5 \leq Pr \leq 2000$  et  $3000 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$ .

Le nombre de Prandtl  $Pr$  caractérise les propriétés physiques du fluide. Il s'exprime tel que :

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda_w} \quad (2.76)$$

Pour caractériser l'écoulement, le nombre de Reynolds  $Re$  est calculé avec :

$$Re = \frac{\rho \theta D_h}{\mu} \quad (2.77)$$

Enfin, la corrélation de Goudar-Sonnad est utilisée pour le calcul du coefficient de pertes de charge de Darcy  $f$  (Churchill, 1977; Goudar et Sonnad, 2008). Elle est explicitée dans la partie suivante. Ainsi, le coefficient de transfert global est obtenu avec :

$$U = \frac{1}{R_i + R_p + R_{iso} + R_e} \quad (2.78)$$

Ce processus permet de calculer les pertes thermiques en fonction de la température moyenne du segment  $T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$  et la température du milieu ambiant  $T_a$  :

$$\dot{Q}_l = \pi D_i l U (T_m - T_a) \quad (2.79)$$

Les pertes de charges sont calculées à l'aide du modèle hydraulique présenté ci-dessous.

### Modélisation hydraulique des conduites de distribution

Pour calculer les pertes de charge du réseau, il est nécessaire de déterminer la distribution des débits, c'est-à-dire les débits véhiculés par chaque segment à chaque pas de temps. Pour ce faire, le logiciel ADVENS est utilisé (Adihou et al., 2020b; Barre, 2021; Kane, 2021; Kane et Rolle, 2020). La Figure 77 permet d'illustrer le principe de calcul de la distribution des débits.

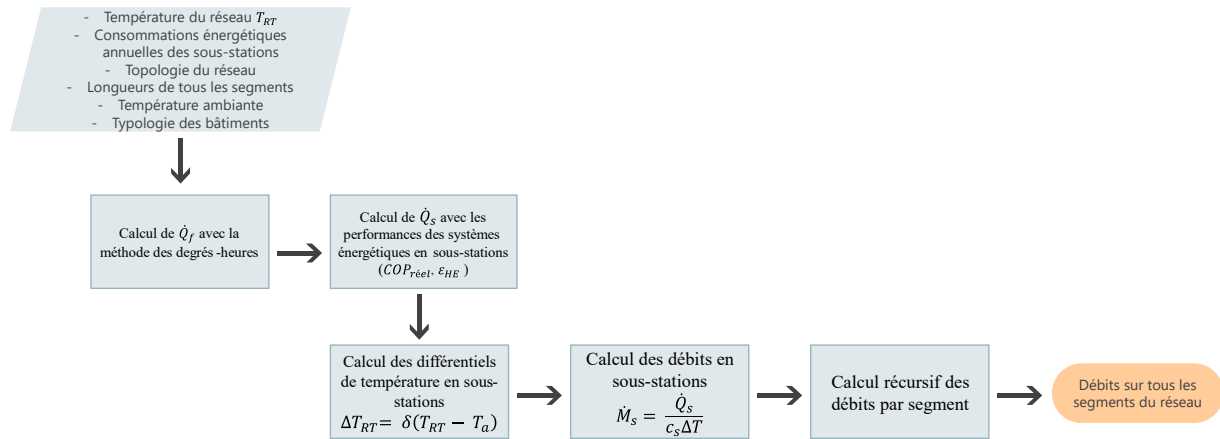


Figure 77 - Diagramme de calcul de la distribution des débits

Dans un premier temps, la demande de puissance du bâtiment  $\dot{Q}_f$  est obtenue avec la méthode des degrés-heures. Puis, la puissance fournie par le réseau à la sous-station  $\dot{Q}_s$  (représentée en Figure 67) est calculée selon les performances du système énergétique en sous-station (rendement énergétique de l'échangeur ou COP de la PAC, présentés en section 2.5). Ensuite, l'équation (2.33) permet de calculer le différentiel de température en sous-station  $\Delta T$  puis le débit requis est déduit à chaque pas de temps avec l'expression  $\dot{M}_s = \frac{\dot{Q}_s}{c_s \Delta T}$ . Après obtention des débits requis en sous-stations et en prenant l'exemple du réseau en Figure 78, les débits de chaque segment sont obtenus selon le processus itératif suivant :

- $\dot{M}_D = \dot{M}_3$
- $\dot{M}_C = \dot{M}_2$
- $\dot{M}_B = \dot{M}_C + \dot{M}_D$
- $\dot{M}_A = \dot{M}_1 + \dot{M}_B$
- $\dot{M}_{centrale} = \dot{M}_A = \dot{M}_1 + \dot{M}_2 + \dot{M}_3$

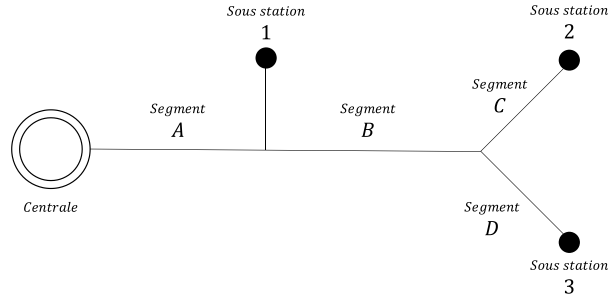


Figure 78 – Illustration du calcul de la distribution des débits avec l'exemple d'un réseau fictif

Une fois les débits connus sur chaque segment, les pertes de charge totales du réseau sont calculées en faisant la somme des pertes de charge linéaires  $\Delta P_{lin}$  et singulières  $\Delta P_{sin}$ . Les pertes de charge linéaires sont calculées selon le modèle de Darcy-Weisbach (Churchill, 1977) :

$$\Delta P_{lin} = \frac{8fl\rho\dot{V}^2}{D_i^5\pi^2} \quad (2.80)$$

avec  $\dot{V}$  le débit volumique. La corrélation de Goudar-Sonnad est utilisée pour le calcul du coefficient de pertes de charge de Darcy  $f$  (Churchill, 1977; Goudar et Sonnad, 2008):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = a \left[ \ln \left( \frac{d}{q} \right) + \delta_{LA} \right] \quad (2.81)$$

$$\begin{aligned} \text{avec: } a &= \frac{2}{\ln(10)} \quad ; \quad b = \frac{\frac{k}{D_i}}{3,7} \quad ; \quad d = \frac{\ln(10)Re}{5,02} \\ s &= bd + \ln(d) \quad ; \quad q = s^{\frac{s}{s+1}} \\ g &= bd + \ln\left(\frac{d}{q}\right) \quad ; \quad z = \ln\left(\frac{q}{g}\right) \quad ; \quad \delta_{LA} = z \frac{g}{g+1} \end{aligned}$$

Les pertes de charge singulières  $\Delta P_{sin}$  sont la somme de toutes les dissipations générées par les singularités du réseau. Dans le cadre de l'étude, trois types de singularités sont considérées : les coudes, les vannes et les bifurcations de flux sur le réseau appelés Tés (Kane et Rolle, 2020). Elles ont pour expression :

$$\Delta P_{sin} = \sum_k \frac{8\rho\dot{V}_k^2}{D_{ik}^4\pi^2} \xi_k \quad (2.82)$$

avec  $\xi$  le coefficient de pertes de charge singulières. Les valeurs de coefficients de pertes de charge singulières sont listées dans le Tableau 13 (Bonnin et al., 2016; Kane, 2021).

| $\xi_{Tés}$ | $\xi_{Coude}$ | $\xi_{Vanne}$ |
|-------------|---------------|---------------|
| 0,8         | 0,5           | 0,15          |

Tableau 13 – Coefficients de pertes de charge singulières

Le coefficient de pertes de charge singulières  $\xi_{Tés}$  tient compte des Tés sur le réseau de distribution en dehors de ceux en sortie des sous-stations. En effet, au niveau des Tés en sortie de sous-stations, des mélanges de flux à des niveaux de température différents s'opèrent. Pour quantifier les pertes exergetiques générées par ces mélanges, une formulation explicite est développée dans la prochaine

section. Ainsi, dans le cadre de la thèse, les mélanges de flux ne sont considérés qu'en sortie des sous-stations. Par ailleurs, le calcul des pertes de charge singulières au sein des systèmes décentralisés (PACs et/ou échangeurs de chaleur décentralisés) a été présenté en section 2.5.1 et 2.5.2 avec les équations (2.34) et (2.49).

## 2.6.2 Pertes exergetiques internes par mélange de flux

Sur la conduite de retour, des flux à des niveaux de température différents se mélangent en sortie des sous-stations. Ce phénomène est source de pertes exergetiques internes par dévalorisation de chaleur qu'il convient de limiter en optimisant la température du réseau. En effet, plus les températures en sortie des sous-stations se rapprochent de la température de la conduite de retour, moins ces pertes par dévalorisation seront importantes sur le réseau de distribution.

Pour quantifier les pertes exergetiques internes par dévalorisation de chaleur générées par le mélange de flux à des températures différentes, le système de la Figure 79 est étudié. Les hypothèses du modèle sont les suivantes :

- le régime est stationnaire.
- il n'y a pas d'échanges de travail.
- la frontière choisie est à l'extérieur du système, où la température est égale à la température ambiante  $T_a$ . Ainsi, l'exergie reçue par le système depuis l'extérieur est nulle ( $\dot{E}_q = 0$ ).
- sur la Figure 79, le flux chaud est 2-2' avec  $T_2 > T_{2'}$  et le flux froid est 3-3' avec  $T_3 < T_{3'}$ .

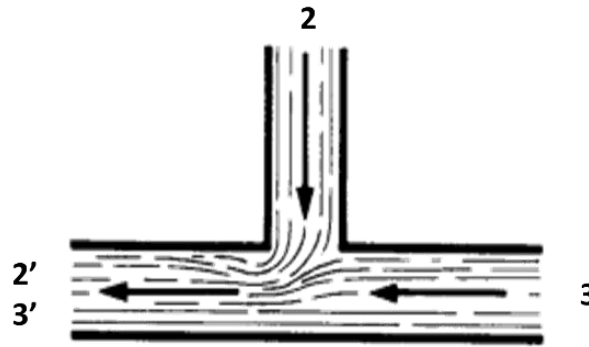


Figure 79 - Schéma d'un Tés avec mélange de deux flux thermiques 2-2' et 3-3'

En considérant qu'il y a conservation du débit sur une ligne de courant 2-2' et 3-3', les pertes exergetiques générées par le mélange de flux s'expriment telles que :

$$\dot{L}_{mix} = \dot{E}_{y,2-2'} - \dot{E}_{y,3'-3} \quad (2.83)$$

avec  $\dot{E}_{y,2-2'} > 0$  l'exergie massique fournie par le fluide chaud et  $\dot{E}_{y,3'-3} > 0$  l'exergie reçue par le fluide froid. Pour les fluides réels liquides, les variations d'enthalpie et d'entropie s'expriment telles que (Borel et Favrat, 2005) :

$$dh = c dT + v dP \quad (2.84)$$

$$ds = c \frac{dT}{T} \quad (2.85)$$

Ainsi :

$$\dot{E}_{y,2-2'} = \dot{M}_2 \left[ c(T_2 - T_{2'}) + v(P_2 - P_{2'}) - T_a c \ln \left( \frac{T_2}{T_{2'}} \right) \right] \quad (2.86)$$



$$\dot{E}_{y,3'-3} = \dot{M}_3 \left[ c(T_{3'} - T_3) + v(P_{3'} - P_3) - T_a c \ln \left( \frac{T_{3'}}{T_3} \right) \right] \quad (2.87)$$

L'expression (2.83) devient :

$$\dot{L}_{mix} = \dot{M}_2 \left[ c(T_2 - T_{2'}) + v(P_2 - P_{2'}) - T_a c \ln \left( \frac{T_2}{T_{2'}} \right) \right] - \dot{M}_3 \left[ c(T_{3'} - T_3) + v(P_{3'} - P_3) - T_a c \ln \left( \frac{T_{3'}}{T_3} \right) \right] \quad (2.88)$$

L'équation ci-dessus est générale. Sans tenir compte des différences de pression et en supposant que l'énergie chaleur cédée par le fluide chaud est égale à l'énergie chaleur reçue par le fluide froid, l'égalité suivante est obtenue :  $\dot{M}_2 c(T_2 - T_{2'}) = \dot{M}_3 c(T_{3'} - T_3)$ . Avec ces hypothèses, la température d'équilibre de fin de mélange s'exprime telle que :

$$T_{mix} = T_{2'} = T_{3'} = \frac{T_2 \dot{M}_2 + T_3 \dot{M}_3}{\dot{M}_2 + \dot{M}_3} \quad (2.89)$$

Cette définition de la température de mélange permet de simplifier l'équation (2.88) :

$$\dot{L}_{mix} = \dot{M}_2 \left[ v(P_2 - P_{2'}) - T_a c \ln \left( \frac{T_2}{T_{2'}} \right) \right] - \dot{M}_3 \left[ v(P_{3'} - P_3) - T_a c \ln \left( \frac{T_{3'}}{T_3} \right) \right] \quad (2.90)$$

La partie suivante présente le modèle de calcul des pertes de charge au niveau des Tés.

### Modélisation hydraulique des Tés

Les pertes de charge aux Tés sont des pertes de charge singulières. Elles s'expriment telles que :

$$\Delta P_{sin,i} = \frac{8\rho \dot{V}^2 \xi_i}{D_i^4 \pi^2} \quad (2.91)$$

avec  $D_i$  le diamètre interne de la conduite principale,  $\dot{V}$  le débit volumique total de la conduite principale. Le coefficient de pertes de charge singulières  $\xi$  prend des valeurs différentes selon le rapport  $\frac{\dot{M}_2}{\dot{M}_2 + \dot{M}_3}$  (Saint-Gobain PAM, 1989):

| $\frac{\dot{M}_2}{\dot{M}_2 + \dot{M}_3}$ | 0     | 0,2   | 0,4  | 0,6  | 0,8  | 1    |
|---|-------|-------|------|------|------|------|
| $\xi_3$                                   | 0,04  | 0,17  | 0,30 | 0,41 | 0,51 | 0,60 |
| $\xi_2$                                   | -1,12 | -0,40 | 0,08 | 0,47 | 0,72 | 0,91 |

Tableau 14 - Coefficients de pertes de charge singulières lors d'un mélange de flux (Saint-Gobain PAM, 1989)

Ainsi selon les flux, les pertes de charge s'expriment telles que :

$$(P_2 - P_{2'}) = \frac{8(\dot{M}_2 + \dot{M}_3)^2 \xi_2}{\rho D_i^4 \pi^2} \quad (2.92)$$

$$(P_3 - P_{3'}) = \frac{8(\dot{M}_2 + \dot{M}_3)^2 \xi_3}{\rho D_i^4 \pi^2} \quad (2.93)$$

### 2.6.3 Pertes exergetiques internes des pompes de circulation

Le système considéré pour le calcul des pertes exergetiques générées par les pompes de circulation est représenté dans la Figure 80.

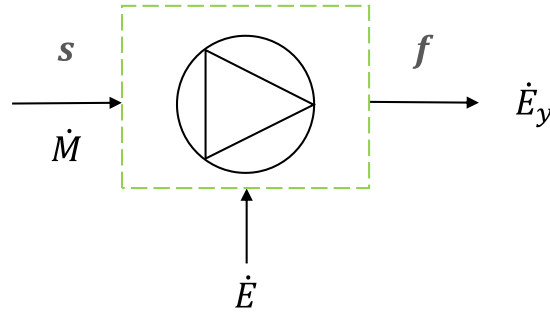


Figure 80 - Schéma du système de pompe de circulation

Les hypothèses du modèle de calcul des pertes exergetiques générées par les pompes de circulation sont les suivantes :

- l'échange est adiabatique non réversible. Pour tenir compte de la non-réversibilité on introduit le rendement isentropique de la pompe  $\eta_p$ .
- $T_f > T_s$  dû à l'apport d'énergie travail lors de la transformation adiabatique.

Ainsi, les pertes exergetiques s'expriment telles que :

$$\dot{L}_p = \dot{E} - \dot{E}_y \quad (2.94)$$

avec  $\dot{E} > 0$  la consommation électrique des pompes de circulation et  $\dot{E}_y > 0$  le bilan d'exergie-transformation reçue par le fluide (Poljak et al., 2018).

Le bilan de l'exergie-transformation reçue par le fluide s'exprime telle que :

$$\dot{E}_y = \dot{M} \left[ c(T_f - T_s) + v(P_f - P_s) - T_a c \ln \left( \frac{T_f}{T_s} \right) \right] \quad (2.95)$$

avec  $\dot{M}$  le débit total du réseau.

Les pertes de charge totales à combler pour fournir la pression critique du réseau sont introduites :  $\Delta P_{tot} = P_f - P_s > 0$ . Il ne s'agit pas des pertes de charge générées par toutes les unités du réseau mais des pertes de charge totales sur le chemin du réseau le plus défavorable, c'est-à-dire celui générant le plus de pertes de charge. Les pertes exergetiques deviennent :

$$\dot{L}_p = \dot{E} - \dot{M} \left[ c(T_f - T_s) + v\Delta P_{tot} - T_a c \ln \left( \frac{T_f}{T_s} \right) \right] \quad (2.96)$$

En considérant le volume massique de l'eau constant, la consommation électrique des pompes de circulation a pour expression :  $\dot{E} = \frac{\dot{M}v\Delta P_{tot}}{\eta_p}$  (Chatelan, 2014; Henchoz et al., 2016). En négligeant les variations de température entre l'entrée et la sortie, l'expression simplifiée donne :

$$\dot{L}_p = \dot{M}v\Delta P_{tot} \left( \frac{1}{\eta_p} - 1 \right) \quad (2.97)$$

Les formulations développées dans cette section permettent de quantifier les pertes exergetiques internes générées par le réseau de distribution. Elles sont dues à trois composants (conduites de

distribution, mélange de flux, pompes de circulation) et comprennent les contributions thermiques et visqueuses. Cela permet d'identifier clairement leurs origines, de justifier l'éventuelle négligence de certains termes et de dimensionner chaque composant avec une fonction objectif exergetique. La dernière entité à modéliser est la centrale de production du réseau. Sa superstructure est composée d'une pompe à chaleur centralisée et d'un échangeur de chaleur centralisé. La configuration de la centrale dépend directement des sources d'énergie qui l'alimente. La prochaine section vise donc à modéliser les sources d'énergie sur la base exergetique.

## 2.7 Modélisation exergetique des sources d'énergie

Les expressions des flux d'exergie consommés par le réseau dépendent des sources énergétiques considérées. Deux types de sources thermiques sont à distinguer : les sources basse température (géothermie, eau du lac, ...) et les sources haute température (chaudière gaz, biomasse, unité de valorisation des déchets...). Les sources de production d'électricité ne sont pas considérées dans le cadre de la thèse.

### 2.7.1 Sources basse température

Pour les sources dont la température est plus faible que celle du réseau étudié (géothermie, lac, chaleur fatale de température inférieure au réseau...), une pompe à chaleur centralisée est installée en centrale, comme l'illustre la Figure 81. L'exergie-chaleur est supposée fournie par ces sources à température constante.

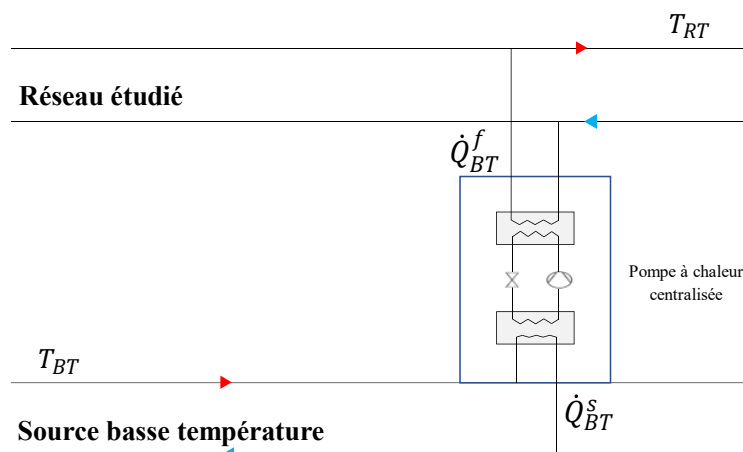


Figure 81 - Pompe à chaleur centralisée

En considérant que la source basse température fournit l'exergie-chaleur  $\dot{E}_{q_{BT}}$  à l'évaporateur à température constante  $T_{BT}$  :

$$\dot{E}_{q_{BT}} = \left(1 - \frac{T_a}{T_{BT}}\right) \dot{Q}_{BT}^s \quad (2.98)$$

avec  $\dot{Q}_{BT}^s = \left(1 - \frac{1}{COP_{réel}}\right) \dot{Q}_{BT}^f$ .

La même procédure de calcul détaillée en section 2.5.2 permet de calculer le  $COP_{réel}$ . La différence par rapport aux pompes à chaleur décentralisée est que le  $COP_{max}$  n'est pas recalculé car la température de la source basse température et la température de départ côté réseau restent constantes.

En résumé, le  $COP_{réel}$  et le  $COP_{max}$  sont calculés en utilisant la formulation du rendement exergetique de l'équation (2.41) selon les hypothèses suivantes :

- la température de référence est exceptionnellement différente de la température extérieure. Elle est égale à la température de la source froide  $T_a = T_{BT}$ .
- la température de la source froide est égale à la température de la source basse température  $T_{BT}$ .
- la température de la source chaude est égale à la température du réseau  $T_{RT}$ .

Pour aller plus loin, il est possible de considérer le refroidissement de la source basse température en sortie de la pompe à chaleur centralisée. Ce n'est pas le cas dans le cadre de la thèse. L'expression de l'exergie-chaleur fournie par la source basse température serait :

$$\dot{E}_{q_{BT}} = \dot{M}_s c_{p_s} \int_{T_{BT} - \Delta T_{BT}}^{T_{BT}} \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) dT \quad (2.99)$$

$$\dot{E}_{q_{BT}} = \dot{Q}_{BT}^s \left[1 - \frac{T_a}{\Delta T_{BT}} \ln\left(\frac{T_{BT}}{T_{BT} - \Delta T_{BT}}\right)\right] \quad (2.100)$$

avec  $\Delta T_{BT}$  le différentiel de température de la source basse température entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur.

Dans le cas où le niveau de température du réseau est élevé, il est possible d'avoir recours à une source d'énergie haute température. Un échangeur de chaleur centralisé est installé en centrale.

## 2.7.2 Sources haute température

Pour les sources dont la température est supérieure à la température du réseau (gaz, biomasse, déchets, énergies de récupération haute température...) illustrées par la Figure 82, les hypothèses suivantes sont utilisées :

- l'exergie-chaleur fournie par la source est celle de l'échangeur/récupérateur faisant l'interface entre l'unité de production (chambre de combustion, incinérateur de déchets...) et le réseau thermique.
- l'exergie-chaleur fournie par les sources est à température constante.

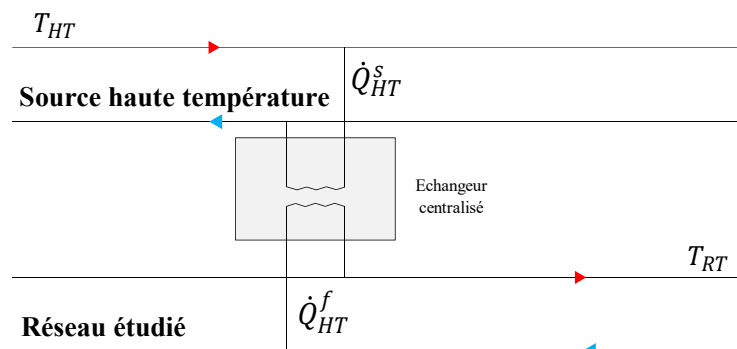


Figure 82 – Echangeur de chaleur centralisé

Dans le cadre de la thèse, la chaleur haute température peut être issue de deux types d'unités de production : le récupérateur de chaleur de l'incinérateur d'une unité de valorisation des déchets (UVE), ou une chaudière.

### Unité de valorisation des déchets (UVE)

L'exergie-chaleur fournie par une unité de valorisation des déchets au réseau thermique s'exprime telle que :

$$\dot{E}_{q_{UVE}} = \left(1 - \frac{T_a}{T_{UVE}}\right) \frac{\dot{Q}_{HT}^f}{\varepsilon_{HE}} = \left(1 - \frac{T_a}{T_{UVE}}\right) \dot{Q}_{HT}^s \quad (2.101)$$

avec  $T_{UVE} = 850^\circ C$  la température des fumées issues du four d'incinération,  $\dot{Q}_{HT}^f$  la chaleur reçue par le réseau,  $\dot{Q}_{HT}^s = \frac{\dot{Q}_{HT}^f}{\varepsilon_{HE}}$  la chaleur fournie par les fumées et  $\varepsilon_{HE} = 100\%$  le rendement énergétique de l'échangeur de récupération de chaleur des fumées. Le modèle de l'échangeur centralisé de récupération est le même que celui des échangeurs décentralisés présenté en section 2.5.1.

### Chaudière

L'exergie-chaleur fournie par une chaudière s'exprime en fonction du facteur exergetique  $\alpha$ . Il représente le ratio entre le contenu exergetique et énergétique d'une source d'énergie. Il peut être supérieur à 1 lorsque le pouvoir calorifique inférieur est utilisé pour le calcul du contenu énergétique (Kotas, 1985). L'exergie-chaleur fournie par une chaudière s'écrit :

$$\dot{E}_{q_{boil}} = \alpha \frac{\dot{Q}_{HT}^f}{\varepsilon_{boil}} = \alpha \dot{Q}_{HT}^s \quad (2.102)$$

avec  $\varepsilon_{boil} = 90\%$  le rendement énergétique de la chaudière gaz,  $\dot{Q}_{HT}^f$  la chaleur fournie par les gaz ou fumées de combustion,  $\dot{Q}_{HT}^s = \frac{\dot{Q}_{HT}^f}{\varepsilon_{boil}}$  la chaleur reçue par le réseau. La valeur du facteur exergetique change selon l'énergie primaire. D'après (Kotas, 1985), le facteur exergetique du gaz est  $\alpha_{gaz} = 1,04$ . Pour la biomasse, il s'agit de la moyenne de la plage de valeurs fournie par (Kotas, 1985) à savoir  $\alpha_{bio} = \frac{1,155+1,30}{2} = 1,225$ .

### Réseau haute température

Dans le cas particulier d'une interconnexion entre un réseau haute température et le réseau thermique étudié, il est possible de modéliser le réseau haute température indépendamment des sources qui l'alimente. L'exergie-chaleur fournie par le réseau haute température est :

$$\dot{E}_{q_{HT}} = \left(1 - \frac{T_a}{T_{HT}}\right) \frac{\dot{Q}_{HT}^f}{\varepsilon_{HE}} = \left(1 - \frac{T_a}{T_{HT}}\right) \dot{Q}_{HT}^s \quad (2.103)$$

avec  $T_{HT}$  la température du réseau haute température,  $\dot{Q}_{HT}^f$  la chaleur reçue par le réseau étudié,  $\dot{Q}_{HT}^s = \frac{\dot{Q}_{HT}^f}{\varepsilon_{HE}}$  la chaleur fournie par le réseau haute température et  $\varepsilon_{HE} = 100\%$  le rendement énergétique de l'échangeur centralisé. Le modèle de l'échangeur de chaleur centralisé est le même que celui des échangeurs décentralisés présenté en section 2.5.1.

### Chaleur fatale

Il est aussi possible d'étudier la récupération de chaleur issue d'un procédé industriel (production alimentaire, data centers, métro...). Cette chaleur est produite indépendamment des besoins du réseau et généralement perdue à l'atmosphère. On parle de chaleur dite fatale. Il s'agit de la source d'énergie :

le procédé qui a permis de créer cette chaleur n'est pas considéré. Ainsi, l'exergie-chaleur fournie par la chaleur fatale s'exprime selon son niveau de température :

$$\dot{E}_{q_{fat}} = \left(1 - \frac{T_a}{T_{fat}}\right) \frac{\dot{Q}_{HT}^f}{\varepsilon_{HE}} = \left(1 - \frac{T_a}{T_{fat}}\right) \dot{Q}_{HT}^s \quad (2.104)$$

avec  $T_{fat}$  la température de la chaleur fatale,  $\dot{Q}_{HT}^f$  la chaleur récupérée par le réseau,  $\dot{Q}_{HT}^s = \frac{\dot{Q}_{HT}^f}{\varepsilon_{HE}}$  la chaleur fatale fournie et  $\varepsilon_{HE} = 100\%$  le rendement énergétique de l'échangeur de récupération de chaleur. Le modèle de l'échangeur de récupération est le même que celui des échangeurs décentralisés présenté en section 2.5.1.

L'exergie reçue par le réseau thermique comprend l'exergie-chaleur des sources décrites précédemment et l'exergie-travail électrique nécessaire au fonctionnement des pompes à chaleur et des pompes de circulation. Cette dernière est explicitée dans la partie ci-dessous.

### 2.7.3 Consommation électrique

Les pompes à chaleur en centrale, en sous-stations ainsi que les pompes de circulation sur le réseau de distribution consomment de l'énergie électrique. Les exergies consommées par ces unités sont exprimées sans tenir compte des sources de production de l'électricité. L'exergie-travail fournie est donc égale à la consommation électrique.

#### Pompes à chaleur centralisée et décentralisées

L'exergie-travail fournie aux pompes à chaleur (centralisée et/ou décentralisées) s'exprime en fonction du coefficient de performance :

$$\dot{E} = \frac{\dot{Q}_{BT}^f}{COP_{réel}} \quad (2.105)$$

avec  $\dot{Q}_{BT}^f$  l'énergie thermique fournie au réseau dans le cas d'une PAC centralisée ou fournie au bâtiment dans le cas d'une PAC décentralisée,  $COP_{réel}$  le coefficient de performance réel de la pompe à chaleur.

#### Pompes de circulation

L'exergie fournie aux pompes de circulation s'exprime en fonction des pertes de charge à combler :

$$\dot{E} = \frac{\dot{M}v\Delta P_{tot}}{\eta_p} \quad (2.106)$$

avec  $\dot{M}$  le débit total du réseau,  $\Delta P_{tot}$  les pertes de charges totales de la portion du réseau la plus défavorable,  $v$  le volume massique de l'eau,  $\eta_p$  le rendement isentropique des pompes.

Les parties précédentes ont permis de modéliser sur la base exergetique toutes les entités d'un réseau thermique (centrale de production, réseau de distribution, sous-stations). Avant d'appliquer ces formulations exergetiques sur des cas réels, il est intéressant de déterminer les paramètres ayant la plus grande influence sur ces expressions mais aussi de comparer l'évolution des contributions thermiques et visqueuses. Pour ce faire, des analyses de sensibilité et d'incertitude sont réalisées.

## 2.8 Analyses de sensibilité et d'incertitude

Pour justifier de la robustesse du modèle et identifier les paramètres dont la variabilité a un effet non négligeable sur le calcul des pertes exergetiques, il est nécessaire de réaliser des analyses de sensibilité (SA pour *Sensitivity Analysis*) et d'incertitude (UA pour *Uncertainty Analysis*). L'objectif est d'évaluer la réaction en sortie d'un modèle numérique à la variation des entrées (Gilquin, 2016). Les analyses de sensibilité et d'incertitude renforcent le processus d'aide à la décision en identifiant par exemple les paramètres dont l'approximation est à éviter car ils représentent une source de variabilité importante sur la sortie du modèle. Dans le cadre de la thèse, des analyses de sensibilité et d'incertitude sont réalisées pour identifier les paramètres ayant une influence non négligeable sur le modèle des pertes exergetiques générées par les conduites de distribution. Les paramètres d'influence identifiés sont des variables à considérer pour l'optimisation du dimensionnement des composants du réseau par la suite. La prochaine section explicite la définition et l'intérêt des analyses de sensibilité et d'incertitude.

### 2.8.1 Définition et intérêt des analyses de sensibilité et d'incertitude

Une analyse d'incertitude permet de quantifier l'incertitude sur la sortie d'un modèle. Néanmoins, elle ne permet pas d'identifier les paramètres d'entrée responsables de la propagation de cette incertitude. Une analyse de sensibilité complète l'analyse d'incertitude en identifiant les paramètres d'entrée dont l'incertitude a une influence non négligeable sur l'incertitude en sortie du modèle.

Concernant l'analyse de sensibilité, il existe deux approches : les approches dites « locales » et les approches « globales ». Les approches locales sont basées sur l'estimation des dérivées partielles du modèle. Elles conviennent pour les modèles linéaires avec un nombre de paramètres importants car les temps de calcul sont faibles. Elles peuvent être utilisées lorsque la variation des paramètres d'entrée est proche de la valeur nominale mais pas lorsque la plage de variation est importante. Par ailleurs, il s'agit généralement de méthodes qualitatives qui ne permettent pas de faire d'analyse d'incertitude (Goffart et Woloszyn, 2021). Les approches globales considèrent toute la plage de variation des paramètres. Elles permettent de faire varier simultanément les paramètres d'entrée et quantifient les interactions entre les paramètres sur l'incertitude en sortie du modèle. Cela a pour conséquence des temps de calcul plus long mais une évaluation plus juste de l'influence des paramètres pris individuellement, ou non, sur la sortie.

Les modèles exergetiques développés précédemment étant déterministe, non linéaire et non monotone, l'approche globale de calcul des indices de Sobol de type Monte-Carlo est utilisée (Iooss et Lemaître, 2015). Il s'agit d'une méthode robuste basée sur la décomposition de la variance de sortie (ANOVA). Elle est quantitative ce qui permet de faire à la fois une analyse de sensibilité et d'incertitude. Pour pouvoir l'utiliser, les variables d'entrée doivent être indépendantes. Elles sont appelées « variables de sensibilité » par la suite.

Le logiciel UQLab (Marelli et Sudret, 2014) est utilisé pour réaliser les analyses de sensibilité et d'incertitude. Dans le cadre de la thèse, la formulation des pertes exergetiques générées par les conduites de distribution de l'équation (2.70) est analysée selon l'approche agrégée, en considérant une puissance appelée  $\dot{Q}$  à un instant  $t$ .

### 2.8.2 Méthodologie des analyses d'incertitude et de sensibilité

Pour montrer l'intérêt de cette approche, les analyses de sensibilité et d'incertitude sont réalisées sur la formulation des pertes exergetiques générées par les conduites de distribution selon l'approche agrégée. Le réseau blueCAD est utilisé pour illustrer les analyses. L'objectif est d'identifier les paramètres d'entrée (nommés « variables de sensibilité » dans la suite) ayant une influence non négligeable sur le modèle de calcul des pertes exergetiques des conduites de distribution avec l'approche agrégée. Les

variables de sensibilité influentes identifiées sont des variables à considérer pour optimiser le dimensionnement du réseau dans les prochains chapitres. La Figure 83 illustre la démarche des analyses de sensibilité et d'incertitude.

La première étape consiste à générer différentes variantes dont les pertes exergétiques vont être quantifiées par le modèle selon l'approche agrégée. Ces variantes sont appelées des échantillons. Dans un premier temps, les  $N$  variables de sensibilité sont définies, ainsi que leur domaine de variation et leur loi de distribution. Dans le cadre de l'étude, les 8 variables de sensibilité considérées sont présentées au Tableau 15. En première approche, les lois de distribution sont supposées uniformes pour toutes les variables de sensibilité afin de limiter les estimations inexactes de leurs fonctions de répartition. Pour chaque variable de sensibilité,  $P$  valeurs aléatoires sont générées dans leur domaine de variation et selon la fonction de répartition associée à leur loi de distribution.

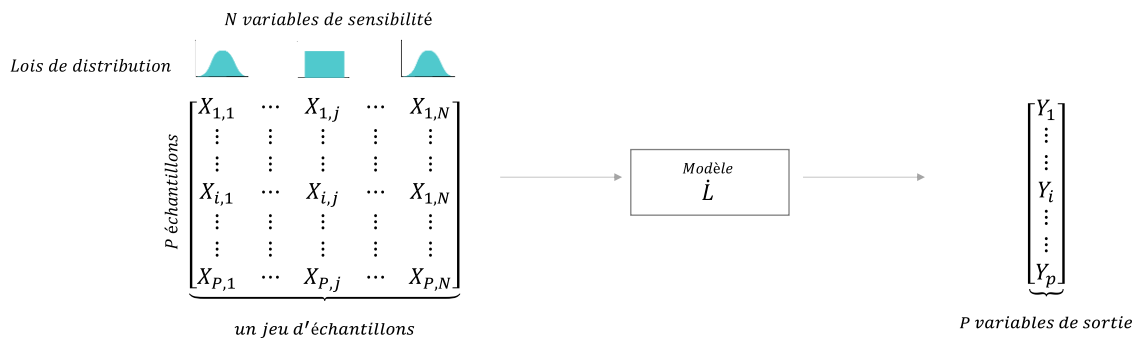


Figure 83 - Schéma de principe des analyses de sensibilité et d'incertitude, adapté de (Goffart et al., 2016)

| Variable                               | Loi de distribution | Paramètres                        |
|--|---------------------|-----------------------------------|
| Vitesse $\theta$                       | Uniforme            | $U(0,05; 2)$ [m.s <sup>-1</sup> ] |
| Température ambiante $T_a$             | Uniforme            | $U(-15 ; 35)$ [°C]                |
| Température sortie centrale $T_{in}$   | Uniforme            | $U(10 ; 110)$ [°C]                |
| Longueur totale du réseau $l$          | Uniforme            | $U(500 ; 20000)$ [m]              |
| Puissance appelée $\dot{Q}$            | Uniforme            | $U(1kW ; 1MW)$                    |
| Diamètre $D_i$                         | Uniforme            | $U(20 ; 1000)$ [mm]               |
| Épaisseur de la conduite (acier) $e_p$ | Uniforme            | $U(2 ; 20)$ [mm]                  |
| Épaisseur de l'isolant $e_{iso}$       | Uniforme            | $U(20 ; 70)$ [mm]                 |

Tableau 15 – Lois de distribution des variables de sensibilité

Sur la base des valeurs aléatoires générées,  $P$  échantillons sont constitués. Un échantillon est composé de  $N$  valeurs aléatoires issues de chacune des variables de sensibilité. Une fois les  $P$  échantillons générés, ce jeu d'échantillons est fourni en entrée du modèle qui évalue chacun des échantillons.

Dans le cas présent, la sortie du modèle est un vecteur de  $P$  valeurs de pertes exergétiques obtenues avec les  $P$  échantillons. Chaque échantillon est composé de 8 valeurs aléatoires : une vitesse, une température extérieure, une température sortie centrale, une longueur totale de réseau, une puissance appelée, un diamètre, une épaisseur de conduite et une épaisseur d'isolation. La longueur totale d'un réseau peut aller de 500 m à 20 km. La température extérieure varie entre -15°C et 35°C. La puissance appelée à l'instant  $t$  est de 1 kW<sub>th</sub> à 1 MW<sub>th</sub>, avec un température en sortie de centrale entre 10°C et 110°C. La vitesse est limitée entre 0,05 et 2 m.s<sup>-1</sup>. Les diamètres de conduites sont bornés entre 20 mm et 1000mm. Les épaisseurs de conduite en acier sont tirées de (Sikla, 2013) en considérant une grande résistance de la conduite à la pression, entre 2 mm et 20 mm.



Par ailleurs, ces variables doivent être indépendantes. Pour ce faire, l'équation (2.73) n'est pas utilisée pour calculer l'épaisseur de l'isolation. Cette dernière prend des valeurs entre 20 mm et 70 mm en suivant une loi uniforme et indépendamment du diamètre. De plus, le débit massique véhiculé par le réseau  $\dot{M}$  est calculé indépendamment de la puissance appelée  $\dot{Q}$  et en prenant les valeurs aléatoires de vitesse  $\theta$  et de diamètre  $D_i$  générées. Ainsi, le débit massique est calculé avec :

$$\dot{M} = \frac{\theta \pi \rho D_i^2}{4} \quad (2.107)$$

L'équation (2.33) n'est pas utilisée pour calculer le différentiel de température en sous-station. Il est calculé avec la formule suivante :

$$\Delta T = \frac{\dot{Q}}{\dot{M}c} \quad (2.108)$$

En reprenant la Figure 72, les températures  $T_f$  et  $T_{s'}$ , sont calculées selon la démarche présentée en section 2.6.1 avec l'équation (2.71). La température  $T_{f'}$  est déterminée avec la formule :

$$T_{f'} = T_f - \frac{\dot{Q}}{\dot{M}c} \quad (2.109)$$

La méthode d'estimation des indices de Sobol étant de type Monte-Carlo, la seconde étape est de définir la méthode d'échantillonnage des entrées (*sampling method*). La méthode d'échantillonnage *Latin Hypercube Sample (LHS)* est sélectionnée dans le cadre de ce travail. Il s'agit d'une méthode de Monte-Carlo avancée (quasi-MonteCarlo) qui permet d'optimiser la convergence du modèle en minimisant le nombre de simulations.

La troisième étape consiste à évaluer le modèle avec le jeu d'échantillons généré précédemment. La fonction de calcul des pertes exergetiques est implémentée sur MATLAB selon les directives de UQLab. Le script est donné en Annexe A. Les hypothèses sont les suivantes :

- les conduites aller et retour ont les mêmes propriétés hydrauliques.
- les pertes de charge singulières représentent 20 % des pertes de charge linéaires dans le cas de l'approche agrégée comme suggéré dans (Ljubenko et al., 2013).

|   |                     |
|---|---------------------|
| Capacité thermique massique de l'eau $c$ [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]                 | 4160                |
| Masse volumique $\rho$ [ $kg \cdot m^{-3}$ ]  | 1000                |
| Conductivité thermique de la conduite (acier) $\lambda_p$ [ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ] | 50                  |
| Conductivité thermique de l'isolant $\lambda_{iso}$ [ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ]       | 0,03                |
| Conductivité thermique du sol $\lambda_e$ [ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ]                 | 1,25                |
| Conductivité thermique de l'eau $\lambda_w$ [ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ]               | 0,65                |
| Profondeur de la conduite par rapport au sol H [m]  | 1                   |
| Rugosité de la conduite en acier $k$ [mm]   | 0,045               |
| Viscosité cinématique de l'eau $\nu$ [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]                                 | $4,2 \cdot 10^{-7}$ |

Tableau 16 – Variables constantes pour les analyses de sensibilité et d'incertitude

Par ailleurs, étant donné la randomisation des valeurs d'entrée générées par la simulation de Monte Carlo, il existe des cas pour lesquels la puissance appelée est trop importante par rapport à la température  $T_f$ . La température  $T_f$  prend alors des valeurs aberrantes négatives en Kelvin. Pour pallier ce problème,

les termes renvoyés par la fonction sont égaux à 0 lorsque  $T_f < 0$ . Les variables constantes du problème sont listées dans le Tableau 16.

La dernière étape est d'estimer les indices de Sobol. Ils représentent la part de la variance de  $Y$  (sortie) qui est due à la variable d'entrée  $X_i$  ou la combinaison des variables d'entrée  $X_i$  et  $X_j$  (interactions). Les indices de Sobol sont obtenus grâce à l'unicité de la décomposition de la variance totale en sortie du modèle pour des variables indépendantes. La variance se décompose selon :

$$V = \sum_i V_i + \sum_{i < j} V_{ij} + \sum_{i < j < n} V_{ijn} + \dots + V_{1,2,\dots,N} \quad (2.110)$$

avec  $V_i$  la variance de la variable aléatoire  $X_i$  et  $N$  le nombre de variables de sensibilité. Les indices de Sobol sont obtenus en divisant l'équation précédente par la variance totale :

$$1 = \sum_i \frac{V_i}{V} + \sum_{i < j} \frac{V_{ij}}{V} + \sum_{i < j < n} \frac{V_{ijn}}{V} + \dots + \frac{V_{1,2,\dots,N}}{V} = \sum_i S_i + \sum_{i < j} S_{ij} + \sum_{i < j < n} S_{ijn} + \dots + S_{1,2,\dots,N} \quad (2.111)$$

$S_i$  est l'indice de Sobol d'ordre 1 associé à la variable de sensibilité  $X_i$ . Il mesure la part de la variance du modèle due à la variable  $X_i$  prise individuellement.  $S_{ij}$  est l'indice de Sobol d'ordre 2 qui mesure la part de la variance du modèle due à l'interaction entre les variables  $X_i$  et  $X_j$ . Il en est de même pour les indices supérieurs ou égaux à 2 qui permettent de quantifier l'effet de l'interaction des variables d'entrée sur le modèle. De manière générale, ces indices ne peuvent prendre des valeurs qu'entre 0 et 1. Plus la valeur de l'indice est importante, plus l'influence de(s) entrée(s) sur la variance du modèle est importante. Par ailleurs, si la somme des indices de premier ordre est proche de 1, l'effet des interactions entre variables est négligeable. Le calcul analytique des indices de Sobol est complexe et nécessite l'utilisation de méthodes d'approximation numérique. Dans le cadre de ce travail, la formulation des indices de Sobol par défaut dans UQLab est utilisée à savoir celle de (Janon, 2012). Le script des analyses de sensibilité et d'incertitude sur UQLab est fourni en Annexe A.

Les résultats sont présentés dans la prochaine section pour identifier les variables de sensibilité (diamètre, épaisseur de l'isolation, épaisseur de la conduite...) qui ont le plus d'influence sur le modèle.

### 2.8.3 Résultats des analyses de sensibilité et d'incertitude

Les analyses de sensibilité et d'incertitude sont réalisées avec  $10^5$  échantillons. La moyenne et la variance du modèle convergent rapidement vers les résultats finaux qui sont obtenus à partir de 2000 simulations. Par ailleurs, les cas de valeurs aberrantes où  $T_f < 0$  représentent 899 échantillons soit 1 % des valeurs ce qui est acceptable pour la propagation des incertitudes dans le modèle.

La Figure 84 présente les résultats de l'analyse d'incertitude du modèle. La distribution des pertes exergetiques suit une distribution normale asymétrique positive (*positive skew*). Dans ce cas, la médiane est un bon indicateur des tendances : 50 % des valeurs de pertes exergetiques sont comprises entre 0 et 0,20 MW<sub>th</sub> et l'autre moitié entre 0,20 MW<sub>th</sub> et 6 MW<sub>th</sub>. Il y a donc une dispersion importante des valeurs supérieures à la médiane.

Par ailleurs, il y a 6,5 % de valeurs extrêmes de pertes exergetiques  $\dot{L}$  c'est-à-dire comprises entre 1 MW<sub>th</sub> et 6 MW<sub>th</sub> (soit 6527 échantillons). Ici, les valeurs sont dites extrêmes lorsque :

$$\dot{L} > Q_{75} + w(Q_{75} - Q_{25}) \quad (2.112)$$

avec  $Q_{75}$  le quartile supérieur (75 % des valeurs sont en dessous de celui-ci),  $Q_{25}$  le quartile inférieur (25 % des valeurs sont en dessous de celui-ci). Le whisker  $w$  est un coefficient qui dans le cadre de l'étude reste fixé à la valeur par défaut de MATLAB à savoir  $w = 1,5$ .

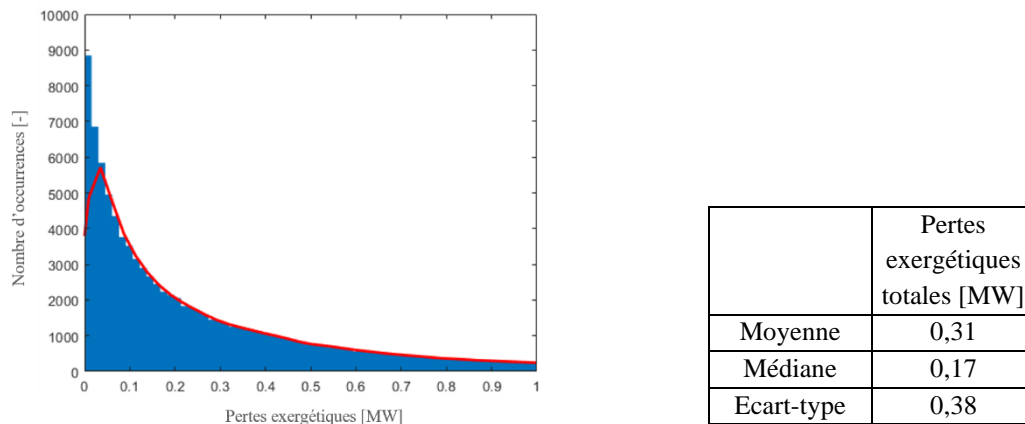


Figure 84 – Analyse d'incertitude : Distribution des pertes exergétiques totales

Une première approche pour caractériser ces valeurs extrêmes de pertes exergétiques est d'analyser les valeurs prises par leurs échantillons en entrée du modèle. Les Figures ci-dessous représentent le nombre d'occurrences de valeurs extrêmes en fonction de deux paramètres d'entrée : l'épaisseur de l'isolant et de la conduite (Figure 85a), la vitesse et le diamètre interne (Figure 85b). Plus l'échelle de couleur est claire, plus le nombre de valeurs extrêmes est important.

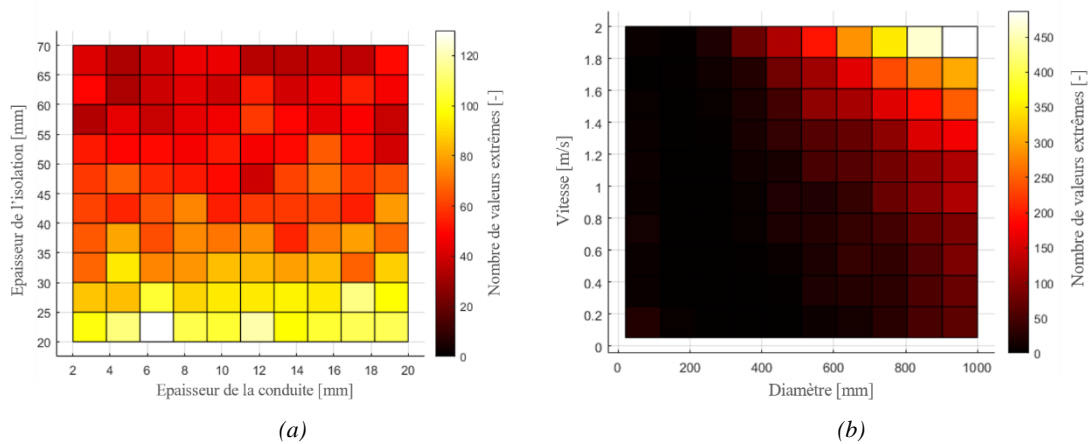


Figure 85 - Nombre d'occurrences de pertes exergétiques extrêmes selon l'épaisseur de l'isolant et l'épaisseur de la conduite (a) ; même graphique selon le diamètre interne de la conduite et la vitesse de l'eau (b)

La Figure 85a montre que l'épaisseur de la conduite n'explique pas les pertes exergétiques extrêmes. En effet, les pertes exergétiques sont importantes lorsque l'épaisseur de l'isolant est faible, et cela indépendamment de l'épaisseur de la conduite en acier. La Figure 85b montre que les pertes exergétiques sont importantes principalement pour les grandes vitesses et grands diamètres.

Ces deux exemples d'analyse des occurrences de valeurs extrêmes montrent la complexité de détermination des variables ayant le plus d'influence sur le modèle. En suivant cette approche, seules des tendances générales peuvent être tirées et toutes les variables de sensibilité ne sont pas évaluées simultanément. Par ailleurs, seules les valeurs extrêmes de pertes exergétiques sont analysées. Afin de généraliser l'approche et d'identifier clairement les variables de sensibilité les plus influentes, une analyse de sensibilité est nécessaire. Elle permet de déterminer explicitement les variables de sensibilité

qui ont le plus d'influence sur le modèle, c'est-à-dire celles qui expliquent la dispersion importante des pertes exergetiques. Par la suite, tous les échantillons et toutes les variables de sensibilité sont analysés simultanément.

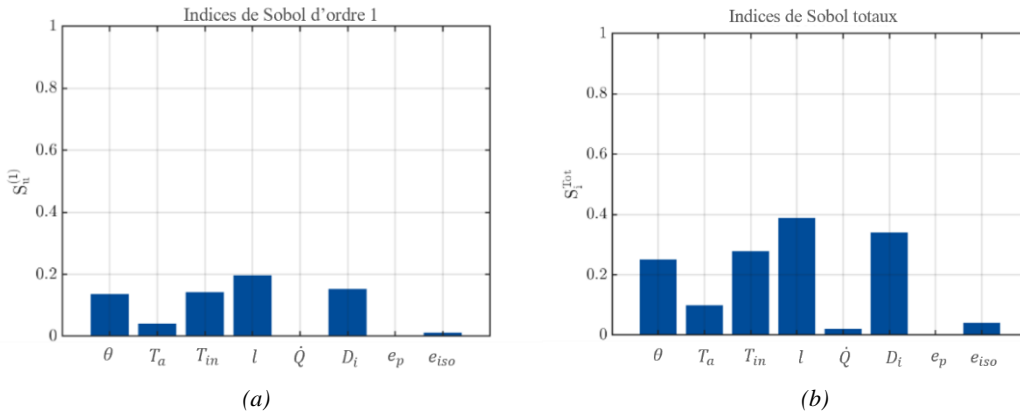


Figure 86 - Indices de Sobol de premier ordre (a) et totaux (b)

Les Figures ci-dessus présentent les résultats de l'analyse de sensibilité. Les indices de Sobol d'ordre 1 permettent d'identifier les variables de sensibilité les plus influentes du modèle, sans tenir compte des interactions entre ces variables. Plus la valeur de l'indice de Sobol est élevée, plus la variable de sensibilité a une influence non négligeable sur le modèle. La différence entre les indices de Sobol totaux et les indices de premier ordre permet de mesurer les interactions entre les variables.

La Figure 86a montre que 4 variables de sensibilité ont une influence non négligeable sur les pertes exergetiques générées par les conduites de distribution : la longueur, le diamètre interne, la vitesse et la température d'entrée. Pour visualiser ces influences, les résultats de pertes exergetiques de tous les échantillons sont représentés dans les Figures ci-dessous en fonction de 2 variables de sensibilité prises en exemple : la vitesse (Figure 87a) et le diamètre (Figure 87b). Pour chaque valeurs de vitesse ou de diamètre, ces graphiques permettent de représenter la dispersion des valeurs c'est-à-dire la plage des valeurs de pertes exergetiques obtenues.

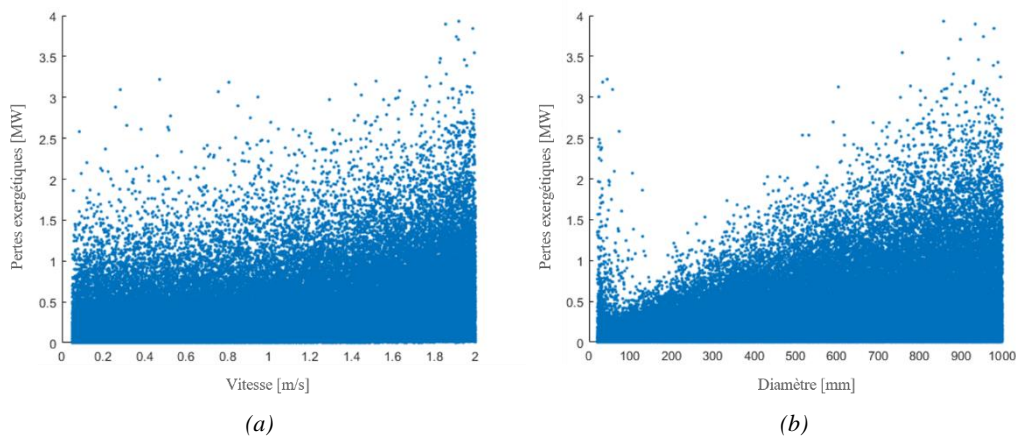


Figure 87 - Valeurs des pertes exergetiques de tous les échantillons en fonction de la vitesse (a) et du diamètre (b)

La Figure 87a montre que la dispersion des valeurs de pertes exergetiques augmente de manière quasi exponentielle avec la vitesse. En dehors des valeurs extrêmes, les pertes exergetiques sont inférieures à  $1 \text{ MW}_{th}$  en dessous de  $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Au-delà de  $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , la dispersion des valeurs augmente, avec un nombre plus important de valeurs extrêmes. Ainsi, la vitesse influence significativement les pertes exergetiques car elle est une source de variabilité du modèle. Pour le diamètre, la Figure 87b montre

qu'entre 0 et 100 mm, il existe une valeur de diamètre pour laquelle la variabilité des pertes exergetiques est minimale (comprise entre 0 et 0,5 MW<sub>th</sub>). Au-delà de 100 mm de diamètre, l'intervalle des valeurs des pertes exergetiques augmente linéairement avec le diamètre ce qui confirme que le diamètre est une source importante de propagation d'incertitude sur le modèle.

Par ailleurs, il existe des interactions entre ces 4 variables car la somme des indices de premier ordre est inférieure à 1 ( $\sum_i S_i = 0,68$ ). Ces interactions sont quantifiables pour chacune des variables de sensibilité en faisant la différence entre les indices de Sobol totaux en Figure 86b et du premier ordre en Figure 86a. Les indices de Sobol d'ordre 2 et la Figure 86 confirment que de fortes interactions existent entre les 4 mêmes variables et donc que ce sont elles qui de manière générale influencent principalement la valeur des pertes exergetiques dans les conditions définies.

Pour conclure, la longueur, le diamètre, la vitesse et la température de départ centrale sont les variables de sensibilité les plus influentes. Il est important de déterminer précisément la longueur de tracé du réseau dès la phase de dimensionnement sous peine de générer des pertes exergetiques importantes en exploitation. Par la suite, la longueur du réseau est considérée comme une donnée d'entrée connue. Par ailleurs, dans les conditions choisies ici, l'épaisseur de la conduite n'a pas d'influence sur le modèle. L'analyse de sensibilité justifie donc l'hypothèse de négligence de la résistance thermique de la conduite en acier  $R_p$ .

Enfin, il faut noter que ces résultats dépendent fortement du choix des lois de distribution, des variables de sensibilité et de la définition du problème. La démarche présentée ici vise à identifier de manière simplifiée les paramètres d'influence dans l'objectif de déterminer les variables d'optimisation pour le dimensionnement des composants du réseau. Trois variables ayant une influence importante ont été identifiées pour les conduites de distribution : la vitesse, le diamètre interne de conduite et la température de départ du réseau. Dans les prochains chapitres, les débits en sous-stations sont calculés avec la puissance et le différentiel de température comme explicité en sections 2.5.1 et 2.5.2. La vitesse et le diamètre sont donc deux variables dépendantes. Pour dimensionner les conduites de distribution, deux variables d'optimisation seront étudiées : la température d'entrée du réseau et le diamètre de conduite (ou la vitesse du fluide).

En perspective, le recours aux analyses de sensibilité et d'incertitude doit être accru pour valider les modèles développés, justifier les hypothèses de négligence et identifier les potentielles variables d'optimisation d'un problème. L'approche doit être étendue aux autres modèles de pertes exergetiques (pompes à chaleur, échangeur de chaleur...). Enfin, les lois de distribution des variables de sensibilité doivent évoluer pour renforcer les analyses.

## 2.9 Conclusions du chapitre

Dans ce chapitre sont présentés les hypothèses, les modèles et les procédures de calcul permettant de modéliser les composants d'un réseau thermique sur la base exergetique. Dans un premier temps, la notion d'exergie est définie. Les formalismes de (Kotas, 1985), (Bejan et al., 1995) et (Borel et Favrat, 2005) sont comparés pour montrer leur équivalence. Les bilans exergetiques sont les mêmes, seuls diffèrent les nomenclatures et terminologies. La démonstration permet de justifier l'usage du formalisme de (Borel et Favrat, 2005) pour répondre aux objectifs de simplification des formulations exergetiques. Ensuite, une classification des réseaux thermiques est présentée selon leur niveau de température. Le réseau est divisé en trois entités : la centrale de production, le réseau de distribution, les sous-stations. La notion de superstructure permet d'identifier les composants ou systèmes thermodynamiques qu'il est possible d'installer dans une entité. Puis, les différents composants du réseau sont modélisés sur la base exergetique en développant une formule explicite des pertes exergetiques internes (conduites de distribution, mélange de flux, pompes de circulation, échangeurs de chaleur) ou une formule explicite

du rendement exergetique (pompes à chaleur). Enfin, la méthode des analyses de sensibilité et d'incertitude est présentée. Elle permet d'identifier les variables ayant l'influence la plus forte sur la sortie d'un modèle. Concernant les pertes exergetiques internes générées par les conduites de distribution, elle a permis d'identifier le diamètre (ou la vitesse) et la température de départ centrale comme les variables générant le plus d'incertitudes sur le modèle. Il convient donc par la suite de développer une méthode d'optimisation des conduites de distribution permettant de sélectionner le diamètre optimal en fonction du niveau de température, sur la base exergetique.

# 3

## Optimisation exergetique des réseaux thermiques

---

La conception d'un réseau thermique consiste généralement à sélectionner la meilleure solution thermo-économique parmi plusieurs concepts énergétiques. Les concepts proposés dépendent des sources à disposition, des différents besoins de température des consommateurs et des contraintes spatiales pour réaliser les forages. L'abaissement du niveau de température augmente le nombre de concepts énergétiques possibles, ce qui complexifie le processus d'aide à la décision. Selon (Kotas, 1985), le choix de la configuration d'un système repose généralement sur l'expérience des ingénieurs et il n'existe pas de technique générale ou formelle. Il définit la méthode exergetique, qui permet :

- d'optimiser le dimensionnement des paramètres géométriques des composants pour un rendement maximal,
- de déterminer la structure optimale du système à savoir la disposition optimale des composants du système,
- de justifier les coûts de ces composants avec un optimisation thermo-économique.

L'optimisation thermo-économique est hors du périmètre de la thèse et ne sera pas abordée. Seuls les deux premiers points seront étudiés. L'objectif de la thèse est de développer une méthode exergetique générique et simplifiée pour l'optimisation du dimensionnement et de la structure des réseaux thermiques. Elle se décline en deux étapes :

- l'optimisation du dimensionnement des conduites de distribution en déterminant la configuration de diamètres minimisant les pertes exergetiques en fonction du niveau de température,
- l'optimisation de la structure globale du réseau (mix énergétique, systèmes thermodynamiques en centrale et sous-station) en déterminant la température minimisant la consommation exergetique annuelle du réseau.

Dans ce chapitre, le réseau blueCAD présenté en section 2.3.1 est utilisé pour illustrer la méthodologie. Seuls les besoins de chauffage et d'ECS sont pris en compte.

### 3.1 Méthode d'optimisation exergetique des conduites de distribution

Cette partie permet d'établir une méthodologie pour optimiser le dimensionnement des conduites du réseau de distribution selon le niveau de température en sortie de la centrale de production. La fonction objectif est la formulation générique (applicable à tous les réseaux thermiques) et explicite (fonction de

paramètres de dimensionnement des conduites) des pertes exergetiques générées par les conduites de distribution de l'équation (2.70). Les approches agrégée et discrète sont comparées.

### 3.1.1 Principe de l'optimisation exergetique des conduites de distribution

L'objectif est de déterminer les diamètres des conduites de distribution à déployer en phase de conception pour une température de départ centrale  $T_{RT}$  fixée. Pour ce faire, les pertes exergetiques générées par les conduites de distribution sont minimisées au point nominal. La Figure 88 présente les étapes du problème d'optimisation exergetique des conduites de distribution en phase de conception.

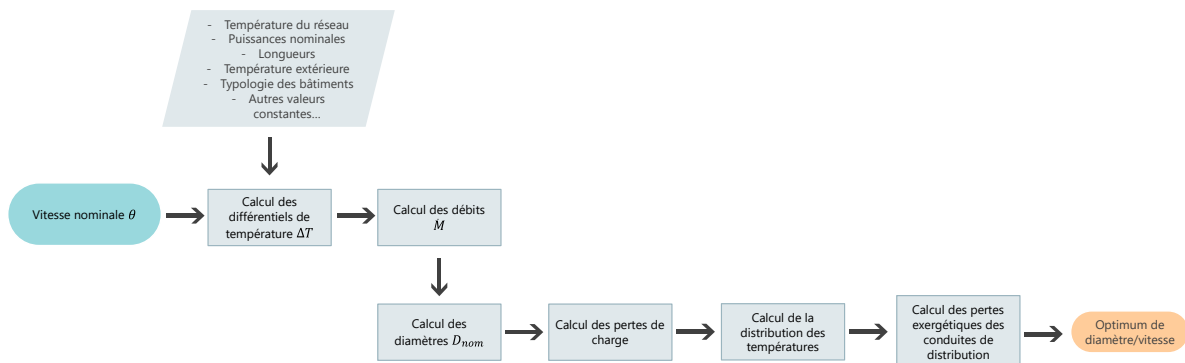


Figure 88 - Démarche générale de l'optimisation exergetique des conduites de distribution en phase de conception

Les données d'entrée sont :

- la température de départ centrale  $T_{RT}$  nommée température du réseau par la suite. Il s'agit de la température utilisée pour dimensionner le réseau.
- la température extérieure  $T_a$  de  $-10^{\circ}\text{C}$  (condition hivernale).
- les puissances nominales totales des sous-stations c'est-à-dire la somme des puissances nominales de chauffage et d'ECS pour chaque sous-station. Dans le cas de blueCAD, il s'agit des données du Tableau 11. Ces puissances nominales restent fixes pour toutes les sous-stations.
- la(les) longueur(s) de(s) conduite(s) du réseau. Ces données varient selon que l'approche est discrète ou agrégée comme explicité dans les prochaines sections.
- les paramètres thermo-hydrauliques constants listés dans le Tableau 17.

|   |       |
|---|-------|
| Conductivité thermique de la conduite (acier) $\lambda_p [W.m^{-1}.K^{-1}]$ | 50    |
| Conductivité thermique de l'isolant $\lambda_{iso} [W.m^{-1}.K^{-1}]$       | 0,03  |
| Conductivité thermique du sol $\lambda_e [W.m^{-1}.K^{-1}]$                 | 1,25  |
| Profondeur de la conduite par rapport au sol H [m]                          | 1     |
| Rugosité de la conduite en acier $k [mm]$                                   | 0,045 |

Tableau 17 – Variables constantes pour l'optimisation exergetique

Les propriétés thermo-hydrauliques de l'eau (capacité thermique massique, masse volumique, viscosité cinématique, conductivité thermique) sont calculées à l'aide de CoolProp. Sur la conduite aller, ces propriétés sont calculées avec deux paramètres : la température de départ centrale et en se plaçant sur la courbe de saturation liquide de l'eau. Sur la conduite retour, elles sont calculées en soustrayant la température de départ centrale par le différentiel de température en sous-stations (équation (2.33)), et en se plaçant sur la courbe de saturation liquide de l'eau.



La variable d'optimisation du problème est la vitesse du fluide  $\theta$ . Elle peut prendre une valeur entre 0,05 et 2  $m.s^{-1}$ . Pour une vitesse donnée, les pertes exergetiques sont calculées avec l'équation (2.70) selon la démarche suivante :

- le différentiel de température en sous-stations  $\Delta T = \delta (T_{RT} - T_a)$  est calculé avec la température de départ centrale  $T_{RT}$ , la température ambiante  $T_a$  et le facteur correctif  $\delta = 0,5$  comme expliqué en section 2.6.1 (étape 1). Pour une température de départ centrale donnée, ce différentiel est donc constant en phase nominale. Cette démarche permet d'imposer la température en sortie des sous-stations  $T_{f'}$  indépendamment du système énergétique (PAC ou échangeur de chaleur).
- les débits massiques nominaux sont déduits avec  $\dot{M}_{nom} = \frac{\dot{Q}_{nom}}{c\Delta T}$  (étape 2). Les performances des systèmes énergétiques en sous-stations (rendement énergétique des échangeurs, COP) ne sont pas prises en compte dans le calcul des débits car la frontière du système des conduites n'intègre pas les sous-stations (Figure 72 et Figure 73). Cela permet de garantir la généralité de la méthodologie et de fournir des recommandations indépendamment des autres systèmes énergétiques.
- les diamètres sont calculés pour chaque pas de vitesse (étape 3) avec l'équation :

$$D_{nom} = \sqrt{\frac{4\dot{M}_{nom}}{\theta\rho\pi}} \quad (3.1)$$

avec  $\theta$  la vitesse du fluide et  $\rho$  la masse volumique.

- les pertes de charge linéaires sont calculées avec l'équation (2.80) (étape 4). Le calcul des pertes de charge singulières est explicité dans les sections suivantes car il diffère selon l'approche agrégée ou discrète.
- la distribution des températures sur le réseau est calculée avec l'équation (2.71) (étape 5). Les températures en sortie des sous-stations sont calculées avec :

$$T_{f'} = T_f - \frac{\dot{Q}_{nom}}{\dot{M}_c} \quad (3.2)$$

- la dernière étape consiste à calculer les pertes exergetiques internes générées par les conduites de distribution avec l'équation (2.70) (étape 6).

Le réseau peut être modélisé selon deux approches différentes :

- l'approche discrète où la topologie réelle du réseau est considérée. Par exemple, dans le cas de blueCAD, la topologie en Figure 53 est considérée. Les longueurs de tous les segments sont fournies en paramètre. Un processus itératif de calcul de la distribution des débits est nécessaire (section 2.6.1).
- l'approche agrégée où une unique sous-station est l'agrégation de tous les consommateurs du réseau. Par exemple, dans le cas de blueCAD, la longueur totale du réseau de 500 m est fournie comme paramètre. Il n'y a pas de processus de calcul de la distribution des débits.

Ces deux approches sont détaillées dans les sections suivantes et leur comparaison est menée sur le cas d'étude de blueCAD présenté en section 2.3.1.

### 3.1.2 Optimisation des conduites de distribution selon l'approche agrégée

L'approche agrégée ne tient pas compte de la topologie du réseau. Elle est illustrée par la Figure 72. Comme dans (Çomaklı et al., 2004) représenté par la Figure 38, seules les données totales du réseau sont considérées (longueur totale du réseau, puissance nominale totale, débit nominal...).

Les différences par rapport à la démarche générale en Figure 88 sont les suivantes :

- le réseau n'est composé que d'un seul segment dont la longueur est la longueur totale du réseau.
- le réseau fournit la puissance nominale totale du réseau à une unique sous-station.
- le réseau véhicule un débit nominal unique sur tout le segment (étape 2).
- il n'y a qu'une seule valeur de diamètre sur le réseau (étape 3).
- les pertes de charge singulières représentent 20 % des pertes de charge linéaires comme dans (Ljubenko et al., 2013) (étape 4).
- les températures  $T_f$  et  $T_{s'}$  sont calculées à l'aide de l'équation (2.71) (étape 5).

Ainsi, il n'y a pas de calculs pour la distribution des débits, ni pour la distribution des températures ce qui réduit drastiquement le temps de calcul pour chaque pas de vitesse.

Pour représenter les résultats d'optimisation, une étude paramétrique est réalisée. Elle permet de visualiser l'évolution des pertes exergetiques en fonction du diamètre, paramétrées par un autre critère (température, puissance...). Dans un premier temps, l'étude paramétrique en Figure 89 est réalisée avec l'approche agrégée sur 5 réseaux différents ayant la même longueur totale que blueCAD mais des puissances nominales totales différentes (chauffage et ECS). Comme la topologie du réseau n'est pas prise en compte avec l'approche agrégée, il s'agit de réseaux différents. La vitesse de l'eau prend des valeurs entre  $0,5$  et  $2 \text{ m.s}^{-1}$  avec un pas de  $0,05 \text{ m.s}^{-1}$ . Pour chacune des courbes ci-dessous, les points représentent une valeur de vitesse et donc une valeur de diamètre obtenue avec l'équation (3.1). La Figure 89a représente l'évolution des pertes exergetiques en fonction du diamètre pour 5 réseaux de puissances nominales différentes  $\dot{Q}_{nom}$ . Pour chacune de ces courbes, la puissance nominale est fixée constante à  $100 \text{ kW}_{th}$ ,  $500 \text{ kW}_{th}$ ,  $1 \text{ MW}_{th}$ ,  $3,7 \text{ MW}_{th}$ ,  $10 \text{ MW}_{th}$  et  $20 \text{ MW}_{th}$ . Ces réseaux ont pour caractéristiques communes une longueur totale de  $500 \text{ m}$ , une température de départ centrale de  $70^\circ\text{C}$ , un différentiel de température de  $40^\circ\text{C}$ .

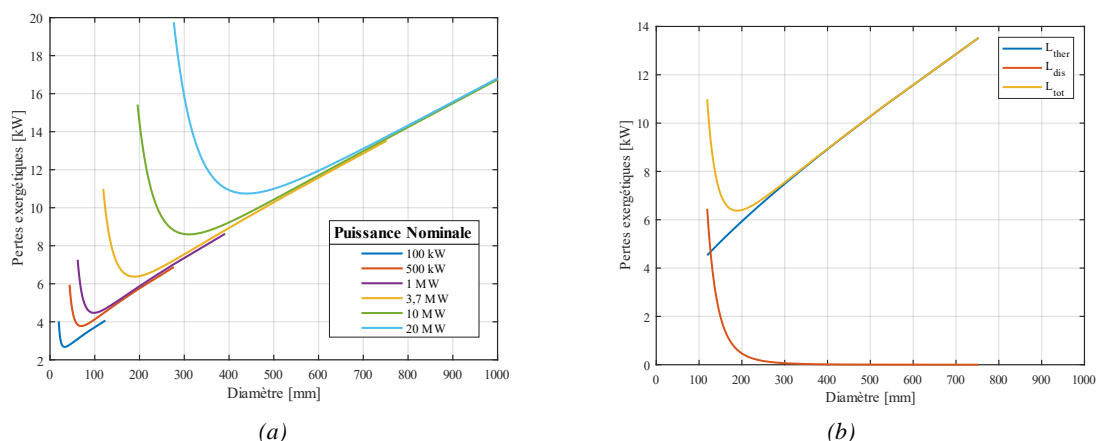


Figure 89 – Approche agrégée : Variation des pertes exergetiques en fonction du diamètre paramétrées par les puissances nominales de 5 réseaux différents (a) ; Evolution des pertes exergetiques thermiques et visqueuses en fonction du diamètre du réseau de  $3,7 \text{ MW}_{th}$  (b)

La plage de variation des pertes exergetiques totales est d'autant plus grande que la puissance nominale du reseau est grande. Par ailleurs, pour tous les reseaux, il existe un optimum de diametre minimisant les pertes exergetiques totales. L'origine de cet optimum est detaillee avec la Figure 89b qui permet de visualiser en detail les contributions thermiques et visqueuses des pertes exergetiques d'un reseau d'une puissance nominale de 3,7 MW<sub>th</sub>. Il s'agit de la puissance nominale reelle de blueCAD. La courbe jaune represente les pertes exergetiques internes totales correspondant a la somme des contributions d'origine visqueuse (courbe rouge) et thermique (courbe bleue). L'optimum exergetique de diametre est de 190 mm pour ce cas particulier. Son origine est due aux variations opposees des pertes exergetiques thermiques et visqueuses avec le diametre : les pertes par dissipation diminuent exponentiellement avec le diametre (diminution des pertes de charge) tandis que les pertes thermiques augmentent lineairement avec le diametre (augmentation de la surface d'echange). Ainsi, pour les faibles diametres – et donc les grandes vitesses nominales – le terme visqueux est non negligeable par rapport aux pertes exergetiques totales tandis que pour les grands diametres, les pertes exergetiques thermiques dominent. Les pertes de charge sont donc non negligeables pour les reseaux basse temperature.

La prochaine etude montre que, pour un reseau donne, cet optimum de diametre varie en fonction du niveau de temperature  $T_{RT}$ . Elle consiste a determiner le diametre minimisant les pertes exergetiques selon le niveau de temperature du reseau. Une etude parametrique est realisee sur un reseau de puissance nominale fixe mais avec des temperatures de depart centrale differentes. Le reseau blueCAD est utilise pour illustrer la methodologie par la suite. Il a une puissance nominale totale de 3,7 MW<sub>th</sub> et une longueur totale de 500 m.

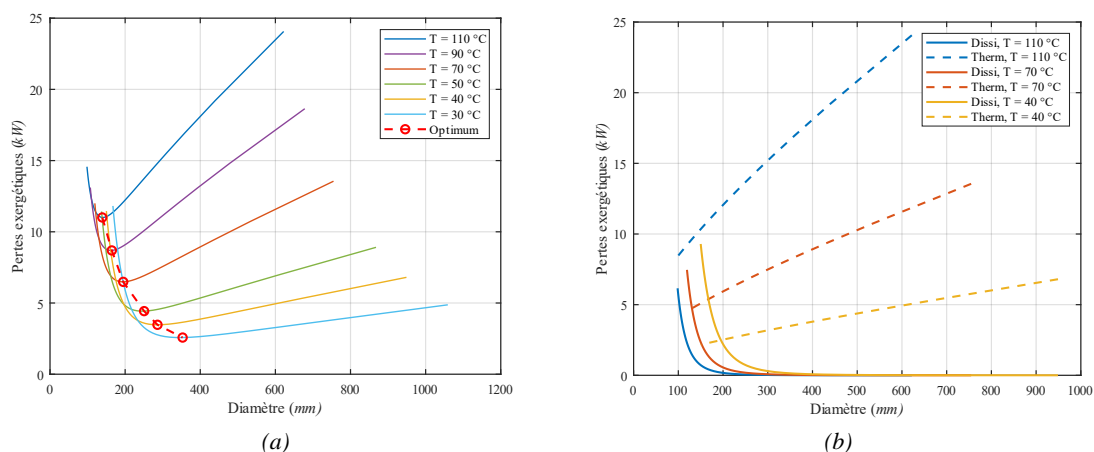


Figure 90 – Approche agrégée : Variation des pertes exergetiques en fonction du diametre parametrees par la temperature du reseau (a) ; Variation des pertes exergetiques thermiques et par dissipations visqueuses en fonction du diametre parametrees par la temperature du reseau (b)

Pour tous les niveaux de temperature, il existe un optimum de diametre minimisant les pertes exergetiques internes totales. La Figure 90a represente la variation des pertes exergetiques en fonction du diametre pour plusieurs niveaux de temperature. Elle montre que l'optimum de diametre augmente lorsque le niveau de temperature diminue. Cela est du au terme de dissipation visqueuse qui augmente lorsque la temperature diminue, a l'inverse des pertes exergetiques thermiques qui diminuent lorsque la temperature diminue comme le montre la Figure 90b. La diminution des pertes exergetiques thermiques de 110°C a 40°C est importante ce qui explique la dominance des pertes par dissipation pour les faibles temperatures. En decoule un diametre optimal plus eleve a basse temperature afin de limiter les pertes de charge generatees par les hauts debits.

La Figure 91 generalise la relation entre le diametre et la temperature du reseau. Elle est issue de la courbe rouge en pointillee de la Figure 90a. Toutes les valeurs entieres de temperature entre 10°C et

110°C sont simulées. Chaque point correspond à la solution de diamètre et de température minimisant les pertes exergetiques du réseau. Cette représentation simplifiée permet de fournir des recommandations explicites quant au dimensionnement des conduites de distribution. A partir de cette relation, les diamètres peuvent être sélectionnés en fonction de la température choisie pour dimensionner tout type de réseau.

Cette section a permis d'établir une méthodologie de dimensionnement du réseau de distribution sur la base exergetique. Des recommandations explicites sont fournies quant aux diamètres à déployer selon la température envisagée en phase de conception. L'étude paramétrique avec l'approche agrégée conclut sur l'existence d'un optimum de diamètre minimisant les pertes exergetiques pour tous les réseaux et pour tous les niveaux de température. Cependant, la topologie du réseau n'est pas prise en compte. Le réseau de distribution est modélisé comme une entité agrégée fournissant une puissance totale aux consommateurs (Figure 72). Il en résulte un modèle de pertes de charge singulières similaire à celui de (Ljubenko et al., 2013). La prochaine section permet d'introduire et de discuter l'approche discrète qui, elle, tient compte de la topologie du réseau.

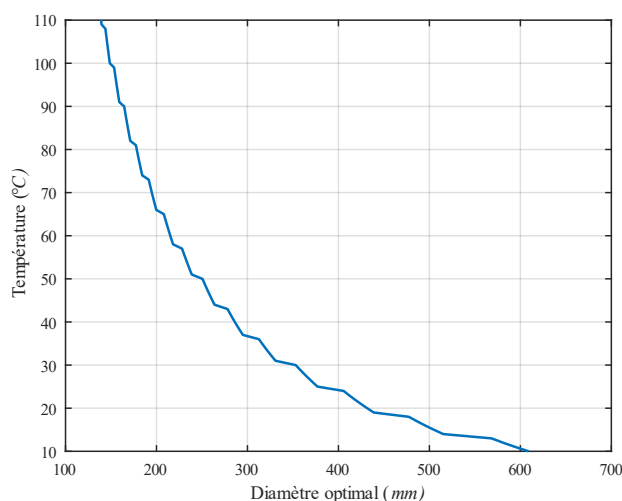


Figure 91 – Approche agrégée : Relation entre la température du réseau et les optimums de diamètre minimisant les pertes exergetiques

### 3.1.3 Optimisation des conduites de distribution selon l'approche discrète

L'approche discrète tient compte de la topologie réelle du réseau en déterminant les diamètres optimaux de l'ensemble des conduites. Les hypothèses supplémentaires par rapport à la Figure 88 sont les suivantes :

- le modèle tient compte de la topologie réelle du réseau. Les segments ont des caractéristiques (longueur, diamètre, emplacement...) qui leurs sont propres.
- le réseau fournit à chacune des sous-stations sa puissance nominale de chauffage et d'ECS.
- le différentiel de température aux sous-stations est constant pour toutes les sous-stations car calculé avec la température de départ centrale et la température ambiante (étape 1).
- le débit requis est calculé pour chacune des sous-stations (étape 2). Un processus itératif est nécessaire pour déterminer les débits dans tous les segments (section 2.6.1).
- les diamètres de tous les segments sont calculés avec l'équation (3.1) (étape 3).
- les pertes de charge singulières sont calculées pour tous les segments avec l'équation (2.82) (étape 4).

- les températures  $T_s$ ,  $T_f$ ,  $T_{f'}$  et  $T_{s'}$  des segments non connectés à une sous-station ou à la centrale de production sont calculées à l'aide de l'équation (2.71) (étape 5).
- afin de déterminer les pertes exergetiques réelles, l'équation (2.70) est appliquée sur tous les segments du réseau (étape 6).  $T_s$  et  $T_f$  sont les températures d'entrée et de sortie d'un segment sur l'aller, et  $T_{f'}$  et  $T_{s'}$  les températures d'entrée et de sortie de la conduite retour de ce même segment comme présenté en Figure 73. Les pertes de charge du segment sont la somme des pertes de charge linéaires et singulières des conduites aller et retour.

Une étude paramétrique est réalisée en reprenant la même démarche que la section précédente. Cette fois, la topologie réelle du réseau blueCAD est utilisée pour illustrer la méthodologie. L'emplacement des segments et des sous-stations en Figure 53, les longueurs du Tableau 7 et les puissances nominales de toutes les sous-stations du Tableau 11 (chauffage et ECS) sont des données d'entrée. Pour visualiser les résultats, la vitesse de l'eau prend des valeurs entre  $0,5$  et  $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  avec un pas de  $0,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Pour chaque valeur de vitesse, le diamètre de **chaque segment** est calculé avec l'équation (3.1). La vitesse nominale est donc la même pour toutes les conduites. Par ailleurs, l'approche agrégée ne pose pas de problème de représentation graphique des résultats. Le diamètre est unique pour chaque pas de vitesse ce qui permet de tracer les pertes exergetiques internes en fonction du diamètre unique sans difficulté. Dans le cas de l'approche discrète, il y a autant de diamètres que de segments. Pour représenter graphiquement les résultats d'optimisation, il est choisi de tracer les pertes exergetiques en fonction du diamètre du premier segment du réseau. Il s'agit du diamètre du segment directement connecté à la centrale de production. En effet, pour chaque pas de vitesse, le débit total véhiculé par le réseau est le même indépendamment de l'approche. Ainsi, le débit véhiculé par le premier segment du réseau avec l'approche discrète est égal au débit véhiculé par l'unique segment de l'approche agrégée. Ce choix permet de comparer les deux approches sur un même graphique. En réalité, avec l'approche discrète, l'ensemble des diamètres du réseau sont déterminés à partir du diamètre optimal en sortie de centrale identifié sur les courbes ci-dessous. En effet, la distribution des débits sur le réseau est connue et le diamètre optimal en sortie de centrale donne la vitesse nominale qui permet de calculer tous les diamètres avec l'équation (3.1).

La Figure 92a représente la variation des pertes exergetiques en fonction du diamètre en sortie de centrale selon plusieurs niveaux de température avec l'approche discrète. Elle reprend le cas du réseau blueCAD ayant la topologie en Figure 53 et les puissances nominales du Tableau 11. Comme pour l'approche agrégée, l'optimum de diamètre varie selon le niveau de température du réseau. Plus la température est faible, plus les diamètres qui minimisent les pertes exergetiques sont grands.

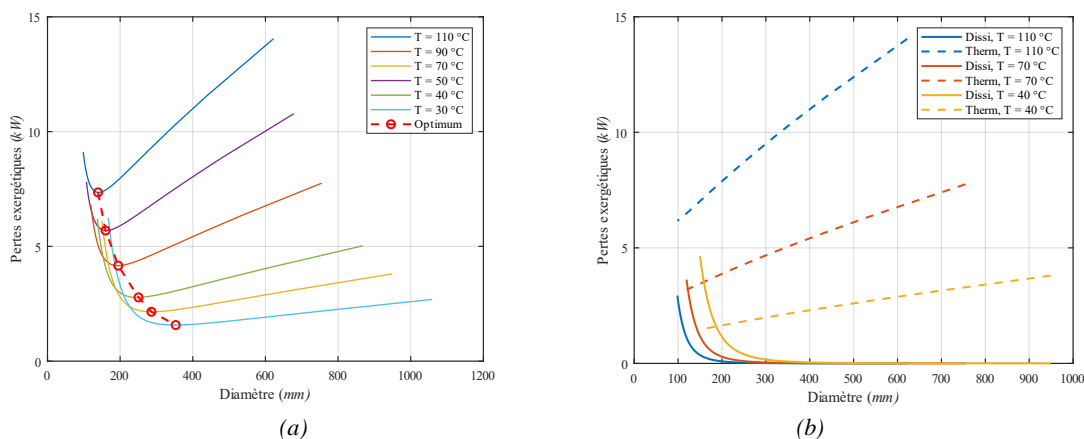


Figure 92 - Approche discrète : Variation des pertes exergetiques en fonction du diamètre paramétrées par le niveau de température (a) ; Variation des pertes exergetiques thermiques et par dissipations visqueuses en fonction du diamètre paramétrées par la température du réseau (b)

Comme pour l'approche agrégée, l'optimum est dû au terme de dissipations visqueuses qui domine pour les faibles températures à l'inverse des pertes exergetiques thermiques qui dominent pour les hautes températures, ce que confirme la Figure 92b. Les courbes ci-dessus ont les mêmes allures que celles en Figure 90 mais la valeur des pertes exergetiques est plus grande pour l'approche agrégée, point discuté dans la prochaine section.

La Figure 93 résume la relation entre le diamètre et la température du réseau issue de la courbe rouge pointillée en Figure 116. Toutes les valeurs discrètes entre 10°C et 110°C sont simulées. Chaque point correspond à la solution de diamètres minimisant les pertes exergetiques pour un niveau de température donné. L'allure de cette courbe est similaire à celle obtenue avec l'approche agrégée. La différence fondamentale est que pour l'approche discrète chaque solution de diamètre et de température donne l'ensemble des diamètres du réseau en tenant compte de sa topologie.

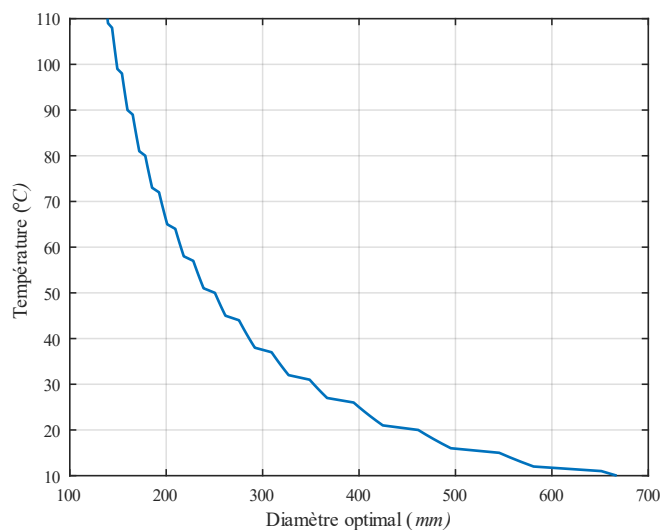


Figure 93 – Approche discrète : Relation entre la température du réseau et les optimums de diamètre minimisant les pertes exergetiques

De manière générale, les allures de courbes sont similaires pour les deux approches. Néanmoins, les valeurs de pertes exergetiques sont plus importantes pour l'approche agrégée que pour l'approche discrète. La prochaine section vise à comparer ces deux approches pour expliquer l'origine des différences et similitudes.

### 3.1.4 Comparaison des approches agrégée et discrète

Afin de sélectionner l'approche adéquate pour l'optimisation globale du réseau par la suite, les approches discrète et agrégée sont comparées. La Figure 94 compare les pertes exergetiques totales à 110°C, 70°C et 40°C obtenues pour blueCAD. Les courbes en pointillées représentent les résultats obtenus avec l'approche agrégée. Les courbes pleines sont obtenues dans les mêmes conditions avec l'approche discrète. L'approche agrégée surestime les pertes exergetiques totales pour tous les niveaux de température.

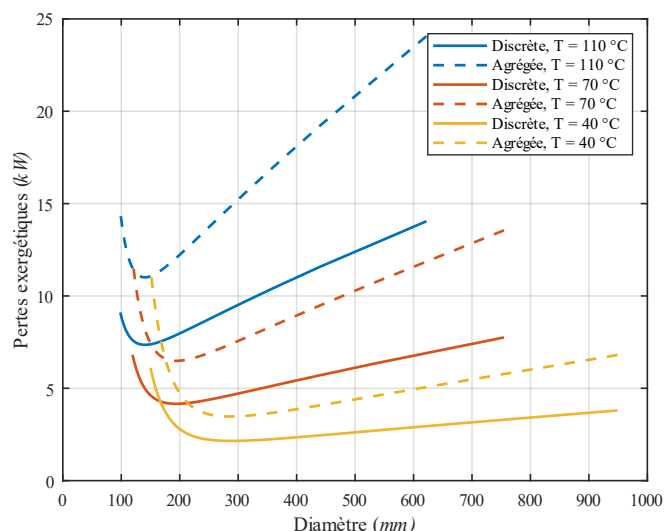


Figure 94 - Comparaison des pertes exergetiques totales en fonction du diamètre avec l'approche discrète et l'approche agrégée

La Figure 95a montre que cela s'explique principalement par la surestimation des pertes exergetiques thermiques avec l'approche agrégée. En effet, du point de vue énergétique, la Figure 95b montre que l'approche agrégée génère des pertes thermiques en ligne plus importantes car la surface d'échange totale est plus élevée et le débit nominal est véhiculé sur la longueur totale du réseau de 500 m. Les explications sont différentes concernant la contribution visqueuse.

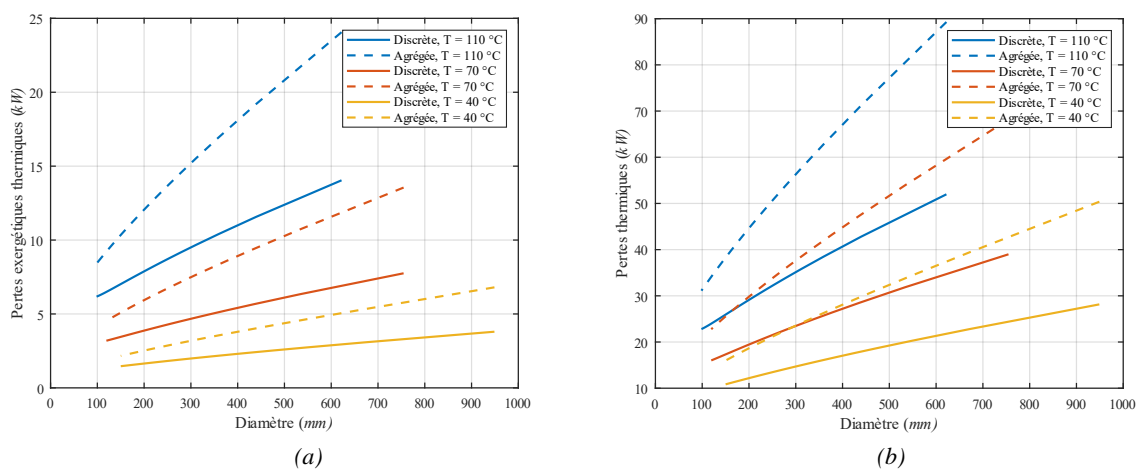


Figure 95 - Comparaison des approches discrète et agrégée : Variation des pertes exergetiques thermiques en fonction du diamètre paramétrées par la température du réseau (a) ; Variation des pertes thermiques totales en ligne en fonction du diamètre paramétrées par la température du réseau (b)

La Figure 96b montre que, pour les faibles diamètres, les pertes de charge sont sous-estimées avec l'approche agrégée car avec la topologie réelle, il y a de nombreux segments ayant des diamètres inférieurs à celui en départ de centrale. Les pertes de charge sont donc plus fortes en tenant compte de la topologie réelle du réseau. Avec l'approche discrète, les pertes exergetiques par dissipation sont calculées avec les débits et les pertes de charge propres à chaque segment, et non pas le débit total. C'est la multiplication des pertes de charge totales (conduites aller et retour) par le débit total dans le cas de l'approche agrégée qui explique que les pertes exergetiques par dissipation sont surestimées en Figure 96a.

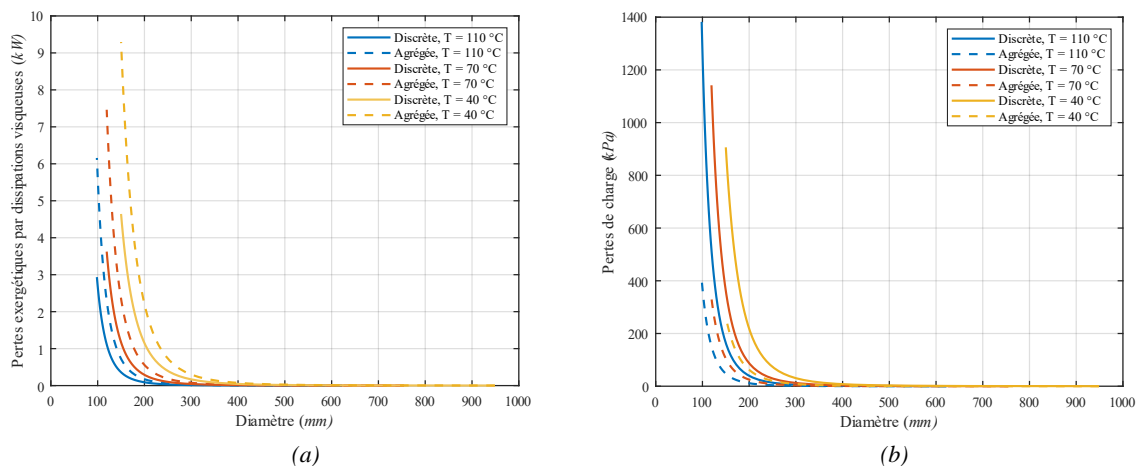


Figure 96 - Comparaison des approches discrète et agrégée : Variation des pertes exergetiques par dissipations visqueuses en fonction du diamètre paramétrées par la température du réseau (a) ; Variation des pertes de charge totales en fonction du diamètre paramétrées par la température du réseau (b)

Pour finir, la Figure 97 montre que les optimums de diamètres exergetiques sont quasiment égaux pour les deux approches. Le graphique ci-dessous permet de comparer les optimums de diamètres obtenus en fonction de la température avec l'approche agrégée (Figure 91 courbe rouge) et l'approche discrète (Figure 93 courbe bleue). Malgré les valeurs de pertes exergetiques différentes, les relations de température et de diamètres optimaux conduisent quasiment aux mêmes résultats de dimensionnement des conduites de distribution.

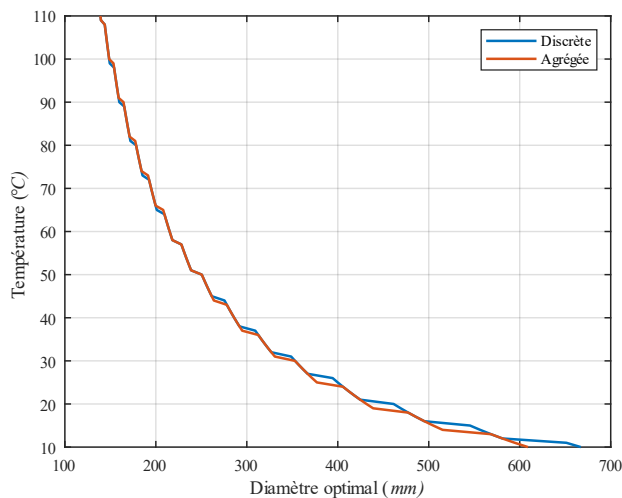


Figure 97 - Comparaison des relations entre la température du réseau et les optimums de diamètre minimisant les pertes exergetiques de l'approche agrégée et discrète

En conclusion, malgré une légère différence, la Figure 97 montre que la relation entre la température du réseau et le diamètre minimisant les pertes exergetiques est similaire pour les deux approches. Ainsi, l'approche agrégée peut être utilisée comme une méthode rapide de détermination de la solution optimale de diamètre à déployer sur le segment en sortie de centrale selon le niveau de température de dimensionnement. Cette solution revient aussi à obtenir la vitesse nominale de dimensionnement qui, dans le cadre de la thèse, est considérée constante pour tous les segments. Ainsi, sous réserve de connaître la distribution des débits sur le réseau, tous les diamètres des conduites peuvent être déduits de l'approche agrégée. Cette dernière permet donc de dimensionner le réseau de manière simplifiée et sans calcul itératif des pertes exergetiques. Néanmoins l'approche agrégée a ses limites : la valeur des pertes exergetiques est surestimée. En effet, l'unicité du diamètre véhiculant un débit total conduit à



surestimer les contributions thermiques et visqueuses. Par la suite, l'approche discrète est utilisée. Malgré les calculs itératifs supplémentaires, elle permet de quantifier correctement les pertes exergetiques générées par le réseau de distribution. Le logiciel ADVENS permettant de calculer la distribution des débits, l'approche discrète fournit des recommandations directes de dimensionnement de l'intégralité des conduites.

Jusqu'à présent, la méthodologie porte sur la conception des conduites de distribution de nouveaux réseaux. Elle n'intègre pas la phase d'opération. De nombreux exploitants de réseaux cherchent à abaisser le niveau de température sur des réseaux existants. Cela implique une augmentation des débits. Il est alors nécessaire de réhabiliter le réseau et d'identifier les conduites à changer. La prochaine section vise à déterminer s'il existe une limite de température en-dessous de laquelle il n'est plus intéressant d'abaisser le niveau de température d'un réseau existant.

### 3.1.5 Etude de l'abaissement du niveau de température sur un réseau existant

L'objectif de cette section est de fournir des recommandations quant au dimensionnement des conduites de distribution d'un réseau existant souhaitant évoluer vers les basses températures. Pour cette étude, 5 réseaux sont simulés. Tous les diamètres des segments sont connus. Le réseau blueCAD est utilisé dans les mêmes conditions que précédemment, mais avec 5 différentes configurations de diamètres. Pour ce faire, blueCAD est dimensionné avec 5 températures différentes : 10°C, 30°C, 40°C, 50°C, et 70°C. La Figure 93 donne les optimums exergetiques de diamètres dans ces 5 cas, avec l'approche discrète, qui sont respectivement de 670 mm, 350 mm, 290 mm, 250 mm, 190 mm. La vitesse nominale est donc connue dans chaque cas, ainsi que les diamètres de tous les segments des réseaux.

Une fois les 5 réseaux existants modélisés, ils sont simulés sur l'année en phase d'opération, en considérant un abaissement ou une élévation du niveau de température par rapport à leur température de dimensionnement. Pour ce faire, les consommations annuelles du Tableau 6 et la température ambiante de la ville de Fribourg en Figure 55 sont les données d'entrée. Pour chaque simulation, le niveau de température (température de départ centrale) reste constant sur l'année. Les températures simulées en Figure 98 sont entre 10°C et 110°C. L'approche discrète est utilisée pour calculer les pertes exergetiques annuelles sur chaque segment au pas de temps horaire avec le logiciel ADVENS. Pour chaque niveau de température simulé, les pertes exergetiques sont calculées au pas de temps horaire puis additionnées pour obtenir les pertes exergetiques annuelles.

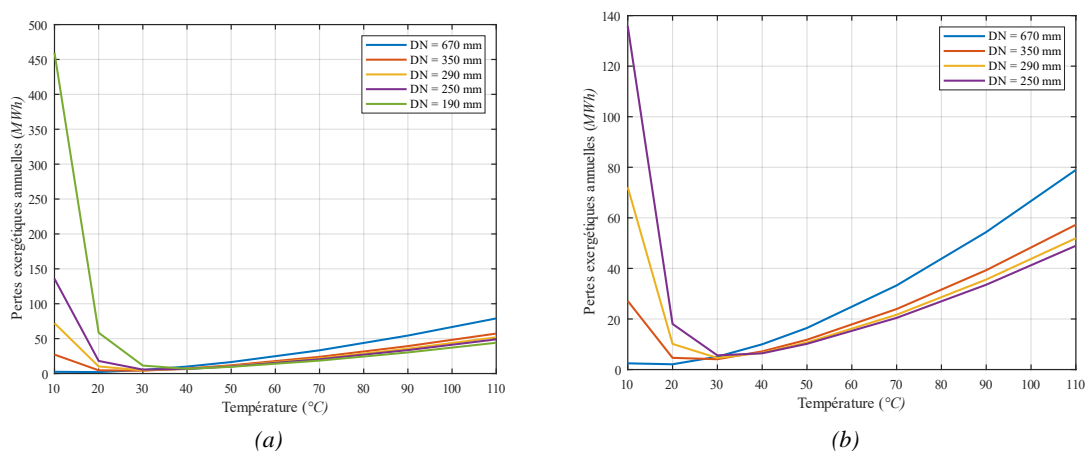


Figure 98 - Pertes exergetiques annuelles en fonction du niveau de température pour les 5 réseaux de diamètres différents (a) ; même graphique sans le réseau de 190 mm (b)

La Figure 98 présente les pertes exergetiques annuelles générées par les conduites en fonction du niveau de température pour les 5 réseaux. Elle montre que pour les réseaux ayant de faibles diamètres, il existe une limite de température en dessous de laquelle il n'est plus intéressant d'abaisser le niveau de température.

Deux plages de température sont à distinguer : les basses températures (10-40°C) pour lesquelles les pertes exergetiques par dissipation dominant, les plus hautes températures (40-110°C) où les pertes exergetiques thermiques dominant. Pour les niveaux de température supérieurs à 40°C, les pertes exergetiques annuelles sont quasiment indépendantes des diamètres car les pertes exergetiques thermiques dominant et les pertes de charge sont négligeables. Par exemple, à 110°C, le réseau de 190 mm génère presque autant de pertes exergetiques que celui de 350 mm sur l'année. A noter que ces résultats similaires pour les faibles et grands diamètres s'expliquent en partie par la faible longueur du réseau blueCAD.

Entre 10°C et 40°C, un optimum de température minimisant les pertes exergetiques sur l'année existe pour les réseaux de faibles diamètres. Il est la conséquence des pertes exergetiques par dissipation qui dominant pour les faibles températures (c'est-à-dire les grands débits) et les faibles diamètres. Ainsi, pour un réseau dimensionné pour une température de 70°C (190 mm), il est possible d'abaisser le niveau de température en exploitation jusqu'à 30°C afin de minimiser les pertes exergetiques sur l'année. En dessous de cette température, les pertes exergetiques sont nettement plus élevées car les pertes de charge sont trop importantes.

De manière générale, la température de dimensionnement ne correspond pas à la température minimisant les pertes exergetiques en phase d'opération. En effet, le réseau est dimensionné au point nominal. Or, il ne fonctionne à cette puissance que très rarement dans l'année. Par exemple, le réseau de 190 mm a été dimensionné en phase nominale pour une température de 70°C. Les courbes précédentes montrent qu'au total sur l'année, ce même réseau minimise les pertes exergetiques à une température de 30°C. Cela est dû au fait qu'en réalité, le réseau opère plus de la moitié de l'année à moins de 1 MW<sub>th</sub>, comme le montrent les monotones de puissance de blueCAD en Figure 131.

Enfin, pour anticiper les évolutions du réseau (extension, intégration de sources, abaissement de la température...) il est préférable de concevoir un réseau pour des basses températures, c'est-à-dire avec de grands diamètres. La Figure 98b montre que plus les diamètres sont grands plus la limite d'abaissement du niveau de température est faible. Par ailleurs, les réseaux de grands diamètres génèrent presque autant de pertes thermiques que les réseaux de faibles diamètres sur l'année. Cette observation est particulièrement intéressante pour prévoir les phases de projet d'un réseau qui doit être conçu avec un haut niveau de température avant de transiter vers les basses températures. Dans ce cas, la meilleure solution est de le dimensionner dès la phase de conception avec de grands diamètres c'est-à-dire pour un niveau de température faible. Ainsi, la phase d'opération est intégrée dès la conception du réseau. Par ailleurs, pour des réseaux existants de faibles diamètres, il est nécessaire de calculer les pertes exergetiques sur l'année, pour différents niveaux de température afin de déterminer la température limite d'abaissement.

Cette première étape de la méthode d'optimisation exergetique permet de fournir des recommandations générales de dimensionnement d'un composant du réseau : les conduites de distribution. Dans cette partie et dans le cadre de la thèse, le dimensionnement du réseau de distribution est particulièrement étudié. La méthode permet pour chaque réseau d'obtenir la Figure 97 qui constitue la base du dimensionnement des conduites, puis, du réseau dans sa globalité. La prochaine section vise à étendre la méthodologie au dimensionnement global du réseau. La température optimale est déterminée sur la base exergetique, en simulant le réseau sur l'année. Une fois cette température optimale déterminée, le dimensionnement des composants est connu en centrale, en sous-stations et sur le réseau de distribution, notamment avec la Figure 97 pour les conduites de distribution.

## 3.2 Méthode d'optimisation exergetique du niveau de température du réseau

Cette partie permet de déterminer la température de dimensionnement optimale d'un réseau thermique selon les sources énergétiques à disposition. Le réseau est intégralement étudié afin de fournir des recommandations de dimensionnement sur l'ensemble des composants (centrale, réseau de distribution, sous-stations). La fonction objectif consiste à minimiser la consommation exergetique annuelle du réseau (somme des exergies thermiques et électrique). Le réseau est simulé sur l'année à l'aide du logiciel ADVENS. Cette méthode d'optimisation permet de :

- minimiser et quantifier les pertes exergetiques globales selon le niveau de température de conception,
- déterminer les sources énergétiques à intégrer sur le réseau et en quelles proportions,
- fournir des recommandations quant aux systèmes énergétiques centralisés et/ou décentralisés à déployer,
- comparer les différentes solutions de réseaux sur une base commune grâce aux pertes exergetiques.

Ainsi, la phase d'opération est intégrée dès la phase de conception du réseau.

### 3.2.1 Principe de l'optimisation exergetique du niveau de température

La Figure 99 représente le système étudié pour l'optimisation exergetique des réseaux thermiques. Il est constitué de plusieurs entités : une centrale de production alimentée par des sources d'énergie (lac, solaire, géothermie, biomasse...), un réseau de distribution (ramifié, maillé), des sous-stations pour fournir les prestations de chauffage, de refroidissement et d'eau chaude sanitaire aux clients. Les terminologies suivantes sont utilisées par la suite :

- les sources **alimentent** la centrale.
- la centrale **produit** l'énergie/la puissance thermique nécessaire au réseau. Une partie de cette production comble les pertes thermiques et l'autre est fournie aux sous-stations.
- le réseau **fournit** de l'énergie aux sous-stations.
- les sous-stations **consomment** l'énergie du réseau.

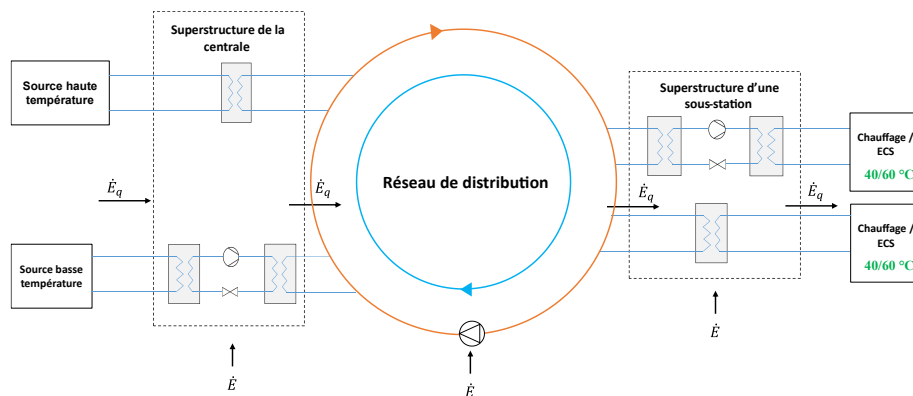


Figure 99 - Système thermodynamique étudié pour l'optimisation exergetique des réseaux thermiques

Une superstructure regroupe l'ensemble des systèmes qu'il est possible d'utiliser pour une entité donnée. Selon les niveaux de température, des systèmes thermodynamiques différents sont déployés en

sous-stations pour le chauffage et l'ECS : deux échangeurs de chaleur, deux pompes à chaleur ou une association des deux systèmes.

### Superstructure d'une sous-station

Les sous-stations sont alimentées par l'énergie thermique issue du réseau de distribution (réseau primaire) pour fournir les prestations de chauffage et d'eau chaude sanitaire aux clients (réseau secondaire). Dans le cadre de l'étude, le réseau secondaire du bâtiment n'est pas modélisé. La frontière du système se limite aux unités de conversion d'énergie (PAC, échangeur de chaleur). Par ailleurs, le refroidissement n'est pas pris en compte en première approche. La Figure 99 présente la superstructure d'une sous-station. Elle est composée d'échangeurs de chaleur et de pompes à chaleur décentralisées pour les deux prestations de chauffage et d'ECS.

La température de consigne de chauffage des bâtiments est de 40°C (chauffage basse température) et celle de l'eau chaude sanitaire est de 60°C. Lorsque la température du réseau primaire en entrée de la sous-station est inférieure à ces dernières, une PAC décentralisée est installée pour élever la température. Pour une température intermédiaire de 50°C, un échangeur de chaleur pour le chauffage et une PAC décentralisée pour l'ECS sont installés. Ainsi, le niveau de température du réseau est une variable d'optimisation qui permet de fixer la configuration des sous-stations.

### Superstructure de la centrale de production

La Figure 99 présente la superstructure de la centrale de production. Elle est alimentée par des sources pour fournir la production du réseau  $\dot{Q}_{prod}$ . Cette production comprend l'ensemble des pertes thermiques ainsi que l'énergie pour répondre à la demande, en tenant compte du rendement des systèmes énergétiques en sous-stations.

La configuration de la centrale de production dépend des sources énergétiques disponibles pour alimenter le réseau. La Figure 99 schématise le cas où les sources disponibles sont une source de température inférieure à celle du réseau (source basse température) et une source avec une température supérieure à celle du réseau (source haute température). Dans ce cas, la centrale de production est composée d'une PAC centralisée et d'un échangeur de chaleur centralisé. Ils peuvent fonctionner simultanément ou non. Une stratégie de pilotage doit être établie pour fixer le taux de fonctionnement des différentes unités. Pour ce faire, une seconde variable d'optimisation est définie pour déterminer la répartition optimale des sources : le pourcentage de sources basse température. Il a pour expression :

$$x_{BT} = \frac{\dot{Q}_{BT}^f}{\dot{Q}_{prod}} \quad (3.3)$$

avec  $\dot{Q}_{BT}^f$  la puissance produite par la PAC centralisée,  $\dot{Q}_{prod}$  la puissance totale produite par le centrale de production (PAC et échangeur de chaleur centralisé). Il s'agit de la part de la puissance produite par la centrale qui est issue de la pompe à chaleur centralisée. Ce pourcentage s'applique aux sources dont le niveau de température est inférieur à la température du réseau. La Figure 99 présente le cas de réseaux multi-sources alimentés par deux sources thermiques. Il s'agit des applications étudiées au Chapitre 4. Néanmoins, il est possible d'imaginer un réseau alimenté par plus de sources thermiques. Dans ce cas, des variables d'optimisation supplémentaires sont nécessaires pour définir la stratégie de pilotage de la centrale.

### 3.2.2 Problème d'optimisation

La finalité de la méthodologie exergetique est de déterminer la température, la configuration et le mix énergétique optimal du réseau. La fonction objectif consiste à minimiser la consommation exergetique globale du réseau :  $\min \dot{E}_{tot,in}$ . Pour justifier l'existence d'un optimum, la Figure 44 est tracée dans des conditions réelles avec les consommations exergetiques thermiques et électriques totales en fonction de la température du réseau. Les étapes de l'optimisation sont présentées en Figure 100.

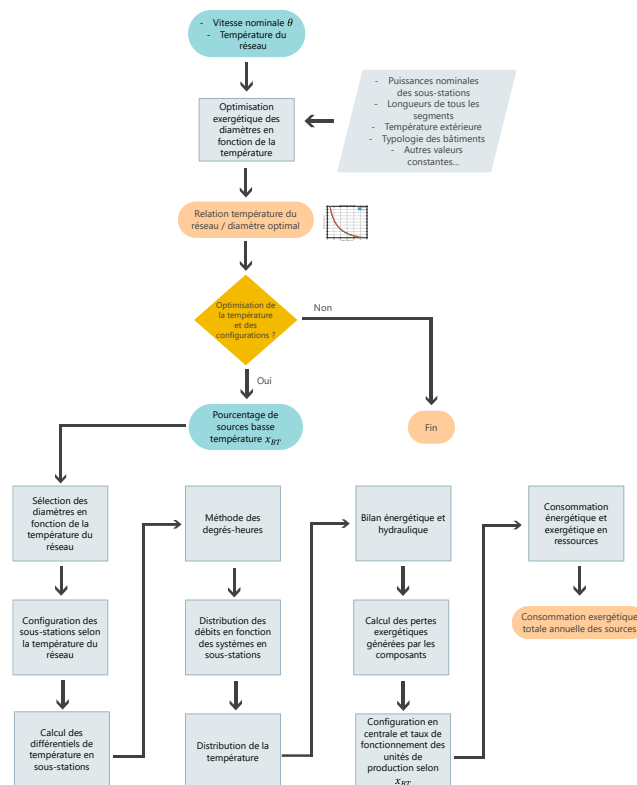


Figure 100 – Diagramme de l'optimisation exergetique

L'étape préliminaire consiste à déterminer la relation entre les diamètres optimaux et la température du réseau (Figure 97) en suivant la méthode d'optimisation des conduites de distribution. Cette relation est propre à chaque réseau. C'est une donnée d'entrée du problème, au même titre que les consommations annuelles thermiques des sous-stations, la topologie du réseau et les données constantes thermo-hydrauliques du Tableau 17. Les deux variables d'optimisation sont la température du réseau et le pourcentage de sources basse température. La température du réseau détermine la configuration des sous-stations et les diamètres des conduites de distribution. Le pourcentage de sources basse température détermine la configuration de la centrale de production et le mix-énergétique. Pour un niveau de température et un pourcentage de sources basse température donné, la variante de réseau est simulée sur l'année au pas de temps horaire avec la plateforme ADVENS.

Dans un premier temps, les consommations en aval de la centrale en Figure 99 sont calculées. La relation de température et de diamètre permet de fixer la solution optimale de diamètres pour le niveau de température choisi. La température du réseau détermine si des pompes à chaleur ou des échangeurs de chaleur sont en sous-stations. Le différentiel de température est calculé avec l'équation (2.33) en fonction de la température du réseau. Comme précédemment, ce différentiel est le même pour chaque pas de temps et pour toutes les sous-stations. Contrairement à l'optimisation des conduites de distribution en section 3.1, les débits sont calculés en tenant compte de la performance du système en sous-station (rendement énergétique des échangeurs, COP des PACs). L'équation (2.48) permet de

calculer le débit nécessaire pour une pompe à chaleur décentralisée et l'équation (2.32) pour un échangeur de chaleur décentralisé. Sur cette base, la distribution de débits puis de température est établie comme précédemment. Le bilan énergétique et hydraulique permet de calculer :

- la production thermique nécessaire avec :

$$\dot{Q}_{prod} = \dot{Q}_l + \dot{Q}_{dem} \quad (3.4)$$

- la consommation électrique du réseau (en dehors de la centrale de production) :

$$\dot{E}_{RT} = \dot{E}_p + \dot{E}_{PACS} \quad (3.5)$$

avec  $\dot{Q}_l$  les pertes thermiques,  $\dot{Q}_{dem}$  la demande des sous-stations côté primaire,  $\dot{E}_p$  la consommation électrique des pompes de circulation,  $\dot{E}_{PACS}$  la consommation électrique des pompes à chaleur décentralisées.

Ensuite, les pertes exergetiques générées par les composants du réseau (pompe de circulation, réseau de distribution, mélange de flux, pompes à chaleur, échangeurs de chaleur) sont calculées selon les équations présentées au Chapitre 2. Pour finir, la répartition de la production et la consommation de la centrale en Figure 99 sont calculées dans les cas suivants :

- $x_{BT} = 0 \%$ , il y a uniquement un/des échangeur(s) de chaleur centralisé(s) pour intégrer une/des source(s) haute température.
- $x_{BT} = 100 \%$ , il y a uniquement une/des pompe(s) à chaleur centralisée(s) pour l'intégration de source(s) basse température (géothermie, eau du lac, récupération de chaleur basse température...).
- $0\% < x_{BT} < 100 \%$ , il y a des échangeurs de chaleur et des pompes à chaleur centralisées qui fonctionnent simultanément.
- la température du réseau est strictement inférieure à  $20^\circ\text{C}$ , le réseau est un réseau anergie et  $x_{BT} = 100 \%$ .

Dans le cas où plus de deux sources haute température sont intégrées, une autre variable doit être définie pour la répartition de la production entre ces sources. Il en est de même pour les sources basse température. La thèse se limite à l'étude de cas avec une seule source haute température et/ou une seule source basse température. Le seul pourcentage de sources basse température est donc suffisant pour déterminer la quantité d'énergie que chacune des unités doit produire et donc le mix-énergétique.

Après cette étape, le type de systèmes thermodynamiques en sous-stations et en centrale est connu. Pour une PAC centralisée, le  $COP_{réel}$  est calculé selon le processus décrit en section 2.7.1 qui nécessite des paramètres d'entrée (rendement isentropique du compresseur, température de la source, température du réseau, pincements...). Pour un échangeur de chaleur centralisé, le paramètre d'entrée est le rendement énergétique. Ensuite, les énergies et exergeties thermiques annuelles fournies par les sources sont calculées avec les équations présentées en section 2.7. Pour finir, le bilan exergetique du système permet de déterminer les exergeties entrantes thermique  $\dot{E}_{q_{in}}$  et électrique  $\dot{E}_{in}$ . La consommation exergetique globale du système  $\dot{E}_{tot,in}$  est définie telle que :

$$\dot{E}_{tot,in} = \dot{E}_{q_{in}} + \dot{E}_{in} \quad (3.6)$$

avec  $\dot{E}_{q_{in}} = \sum_i \dot{E}_{q_i}$  la somme des exergeties thermiques fournies par les sources haute/basse température et  $\dot{E}_{in} = \sum_i \dot{E}_i$  la somme des consommations électriques des pompes de circulation, des PACs décentralisées et de la PAC centralisée.  $\dot{E}_{tot,in}$  est la fonction objectif dont la valeur est renvoyée en fin d'optimisation pour chaque combinaison de température et de pourcentage de sources basse température.

La prochaine section vise à justifier l'existence d'un optimum. Les allures des courbes de la fonction objectif sont représentées en fonction des deux variables d'optimisation à savoir la température du réseau et le pourcentage de sources basse température. Pour calculer l'exergie thermique entrante  $\dot{E}_{q_{in}}$ , il est possible de considérer ou non les énergies primaires qui permettent de produire les énergies finales (sources basse température et haute température de la Figure 99). Pour distinguer ces deux cas, deux frontières sont définies : la frontière dite globale qui tient compte des énergies primaires, la frontière locale qui ne considère pas les énergies primaires.

### 3.2.3 Frontière locale

Dans cette partie, le système est étudié avec la frontière locale, c'est-à-dire sans tenir compte des énergies primaires qui alimentent les sources basse et haute température intégrées sur le réseau. Le système étudié est schématisé par la Figure 99. Pour illustrer la méthode, le réseau blueCAD est simulé. Il a une puissance nominale de 3,7 MW<sub>th</sub> et consomme 7,6 GWh d'énergie thermique par an (chauffage et ECS). La relation de température et de diamètres optimaux du réseau est donc celle de la Figure 93. En exemple, il est alimenté par une source basse température de 10°C et une source haute température de 85°C. Dans ces conditions, les consommations exergetiques thermiques ont les expressions :

$$E_{q_{HT}} = \left(1 - \frac{T_a}{T_{HT}}\right) Q_{HT}^s \quad (3.7)$$

avec  $T_{HT} = 85^\circ\text{C}$ ,

$$E_{q_{BT}} = \left(1 - \frac{T_a}{T_{BT}}\right) Q_{BT}^s \quad (3.8)$$

avec  $T_{BT} = 10^\circ\text{C}$ .

$Q_{HT}^s$  et  $Q_{BT}^s$  sont les consommations énergétiques annuelles prélevées aux sources haute et basse température illustrées en Figure 81 et Figure 82. En première approche, les températures du réseau simulées prennent des valeurs de 20°C à 90°C par pas de 5°C. Le réseau anergie à 10°C est lui aussi simulé. Par ailleurs, comme explicité en section 2.5.2, lorsqu'il y a des PACs, il faut une différence de température de 10°C entre la source froide et la source chaude pour garantir leur bon fonctionnement. Avec les hypothèses précédentes, cette condition est vérifiée pour la PAC centralisée car la source froide est à 10°C (source basse température) et la source chaude est supérieure ou égale à 20°C (température du réseau). Il n'y a pas de PAC centralisée pour le réseau anergie à 10°C. Pour les PACs décentralisées en sous-stations, la condition n'est pas vérifiée à certains niveaux de température du réseau (ici 35°C, 40°C, 55°C, 60°C) car les températures de consigne de chauffage et d'ECS sont de 40°C et 60°C. La température en sortie de sous-station côté secondaire est donc majorée dans les cas suivants :

- lorsque la température du réseau primaire est entre 31°C et 44°C, la température fournie par les PACs décentralisées de chauffage est égale à la température du réseau augmentée de 10°C. Par exemple, à 35°C et 40°C, la température de chauffage en sortie des PACs côté secondaire est supérieure à la consigne, soit respectivement 45°C et 50°C.
- lorsque la température du réseau primaire est entre 51°C et 64°C, la température fournie par les PACs décentralisées d'ECS est égale à la température du réseau augmentée de 10°C. Par exemple, à 55°C et 60°C, la température d'ECS en sortie des PACs côté secondaire est respectivement de 65°C et 70°C.

Par ailleurs, en dessous d'une température de 20°C sur le réseau, il n'y a qu'un seul cas de réseau simulé : celui du réseau anergie à 10°C alimenté directement par la source basse température ( $x_{BT} = 100\%$ ). Dans ce cas, la production est exclusivement décentralisée.

Les Figures ci-dessous montrent l'intérêt du critère exergetique et permettent de visualiser l'allure des résultats d'optimisation. Elles représentent les résultats de consommations annuelles énergétiques

(Figure 101a) et exergetiques (Figure 101b) thermique et électrique en fonction du niveau de température avec 20 % de sources basse température dans la production.

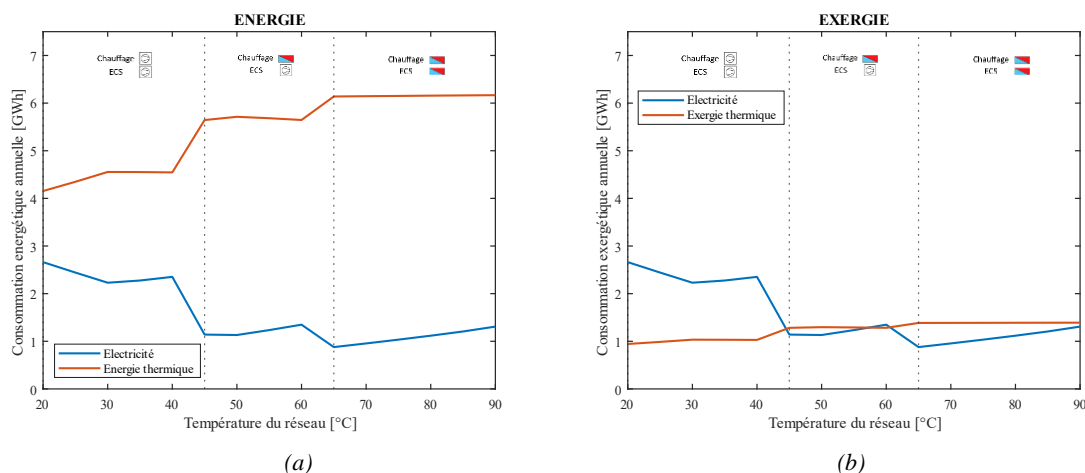


Figure 101 - Variation des consommations annuelles énergétiques (a) et exergetiques (b) en fonction de la température du réseau avec 20 % de sources basse température dans la production

La Figure 101a permet de visualiser que la somme des consommations énergétiques (thermiques et électriques) revient à additionner des formes d'énergies différentes. Il ne peut y avoir de problème d'optimisation basé sur le seul critère énergétique car la consommation électrique est trop faible par rapport à la consommation énergétique thermique. A contrario, la Figure 101b montre que l'exergie permet de ramener au même ordre de grandeur les consommations thermiques et électriques car elle tient compte de la qualité des flux d'énergie. Ce critère soulève à lui seul un problème d'optimisation. En effet, la Figure 101b montre qu'avec 20 % de sources basse température, il existe un optimum de température minimisant la consommation exergetique totale.

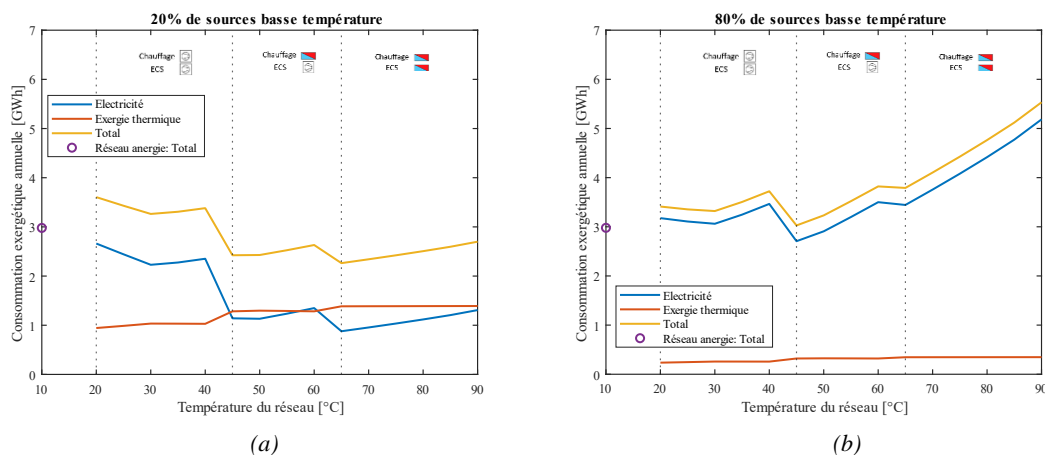


Figure 102 - Variation des consommations annuelles exergetiques en fonction du niveau de température avec 20 % (a) et 80 % (b) de sources basse température dans la production

L'optimum de température est la conséquence de plusieurs évolutions de la consommation électrique. Entre 20°C et 45°C, seules des pompes à chaleur décentralisées sont en sous-stations. La consommation électrique diminue car le différentiel de température qu'elles doivent combler diminue. Cette diminution est plus importante pour les faibles pourcentages de sources basse température car la PAC centralisée consomme moins d'électricité. Le léger pic de consommation entre 30°C et 45°C s'explique par l'élévation ponctuelle de la température de chauffage côté secondaire, qui est nécessaire



au bon fonctionnement des PACs décentralisées comme expliqué plus haut. A partir de 45°C il n'y a plus de PACs pour le chauffage ce qui explique la chute de consommation électrique. Entre 45°C et 65°C, la consommation électrique commence à augmenter car il y a élévation de la température fournie pour l'ECS côté secondaire pour le bon fonctionnement des PACs mais aussi car la pompe à chaleur centralisée doit combler un différentiel de température important entre la source basse température et le réseau. Les Figures ci-dessus montrent que cette augmentation est d'autant plus marquée que le pourcentage de sources basse température est important, en comparant des pourcentages de 20 % et 80 %.

Au-delà de 65°C, la production est totalement centralisée. Il n'y a que des échangeurs de chaleur décentralisés en sous-station. La consommation électrique augmente avec une pente d'autant plus grande que le pourcentage de sources basse température est élevé car la PAC centralisée est plus sollicitée. Plus la température du réseau et le pourcentage de sources basse température sont élevés, plus la consommation électrique de la PAC centralisée est importante. Ainsi, la consommation électrique dépend du niveau de température du réseau (configuration des sous-stations) et du pourcentage de sources basse température dans la production (configuration de la centrale).

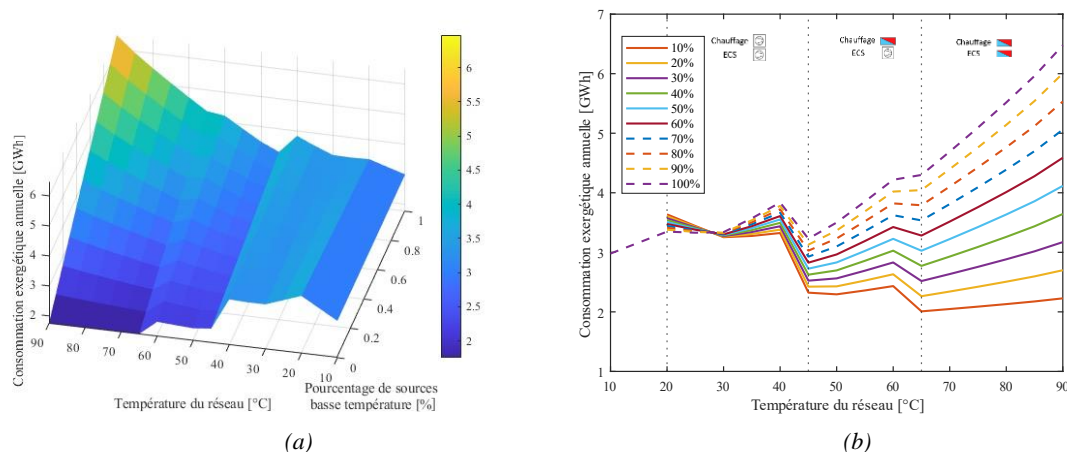


Figure 103 - Variation des consommations annuelles exergetiques en fonction du niveau de température et du pourcentage de sources basse température dans la production avec une représentation 3D (a) et 2D (b)

Concernant la consommation exergetique thermique, elle augmente entre 10°C et 90°C. Cette augmentation est légèrement plus marquée pour les faibles pourcentages de sources basse température car l'exergie thermique issue de la source haute température est plus importante. Pour tous les pourcentages de sources basse température, l'exergie thermique augmente avec les pertes thermiques du réseau. Cette évolution est relativement faible par rapport à la consommation des pompes à chaleur centralisées et/ou décentralisées car le réseau blueCAD est relativement petit (500 m). Pour les réseaux plus longs, cet effet sera plus marqué. Par ailleurs, lorsque le pourcentage de sources basse température est important, la consommation exergetique thermique est quasiment indépendante du niveau de température contrairement à la consommation électrique. Avec le système étudié en Figure 99, que ce soit pour des pourcentages de sources basse température faibles ou élevés, l'allure de la courbe de consommation exergetique totale est gouvernée par la consommation électrique.

De manière générale, l'optimum de température dépend directement du pourcentage de sources basse température et donc de la disponibilité en ressources. La Figure 103b montre que plus le pourcentage de sources basse température est élevé, plus la température optimale est faible. Plus le pourcentage de sources basse température est faible, plus la température optimale est élevée. En définitive, l'optimum de température tend vers la température de la source qui a la part la plus importante dans la production.

Enfin, les valeurs de consommations exergetiques totales sont plus importantes pour les pourcentages élevés car la consommation électrique des PACs est plus importante que l'exergie thermique. En conséquence, l'optimum global semble être obtenu lorsqu'il n'y a pas de sources basse température et donc, plutôt pour les hautes températures comme le montre la Figure 103a. Cela est dû au fait que les frontières du système se limitent aux sources locales. L'exergie thermique haute température est calculée sans tenir compte du contenu exergetique des énergies primaires qui permettent de produire la chaleur à 85°C en entrée de la centrale. La prochaine section vise à étendre le système en considérant la valeur exergetique réelle des sources haute température.

### 3.2.4 Frontière globale

La frontière du système précédent est étendue pour intégrer la valeur exergetique réelle des sources, comme l'illustre la Figure 104. Il s'agit de la frontière globale, qui intègre les énergies primaires qui permettent de produire la source haute température à 85°C. Les éventuelles pertes thermiques et pertes de charge générées en dehors du réseau étudié c'est-à-dire lors de la distribution de l'énergie primaire vers la centrale du réseau ne sont pas prises en compte dans le cadre de la thèse.

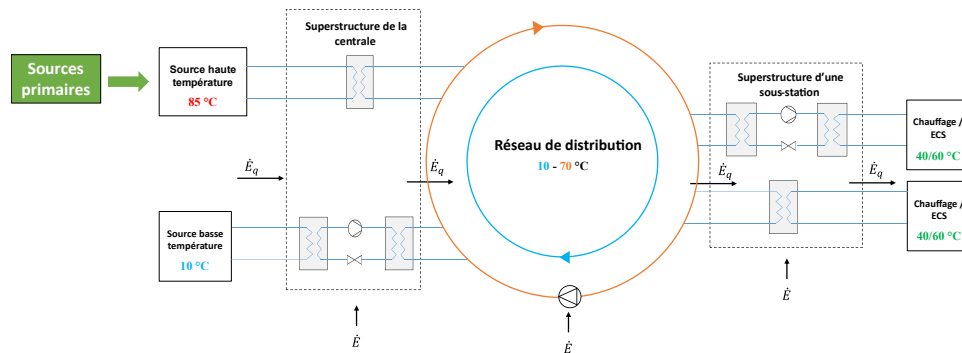


Figure 104 - Système thermodynamique étudié pour l'optimisation exergetique des réseaux thermiques en considérant la frontière globale

Pour prendre un exemple, il est considéré que l'exergie thermique haute température à 85°C est produite avec une chaudière biomasse. Dans ces conditions, l'exergie thermique fournie par la chaudière pour produire la chaleur nécessaire à 85°C a pour expression :

$$E_{q HT} = \alpha_{bio} Q_{HT}^S \quad (3.9)$$

avec  $\alpha_{bio} = 1,225$  le facteur exergetique de (Kotas, 1985) présenté en 2.7.2.

Les résultats du bilan énergétique et hydraulique en aval de la centrale sont exactement les mêmes en considérant la frontière locale ou globale. Ainsi, les résultats obtenus avec les équations (3.4) et (3.5) sont exactement les mêmes pour les deux frontières. La seule différence est l'expression de la consommation exergetique de la source haute température. Son coefficient exergetique n'est plus inférieur à 1 comme avec l'équation (3.7) pour la frontière locale. Les courbes de consommations exergetiques thermiques ont donc les mêmes allures mais leurs valeurs sont augmentées à chaque pas de temps horaire par la différence entre le facteur exergetique de la biomasse et le facteur exergetique de la source haute température :

$$\alpha_{bio} - \left(1 - \frac{T_a}{T_{HT}}\right) = 0,225 + \frac{T_a}{T_{HT}} \quad (3.10)$$

La Figure 105a et la Figure 105b présentent l'évolution de la consommation exergetique annuelle en fonction de la température du réseau et du pourcentage de sources basse température. A l'inverse de

la frontière locale, plus le pourcentage de sources basse température est important, plus la consommation exergetique annuelle est faible. Pour tous les niveaux de température, le minimum de consommation est atteint lorsque le réseau n'est alimenté qu'avec des sources basse température. Le modèle favorise la consommation électrique devant la consommation thermique. En effet, contrairement à la frontière locale, l'exergie thermique est nettement supérieure à la consommation électrique.

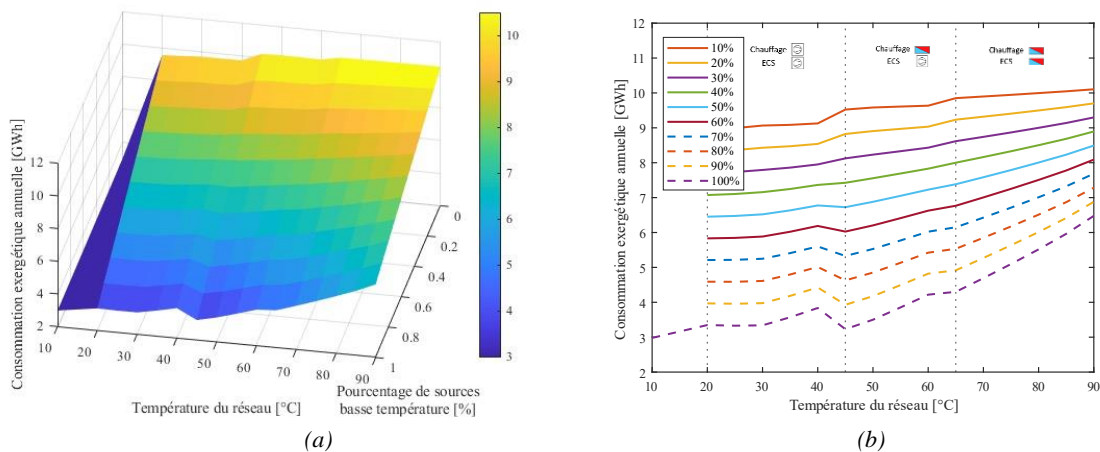


Figure 105 - Biomasse : Variation des consommations annuelles exergetiques en fonction du niveau de température et du pourcentage de sources basse température dans la production avec un représentation 3D (a) et 2D (b)

Lorsqu'un optimum existe, la Figure 106b montre que l'origine de l'optimum de température est le résultat de la diminution de la consommation électrique des pompes à chaleur décentralisées pour les faibles températures suivie de l'augmentation quadratique de la consommation électrique de la pompe à chaleur centralisée pour les hautes températures. Toutefois, cet optimum est peu marqué et, dans le cas de la frontière globale, il n'est plus possible de généraliser en disant qu'il existe un optimum de température pour tous les pourcentages de sources basse température.

En effet, pour les faibles pourcentages, la Figure 106a montre que l'exergie thermique est nettement supérieure à la consommation électrique. Cela revient à la problématique du critère énergétique formulée avec la Figure 101 : lorsqu'il y a peu de sources basse température, il n'existe pas de minimum car l'exergie thermique domine nettement et les variations de la consommation électrique dues aux changements de configuration du réseau ne sont plus perceptibles.

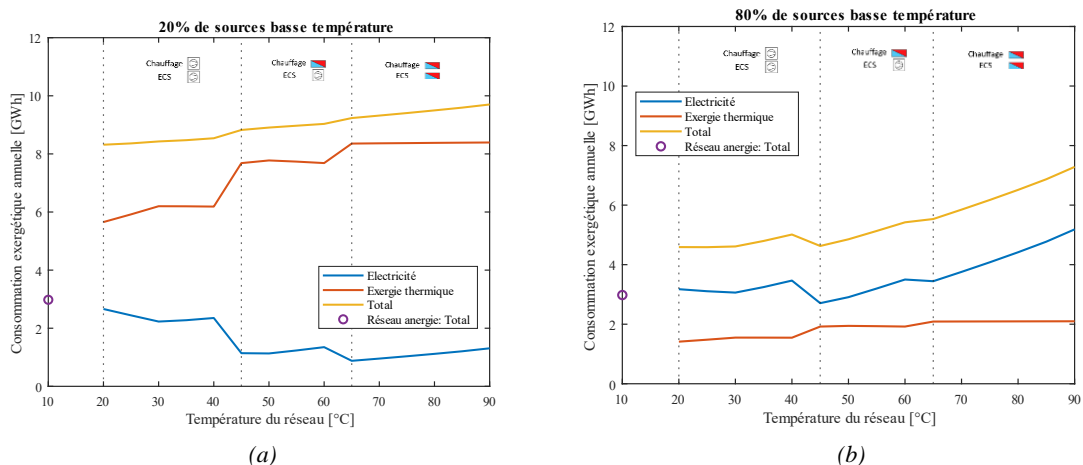


Figure 106 - Variation des consommations exergetiques annuelles en fonction du niveau de température avec 20 % (a) et 80 % (b) de sources basse température dans la production

De manière générale, avec la frontière globale, l'existence d'un optimum de température dépend du pourcentage de sources basse température et de l'énergie primaire utilisée pour fournir la chaleur haute

température. Un optimum de température existe lorsque les exergies thermiques et électriques sont du même ordre de grandeur. Les graphiques en Figure 107 montrent la variation de la consommation exergetique thermique annuelle en fonction de la température du réseau en considérant différentes sources d'alimentation : une chaudière biomasse ( $\alpha_{bio} = 1,225$ ), une chaudière gaz ( $\alpha_{gaz} = 1,04$ ), et une UVE ( $1 - \frac{T_a}{T_{UVE}}$  avec  $T_{UVE} = 850^\circ C$ , soit un facteur exergetique de  $0,7$  à  $T_a = 15^\circ C$ ).

Plus la valeur exergetique de la source est importante, plus la consommation exergetique associée est élevée. La conséquence est que pour les sources haute température de facteur exergetique élevé et avec un pourcentage de sources basse température faible, la consommation électrique devient faible devant la consommation thermique, comme c'est le cas en Figure 107a. En découle des courbes de consommations exergetiques totales en Figure 107b qui suivent de moins en moins la consommation électrique pour les facteurs exergetiques importants. Ce facteur exergetique des sources haute température a un impact direct sur l'optimum. En reprenant l'exemple de la chaudière biomasse, la Figure 105a montre que pour tous les pourcentages, le minimum est obtenu avec la température la plus faible possible ( $10^\circ C$  ou  $20^\circ C$ ). Les résultats sont différents dans le cas de l'UVE en Figure 108. Un optimum de température existe autour de  $45^\circ C$  pour quasiment tous les pourcentages de sources basse température car la valeur exergetique de la source haute température est plus faible.

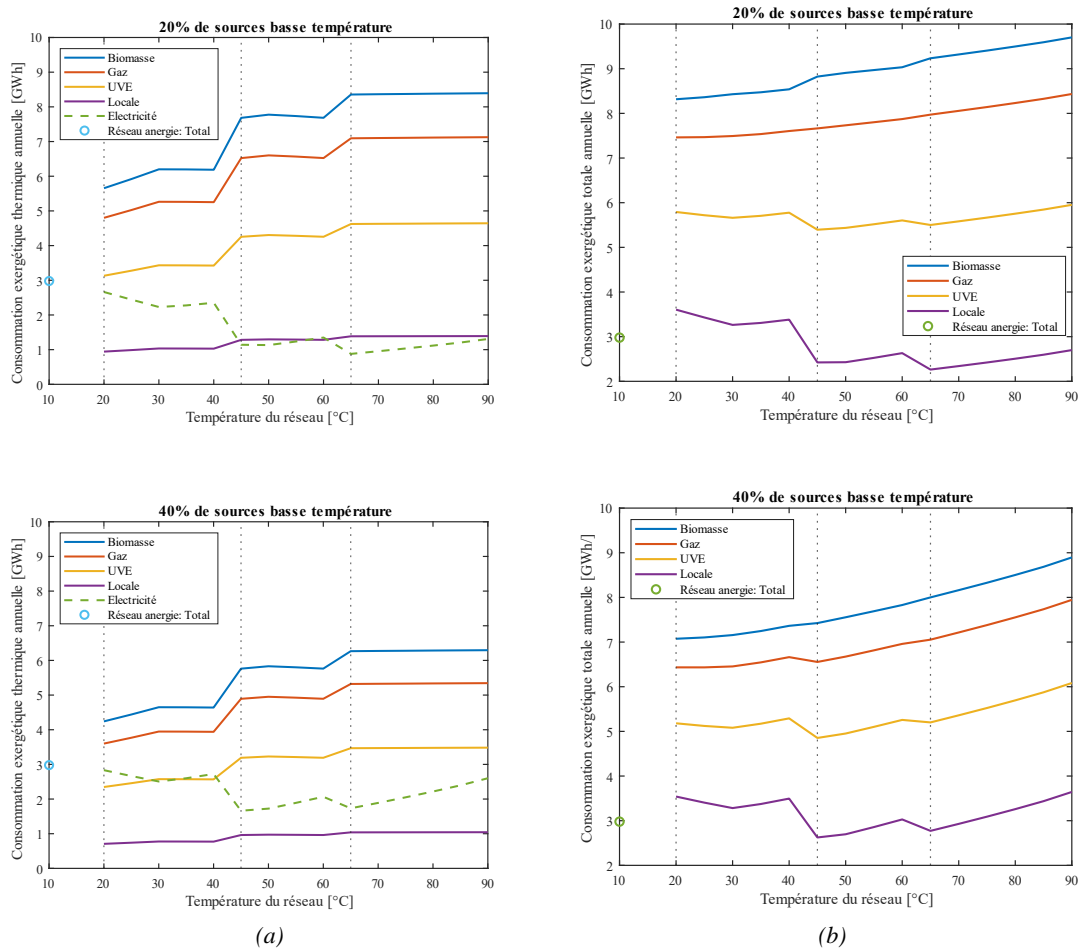


Figure 107 - Variation de la consommation exergetique thermique (a) et totale (b) annuelle en fonction du niveau de température avec différentes sources d'énergie à haute température (20 % et 40 % de sources basse température).

En conclusion, les résultats d'optimisation dépendent de la frontière du système. Si le système n'intègre pas les énergies primaires pour le calcul de l'exergie thermique, la consommation électrique domine devant l'exergie thermique. Le modèle tend à minimiser la consommation électrique en limitant le recours aux sources basse température. L'optimum exergetique tend donc vers les hautes températures

et les faibles pourcentages de sources basse température. A l'inverse, si le système intègre les énergies primaires, l'exergie thermique domine devant la consommation électrique. Le modèle maximise le recours aux sources basse température et minimise la température optimale. Il est donc nécessaire de prendre en compte les unités qui permettent de produire l'énergie intégrée sur le réseau, notamment pour les sources haute température. En effet, l'existence d'un optimum de température dépend de la valeur exergetique des sources qui alimentent le réseau. Plus le facteur exergetique associé à la source est important, plus la probabilité d'avoir un optimum de température est faible.

Indépendamment de la source, les résultats vont aussi dépendre du pourcentage de sources basse température car plus il est important (frontière globale), plus il est probable d'avoir un optimum de température. Par ailleurs, les conclusions dépendent fortement du type de réseau étudié. La méthodologie est illustrée avec l'exemple de blueCAD qui est un petit réseau mais les conclusions seraient différentes avec un réseau plus long. Cette étude doit être menée pour chaque cas particulier de réseau, en suivant la même démarche.

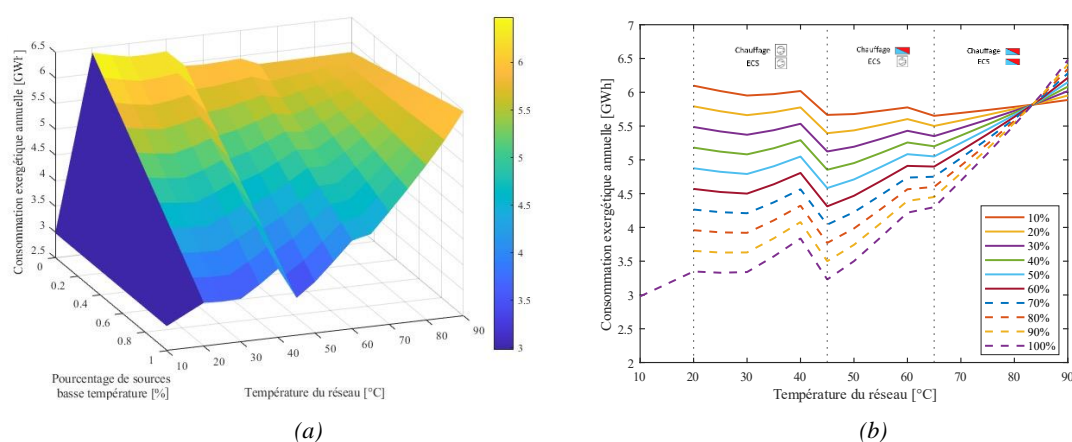


Figure 108 - UVE : Variation des consommations annuelles exergetiques en fonction du niveau de température et du pourcentage de sources basse température dans la production avec un représentation 3D (a) et 2D (b)

Enfin, les courbes précédentes ont été déterminées pour des valeurs discrètes de température et de pourcentage de sources basse température. L'obtention de l'optimum global n'est pas garantie. Afin de déterminer la solution globale et non locale du problème d'optimisation, un algorithme génétique est utilisé par la suite.

### 3.2.5 Algorithme génétique

Un algorithme génétique est un algorithme évolutionnaire qui permet de résoudre des problèmes d'optimisation en se basant sur le principe de sélection naturelle de la théorie de Darwin (Goldberg, 1988; Le Roux, 2014; Wall, 1996). Il permet d'approximer l'optimum global et convient particulièrement aux problèmes avec une fonction objectif non linéaire. Au départ, l'algorithme génère une population avec un nombre fixe d'individus. Parmi ces derniers, certains sont sélectionnés pour constituer la génération suivante (nouvelle population). Les individus qui s'adaptent le mieux aux conditions d'évolutions sont préservés. Les meilleures conditions sont rencontrées pour les individus ayant les scores les plus faibles. Ces scores sont calculés avec la fonction objectif qui doit être minimisée. Dans le cadre de la thèse, la *Global Optimization Toolbox* de MATLAB R2021b est utilisée pour avoir recours à l'algorithme génétique mono-objectif (MATLAB, 2022b). La Figure 109 présente les étapes de calcul de l'algorithme génétique mono-objectif de MATLAB.

En amont de l'optimisation, la fonction objectif, les contraintes linéaires et/ou non linéaires, les variables indépendantes et les plages de variation de ces variables sont définies. Dans tous les cas, la fonction objectif ('*fitness function*') est minimisée par l'algorithme.

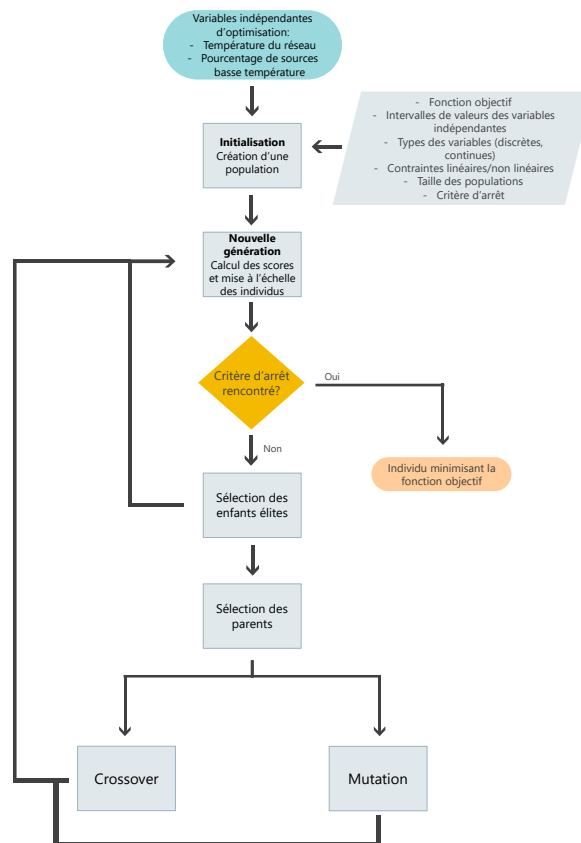


Figure 109 – Diagramme de principe de l’algorithme génétique

En premier lieu, l’algorithme est initialisé avec une population de départ qui constitue la première génération. Une population comporte  $N$  individus. Ces individus sont aussi nommés génomes en référence à leur patrimoine génétique. Chaque individu possède  $M$  gènes. Les gènes d’un individu sont des valeurs aléatoires prises dans l’intervalle de valeurs de chaque variable indépendante. Le score d’un individu est déterminé en calculant la fonction objectif avec les valeurs de ses gènes. La Figure 110 illustre l’exemple de deux individus comportant deux gènes. La fonction objectif  $F$  est à minimiser selon deux variables indépendantes  $x$  et  $y$ . La variable  $x$  peut prendre des valeurs entières entre 0 et 8. La variable  $y$  peut prendre des valeurs continues entre 0 et 5.

$$\text{Fonction objectif } F(x, y)$$

$$\text{Variables d'optimisation indépendantes } x \in \llbracket 0; 8 \rrbracket \quad y \in [0; 5]$$

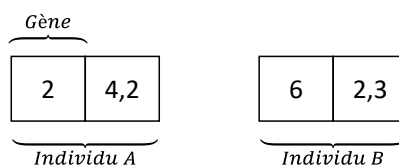


Figure 110 - Illustration des individus dans un algorithme génétique

Pour pouvoir survivre et passer dans la génération suivante, l’individu doit être sélectionné par l’algorithme selon l’un des 3 mécanismes de reproduction schématisé par la Figure 111a :

- Elite : une proportion de la population est sélectionnée comme des enfants élités. Il s’agit des individus ayant les plus petits scores. Dans MATLAB, la valeur par défaut de la part d’enfants élités est de 0,05. Ainsi les 5 % de la population ayant les scores les plus faibles passent directement à la génération suivante.

- Crossover : Deux individus sont sélectionnés comme parents et forment un enfant pour la prochaine génération. Les parents sont sélectionnés après évaluation de la *scaledfunction* qui consiste à harmoniser les scores bruts de tous les individus pour pouvoir les comparer. Cette mise à l'échelle permet d'extraire les meilleurs gènes des parents pour obtenir un enfant ayant potentiellement un meilleur score. La part de la prochaine génération issue d'un crossover est de 80 % par défaut.
- Mutation : Un parent sélectionné subit une mutation et devient un enfant pour la prochaine génération. Le changement de gène(s) d'un parent est réalisé de manière aléatoire. Les mutations concernent la part de la prochaine génération qui n'est ni un enfant élite, ni issue d'un crossover, soit 15 %.

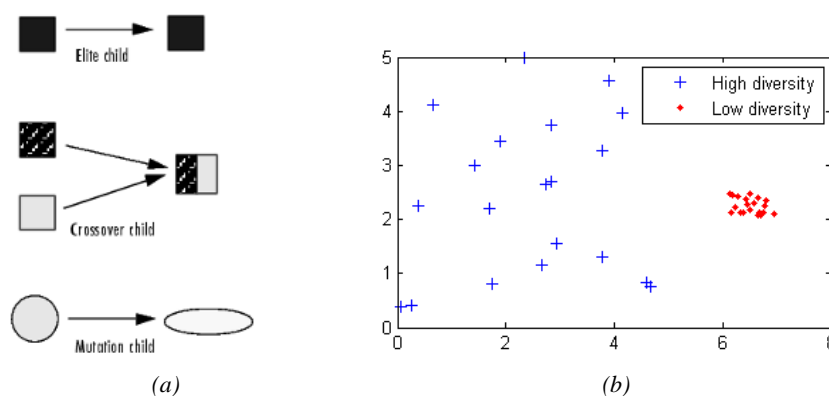


Figure 111 - Processus de sélection de l'algorithme génétique (MATLAB, 2022c) (a) ; Illustration de la diversité de la population (MATLAB, 2022d) (b)

La mutation permet de conserver de la diversité dans la population. Cette diversité est nécessaire pour garantir de trouver un minimum global et non un minimum local. Un minimum local est la solution optimale d'une zone restreinte de l'espace tandis que le minimum global est la solution optimale de tout l'espace (Le Roux, 2014). La diversité se mesure par la distance moyenne entre les individus. La Figure 111b montre l'exemple d'une population avec une grande diversité en bleue et une faible diversité en rouge. Plus la diversité est importante, meilleure est la recherche dans l'ensemble de l'espace.

Les étapes de la Figure 109 sont réitérées jusqu'à atteindre la condition d'arrêt du programme. Ici, la condition est l'atteinte du nombre maximale de génération à savoir 10. Pour répondre au problème d'optimisation exergetique, la fonction objectif consiste à minimiser la consommation exergetique annuelle globale du réseau. Il s'agit d'une fonction non linéaire et non explicite. Il n'y a pas de contraintes linéaires ou non linéaires. Les variables indépendantes d'optimisation sont :

- la température du réseau. Elle prend des valeurs entières entre 20 et 70°C. A cela s'ajoute le cas du réseau energie à 10°C.
- le pourcentage de sources basse température. Il s'agit d'une variable continue qui prend des valeurs entre 0 et 1.

Le problème est de type MINLP (*Mixed-Integer Non Linear Programming*). Chaque population (ou génération) est composée de 100 individus. Le programme s'arrête après 10 générations. Pour améliorer le temps de calcul, l'option de parallélisation est activée (*UseParellel = true*). 4 cœurs sont utilisés pour réaliser les calculs en parallèle.

Pour illustrer la méthode, la structure du réseau blueCAD est utilisée. Les sections ci-dessous confirment que les optimums globaux dépendent directement de la frontière considérée, comme cela a été mis en évidence précédemment.

## Frontière locale

Avec la frontière locale, la valeur exergetique des sources d'énergie primaire n'est pas prise en compte. Dans ces conditions, l'optimum global est obtenu pour une température de 70°C et un pourcentage de sources basse température de 0 %. Il s'agit en réalité du seul niveau de température réaliste pour un pourcentage de sources basse température à 0 %. Avec cette solution, la configuration du réseau est la suivante :

- en centrale, seul un échangeur de chaleur centralisé est installé pour l'interconnexion entre le réseau et la source haute température. Il fournit l'intégralité des besoins thermiques et il n'y pas de source basse température.
- pour une température de 70°C, le réseau de 190 mm de diamètre est sélectionné avec la Figure 93 pour dimensionner les conduites.
- les sous-stations sont équipées d'échangeurs décentralisés pour le chauffage ainsi que pour l'ECS. Leurs puissances nominales sont présentées au Tableau 11.

Pour évaluer les performances de ce réseau, le bilan exergetique permet de calculer les exergeries entrantes  $E_{tot,in}$  avec l'équation (3.6) et sortantes  $E_{tot,out}$  du système avec :

$$E_{tot,out} = E_{q_{out}} = \sum_i \left(1 - \frac{T_a}{T_{ch}}\right) Q_{ch}^f + \sum_i \left(1 - \frac{T_a}{T_{ECS}}\right) Q_{ECS}^f \quad (3.11)$$

avec  $E_{q_{out}}$  l'exergie thermique totale sortante (demande des consommateurs),  $Q_{ch}^f$  les besoins thermiques de chauffage côté secondaire,  $Q_{ECS}^f$  les besoins thermiques d'ECS côté secondaire,  $T_{ch}$  la température de consigne de chauffage et  $T_{ECS}$  la température de consigne d'ECS.

Les pertes exergetiques annuelles totales du réseau sont déduites avec la formule :

$$L_{tot} = E_{tot,in} - E_{tot,out} \quad (3.12)$$

Le rendement exergetique du réseau s'exprime tel que :

$$\eta_{tot} = \frac{E_{tot,out}}{E_{tot,in}} = 1 - \frac{L_{tot}}{E_{tot,in}} \quad (3.13)$$

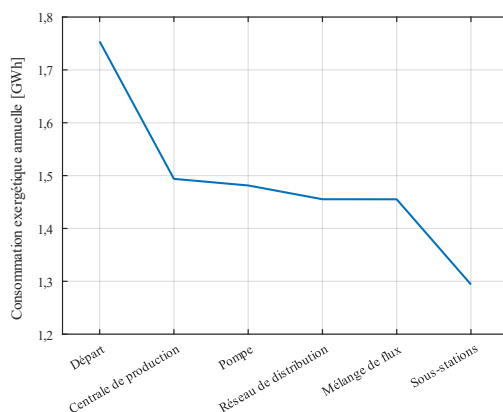


Figure 112 – Représentation de la distribution des pertes exergetiques annuelles sur le réseau depuis les sources jusqu'aux sous-stations avec la frontière locale

|   |           |
|---|-----------|
| Exergie entrante [GWh]                            | 1,75      |
| Exergie sortante [GWh]                            | 0,97      |
| Pertes exergetiques totales [GWh]                 | 0,78      |
| <b>Rendement exergetique global du réseau [%]</b> | <b>55</b> |

Tableau 18 - Bilan exergetique annuel du réseau pour la solution globale de l'optimisation mono-objectif avec la frontière locale

Avec la frontière locale, le réseau optimal à 70°C et 0 % de sources basse température a un rendement exergetique de 55 % (Tableau 18). Pour pouvoir identifier l'origine des pertes exergetiques,



les formulations explicites développées au chapitre 2 permettent de quantifier de manière simplifiée les pertes exergetiques de chacun des composants.

La Figure 112 est une illustration de la distribution des pertes exergetiques sur le réseau. Elle reprend le principe de représentation de la Figure 34 (Hepbasli, 2012). Ces illustrations permettent de visualiser l'amplitude des pertes exergetiques générées par chacun des composants en partant des sources (départ) jusqu'aux sous-stations. En partant de gauche à droite, les pertes exergetiques de la centrale de production, de la pompe, du réseau de distribution, des mélanges de flux puis des sous-stations sont représentées.

Les pertes exergetiques par mélange de flux en sortie des sous-stations sont négligeables. En effet, elles sont comptabilisées uniquement au niveau des Tés en sortie des sous-stations et la Figure 113 montre qu'elles sont réparties selon le flux sortant d'un sous-station (courbe bleue) et le flux sur la conduite retour (courbe orange). Le flux chaud élève la température du fluide froid ce qui en définitive génère peu de pertes sur l'année (courbe jaune).

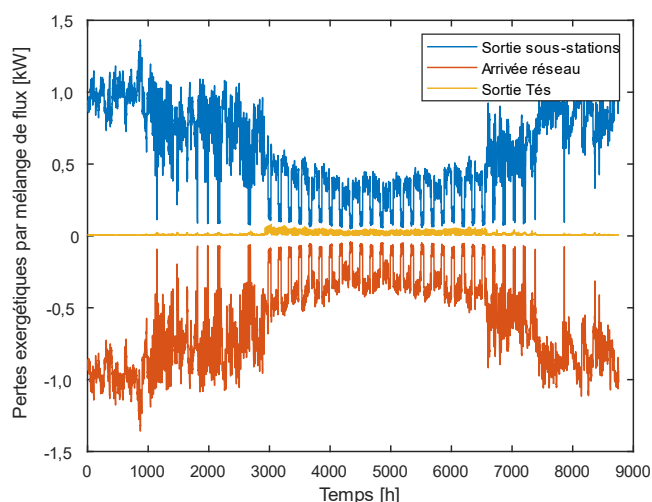


Figure 113 - Exemple de la répartition des exergies de transformations de deux flux en sortie d'une sous-station (courbes bleue et orange) et des pertes exergetiques générées par le mélange de flux (courbe jaune)

Par ailleurs, les systèmes de conversion d'énergie représentent plus de la moitié des pertes exergetiques du système, générées principalement au niveau de la centrale puis au niveau des sous-stations. En conséquence, la considération des sources d'énergies primaires utilisées pour la production thermique est primordiale pour évaluer au mieux les performances du réseau, notamment au niveau de la centrale de production. La prochaine étude consiste à utiliser la frontière globale pour l'optimisation exergetique du réseau.

## Frontière globale

Avec la frontière globale, les valeurs exergetiques des sources d'énergies primaires sont prises en compte. Dans ce cas, le Tableau 19 donne les résultats d'optimisation. Pour toutes les énergies primaires considérées précédemment (biomasse, gaz et UVE), l'optimum est systématiquement le réseau anergie. En effet, contrairement à la frontière locale, l'exergie thermique devient nettement supérieure à la consommation électrique, comme le montre la Figure 107. La solution optimale est donc l'opposé de celle obtenue avec la frontière locale : il s'agit du réseau anergie à 10°C et 100 % de sources basse température et cela pour toutes les énergies primaires à haute température considérées. Le système minimise le recours à l'exergie thermique haute température.

|   | Biomasse | Gaz | UVE |
|---|----------|-----|-----|
| <b>Température optimale</b>                     | 10°C     |     |     |
| <b>Pourcentage de sources basse température</b> | 100 %    |     |     |

Tableau 19 - Résultats d'optimisation mono-objectif avec la frontière globale pour une source haute température produite avec une chaudière biomasse, une chaudière gaz ou une UVE

Le rendement exergetique maximal du réseau est de 31 % avec la frontière globale ce qui est inférieur à la frontière locale (Tableau 20). Cela est dû à l'exergie entrante qui est près de 2 fois supérieure, à cause de l'exergie chimique associée aux énergies primaires. Les sources haute température sont donc pénalisées par rapport aux sources basse température. L'algorithme sélectionne le réseau anergie, soit une solution sans source haute température. A noter que cette comparaison des rendements exergetiques entre deux réseaux différents est possible car l'exergie sortante  $E_{tot,out}$  est la même avec la frontière globale et locale. L'exergie sortante  $E_{tot,out}$  est constante car la demande est constante et les facteurs exergetiques sont égaux, respectivement pour le chauffage  $\left(1 - \frac{T_a}{T_{ch}}\right)$  et l'ECS  $\left(1 - \frac{T_a}{T_{ECS}}\right)$ . Dans ce cas, il y a équivalence entre la minimisation de la consommation exergetique du réseau  $E_{tot,in}$  (fonction objectif), la minimisation des pertes exergetiques  $L_{tot}$  en équation (3.12) et la maximisation du rendement exergetique  $\eta_{tot}$  en équation (3.13). Cette équivalence n'est plus strictement vérifiée lorsque la température fournie par les PACs est supérieure à la consigne pour le bon fonctionnement des PACs. Toutefois, les Figures précédentes montrent que ces cas sont des solutions pénalisées par l'algorithme car elles impliquent une augmentation de la consommation exergetique totale.

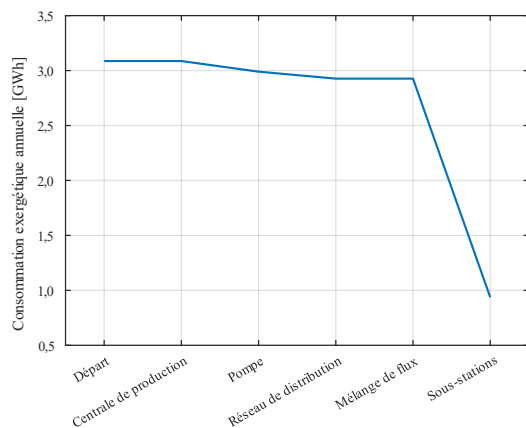


Figure 114 - Représentation de la distribution des pertes exergetiques annuelles depuis les sources jusqu'aux sous-stations sur le réseau anergie (frontière globale)

|   |           |
|---|-----------|
| Exergie entrante [GWh]                            | 3,09      |
| Exergie sortante [GWh]                            | 0,97      |
| Pertes exergetiques totales [GWh]                 | 2,12      |
| <b>Rendement exergetique global du réseau [%]</b> | <b>31</b> |

Tableau 20 - Bilan exergetique annuel de la solution optimale avec la frontière globale

La Figure 114 permet de visualiser la distribution des pertes exergetiques sur le réseau anergie. Les résultats des 3 cas (biomasse, gaz, UVE) sont les mêmes car la solution optimale est le réseau anergie qui n'intègre aucune source haute température. La Figure montre que les pertes exergetiques sont concentrées au niveau des sous-stations. En effet, il n'y a pas de centrale de production. La production est exclusivement décentralisée et les PACs consomment de l'électricité qui se dégrade en énergie thermique à 40°C pour le chauffage et à 60°C pour l'ECS.

La suite consiste à chercher une solution intermédiaire en dehors du réseau anergie et avec la frontière globale. En effet, avec un niveau de température supérieur à 10°C, l'algorithme pourrait sélectionner une solution qui intègre à la fois les sources haute et basse température mais dans des proportions différentes. L'optimisation est réalisée dans les mêmes conditions, avec la frontière globale,

mais sans considérer le réseau anergie. Ainsi, l'algorithme génétique peut sélectionner une température entre 20°C et 70°C. Le Tableau 21 montre que la solution optimale est une nouvelle fois la même pour toutes les énergies primaires considérées, soit un réseau de 45°C et avec 100 % de sources basse température. Ainsi, les résultats confirment les tendances des courbes en section 3.2.4 : sur les réseaux basse température (10-70°C), les solutions optimales du point de vue exergetique consistent à minimiser l'exergie thermique à haute température.

|  | Biomasse | Gaz | UVE |
|--|----------|-----|-----|
| <b>Température optimale</b>                    | 45°C     |     |     |
| <b>Pourcentage de source basse température</b> | 100 %    |     |     |

Tableau 21 - Résultats d'optimisation mono-objectif avec la frontière globale pour une source haute température produite avec une chaudière biomasse, une chaudière gaz ou une UVE (en dehors du réseau anergie)

Contrairement au réseau anergie, la production n'est pas totalement décentralisée. Le réseau optimal est une solution intermédiaire avec :

- une température de 45°C et un diamètre de 260 mm. Il s'agit d'un compromis de température pour limiter les pertes de charge et les pertes thermiques.
- un pourcentage de sources basse température de 100 %. Il n'y a donc pas de sources hautes température.
- une pompe à chaleur centralisée en centrale qui élève la température de 10°C à 45°C.
- une pompe à chaleur décentralisée en sous-station qui élève la température de 45°C à 60°C pour l'ECS et un échangeur de chaleur décentralisé qui fournit directement les 40°C de chauffage.

Il s'agit d'une solution de compromis concernant la production : elle n'est ni totalement centralisée, ni totalement décentralisée. La PAC centralisée permet de répondre aux besoins de chauffage en produisant de la chaleur à 45°C sur le réseau mais la production de l'ECS est décentralisée en sous-stations avec des PACs. Le rendement exergetique de ce réseau à 45°C est de 29 % (Tableau 22). La centralisation partielle de la production diminue le rendement exergetique global car la consommation électrique globale augmente avec la PAC centralisée. Il est donc préférable d'opter pour une décentralisation complète de la production à savoir le réseau anergie.

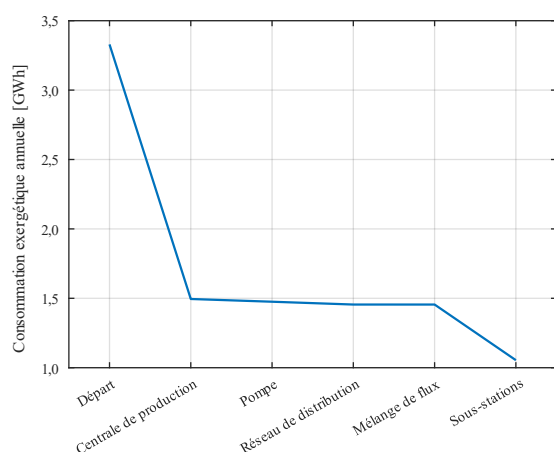


Figure 115 - Représentation de la distribution des pertes exergetiques annuelles depuis les sources jusqu'aux sous-stations sur le réseau à 45°C et 100 % de sources basse température (frontière globale)

|   |           |
|---|-----------|
| Exergie entrante [GWh]                            | 3,33      |
| Exergie sortante [GWh]                            | 0,97      |
| Pertes exergetiques totales [GWh]                 | 2,36      |
| <b>Rendement exergetique global du réseau [%]</b> | <b>29</b> |

Tableau 22 - Bilan exergetique annuel du réseau à 45°C et 100 % (frontière globale sans considérer le réseau anergie)

La Figure 115 permet de visualiser la distribution des pertes exergetiques annuelles sur ce reseau. Avec ou sans reseau anergie considere dans l'optimisation, il n'y a pas de sources haute temperature pour les solutions optimales. Il n'y a donc pas de pertes liees a la conversion de l'energie primaire en energie thermique. La Figure 115 montre que la difference principale par rapport au reseau anergie est la distribution des pertes exergetiques entre les composants. Les sous-stations genèrent moins de pertes exergetiques que sur le reseau anergie, car la production centralisee permet de répondre directement aux besoins de chauffage. Les besoins de chauffage étant plus éleves que les besoins d'ECS, la centrale de production represente la part la plus importante des pertes exergetiques. Cela est due a l'electricite importante consommee par la PAC centralisee qui se degrade en energie thermique a 45°C.

De maniere generale, les composants generant le plus de pertes sont ceux consommant de l'energie électrique pour être degradee en energie thermique, a savoir les PACs. Plus le différentiel de temperature entre les sources chaude et froide est important, plus cette consommation est importante et generatrice de pertes exergetiques. Les pertes sont principalement generees par les sous-stations et la centrale de production. Cette observation justifie que dans la suite, la frontiere globale est utilisee pour l'optimisation du systeme afin de quantifier au mieux les pertes exergetiques generees a la production. Par ailleurs, les solutions optimales du point de vue exergetique semblent être des solutions de decentralisation totale ou partielle de la production. Cette observation difficilement generalisable doit être etudiee pour chaque reseau, ce qui fait l'objet du prochain chapitre.

### 3.3 Conclusions du chapitre

Dans ce chapitre est presente la methode d'optimisation exergetique appliquee aux reseaux thermiques. Elle se decline en deux etapes :

- l'optimisation du dimensionnement des conduites de distribution au fonctionnement nominal, en determinant la configuration de diametres minimisant les pertes exergetiques,
- l'optimisation de la structure globale du reseau (mix energetique, systemes thermodynamiques en centrale et sous-stations) en determinant la temperature minimisant la consommation exergetique annuelle du reseau.

La minimisation des pertes exergetiques generees par les conduites de distribution montre qu'il existe un optimum de diametre pour tous les niveaux de temperature du reseau. La formulation permet d'obtenir une relation entre la temperature de dimensionnement et la solution de diametre optimale du point de vue exergetique. Les approches discrete et agrgee donnent des solutions de diametres optimaux similaires. Neanmoins, l'approche agrgee surestime la valeur des pertes exergetiques, ce qui justifie le recours a l'approche discrete par la suite. Ensuite, la temperature optimale d'un reseau thermique est determinee selon les sources energetiques a disposition. Le reseau est integralement etudie afin de fournir des recommandations de dimensionnement sur l'ensemble des composants (centrale, reseau de distribution, sous-stations). La fonction objectif consiste a minimiser la consommation exergetique annuelle du reseau (somme des exergies thermiques et électrique entrantes dans le systeme). Le reseau est simule sur l'annee a l'aide du logiciel ADVENS. Une premiere etude permet de justifier l'existence d'un optimum de temperature selon la frontiere etudiee et le type de sources primaires. Ensuite, un algorithme genetique permet de determiner l'optimum global du probleme. Cet optimum exergetique permet de fixer la configuration des sous-stations, de la centrale de production ainsi que le mix-energetique du reseau. Selon la frontiere etudiee, la solution optimale est diametralement opposee. La frontiere locale ne tient pas compte des energies primaires ce qui incite l'algorithme a favoriser l'integration de sources haute temperature pour minimiser la consommation électrique. L'optimum tend vers les hautes temperatures avec la frontiere locale. La frontiere globale tient compte des energies primaires necessaires pour produire les sources integrees sur le reseau, ce qui penalise l'exergie

thermique à haute température. L'optimum tend vers les basses températures avec la frontière globale. Par la suite, la frontière globale est utilisée car elle permet de quantifier au mieux les performances exergetiques de l'ensemble des composants et de tenir compte du mix-energetique reel du reseau. Le prochain chapitre consiste à appliquer la methodologie d'optimisation exergetique sur deux cas d'etudes : la conception du reseau blueCAD (Suisse) et la conception du reseau de la Cassine (France).

# 4

## Applications

---

L'objectif de ce chapitre est d'appliquer la méthode d'optimisation exergetique précédemment décrite pour fournir des recommandations explicites de dimensionnement pour les deux cas d'application. Sur la base des modèles développés précédemment, la performance de différents concepts de réseaux est étudiée et analysée au travers de simulations sur ADVENS. La première étude consiste à identifier les meilleures configurations de réseaux thermiques (systèmes en centrale, sur le réseau de distribution et en sous-stations) pour le quartier du blueFACTORY exploité par Groupe E SA (Fribourg, Suisse). Pour ce réseau, seul le chauffage et l'ECS sont considérés. L'optimisation exergetique de la température permet de déterminer la configuration optimale du réseau. La seconde étude consiste à fournir des recommandations de dimensionnement pour le réseau du quartier de la Cassine exploité par SCDC ENGIE Solutions (Chambéry, France). Le chauffage, l'ECS et le refroidissement sont considérés pour déterminer la température optimale de réseau. Les concepts de réseaux sont ensuite comparés pour fournir des recommandations explicites de dimensionnement sur la base exergetique.

### 4.1 Etude de la conception du réseau blueCAD

Dans le cadre du projet blueCAD porté par le Laboratoire Thermique et Énergétique (LTE) de la HEIA-FR, un nouveau concept de réseau thermique avancé basse température est proposé. Il fonctionnerait avec un niveau de température adapté en fonction des saisons grâce à une centrale de régulation permettant la gestion et l'intégration intelligente de sources d'énergies renouvelables. A cela s'ajoute un appoint de chaleur, comme le réseau haute température existant de la ville nommé FriCAD, permettant à la fois de pallier l'intermittence de sources d'énergies renouvelables et de compléter la chaleur délivrée. L'étude a pour objectif de déterminer la variante de réseau la plus efficace du point de vue exergetique. Dans un premier temps, deux variantes sont étudiées :

- un réseau anergie à très basse-température (10°C) utilisant des PACs pour le chauffage et la production d'ECS.
- un réseau à plus haute température (70°C) avec uniquement des échangeurs de chaleur pour le chauffage et la production d'ECS.

Une fois les bénéfices et inconvénients identifiés pour ces deux variantes, la méthode d'optimisation exergetique est appliquée dans l'objectif de déterminer la température optimale du réseau en considérant toutes les sources à disposition. Le réseau peut prendre un niveau de température intermédiaire, entre 20°C et 70°C. Il peut donc intégrer des sous-stations avec uniquement des échangeurs de chaleur, uniquement des PACs ou les deux à la fois. Cet optimum de température déterminera la configuration optimale des sous-stations, du réseau de distribution et de la centrale de production.

Pour pouvoir simuler le premier concept de réseau, la première étape est de déterminer les diamètres des conduites du réseau. La méthode d'optimisation exergetique des conduites de distribution est appliquée pour obtenir la relation de température et de diamètres optimaux.

#### 4.1.1 Optimisation exergetique des conduites de distribution

Le réseau de distribution de blueCAD est dimensionné en suivant la méthode d'optimisation exergetique des conduites de distribution en section 3.1. Selon le niveau de température envisagé, une solution de diamètre minimise les pertes exergetiques.

La Figure 116a représente la variation des pertes exergetiques en fonction du diamètre pour plusieurs niveaux de température avec l'approche discrète. La section 3.1.4 a montré que cette approche permet de calculer la valeur réelle des pertes exergetiques générées par les conduites de distribution. La température ambiante est fixée à  $-10^{\circ}\text{C}$ . Les puissances nominales du Tableau 11 et les longueurs des segments du Tableau 7 sont utilisées. Le graphique confirme que l'optimum exergetique de diamètre augmente lorsque le niveau de température diminue. La Figure 116b généralise les solutions de diamètre et de température minimisant les pertes exergetiques pour blueCAD. Par exemple, si blueCAD est dimensionné pour une température de  $90^{\circ}\text{C}$  ou de  $30^{\circ}\text{C}$ , la Figure 117a et la Figure 117b montrent les solutions de diamètres optimaux sur la base exergetique. Elles correspondent à des vitesses nominales de  $0,9\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  à  $90^{\circ}\text{C}$  et  $0,45\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  à  $30^{\circ}\text{C}$ . Les diamètres sont 2 fois plus importants à  $30^{\circ}\text{C}$  qu'à  $90^{\circ}\text{C}$  car les débits sont plus importants et les pertes par dissipations visqueuses dominent pour les basses températures.

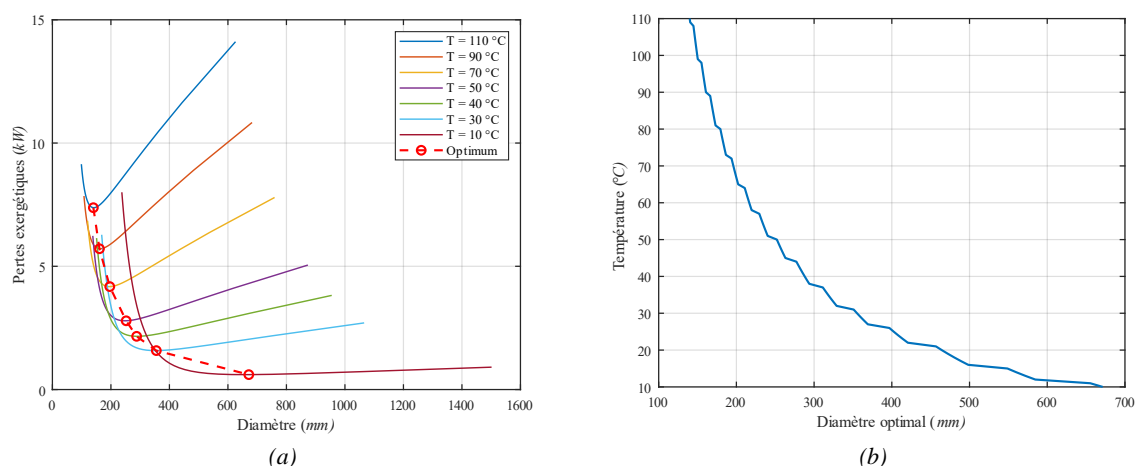


Figure 116 – Approche discrète : Variation des pertes exergetiques internes des conduites de distribution en fonction du diamètre et paramétrées par le niveau de température (a); Solutions optimales de diamètre et de température de blueCAD (b)

En complément de la section 3.1.4, le Tableau 23 permet de comparer les valeurs obtenues pour les approches discrète et agrégée sur le cas d'application de blueCAD. La puissance nominale totale (chauffage et ECS) de  $3,7\text{ MW}_{\text{th}}$  est utilisée pour l'approche agrégée. La longueur totale du réseau est la somme des longueurs du Tableau 7. Pour les faibles températures, les diamètres optimaux sont légèrement plus élevés avec l'approche discrète (et donc dimensionnés pour une vitesse plus faible) : pour une température de design de  $10^{\circ}\text{C}$ , le diamètre est de 671 mm contre 613 mm avec l'approche agrégée. Cela est dû à la surestimation des pertes exergetiques thermiques avec l'approche agrégée qui conduit à limiter les surfaces d'échanges et donc à favoriser les faibles diamètres. La distribution des débits, les diamètres et les longueurs propres à chaque segment ne sont pas pris en compte avec l'approche agrégée. La surface d'échange est donc constante sur tout le réseau. En découle des pertes exergetiques totales plus importantes avec l'approche agrégée qu'avec l'approche discrète, comme explicité en section 3.1.4.

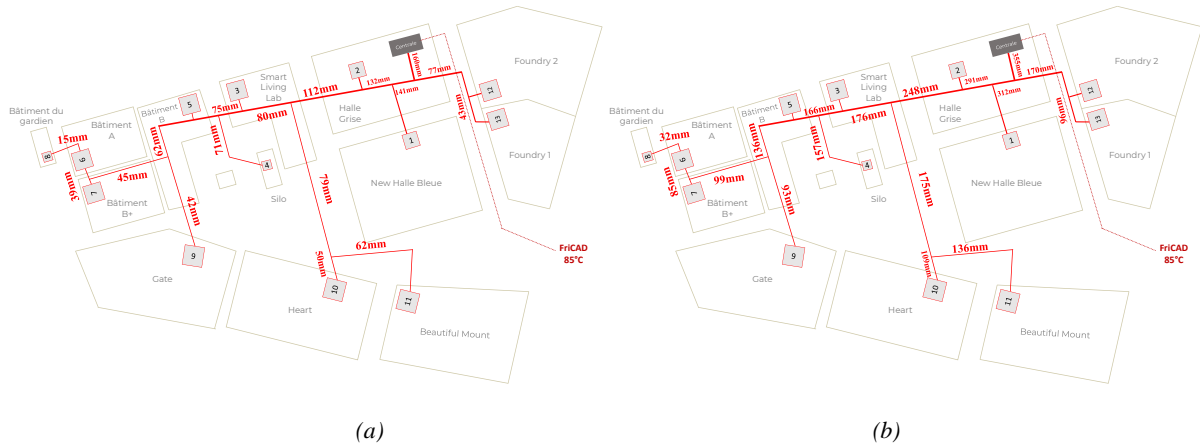


Figure 117 – Solutions optimales de diamètres de blueCAD obtenues avec l’approche discrète pour une température de dimensionnement de 90°C (a) et de 30°C (b)

|       | Approche agrégée         |                       |                        | Approche discrète        |                       |                        |
|-------|--------------------------|-----------------------|------------------------|--------------------------|-----------------------|------------------------|
|       | Pertes exergetiques [kW] | Diamètre optimal [mm] | Vitesse nominale [m/s] | Pertes exergetiques [kW] | Diamètre optimal [mm] | Vitesse nominale [m/s] |
| 110°C | 11,04                    | 140                   | 1                      | 7,38                     | 140                   | 1                      |
| 90°C  | 8,72                     | 165                   | 0,85                   | 5,71                     | 161                   | 0,90                   |
| 70°C  | 6,51                     | 196                   | 0,75                   | 4,18                     | 196                   | 0,75                   |
| 50°C  | 4,45                     | 252                   | 0,60                   | 2,79                     | 252                   | 0,60                   |
| 40°C  | 3,48                     | 288                   | 0,55                   | 2,16                     | 288                   | 0,55                   |
| 30°C  | 2,58                     | 355                   | 0,45                   | 1,58                     | 355                   | 0,45                   |
| 10°C  | 1,02                     | 613                   | 0,30                   | 0,60                     | 671                   | 0,25                   |

Tableau 23 - Comparaison des résultats d’optimums exergetiques de blueCAD avec l’approche agrégée et discrète

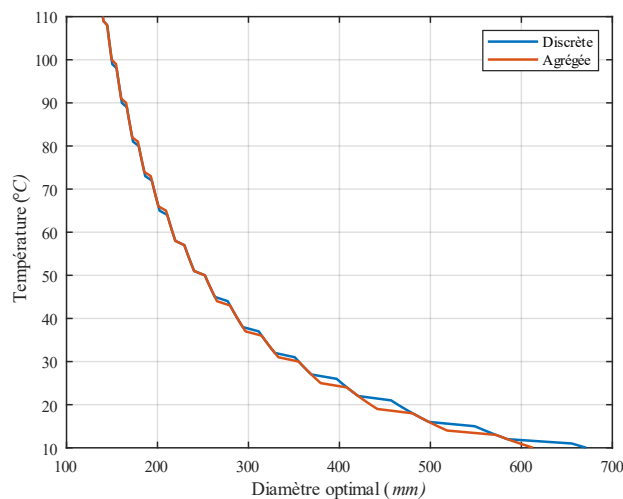


Figure 118 - Comparaison des résultats d’optimums de diamètres exergetiques de blueCAD avec l’approche discrète et agrégée

La Figure 118 généralise cette relation de diamètres optimaux à toutes les valeurs entières de température entre 110°C et 10°C. Comme au chapitre précédent, elle montre que les résultats sont similaires pour les deux approches concernant les diamètres en sortie de centrale et ainsi la vitesse de dimensionnement. Le calcul de la valeur des pertes exergetiques doit se faire avec l’approche discrète



pour qu'elles ne soient pas surestimées. Pour cette raison, l'approche discrète est utilisée dans le cadre de la thèse. Néanmoins, les pertes exergetiques générées par les conduites de distribution étant relativement faibles par rapport aux pertes générées par les autres composants, l'utilisation de l'approche agrégée pour le dimensionnement du réseau se justifie. Il s'agit d'une perspective des travaux de thèse.

Une fois la relation de diamètre et de température établie, la suite de l'étude consiste à simuler les 2 premières variantes du réseau blueCAD à savoir le cas d'un réseau anergie à 10°C et le réseau de plus haute température à 70°C. L'analyse de ces deux variantes permettra de justifier le recours à la méthode d'optimisation exergetique pour considérer des réseaux à des niveaux de température intermédiaires et fixer la configuration optimale de l'ensemble des composants.

### 4.1.2 Réseau anergie

Les réseaux anergie rencontrent un intérêt grandissant car ils permettent l'intégration efficace d'énergies renouvelables. Ils exploitent des sources d'énergies renouvelables et locales de faible niveau de température (5-20°C) et donc de faible niveau exergetique. Ils permettent de répondre aux besoins de chauffage, d'ECS et éventuellement de refroidissement. De forts débits sont véhiculés car les différentiels de température sont faibles. Les pertes thermiques sont limitées mais les forts débits génèrent un surplus de pertes de charge que les pompes de circulation doivent combler. Des pompes à chaleur décentralisées en sous-stations permettent d'élever le niveau de température lorsqu'il est insuffisant pour répondre à la demande. Ces pompes à chaleur consomment d'autant plus d'électricité que le différentiel de température est important entre les sources chaude et froide. L'objectif de cette première simulation est d'étudier la variante du réseau anergie pour dimensionner le réseau blueCAD.

#### Hypothèses de simulation

Si blueCAD est un réseau anergie, il est intégralement alimenté par la géothermie. Le pourcentage de géothermie (ou pourcentage de source basse température) est donc de 100 %. La température du réseau étant de 10°C, il n'y a pas de PAC centralisée. Seules des PAC décentralisées fonctionnent pour fournir les températures de chauffage et d'eau chaude sanitaire. La Figure 119 schématise la configuration d'un réseau anergie.

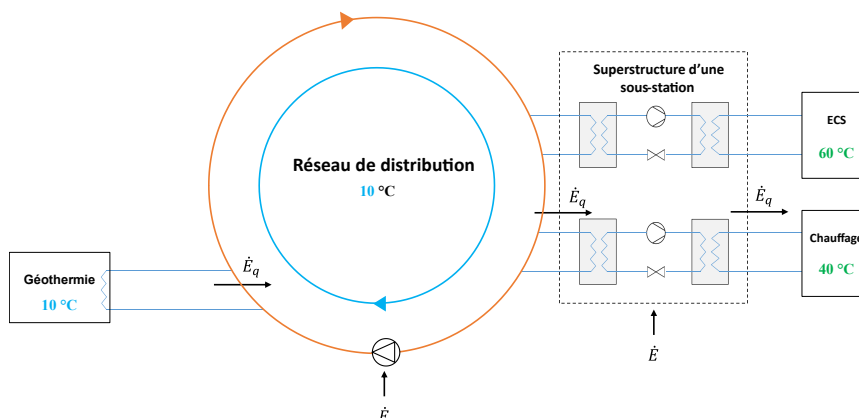


Figure 119 – Superstructures du réseau anergie de blueCAD

Dans ces conditions, la Figure 120a présente la courbe du différentiel de température en sous-stations calculé avec l'équation (2.33). Comme explicité en section 2.6.1, la formule est fonction de la différence entre la température du réseau et la température ambiante. Pour le réseau anergie, il y a de nombreuses heures de chauffage où la température ambiante est supérieure à la température du réseau de 10°C. Cela implique un différentiel de température négatif avec la fonction de l'équation (2.33). Pour résoudre ce problème, lorsque la fonction est négative, le différentiel de température est fixé à 1.

De manière générale, le différentiel de température moyen entre l'entrée et la sortie des sous-stations est plus important en hiver qu'en été (3°C en hiver contre 1°C en été) ce qui traduit le fait que la demande est plus faible en été.

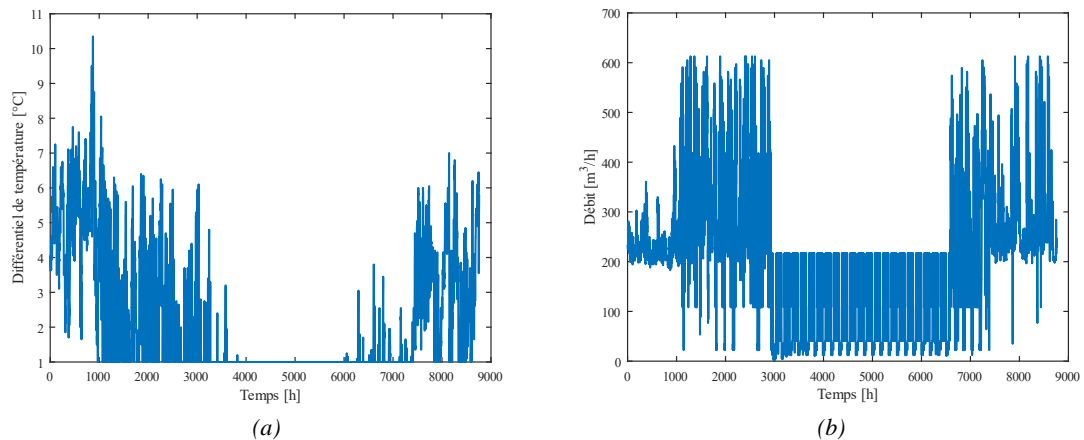


Figure 120 - Différentiel de température du réseau anergie de blueCAD sur l'année (a) ; Débits totaux véhiculés par le réseau anergie de blueCAD (b)

Avec le réseau anergie, seules des pompes à chaleur décentralisées sont présentes en sous-stations pour répondre aux consignes de chauffage et d'ECS. A l'initialisation, les  $COP$  sont calculés selon le processus explicité en section 2.5.2. Ils sont constants sur toute l'année et pour toutes les PACs car ils sont calculés avec la température de départ centrale constante à 10°C et les températures de consignes de chauffage (40°C) et d'ECS (60°C) qui elles aussi sont constantes. Les PACs de chauffage sont ainsi plus performantes que les PACs d'ECS du point de vue énergétique, avec un  $COP_{réel}$  respectivement de 3 et de 2 sur l'année.

A partir du différentiel de température en sous-station, de la demande des sous-stations représentée en Figure 64 et des  $COP_{réel}$  des PACs, la distribution des débits est établie avec l'équation (2.48). La Figure 120b présente le débit total véhiculé par le réseau sur l'année. Ils sont importants avec un débit nominal de 613 m<sup>3</sup>/h. Cela se traduit par des pertes de charge non négligeables comme explicité dans la suite avec les résultats de simulation.

## Résultats de simulation

Le Tableau 24 résume les résultats annuels obtenus en considérant que blueCAD est un réseau anergie.

|   |               |
|---|---------------|
| <b>Part géothermique</b>                                  | <b>100 %</b>  |
| <b>Débit nominal [m<sup>3</sup>/h]</b>                    | <b>613</b>    |
| <b>Demande thermique (réseau secondaire) [GWh]</b>        | <b>7,56</b>   |
| <b>Charge thermique du réseau (réseau primaire) [GWh]</b> | <b>4,74</b>   |
| <b>Pertes thermiques du réseau de distribution [GWh]</b>  | <b>-0,005</b> |
| <b>Production [GWh]</b>                                   | <b>4,74</b>   |
| <b>Consommation thermique totale en ressources [GWh]</b>  | <b>4,74</b>   |
| Géothermie [GWh]  | 4,74          |
| FriCAD [GWh]  | 0             |
| <b>Pertes de charge comblées par les pompes [MPa]</b>     | <b>860</b>    |
| <b>Consommation électrique totale [GWh]</b>               | <b>2,98</b>   |
| PAC centralisée [GWh]                                     | 0             |
| PACs décentralisées de chauffage [GWh]                    | 1,84          |
| PACs décentralisées d'ECS [GWh]                           | 0,98          |
| Pompes de circulation [GWh]                               | 0,16          |

Tableau 24 - Résultats de simulation du réseau anergie de blueCAD sur l'année

En reprenant la Figure 67, la demande thermique est l'énergie annuelle à fournir aux sous-stations côté réseau secondaire  $Q_{PAC}^f$ . Elle est obtenue à l'issue de la discrétisation des données en Figure 64. La charge thermique du réseau est l'énergie annuelle à fournir aux sous-stations côté primaire  $Q_{PAC}^s$ . Elle dépend de la performance des systèmes en sous-stations et ne comprend pas les pertes thermiques du réseau de distribution. Dans le cas du réseau anergie, la charge thermique est inférieure à la demande thermique car il y a uniquement des PACs décentralisées en sous-stations. Le différentiel d'énergie est apporté par l'électricité consommée par les PACs. Par ailleurs, les pertes thermiques cumulées sur l'année sont négatives car, en été principalement, le fluide caloporteur se réchauffe au contact du sol.

La production est la somme des pertes thermiques du réseau de distribution et de la charge thermique du réseau. La consommation thermique en ressources est l'énergie totale fournie par les sources. Dans le cas du réseau anergie, la production est égale à la consommation thermique en ressources car il n'y a pas de centrale de production ( $\dot{Q}_{BT}^s = \dot{Q}_{BT}^f$  avec la Figure 81). Les prochaines courbes permettent de visualiser et de détailler ces résultats sur l'année.

### Consommation thermique annuelle

La Figure 121a représente la distribution de consommation thermique sur l'année. Deux faits sont à observer :

- la charge thermique du réseau est légèrement inférieure à la demande thermique car seules des pompes à chaleur décentralisées sont déployées en sous-stations. L'énergie reçue à l'évaporateur est complétée par l'électricité consommée par le compresseur.
- la production et charge thermique du réseau sont quasiment confondues car les pertes thermiques négligeables.

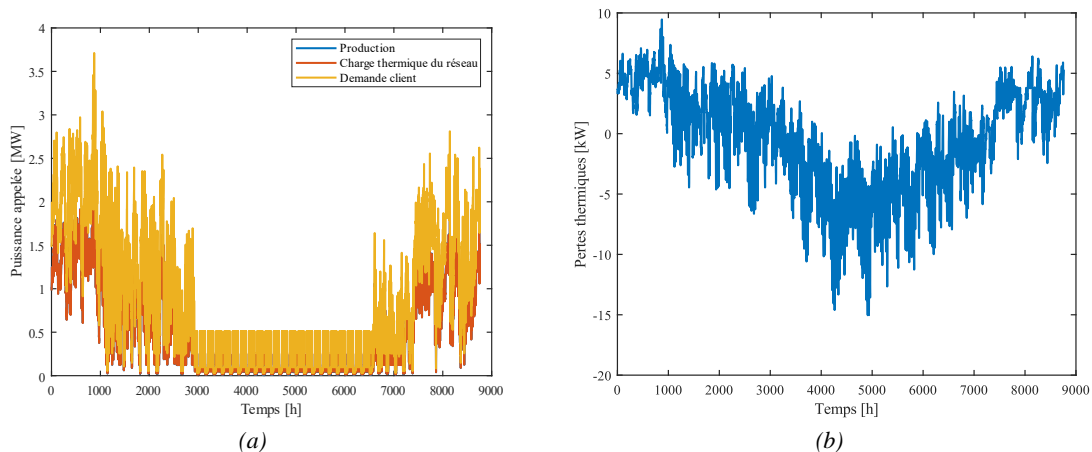


Figure 121 - Consommation thermique annuelle du réseau anergie de blueCAD (a) ; Pertes thermiques annuelles du réseau anergie de blueCAD (b)

En effet, une particularité des réseaux anergie est que des gains thermiques peuvent se produire sur le réseau de distribution selon la période de l'année. Selon le type d'isolation et lorsque la température ambiante est supérieure à 10°C, le sol réchauffe le fluide caloporteur. C'est le cas principalement en été, comme l'illustre la Figure 121b. De manière générale, les pertes thermiques sont faibles et représentent moins de 1 % de la production en valeur absolue. Par la suite, les performances des PACs en sous-stations sont présentées.

## Performances des PACs décentralisées

Comme expliqué en section 2.5.2, les  $COP_{réel}$  des PACs sont initialisés en début de simulation pour calculer la distribution des débits. La Figure 122 confirme que toutes les PACs de chauffage et d'ECS ont respectivement des  $COP_{réel}$  de 3 et de 2, constants sur l'année. A l'inverse, le  $COP_{max}$  est différent pour chacune des PACs en sous-stations car il est calculé en fin de simulation, en fonction de la température réelle en entrée de la sous-station. La Figure 122 présente la moyenne de ces  $COP_{max}$  sur l'année pour les PACs de chauffage et d'ECS. En réalité, dans le cas de blueCAD, le  $COP_{max}$  est quasiment constant sur toute l'année pour toutes les PACs fournissant la même prestation car la température d'entrée est similaire sur l'année pour toutes les sous-stations. Cela s'explique notamment par la faible longueur du réseau et les faibles pertes thermiques.

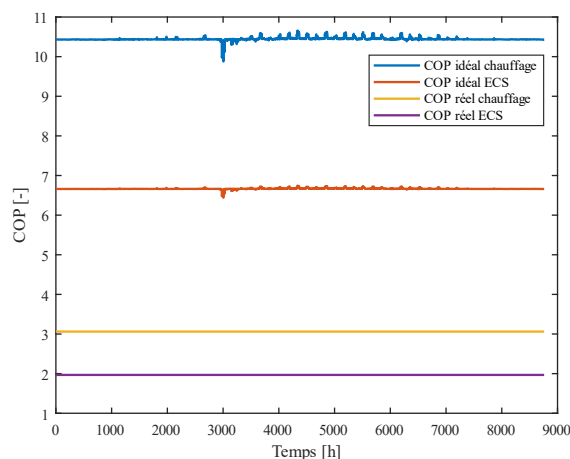


Figure 122 – Valeurs des  $COP_{réel}$  et moyennes des  $COP_{max}$  des PACs de chauffage et d'ECS sur l'année pour le réseau anergie de blueCAD

En considérant le  $COP_{réel}$ , les PACs de chauffage sont donc plus performantes que les PACs d'ECS car les différentiels de température sont plus faibles entre les sources chaude et froide pour les PACs de chauffage (température de consigne de chauffage de 40°C contre 60°C pour l'ECS). Néanmoins, les performances exergetiques des PACs de chauffage sont inférieures à celles des PACs ECS. Dans le cadre de la thèse, le rendement exergetique est égal à l'efficacité de second principe, comme explicité en section 2.5.2 avec l'équation (2.43). La performance des PACs ECS étant plus proche des conditions idéales que celle des PACs de chauffage, le rendement exergetique moyen est légèrement meilleur pour les PACs ECS (30 %) que pour les PACs de chauffage (29 %). Les prochaines observations concernent les performances hydrauliques du réseau, notamment les pertes de charge comblées par les pompes de circulation.

## Pertes de charge

Il convient de distinguer les pertes de charge totales générées par toutes les unités et les pertes de charge que doivent combler les pompes de circulation. A chaque pas de temps, les pompes de circulation combler les pertes de charge sur le chemin générant le plus de pertes de charge entre la centrale de production et la sous-station du réseau dite critique. La Figure 123a permet d'identifier pour chaque pas de temps les sous-stations critiques. Chaque point donne la sous-station critique à l'instant considéré, c'est-à-dire le chemin depuis la centrale qui génère le plus de pertes de charge. Le Tableau 25 détaille les caractéristiques des trois sous-stations identifiées à savoir le Bâtiment B+ (7), le Bâtiment du gardien (8) et Gate (9).

De manière générale, les sous-stations critiques sont celles les plus éloignées de la centrale de production. En hiver, la sous-station critique est principalement la 7 car elle est à la fois éloignée de la centrale et l'une de celles demandant le plus de puissance de chauffage. En été, c'est la sous-station 9 qui est critique car la consommation et la puissance appelée en ECS est nettement supérieure par rapport aux deux autres sous-stations les plus éloignées. Ainsi, les débits véhiculés sont plus importants en été sur cette branche ce qui conduit à plus de pertes de charge. La sous-station 8 est ponctuellement critique car il s'agit de la sous-station la plus éloignée de la centrale de production. La Figure 123b résume les résultats de pertes de charge que doivent combler les pompes de circulation. Elles sont 3 fois plus importantes en hiver qu'en été car les débits sont plus importants en hiver. Pour combler ces pertes de charge, les pompes de circulation consomment de l'électricité. Cette consommation électrique est analysée par la suite.

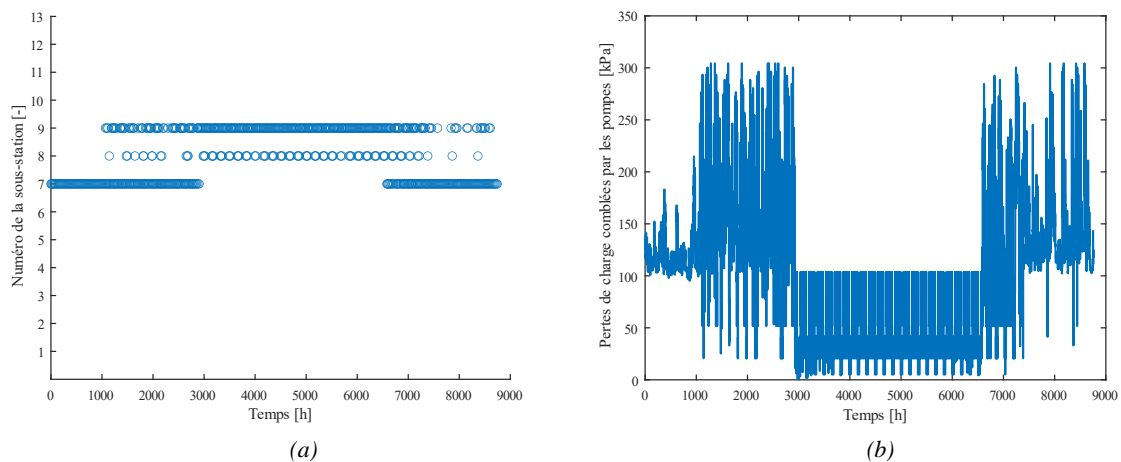


Figure 123 - Sous-stations critiques du réseau anergie de blueCAD (a) ; Pertes de charge complées par les pompes de circulation du réseau anergie de blueCAD (b)

| Nom du bâtiment     | N° | Distance par rapport à la centrale [m] | Typologie | Consommations énergétiques annuelles [kWh] |         | Puissances nominales [kW] |     |
|---------------------|----|--|-----------|--|---------|---------------------------|-----|
|                     |    |  |           | Chauffage                                  | ECS     | Chauffage                 | ECS |
| Bâtiment B+         | 7  | 187                                    | Bureau    | 106 000                                    | 53 000  | 60                        | 15  |
| Bâtiment du gardien | 8  | 220                                    | Bureau    | 45 000                                     | 16 000  | 26                        | 4   |
| Gate                | 9  | 168                                    | Bureau    | 344 000                                    | 224 000 | 195                       | 62  |

Tableau 25 - Données des sous-stations critiques du réseau anergie de blueCAD

### Consommation électrique annuelle

La Figure 124 représente la distribution de la consommation électrique du réseau sur l'année. Elle est répartie entre la consommation des pompes de circulation et des pompes à chaleur décentralisées.

De manière générale, la consommation électrique est importante avec 2,98 GWh d'énergie électrique consommée sur l'année. Les PACs ECS fonctionnent toute l'année mais ce sont les PACs de chauffage qui consomment 62 % de l'électricité totale du réseau (1,84 GWh contre 0,98 GWh). Cela est dû aux appels de puissance plus importants au cours de la période de chauffage. Par ailleurs, malgré les pertes de charge importantes, la consommation électrique des pompes de circulation ne représente que 5 % de la consommation électrique totale. La consommation électrique des pompes de circulation est donc négligeable par rapport à celle des PACs.

Pour synthétiser les résultats thermiques et hydrauliques, il est intéressant d'utiliser le critère exergetique par la suite. Il permet de considérer simultanément les contributions thermiques et électriques pour analyser les résultats.

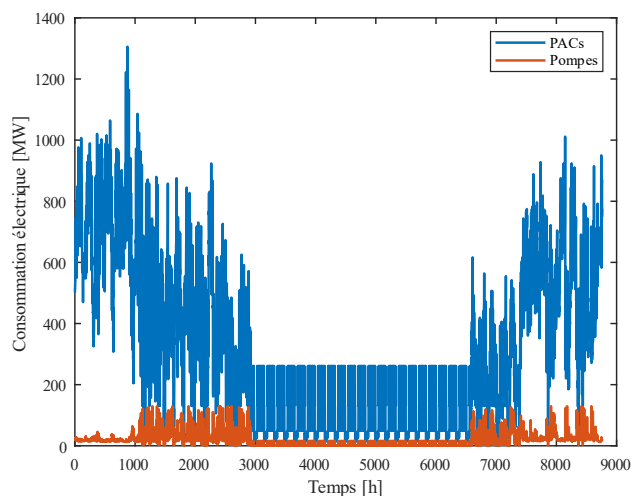


Figure 124 - Consommation électrique annuelle du réseau anergie de blueCAD

### Pertes exergetiques

Les pertes exergetiques permettent de localiser les sources de dégradation énergétique et d'identifier explicitement les systèmes générant le plus de pertes du point de vue thermique et hydraulique simultanément. Le Tableau 26 résume les résultats du bilan exergetique global du réseau anergie. Le rendement exergetique du réseau est de 31 %.

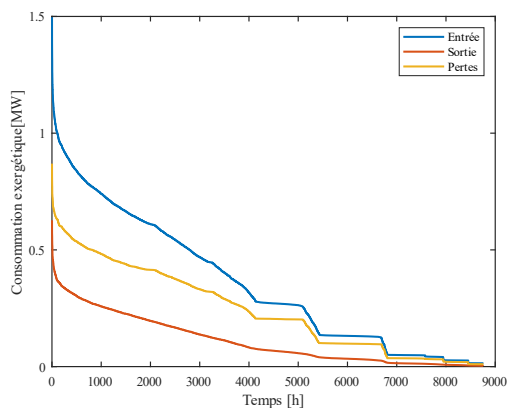


Figure 125 - Monotone de puissance exergetique du réseau anergie de blueCAD

|   |           |
|---|-----------|
| Exergie entrante [GWh]                            | 3,09      |
| Exergie sortante [GWh]                            | 0,97      |
| Pertes exergetiques totales [GWh]                 | 2,12      |
| <b>Rendement exergetique global du réseau [%]</b> | <b>31</b> |

Tableau 26 - Bilan exergetique annuel du réseau anergie de blueCAD

La Figure 125 représente les flux exergetiques de blueCAD. Les exergies entrantes et sortantes du réseau sont quantifiées comme en section 3.2.5 ce qui permet de déterminer les pertes exergetiques totales. Sur les réseaux anergie, une grande partie de l'exergie entrante (3,09 GWh) est perdue sur l'année (2,12 GWh). La Figure 125 montre que les pertes sont plus importantes que l'exergie fournie.

Pour comprendre l'origine de ces pertes, les formulations exergetiques développées au Chapitre 2 sont utilisées. En prenant l'exemple des conduites de distribution, la Figure 126a permet de détailler l'évolution des pertes exergetiques sur l'année. Elles se répartissent entre les pertes exergetiques par dissipations visqueuses et les pertes exergetiques thermiques.

Dans le cas des réseaux anergie, les pertes des conduites de distribution sont quasi intégralement dues aux dissipations visqueuses. Les pertes de charge dominent sur les pertes thermiques ce qui justifie

les optimums de diamètres plus élevés pour les faibles niveaux de température. A noter que les pertes exergetiques par dissipation sont plus élevées qu'en phase de dimensionnement (Tableau 23). En effet, en phase d'opération, les systèmes thermodynamiques en sous-stations sont connus et selon les hypothèses spécifiées en sections 2.5.1 et 2.5.2, les pertes de charge des sous-stations sont comptabilisées dans le réseau de distribution. Sans prendre en compte les pertes de charge en sous-station, la Figure 126b montre que les pertes exergetiques par dissipation sont nettement plus faibles car les conduites de distribution seules génèrent moins de pertes de charge que les sous-stations. En hiver, sur les conduites de distribution, les pertes par dissipation dominent sur les pertes thermiques. En été, les pertes exergetiques thermiques sont supérieures aux pertes par dissipation car les débits véhiculés sont plus faibles (pas de chauffage).

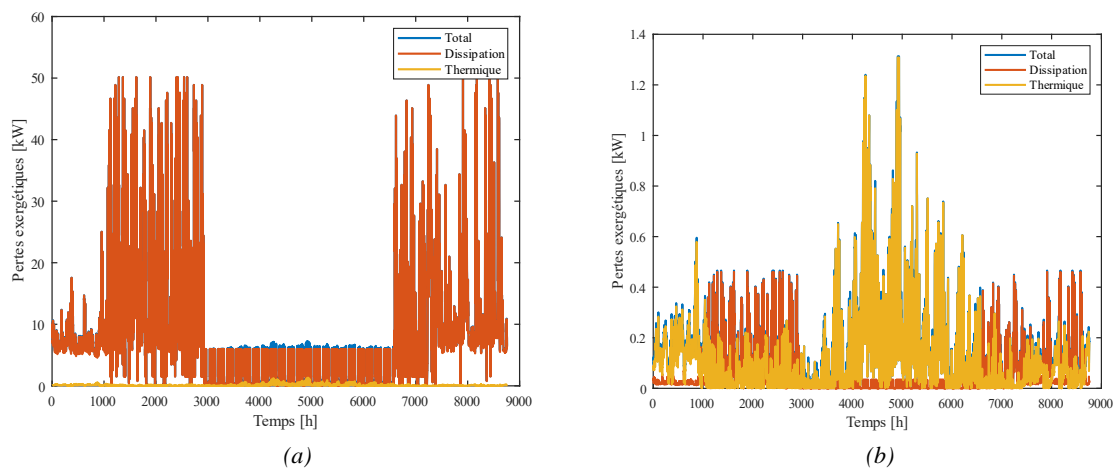


Figure 126 - Pertes exergetiques annuelles générées par les conduites de distribution du réseau anergie de blueCAD en comptabilisant les pertes de charge des sous-stations (a) ; même graphique sans comptabiliser les pertes de charge des sous-stations (b)

Par la suite, les pertes de charge des sous-stations sont comptabilisées dans les pertes exergetiques du réseau de distribution, comme en Figure 126a. En effet, les sections 2.5.1 et 2.5.2 expliquent que les pertes de charge générées par les sous-stations sont modélisées comme des singularités sur le réseau de distribution. Ainsi, dans la suite, les pertes exergetiques des sous-stations sont en réalité les pertes exergetiques thermiques des sous-stations. Les pertes exergetiques par dissipations visqueuses des sous-stations sont comptabilisées dans les pertes exergetiques du réseau de distribution.

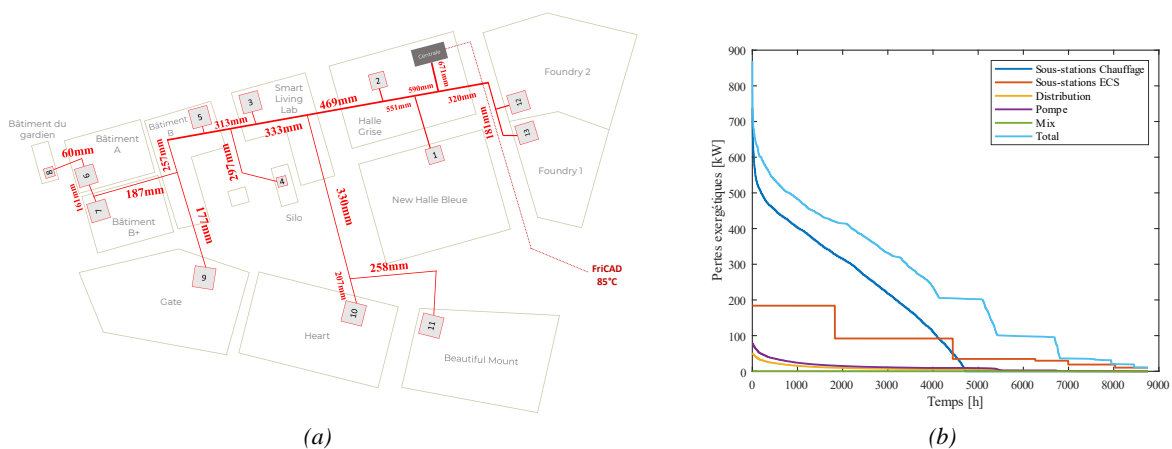


Figure 127 - Solutions optimales de diamètres de blueCAD avec un réseau anergie (a) ; Distribution des pertes exergetiques des composants du réseau anergie de blueCAD (b)

Par ailleurs, les résultats d'optimisation exergetique des conduites en Figure 116b permettent d'obtenir la solution optimale de diamètre pour le réseau anergie. La Figure 127a représente les diamètres optimaux pour une température de 10°C. Ils correspondent à une vitesse nominale de  $0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

De manière générale, les pertes du réseau de distribution sont négligeables par rapport à celles générées par les autres composants. La Figure 127b représente la distribution des pertes exergetiques générées par le réseau de distribution, les pompes de circulation, le mélange de flux et les PACs décentralisés. Elles sont calculées à l'aide des formulations exergetiques développées au Chapitre 2. La courbe « Total » est la somme de toutes les contributions. La Figure montre que ce sont les composants consommant le plus d'électricité qui génèrent le plus de pertes exergetiques sur l'année (1,84 GWh de pertes pour les PACs de chauffage, 0,98 GWh pour les PACs d'ECS). Malgré l'utilisation continue des PACs d'ECS, les pertes exergetiques sont plus importantes au niveau des PACs de chauffage car les appels de puissance sont plus élevés en hiver et la consommation électrique totale plus grande.

Afin de limiter la consommation électrique, il est nécessaire d'élever le niveau de température du réseau. En effet, les résultats précédents montrent que les PACs décentralisées génèrent une forte consommation électrique sur le réseau anergie car les différentiels de température à combler sont élevés entre les sources chaude et froide. Pour augmenter le niveau de température sans générer de consommation électrique excessive, des sources d'énergie autres que la géothermie doivent être considérées. La prochaine section consiste à alimenter blueCAD uniquement par l'interconnexion avec FriCAD (réseau haute température de Fribourg à 85°C). Il s'agit donc de la variante du réseau à 70°C.

### 4.1.3 Réseau à 70°C alimenté par FriCAD

Comme abordé précédemment, les réseaux haute température ont l'avantage de pouvoir répondre à toutes les prestations de chauffage et d'ECS simultanément à l'échelle d'un territoire. Cependant, plusieurs problématiques y sont associés :

- les pertes thermiques en ligne sont élevées.
- les fuites sont accentuées par les hautes pressions et hautes températures.
- il n'est pas possible de répondre aux demandes de refroidissement.
- ils nécessitent des sources à haut contenu exergetique (haute température) ce qui implique un recours plus important aux énergies fossiles.
- il est plus difficile d'y intégrer des sources d'énergies renouvelables et de récupération à basse température.

Parallèlement, ces réseaux offrent l'avantage de limiter les consommations électriques en sous-stations car des échangeurs de chaleur suffisent à délivrer les prestations nécessaires. Le réseau blueCAD étant situé à proximité du réseau FriCAD (85°C), il s'agit dans cette partie d'étudier la solution d'extension de FriCAD sur le site du blueFACTORY. La partie suivante résume les hypothèses de l'étude.

#### Hypothèses de simulation

Le réseau est intégralement alimenté par le réseau haute température FriCAD. Le pourcentage de géothermie est de 0 %. La centrale de production est uniquement équipée d'un échangeur centralisé pour l'interconnexion entre FriCAD et blueCAD. La température de blueCAD est fixée à 70°C. Les sous-stations sont équipées uniquement d'échangeurs de chaleur pour le chauffage et l'ECS. La Figure 128 schématise la configuration de ce réseau à 70°C. En considérant la frontière globale, il faut exprimer l'exergie issue des sources alimentant FriCAD à savoir l'usine d'incinération des déchets SAIDF et les chaudières gaz d'appoint.



La section 2.7 donne les expressions suivantes :

$$E_{q_{SAIDEF}} = \left(1 - \frac{T_a}{T_{SAIDEF}}\right) \frac{Q_{FriCAD}^f}{\varepsilon_{HE}} \quad (4.1)$$

avec  $T_{SAIDEF} = 850^\circ\text{C}$  la température des fumées issues du four d'incinération,  $\varepsilon_{HE} = 100\%$  le rendement énergétique de l'échangeur de récupération de chaleur des fumées.

$$E_{q_{gaz}} = \alpha_{gaz} \frac{Q_{FriCAD}^f}{\varepsilon_{boil}} \quad (4.2)$$

avec  $\varepsilon_{boil} = 90\%$  le rendement de la chaudière gaz,  $\alpha_{gaz} = 1,06$  le facteur exergetique du gaz (Kotas, T J.,1985).

Sachant que FriCAD est alimenté à 75 % en énergies renouvelables et de récupération, il est admis que ces 75 % sont issues de l'usine SAIDEF et que le reste provient des chaudières gaz d'appoint. Avec la frontière globale, la consommation exergetique thermique annuelle issue de FriCAD  $E_{q_{FriCAD}}$  a pour expression :

$$E_{q_{FriCAD}} = 0,75 E_{q_{SAIDEF}} + 0,25 E_{q_{gaz}} \quad (4.3)$$

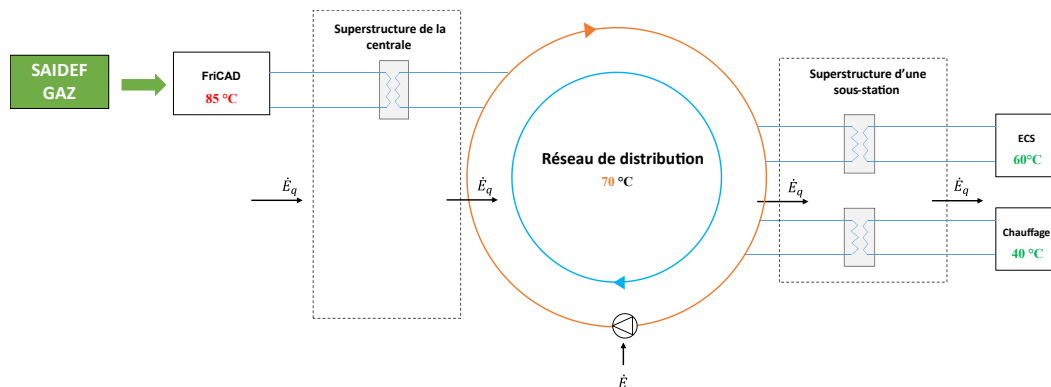


Figure 128 – Superstructures du réseau blueCAD à 70°C

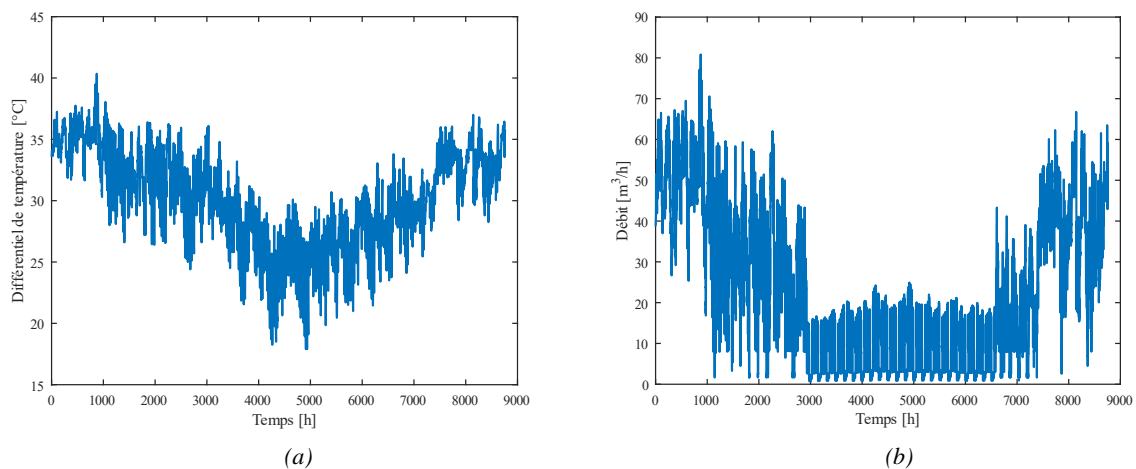


Figure 129 - Différentiel de température annuel du réseau blueCAD à 70°C (a) ; Débits totaux véhiculés par blueCAD à 70°C (b)

La Figure 129a représente la fonction du différentiel de température en sous-stations. Elle traduit correctement l'évolution des différentiels de température du réseau en fonction de la rugosité du climat et donc de la demande. En été ce différentiel est plus faible car la demande diminue par rapport à l'hiver. La Figure 129b représente le débit total véhiculé par le réseau sur l'année. L'allure de la courbe de débits est différente de celle du réseau anergie en Figure 120b car l'allure de la courbe des différentiels de température est elle aussi différente. Par ailleurs, les débits sont plus faibles que sur le réseau anergie avec un débit nominal de 81 m<sup>3</sup>/h contre 613 m<sup>3</sup>/h pour le réseau anergie. Cela se traduit par une diminution des pertes de charge qui est explicitée dans les résultats à suivre.

## Résultats généraux

Le Tableau 27 présente les résultats annuels obtenus pour cette seconde variante.

|   |             |
|---|-------------|
| <b>Part géothermique</b>                                  | <b>0 %</b>  |
| <b>Débit nominal [m<sup>3</sup>/h]</b>                    | <b>81</b>   |
| <b>Demande thermique (réseau secondaire) [GWh]</b>        | <b>7,56</b> |
| <b>Charge thermique du réseau (réseau primaire) [GWh]</b> | <b>7,56</b> |
| <b>Pertes thermiques du réseau de distribution [GWh]</b>  | <b>0,12</b> |
| <b>Production [GWh]</b>                                   | <b>7,68</b> |
| <b>Consommation thermique totale en ressources [GWh]</b>  | <b>7,68</b> |
| Géothermie [GWh]  | 0           |
| FriCAD [GWh]  | 7,68        |
| <b>Pertes de charge comblées par les pompes [MPa]</b>     | <b>810</b>  |
| <b>Consommation électrique totale [GWh]</b>               | <b>0,02</b> |
| PAC centralisée [GWh]                                     | 0           |
| PACs décentralisées chauffage [GWh]                       | 0           |
| PACs décentralisées ECS [GWh]                             | 0           |
| Pompes de circulation [GWh]                               | 0,02        |

Tableau 27 - Résultats de simulation du réseau blueCAD à 70°C sur l'année

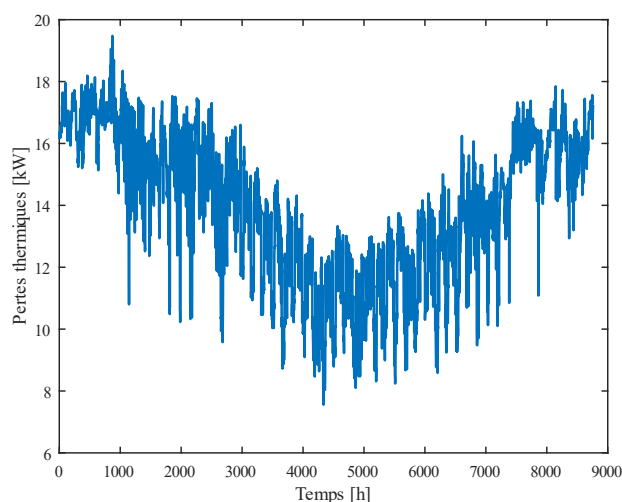


Figure 130 - Pertes thermiques annuelles du réseau blueCAD à 70°C

Contrairement au réseau anergie, les sous-stations n'ont que des échangeurs de chaleur, aussi bien pour l'ECS que pour le chauffage. Le rendement énergétique de ces échangeurs étant de 100 %, la charge thermique du réseau est égale à la demande thermique. Si le rendement énergétique des échangeurs était plus faible, la charge thermique du réseau serait supérieure à la demande thermique, contrairement au réseau anergie. Par ailleurs, la production est quasiment égale à la charge thermique du réseau. En effet,

les pertes thermiques sont beaucoup plus élevées dans le cas d'un réseau à 70°C mais restent faibles par rapport à la production. La Figure 130 présente les pertes thermiques du réseau. Dans le cas de blueCAD, cette variante représente le maximum de consommation thermique et donc de pertes thermiques. Malgré tout, les pertes sont relativement faibles par rapport à la demande du fait de la faible longueur du réseau. Elles représentent 2 % de la consommation thermique.

Le réseau consomme 150 fois moins d'énergie électrique que le réseau anergie sur l'année (0,02 GWh contre 2,98 GWh pour le réseau anergie) mais près de 2 fois plus d'énergie thermique (7,68 GWh contre 4,74 GWh pour le réseau anergie). Cela est dû à l'absence de pompes à chaleur sur le réseau à 70°C. Seules les pompes de circulation consomment de l'électricité. Ces dernières en consomment environ 8 fois moins que sur le réseau anergie car les débits sont plus faibles. La consommation électrique est donc négligeable sur le réseau à 70°C.

Par ailleurs, la production est entièrement assurée par l'énergie thermique issue de FriCAD contrairement au réseau anergie où l'électricité assure une partie de la production décentralisée. Cela implique une puissance nominale appelée à la source plus grande sur le réseau à 70°C que sur le réseau anergie. Les Figures ci-dessous permettent de comparer les monotones de puissance du réseau à 70°C et du réseau anergie sur l'année. La puissance nominale appelée à la source est plus faible sur le réseau anergie (2,4 MW<sub>th</sub>) que sur le réseau à 70°C (3,7 MW<sub>th</sub>) car la charge thermique est plus importante à 70°C. Sur le réseau anergie, les appels de puissance sont plus faibles car la consommation électrique des PACs décentralisées permet de réduire la charge thermique du réseau. Ainsi, la décentralisation permet de limiter les appels de puissance au niveau de sources énergétiques thermiques.

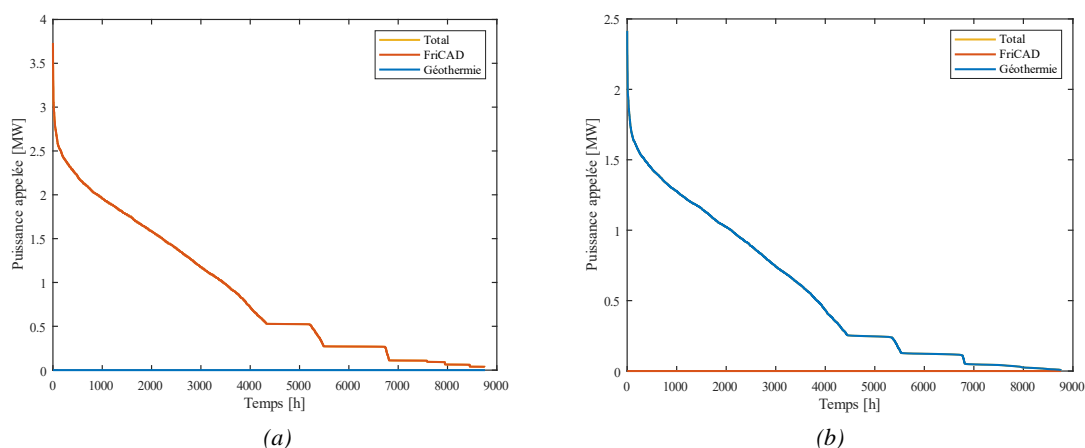


Figure 131 - Monotones de puissance du réseau blueCAD à 70°C (a) et du réseau anergie de blueCAD (b)

Concernant les performances hydrauliques du réseau à 70°C, la Figure 132a permet d'identifier les sous-stations critiques c'est-à-dire le chemin générant le plus de pertes de charge à chaque pas de temps. Ici, la sous-station critique est principalement la sous-station 9. Parmi les sous-stations les plus éloignées, il s'agit de celle avec la demande la plus élevée. Les débits sont donc importants et les pertes de charge linéaires plus fortes sur cette branche du réseau. Il y a quelques pas de temps en été pour lesquels la sous-station critique est la sous-station la plus éloignée de la centrale (8). Contrairement au réseau anergie, la sous-station 7 n'est pas critique car elle n'est ni la plus éloignée, ni celle avec une demande thermique la plus importante.

La Figure 132b résume les pertes de charge comblées par les pompes de circulation pour chaque pas de temps sur l'année. Ces pertes sont plus faibles que sur le réseau anergie mais la différence n'est pas significative (810 MPa contre 860 MPa pour le réseau anergie). Néanmoins, la différence de consommation électrique des pompes de circulation est importante car elle est fonction des débits. Sur l'année, elle est 8 fois plus importante sur le réseau anergie (0,16 GWh contre 0,02 GWh à 70°C). Dans

le cas du réseau à 70°C, il s'agit du seul composant consommant de l'électricité sur le réseau, ce qui explique que cette variante corresponde au minimum de consommation électrique. De manière générale, la consommation électrique des pompes de circulation diminue avec la température du réseau. Elle est toutefois négligeable devant celle des autres systèmes thermodynamiques.

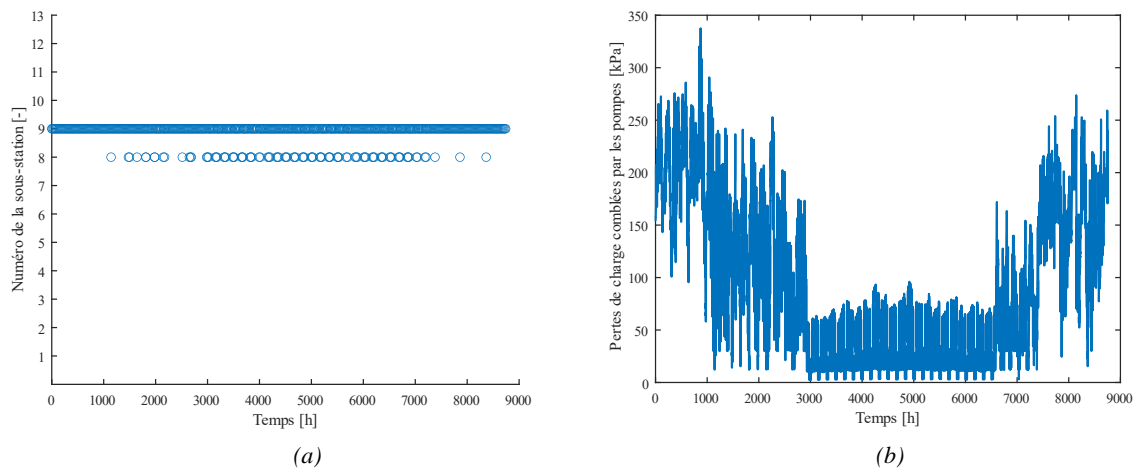


Figure 132 - Sous-stations critiques pour le réseau blueCAD à 70°C (a) ; Pertes de charge comblées par les pompes de circulation de blueCAD à 70°C (b)

| Nom du bâtiment     | N° | Distance par rapport à la centrale [m] | Consommations énergétiques annuelles [kWh] |         | Puissances nominales [kW] |     | Typologie |
|---------------------|----|--|--|---------|---------------------------|-----|-----------|
|                     |    |  | Chauffage                                  | ECS     | Chauffage                 | ECS |           |
| Bâtiment du gardien | 8  | 220                                    | 45 000                                     | 16 000  | 26                        | 4   | Bureau    |
| Gate                | 9  | 168                                    | 344 000                                    | 224 000 | 195                       | 62  | Bureau    |

Tableau 28 - Données des sous-stations critiques de blueCAD à 70°C

### Pertes exergetiques

Le Tableau 29 résume les résultats du bilan exergetique du réseau, en considérant la frontière globale. Le rendement exergetique du réseau est de 15 %. Le réseau à 70°C est nettement moins performant que le réseau anergie. Cette diminution des performances du réseau à 70°C est due à l'augmentation de l'exergie entrante car l'exergie sortante est constante (même demande et consignes de température). En comparaison au réseau anergie, l'exergie entrante est deux fois supérieure pour le réseau à 70°C car l'exergie thermique issue de l'usine SAIDF et des chaudière gaz a une valeur exergetique plus élevée. Il est donc préférable de favoriser la consommation électrique et véhiculer de forts débits plutôt que de dégrader des sources haute température, c'est-à-dire à haute valeur exergetique.

|   |           |
|---|-----------|
| Exergie entrante [GWh]                            | 6,58      |
| Exergie sortante [GWh]                            | 0,97      |
| Pertes exergetiques totales [GWh]                 | 5,61      |
| <b>Rendement exergetique global du réseau [%]</b> | <b>15</b> |

Tableau 29 - Bilan exergetique annuel de simulation de blueCAD à 70°C

La Figure 133a montre que les pertes sont nettement supérieures à l'exergie sortante pour le réseau à 70°C. La répartition des pertes est détaillée par la suite. La Figure 133b représente les pertes exergetiques sur réseau de distribution sur l'année. Les pertes de charge singulières des sous-stations

sont intégrées. Contrairement au cas du réseau anergie en Figure 126, les pertes exergetiques thermiques sont dominantes. En hiver, les pertes exergetiques par dissipation sont légèrement supérieures car les débits le sont. Elles restent toutefois nettement inférieures par rapport au réseau anergie car les débits et donc les pertes de charge en sous-stations sont plus faibles. Ainsi, les pertes exergetiques permettent d'identifier explicitement l'origine des inefficacités du système.

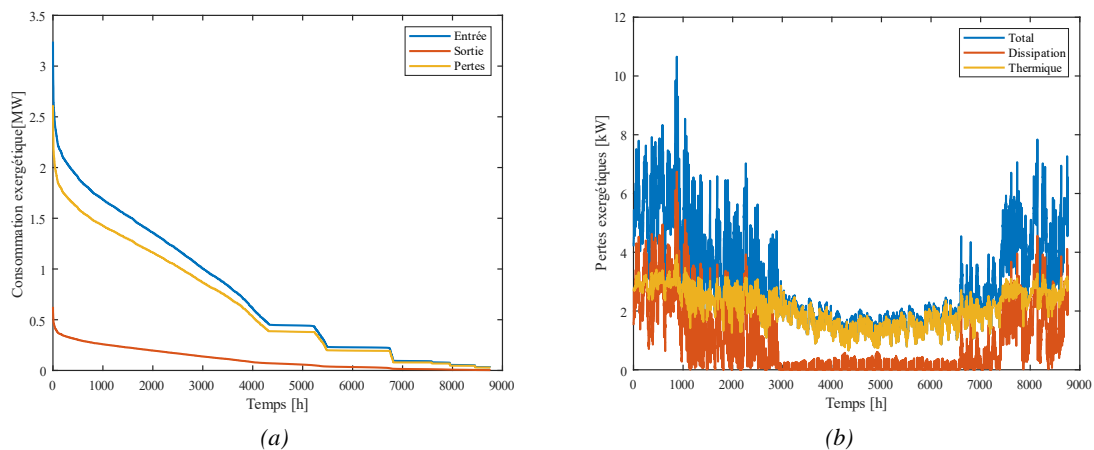


Figure 133 - Monotones exergetiques du réseau blueCAD à 70°C (a) ; Pertes exergetiques annuelles du réseau blueCAD à 70°C (b)

La Figure 134a donne la solution optimale de diamètres pour le réseau à 70°C. Les diamètres sont nettement plus faibles que le réseau anergie car les débits véhiculés sont moindres.

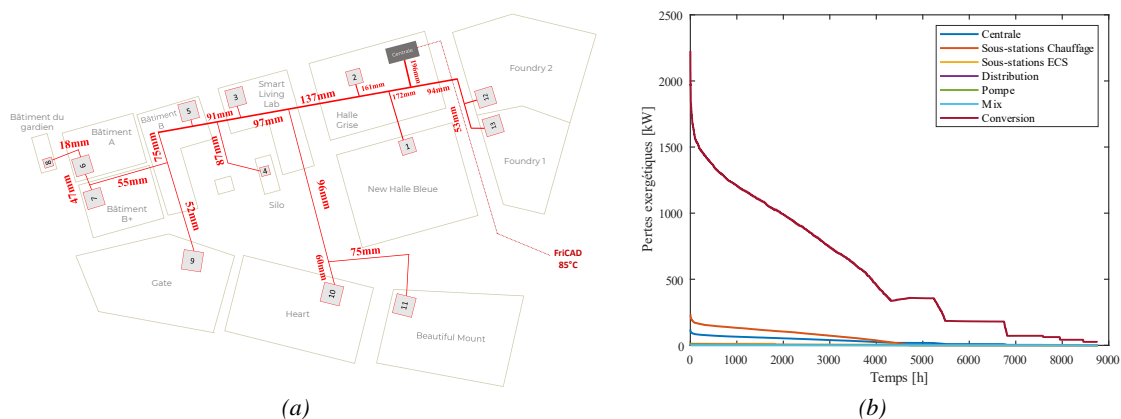


Figure 134 - Solutions optimales de diamètres de blueCAD avec un réseau à 70°C (a) ; Distribution des pertes exergetiques des composants du réseau blueCAD à 70°C (b)

Là encore, les pertes exergetiques générées par le réseau de distribution sont négligeables devant les pertes des systèmes énergétiques en sous-stations et en centrale. La Figure 134b montre cette distribution des pertes exergetiques générées par la centrale de production, le réseau de distribution, les pompes de circulation, les mélanges de flux et les échangeurs décentralisés. Ces distributions sont calculées à l'aide des formulations exergetiques développées au Chapitre 2.

Les pertes exergetiques sont plus importantes au niveau des échangeurs de chaleur de chauffage (courbe orange) qu'au niveau de l'échangeur en centrale (courbe bleue) car les dévalorisations thermiques sont plus importantes en sous-stations (d'environ 70°C à 40°C en sous-stations contre 85°C à 70°C en centrale). Malgré l'utilisation continue des échangeurs d'ECS, les pertes exergetiques sont plus importantes au niveau des échangeurs de chauffage car les appels de puissance sont plus élevés en

hiver. De manière générale, c'est la dégradation thermique en amont de blueCAD, de l'énergie primaire (SAIDEF, gaz) en exergie-chaaleur à 85°C pour alimenter FriCAD qui est la plus grande source de pertes exergetiques (courbe « Conversion »).

Afin de minimiser ces pertes exergetiques et améliorer le rendement, un compromis doit être trouvé entre consommation thermique et électrique. Il est possible de fournir ce même niveau de température (70°C) tout en adaptant la configuration de la centrale de production. Pour ce faire, il faut considérer d'autres sources énergétiques, idéalement renouvelables et à proximité du site. La prochaine section consiste à alimenter blueCAD simultanément avec l'énergie géothermique (10°C) et FriCAD (85°C). La variante de réseau reste celle du réseau haute température à 70°C mais le mix-énergétique du site est diversifié. L'objectif est de déterminer l'influence du changement de la configuration de la centrale sur les consommations thermiques et électrique. Pour ce faire, le pourcentage de géothermie dans la production  $x_{géo}$  est utilisé.

#### 4.1.4 Réseau à 70°C alimenté par FriCAD et la géothermie

L'objectif de cette section est d'étudier la performance de blueCAD à 70°C en intégrant simultanément la géothermie et FriCAD. La variation du pourcentage de géothermie permet d'analyser la performance de blueCAD en fonction des sources sollicitées. La Figure 135 schématise le système considéré.

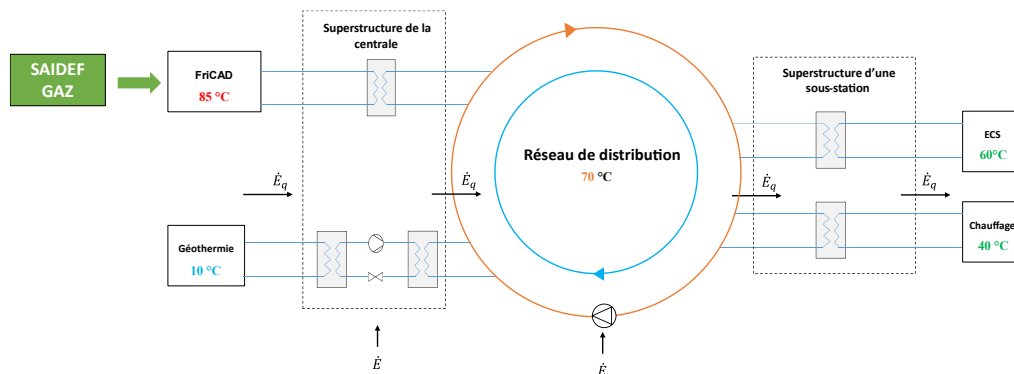


Figure 135 - Superstructures de blueCAD à 70°C avec la géothermie et FriCAD

Les hypothèses de simulation sont les mêmes que dans la section précédente :

- le niveau de température reste à 70°C.
- toutes les sous-stations sont équipées d'échangeurs de chaleur décentralisés pour le chauffage et l'ECS comme précédemment.
- les bilans énergétique, de masse, les pertes de charge en aval de la centrale de production et les diamètres restent inchangés.

Les résultats du Tableau 27 sont les mêmes exceptés ceux concernant la centrale de production (consommation thermique totale en ressources et consommation électrique de la PAC centralisée). La répartition de la consommation thermique totale en ressources et la consommation électrique de la PAC centralisée varie selon le pourcentage de géothermie. Les valeurs de  $x_{géo}$  simulées sont comprises entre 0 % et 100 % par pas de 10 %.

Dans ces conditions, la Figure 136a représente les consommations **énergétiques** thermique (géothermie et FriCAD) et électrique (PAC centralisée et pompes de circulation) annuelles de blueCAD en fonction du pourcentage de géothermie. La consommation électrique augmente linéairement avec le pourcentage de géothermie car le recours à la PAC centralisée augmente (il n'y a pas de PACs décentralisées). A l'inverse, la consommation thermique diminue linéairement lorsque le pourcentage de géothermie augmente car FriCAD est moins sollicité. Le minimum de consommation énergétique serait donc obtenu en minimisant la consommation thermique c'est-à-dire en maximisant l'intégration

d'énergie géothermique. Il est néanmoins complexe de conclure sur ces observations car les deux formes d'énergies comparées sont différentes.

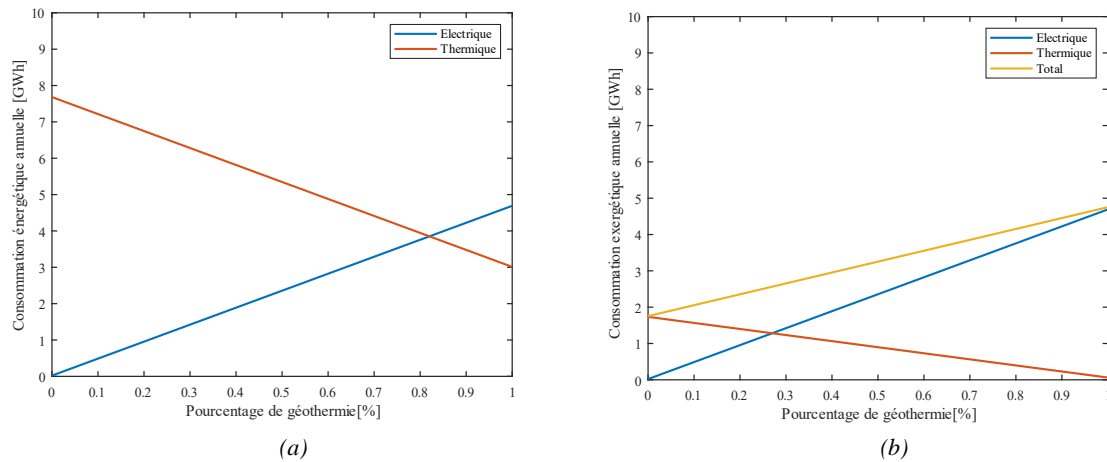


Figure 136 - Consommations énergétiques thermiques et électriques annuelles de blueCAD en fonction du pourcentage de géothermie à 70°C (a) ; Consommations exergetiques thermiques et électriques annuelles de blueCAD en fonction du pourcentage de géothermie à 70°C avec la frontière locale (b)

Pour confirmer ces tendances, le critère exergetique est utilisé par la suite. Il permet de comparer sur une base commune toutes les formes d'énergies. La Figure 136b représente la même courbe mais en exprimant la consommation exergetique thermique issue de FriCAD et de la géothermie telles que :

$$E_{q_{FriCAD}} = \left(1 - \frac{T_a}{T_{FriCAD}}\right) \dot{Q}_{FriCAD}^s \quad (4.4)$$

avec  $T_{FriCAD} = 85^\circ C$

$$E_{q_{geo}} = \left(1 - \frac{T_a}{T_{geo}}\right) \dot{Q}_{geo}^s \quad (4.5)$$

avec  $T_{geo} = 10^\circ C$ .

Ces équations reviennent à considérer la frontière locale définie en section 3.2.3 car les énergies primaires alimentant FriCAD ne sont pas considérées. La courbe de consommation électrique reste inchangée car le facteur exergetique de l'énergie travail est de 1 (section 2.1).

Dans ces conditions, la Figure 136b montre que les résultats exergetiques sont contraires à ceux de la Figure 136a : le minimum de consommation exergetique est obtenu en minimisant la consommation électrique c'est-à-dire en minimisant l'intégration de la géothermie sur le réseau. Les consommations exergetiques thermiques annuelles sont nettement plus faibles que les consommations énergétiques thermiques. Cela est dû aux facteurs exergetiques thermiques faibles pour ces niveaux de température, avec par exemple 0,24 pour FriCAD et 0,04 pour la géothermie, en considérant une température de référence exergetique de  $T_a = 0^\circ C$ . En conséquence, avec 100 % de géothermie par exemple, la consommation exergetique thermique est très faible sur l'année (0,062 GWh contre 3 GWh d'énergie thermique) car le niveau exergetique de la géothermie est négligeable, comme le montre la Figure 137b. Ainsi, le critère exergetique permet de ramener les contributions thermique et électrique aux mêmes ordres de grandeur, ce qui donne des conclusions opposées à celles du critère énergétique. Néanmoins, ces résultats dépendent de la frontière utilisée.

En considérant la frontière globale, la Figure 137a représente les résultats de consommations **exergétiques** thermique (courbe rouge), électrique (courbe bleue) et totale (courbe jaune) annuelles. L'équation (4.3) est utilisée pour calculer l'exergie thermique issue de FriCAD. Avec la frontière globale, les conclusions sont les mêmes qu'avec les consommations énergétiques en Figure 136a. Néanmoins, l'exergie thermique (courbe rouge) est plus faible que l'énergie thermique obtenue en Figure 136a car la consommation exergétique de la géothermie est nettement plus faible que sa consommation énergétique (Figure 137b).

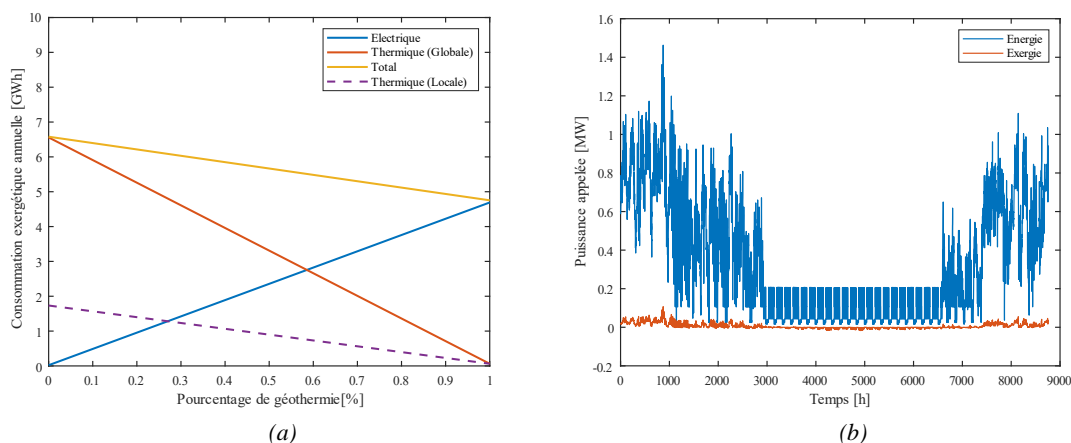


Figure 137 - Consommations exergétiques thermiques annuelles de blueCAD en fonction du pourcentage de géothermie avec la frontière globale (a) ; Comparaison des courbes de charge énergétique et exergétique de la géothermie (cas avec 100 % de géothermie) (b)

Avec la frontière globale, le minimum exergétique est bien obtenu en maximisant l'intégration de l'énergie géothermique. La différence fondamentale par rapport aux consommations énergétiques est qu'il est possible de sommer les deux courbes car il s'agit de deux quantités comparables. Cela justifie le recours au critère exergétique comme fonction mono-objectif par la suite. Par ailleurs, la frontière globale est systématiquement utilisée dans la prochaine section car elle permet de tenir compte du mix-énergétique réel du réseau.

En conclusion, la consommation exergétique annuelle du réseau dépend de la disponibilité en énergie géothermique. Pour dimensionner blueCAD avec une température de 70°C, la solution optimale est d'utiliser un maximum d'énergie géothermique. Pour optimiser l'intégration de la géothermie, une solution additionnelle serait d'abaisser le niveau de température. Les différentiels de température seraient limités et la performance des PACs améliorée. Néanmoins, les résultats du réseau anergie montrent que l'abaissement du niveau de température peut provoquer une augmentation significative de la consommation électrique et générer plus de pertes exergétiques. Un compromis doit être trouvé pour limiter simultanément les consommations exergétiques thermique et électrique. La résolution de ce problème d'optimisation fait l'objet de la prochaine section. La démarche consiste à sélectionner le niveau de température qui permet de minimiser la consommation exergétique annuelle totale de blueCAD selon la disponibilité en ressources.

#### 4.1.5 Optimisation exergétique du niveau de température

La méthode d'optimisation exergétique du niveau de température du réseau est appliquée à blueCAD. Elle permet de déterminer la température minimisant la consommation exergétique totale du réseau selon la disponibilité en ressources. Le système étudié est illustré par la Figure 54. Le problème d'optimisation est explicité en section 3.2.2. Les hypothèses spécifiques à blueCAD sont les suivantes :

- la frontière globale est considérée.



- la source basse température est l'énergie géothermique. Sa température est constante sur l'année à 10°C. Sa valeur exergetique est calculée avec l'équation (4.5).
- la source haute température est l'énergie issue de FriCAD. Sa valeur exergetique est calculée selon l'équation (4.3) qui tient compte de l'usine SAIDEF et des chaudières gaz.

Dans un premier temps, les courbes justifiant l'existence d'une solution optimale sont tracées.

### Etude paramétrique

Afin de déterminer l'optimum de température du réseau en fonction des sources énergétiques à disposition sur le site, le comportement du réseau est simulé sur l'année pour différents niveaux de température et différents pourcentages de géothermie dans la production. Les températures simulées sont de 20°C à 70°C avec un pas de 5°C. Le réseau anergie à 10°C est également simulé avec un pourcentage de géothermie fixe de 100 % contrairement aux autres niveaux de température qui peuvent être simulés pour tous les pourcentages de géothermie. A 0 % de géothermie, seul le cas du réseau à 70°C est pertinent. Les configurations en sous-stations et les conditions d'élévation de la température pour garantir le bon fonctionnement des PACs sont les mêmes que celles explicitées en section 3.2.3. Les consommations exergetiques thermiques et électriques annuelles sont calculées pour chacune des simulations.

La Figure 138a et la Figure 138b représentent l'évolution des consommations exergetiques thermique (courbe rouge) et électrique (courbe bleue) annuelles selon le niveau de température du réseau avec respectivement 20 % et 80 % de géothermie. La somme des exergies thermiques et électriques annuelles (courbe jaune) permet de déterminer la température pour laquelle la consommation exergetique annuelle est minimale. Au-delà du réseau anergie de référence (10°C et 100 % de géothermie), et quel que soit le pourcentage de géothermie dans la production, un optimum exergetique de température plus ou moins marqué existe pour le réseau blueCAD. Il est principalement la conséquence de la diminution de la consommation électrique à mesure que la température du réseau augmente lorsque qu'il n'y a que des pompes à chaleur décentralisées en sous-stations (10-45°C), puis de l'augmentation significative de la consommation électrique de la pompe à chaleur centralisée à partir de 45°C. Les sections précédentes ont montré que la consommation électrique des pompes de circulation n'a que peu d'influence.

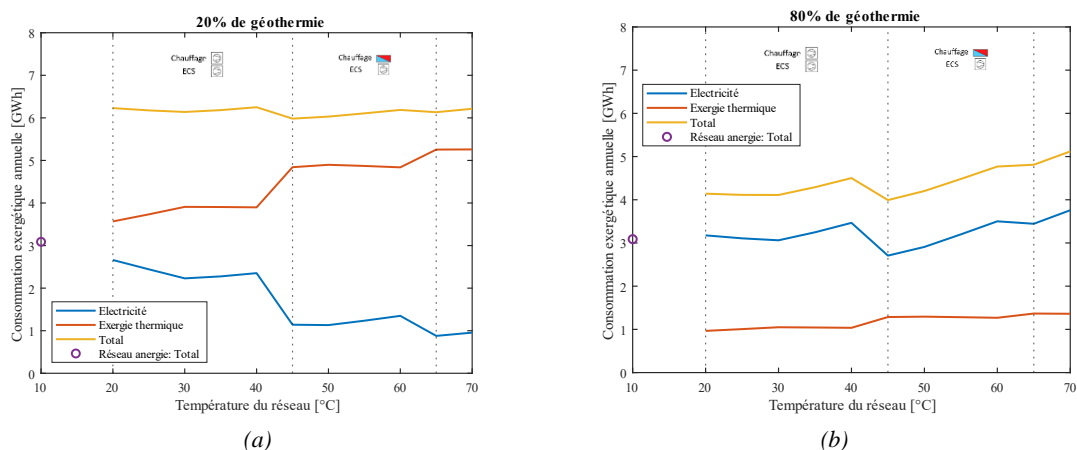


Figure 138 – Evolution des consommations exergetiques annuelles de blueCAD en fonction du niveau de température avec 20 % (a) et 80 % (b) de géothermie dans la production

L'augmentation de la consommation exergetique totale est d'autant plus marquée après 45°C que le pourcentage de géothermie dans la production est important. Par ailleurs, que ce soit pour des pourcentages de géothermie faibles ou élevés, l'allure de la courbe de consommation totale est principalement gouvernée par la consommation électrique. En effet, l'exergie thermique est à 75 % issue

de l'usine d'incinération des déchets SAIDF. Sa valeur exergetique est plus faible que celle des chaudières gaz ce qui limite l'influence de l'exergie thermique sur l'allure de la courbe totale, comme illustré dans le Chapitre précédent en Figure 107.

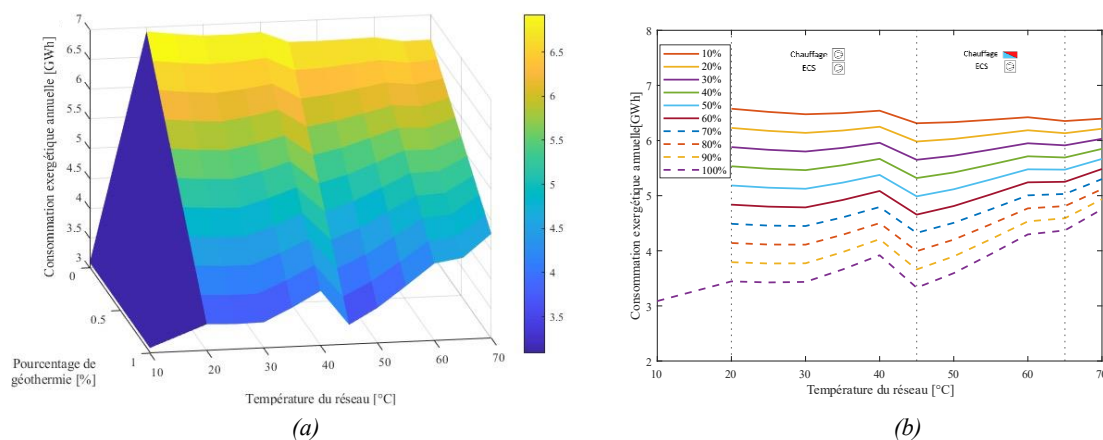


Figure 139 – Représentations 3D (a) et 2D (b) de la consommation exergetique annuelle totale de blueCAD en fonction du niveau de température et du pourcentage de géothermie dans la production

De manière générale, l'optimum exergetique de température dépend du pourcentage de géothermie et donc des sources à disposition. La Figure 139a représente l'évolution de la consommation exergetique annuelle totale en fonction du niveau de température pour plusieurs pourcentages de géothermie. Pour tous les niveaux de température, le minimum exergetique est obtenu en fonctionnant uniquement avec de l'énergie géothermique. En effet, la consommation exergetique totale augmente avec l'intégration de FriCAD sur le réseau, ce qui revient entre autres à abaisser le taux d'énergies renouvelables. De plus, la courbe de 100 % de géothermie en Figure 139b montre que l'optimum global semble être le cas d'une décentralisation complète de la production dans le cas de blueCAD (réseau anergie à 10°C). En dehors du réseau anergie, l'optimum de température semble être autour de 45°C avec un pourcentage de géothermie de 100 %. Il s'agit d'une solution intermédiaire pour laquelle la production est centralisée pour répondre aux besoins de chauffage avec des échangeurs de chaleur en sous-stations, et décentralisée pour répondre aux besoins d'ECS avec des PACs en sous-stations.

La prochaine partie vise à confirmer ces observations en déterminant l'optimum global de température de blueCAD. Le problème d'optimisation est résolu à l'aide de l'algorithme génétique dans les conditions présentées en section 3.2.5.

### Détermination de l'optimum de température

Comme énoncé en section 3.2.5, le problème d'optimisation mono-objectif consiste à minimiser la consommation exergetique annuelle du réseau. Il s'agit d'un problème de type MINLP avec les variables d'optimisation suivante :

- la température du réseau. Elle prend des valeurs entières entre 20°C et 70°C. A cela s'ajoute le cas du réseau anergie à 10°C.
- le pourcentage de géothermie. Il s'agit d'une variable continue qui prend des valeurs entre 0 et 1.

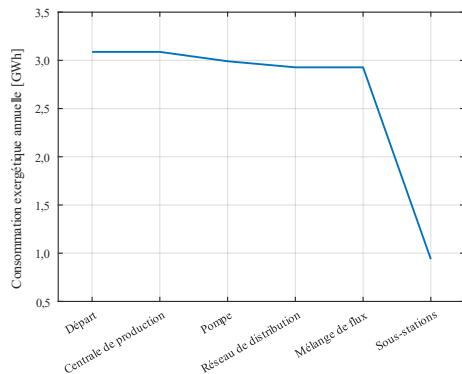
La *Global Optimization Toolbox* de MATLAB R2021b est utilisée pour avoir recours à l'algorithme génétique mono-objectif. Chaque population (ou génération) est composée de 100 individus. Le programme s'arrête après 10 générations.

Les résultats confirment que la solution optimale est le réseau anergie avec :

- une température de 10°C. Celle-ci correspond à la configuration de diamètre présentée en Figure 127. La vitesse nominale est de  $0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

- un pourcentage de géothermie de 100 %. Il n’y a pas de centrale et FriCAD n’est pas sollicité.
- des PACs décentralisées pour le chauffage et l’ECS.

Le Tableau 30 présente le bilan exergetique du réseau. Il s’agit des mêmes résultats que ceux présentés pour l’analyse du réseau anergie en section 4.1.2 car les sources d’énergie et hypothèses sont les mêmes. Le rendement exergetique maximal de blueCAD est donc de 31 %.



|   |           |
|---|-----------|
| Exergie entrante [GWh]                            | 3,09      |
| Exergie sortante [GWh]                            | 0,97      |
| Pertes exergetiques totales [GWh]                 | 2,12      |
| <b>Rendement exergetique global du réseau [%]</b> | <b>31</b> |

Tableau 30 - Bilan exergetique annuel de blueCAD pour la solution globale de l’optimisation mono-objectif (réseau anergie)

Figure 140 - Représentation de la distribution des pertes exergetiques depuis les sources jusqu’aux sous-stations sur le réseau anergie de blueCAD (frontière globale)

Les formulations exergetiques explicites des composants permettent de quantifier la distribution des pertes exergetiques. La Figure 140 permet de visualiser la distribution des pertes exergetiques sur blueCAD avec le réseau anergie. Ce sont les composants consommateurs d’électricité qui génèrent le plus de pertes exergetiques à savoir les PACs en sous-stations.

|                            | Besoins annuels de chauffage [kWh] | Part dans les besoins de chauffage | Température moyenne d’entrée [°C] | $COP_{max}$ moyen [-] | $COP_{réel}$ [-] | Rendement exergetique moyen [%] | Pertes exergetiques annuelles [MWh] | Part des pertes exergetiques totales [%] |
|----------------------------|------------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|------------------|---------------------------------|-------------------------------------|--|
| <b>New halle bleue</b>     | 577 000                            | 10 %                               | 10,00                             | 10,44                 | 3,06             | 29 %                            | 133,24                              | 10 %                                     |
| <b>Halle grise</b>         | 1 103 000                          | 20 %                               | 10,00                             | 10,44                 | 3,06             | 29 %                            | 254,53                              | 20 %                                     |
| <b>Smart living lab</b>    | 171 000                            | 3 %                                | 10,00                             | 10,44                 | 3,06             | 29 %                            | 39,44                               | 3 %                                      |
| <b>Silo</b>                | 125 000                            | 2 %                                | 10,01                             | 10,44                 | 3,06             | 29 %                            | 28,90                               | 2 %                                      |
| <b>Bâtiment B</b>          | 272 000                            | 5 %                                | 10,01                             | 10,44                 | 3,06             | 29 %                            | 62,87                               | 5 %                                      |
| <b>Bâtiment A</b>          | 300 000                            | 5 %                                | 10,05                             | 10,46                 | 3,06             | 29 %                            | 69,31                               | 5 %                                      |
| <b>Bâtiment B+</b>         | 106 000                            | 2 %                                | 10,04                             | 10,45                 | 3,06             | 29 %                            | 24,54                               | 2 %                                      |
| <b>Bâtiment du gardien</b> | 45 000                             | 1 %                                | 10,09                             | 10,47                 | 3,06             | 29 %                            | 10,40                               | 1 %                                      |
| <b>Gate</b>                | 344 000                            | 6 %                                | 10,02                             | 10,45                 | 3,06             | 29 %                            | 79,37                               | 6 %                                      |
| <b>Heart</b>               | 513 000                            | 9 %                                | 10,00                             | 10,44                 | 3,06             | 29 %                            | 118,36                              | 9 %                                      |
| <b>Beautiful mount</b>     | 770 000                            | 14 %                               | 10,01                             | 10,44                 | 3,06             | 29 %                            | 177,57                              | 14 %                                     |
| <b>Foundry 2</b>           | 890 000                            | 16 %                               | 10,01                             | 10,44                 | 3,06             | 29 %                            | 205,45                              | 16 %                                     |
| <b>Foundry 1</b>           | 422 000                            | 7 %                                | 10,01                             | 10,44                 | 3,06             | 29 %                            | 97,43                               | 7 %                                      |
| <b>TOTAL</b>               | <b>5 638 000</b>                   | <b>100 %</b>                       | <b>10,02</b>                      | <b>10,45</b>          | <b>3,06</b>      | <b>29 %</b>                     | <b>1301,41</b>                      | <b>100 %</b>                             |

Tableau 31 – Performances annuelles des PACs décentralisées de chauffage du réseau anergie de blueCAD

Le Tableau 31 présente les performances annuelles des PACs décentralisées de chauffage. Dans un premier temps, la part de chacune des sous-stations dans les besoins de chauffage totaux est calculée. Les températures moyennes d’entrée en sous-stations sont présentées ensuite. Plus les sous-stations sont éloignées de la centrale, plus la température moyenne est élevée. Cela est dû aux gains thermiques sur le réseau anergie présentés en Figure 121b. Le  $COP_{max}$  est donc légèrement supérieur pour les sous-stations éloignées de la centrale. La différence est néanmoins minime et ne se fait pas ressentir sur le rendement exergetique moyen.

Les  $COP_{réel}$  sont les mêmes pour toutes les PACs de chauffage du fait de l'initialisation du modèle présenté en section 2.5.2. Les températures moyennes en entrée sont quasiment égales pour toutes les sous-stations car blueCAD est un petit réseau. En découle un  $COP_{max}$  quasiment égal pour toutes les PACs et donc un rendement exergetique moyen de 29 % pour toutes les PACs de chauffage dans le cas du réseau anergie. Il est légèrement plus faible que celles des PACs ECS qui ont un rendement exergetique moyen de 30 %, comme le montre le Tableau 32. Par ailleurs, les pertes exergetiques annuelles sont plus importantes pour le chauffage que pour l'ECS car les besoins thermiques de chauffage sont 3 fois supérieurs. A noter que la quantité de pertes exergetiques générées par une sous-station est directement liée à ses besoins : plus une sous-station a des besoins importants, plus elle génère de pertes exergetiques sur l'année. Ainsi, pour l'ECS comme pour le chauffage, la part des pertes exergetiques générées par un composant en sous-station est quasiment égale à la part d'énergie qu'il fournit pour répondre aux besoins d'ECS ou de chauffage.

|                            | Besoins annuels d'ECS [kWh] | Part dans les besoins d'ECS | Température moyenne d'entrée [°C] | $COP_{max}$ moyen [-] | $COP_{réel}$ [-] | Rendement exergetique moyen [%] | Pertes exergetiques annuelles [MWh] | Part des pertes exergetiques totales [%] |
|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|-----------------------|------------------|---------------------------------|-------------------------------------|--|
| <b>New halle bleue</b>     | 155 000                     | 8 %                         | 10,00                             | 6,66                  | 1,97             | 30 %                            | 55,50                               | 8 %                                      |
| <b>Halle grise</b>         | 213 000                     | 11 %                        | 10,00                             | 6,66                  | 1,97             | 30 %                            | 76,40                               | 11 %                                     |
| <b>Smart living lab</b>    | 40 000                      | 2 %                         | 10,00                             | 6,66                  | 1,97             | 30 %                            | 14,30                               | 2 %                                      |
| <b>Silo</b>                | 29 000                      | 2 %                         | 10,01                             | 6,66                  | 1,97             | 30 %                            | 10,34                               | 2 %                                      |
| <b>Bâtiment B</b>          | 101 000                     | 5 %                         | 10,01                             | 6,66                  | 1,97             | 30 %                            | 36,05                               | 5 %                                      |
| <b>Bâtiment A</b>          | 48 000                      | 2 %                         | 10,05                             | 6,67                  | 1,97             | 30 %                            | 17,26                               | 3 %                                      |
| <b>Bâtiment B+</b>         | 53 000                      | 3 %                         | 10,04                             | 6,67                  | 1,97             | 30 %                            | 18,88                               | 3 %                                      |
| <b>Bâtiment du gardien</b> | 16 000                      | 1 %                         | 10,09                             | 6,68                  | 1,97             | 30 %                            | 5,72                                | 1 %                                      |
| <b>Gate</b>                | 224 000                     | 12 %                        | 10,02                             | 6,67                  | 1,97             | 30 %                            | 80,13                               | 12 %                                     |
| <b>Heart</b>               | 279 000                     | 15 %                        | 10,00                             | 6,66                  | 1,97             | 30 %                            | 99,77                               | 15 %                                     |
| <b>Beautiful mount</b>     | 398 000                     | 21 %                        | 10,01                             | 6,66                  | 1,97             | 30 %                            | 142,40                              | 21 %                                     |
| <b>Foundry 2</b>           | 253 000                     | 13 %                        | 10,01                             | 6,66                  | 1,97             | 30 %                            | 90,57                               | 13 %                                     |
| <b>Foundry 1</b>           | 113 000                     | 6 %                         | 10,01                             | 6,67                  | 1,97             | 30 %                            | 40,57                               | 6 %                                      |
| <b>TOTAL</b>               | <b>1 922 000</b>            | <b>100 %</b>                | <b>10,02</b>                      | <b>6,67</b>           | <b>1,97</b>      | <b>30 %</b>                     | <b>687,89</b>                       | <b>100 %</b>                             |

Tableau 32 - Performances annuelles des PACs décentralisées d'ECS du réseau anergie de blueCAD

Enfin, malgré le  $COP_{réel}$  plus faible des PACs d'ECS, leur rendement exergetique est légèrement supérieur comparé aux PACs de chauffage (30 % contre 29 %). Cela s'explique par les valeurs de  $COP_{max}$ . Le  $COP_{max}$  donne la performance idéale de la PAC en considérant les niveaux de température réels côté primaire et secondaire de la sous-station. Ce dernier est plus élevé pour le chauffage car la consigne de température est de 40°C contre 60°C pour l'ECS, ce qui implique que le différentiel de température entre les sources chaude et froide est plus faible pour la PAC de chauffage. Néanmoins, la performance réelle de la PAC de chauffage est plus éloignée du cas idéal que pour l'ECS. En effet, dans le cadre de la thèse, le rendement exergetique traduit la performance réelle des PACs par rapport à ce qu'elles pourraient fournir dans les conditions idéales (équation (2.43)). Dans le cas du réseau anergie de blueCAD, les PACs de chauffage sont plus éloignées des conditions idéales que les PACs d'ECS. Plusieurs solutions d'amélioration existent pour limiter les pertes exergetiques des PACs comme améliorer la performance des compresseurs avec des variateurs de vitesse ou encore limiter les pincements au condenseur et à l'évaporateur.

En réalité, le réseau anergie peut ne pas être implémenté car la disponibilité en énergie géothermique sur l'année est limitée par les contraintes géologiques du site. Dans ce cas, les courbes de la Figure 139b permettent d'estimer la température optimale de dimensionnement selon la quantité réelle d'énergie géothermique disponible sur l'année. Plus le pourcentage de géothermie dans la production est

important, plus le niveau de température optimal est faible. Par exemple, si le pourcentage de géothermie réel de blueCAD est de 40 %, l’algorithme d’optimisation sélectionne la solution suivante :

- une température plus élevée de 45°C. Celle-ci correspond à la configuration de diamètre présentée en Figure 141a avec une vitesse nominale de  $0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- la centrale de production est composée d’une PAC centralisée pour la géothermie et d’un échangeur centralisé pour l’interconnexion avec FriCAD. La monotone de puissance du réseau est présentée en Figure 141b.
- les sous-stations sont composées d’un échangeur de chaleur décentralisé pour le chauffage et d’une PAC pour l’ECS.

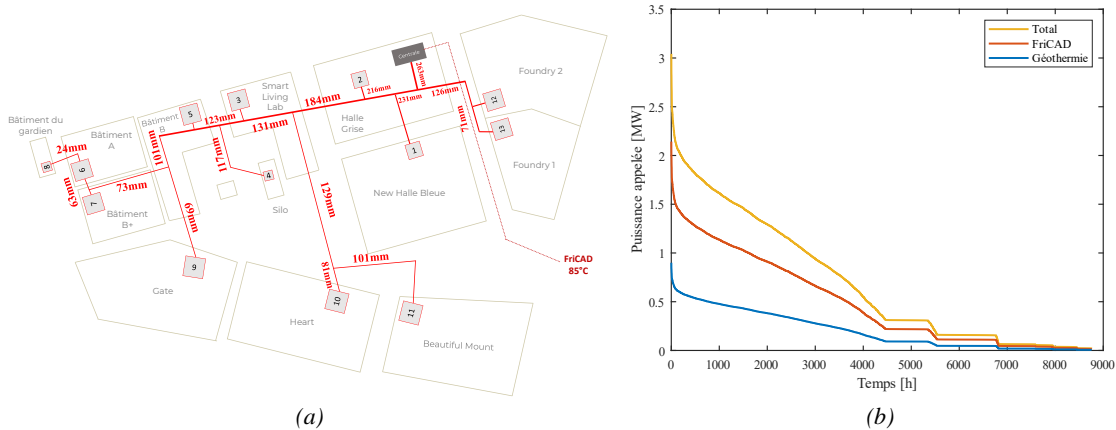


Figure 141 - Configuration optimale des diamètres de blueCAD à 45°C et 40 % de géothermie (a) ; Monotone de puissance de blueCAD à 45°C et 40 % de géothermie (b)

Le Tableau 33 présente les résultats du réseau à 45°C et 40 % de géothermie. Le débit nominal est plus faible que pour le réseau anergie ce qui explique les diamètres plus faibles. La consommation thermique est distribuée entre la géothermie et FriCAD. En centrale, une PAC centralisée de  $1,43 \text{ MW}_{\text{th}}$  et un échangeur de  $2,14 \text{ MW}_{\text{th}}$  sont nécessaires pour intégrer l’énergie géothermique et FriCAD. Les puissances nominales recommandées pour les unités décentralisées sont présentées dans le Tableau 11. La consommation électrique totale est près de 2 fois inférieure à celle du réseau anergie mais la consommation thermique est 1,3 fois supérieure à celle du réseau anergie. Cela implique une consommation exergétique totale supérieure notamment du fait de l’intégration de FriCAD.

Le Tableau 34 présente le bilan exergétique du réseau. Le rendement exergétique de blueCAD à 45°C et 40 % de géothermie est de 18 %. La Figure 142 donne la distribution des pertes exergétiques sur blueCAD dans ces conditions. Les pertes exergétiques sont principalement générées en centrale de production et lors de la conversion de l’énergie primaire en énergie thermique à 85°C pour FriCAD puis au niveau des sous-stations. Là encore, les composants générant le plus de pertes sont ceux qui consomment le plus d’électricité.

Le Tableau 35 présente les performances des échangeurs de chaleur décentralisés pour le chauffage. Contrairement au réseau anergie, les températures en entrée diminuent avec la distance du fait des pertes thermiques à 45°C. Ces pertes sont relativement faibles car blueCAD est un petit réseau. Les rendements exergétiques des échangeurs décentralisés sont quasiment égaux car le modèle de l’échangeur présenté en section 2.5.1 donne le rendement exergétique :

$$\eta_{HE} = \frac{\dot{E}_{q,f}}{\dot{E}_{q,s}} = \frac{\left(1 - \frac{T_a}{T_{ch}}\right) \dot{Q}_f}{\left(1 - \frac{T_a}{T_1}\right) \dot{Q}_s} \quad (4.6)$$

avec  $T_a$  la température ambiante,  $T_4 = T_{ch}$  la température de consigne de chauffage et  $T_1$  la température en entrée de la sous-station côté primaire en reprenant la Figure 68. Le rendement énergétique est de 100 % ce qui implique :  $\varepsilon_{HE} = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_s} = 1$ .

Ainsi le rendement exergetique est uniquement fonction de la température ambiante  $T_a$ , de la température du consigne de chauffage  $T_{ch}$  et de la température en entrée de la sous-station côté primaire  $T_1$  :

$$\eta_{HE} = \frac{\left(1 - \frac{T_a}{T_{ch}}\right)}{\left(1 - \frac{T_a}{T_1}\right)} \quad (4.7)$$

|   |             |
|---|-------------|
| <b>Part géothermique</b>  | <b>40 %</b> |
| <b>Débit nominal [m<sup>3</sup>/h]</b>                              | <b>111</b>  |
| <b>Demande thermique (réseau secondaire) [GWh]</b>                  | <b>7,56</b> |
| <b>Charge thermique du réseau (réseau primaire) [GWh]</b>           | <b>6,97</b> |
| <b>Pertes thermiques du réseau de distribution [GWh]</b>            | <b>0,08</b> |
| <b>Production [GWh]</b>   | <b>7,05</b> |
| <b>Consommation thermique totale en ressources [GWh]</b>            | <b>6,01</b> |
| Géothermie [GWh]  | 1,78        |
| FriCAD [GWh]  | 4,23        |
| <b>Puissance nominale des unités centralisées [MW<sub>th</sub>]</b> | <b>3,57</b> |
| PAC centralisée [MW <sub>th</sub> ]                                 | 1,43        |
| Echangeur centralisé [MW <sub>th</sub> ]                            | 2,14        |
| <b>Pertes de charge comblées par les pompes [MPa]</b>               | <b>850</b>  |
| <b>Consommation électrique totale [GWh]</b>                         | <b>1,66</b> |
| PAC centralisée [GWh]   | 1,04        |
| PACs décentralisées chauffage [GWh]                                 | 0           |
| PACs décentralisées ECS [GWh]                                       | 0,59        |
| Pompes de circulation [GWh]   | 0,03        |

Tableau 33 - Résultats de simulation de blueCAD à 45°C et 40 % de géothermie sur l'année

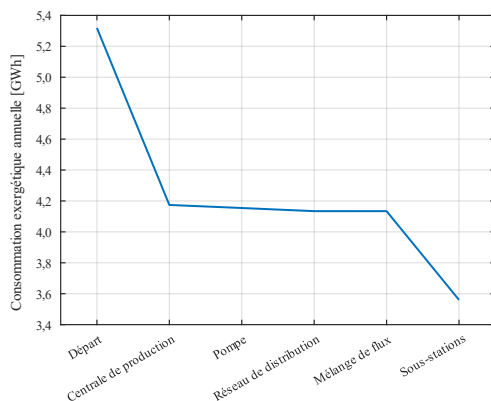


Figure 142 - Représentation de la distribution des pertes exergetiques depuis les sources jusqu'aux sous-stations sur blueCAD à 45°C et 40 % de géothermie (frontière globale)

|   |           |
|---|-----------|
| Exergie entrante [GWh]                            | 5,32      |
| Exergie sortante [GWh]                            | 0,97      |
| Pertes exergetiques totales [GWh]                 | 4,35      |
| <b>Rendement exergetique global du réseau [%]</b> | <b>18</b> |

Tableau 34 - Bilan exergetique annuel de blueCAD à 45°C et 40 % de géothermie

|                            | Besoins annuels de chauffage [kWh] | Part dans les besoins de chauffage | Température moyenne d'entrée [°C] | $\Delta T$ [°C] | Rendement exergetique moyen [%] | Pertes exergetiques annuelles [MWh] | Part des pertes exergetiques totales [%] |
|----------------------------|------------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|-----------------|---------------------------------|-------------------------------------|--|
| <b>New halle bleue</b>     | 577 000                            | 10 %                               | 44,98                             | 17,59           | 48 %                            | 7,96                                | 10 %                                     |
| <b>Halle grise</b>         | 1 103 000                          | 20 %                               | 44,97                             | 17,59           | 48 %                            | 15,20                               | 20 %                                     |
| <b>Smart living lab</b>    | 171 000                            | 3 %                                | 44,72                             | 17,59           | 48 %                            | 2,33                                | 3 %                                      |
| <b>Silo</b>                | 125 000                            | 2 %                                | 44,59                             | 17,59           | 48 %                            | 1,70                                | 2 %                                      |
| <b>Bâtiment B</b>          | 272 000                            | 5 %                                | 44,39                             | 17,59           | 48 %                            | 3,67                                | 5 %                                      |
| <b>Bâtiment A</b>          | 300 000                            | 5 %                                | 42,92                             | 17,59           | 48 %                            | 3,89                                | 5 %                                      |
| <b>Bâtiment B+</b>         | 106 000                            | 2 %                                | 43,20                             | 17,59           | 48 %                            | 1,39                                | 2 %                                      |
| <b>Bâtiment du gardien</b> | 45 000                             | 1 %                                | 41,17                             | 17,59           | 49 %                            | 0,54                                | 1 %                                      |
| <b>Gate</b>                | 344 000                            | 6 %                                | 43,81                             | 17,59           | 48 %                            | 4,51                                | 6 %                                      |
| <b>Heart</b>               | 513 000                            | 9 %                                | 44,49                             | 17,59           | 48 %                            | 6,88                                | 9 %                                      |
| <b>Beautiful mount</b>     | 770 000                            | 14 %                               | 44,15                             | 17,59           | 48 %                            | 10,19                               | 13 %                                     |
| <b>Foundry 2</b>           | 890 000                            | 16 %                               | 44,47                             | 17,59           | 48 %                            | 12,13                               | 16 %                                     |
| <b>Foundry 1</b>           | 422 000                            | 7 %                                | 44,30                             | 17,59           | 48 %                            | 5,73                                | 8 %                                      |
| <b>TOTAL</b>               | <b>5 638 000</b>                   | <b>100 %</b>                       | <b>44,01</b>                      | <b>17,59</b>    | <b>48 %</b>                     | <b>76,12</b>                        | <b>100 %</b>                             |

Tableau 35 - Performances annuelles des échangeurs décentralisés de chauffage de blueCAD à 45°C et 40 % de géothermie

Pour chaque pas de temps, la seule variable d'une sous-station à l'autre est donc la température d'entrée  $T_1$ . Le Tableau 35 montre que cette température ne varie que faiblement sur l'année ce qui explique que les rendements exergetiques soient égaux en moyenne. Ils sont de 48 % ce qui est nettement supérieur aux PACs décentralisées d'ECS comme le montre le Tableau 36.

|                            | Besoins annuels d'ECS [kWh] | Part dans les besoins d'ECS | Température moyenne d'entrée [°C] | $COP_{max}$ moyen [-] | $COP_{réel}$ [-] | Rendement exergetique moyen [%] | Pertes exergetiques annuelles [MWh] | Part des pertes exergetiques totales [%] |
|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|-----------------------|------------------|---------------------------------|-------------------------------------|--|
| <b>New halle bleue</b>     | 155 000                     | 8 %                         | 44,98                             | 22,2                  | 3,28             | 15 %                            | 40,29                               | 8 %                                      |
| <b>Halle grise</b>         | 213 000                     | 11 %                        | 44,97                             | 22,2                  | 3,28             | 15 %                            | 55,47                               | 11 %                                     |
| <b>Smart living lab</b>    | 40 000                      | 2 %                         | 44,72                             | 21,8                  | 3,28             | 15 %                            | 10,37                               | 2 %                                      |
| <b>Silo</b>                | 29 000                      | 2 %                         | 44,59                             | 21,7                  | 3,28             | 15 %                            | 7,49                                | 2 %                                      |
| <b>Bâtiment B</b>          | 101 000                     | 5 %                         | 44,39                             | 21,4                  | 3,28             | 15 %                            | 26,09                               | 5 %                                      |
| <b>Bâtiment A</b>          | 48 000                      | 2 %                         | 42,92                             | 20,1                  | 3,28             | 17 %                            | 12,41                               | 2 %                                      |
| <b>Bâtiment B+</b>         | 53 000                      | 3 %                         | 43,20                             | 20,3                  | 3,28             | 17 %                            | 13,59                               | 3 %                                      |
| <b>Bâtiment du gardien</b> | 16 000                      | 1 %                         | 41,17                             | 18,8                  | 3,28             | 19 %                            | 4,07                                | 1 %                                      |
| <b>Gate</b>                | 224 000                     | 12 %                        | 43,81                             | 20,8                  | 3,28             | 16 %                            | 57,85                               | 12 %                                     |
| <b>Heart</b>               | 279 000                     | 15 %                        | 44,49                             | 21,5                  | 3,28             | 15 %                            | 72,17                               | 15 %                                     |
| <b>Beautiful mount</b>     | 398 000                     | 21 %                        | 44,15                             | 21,1                  | 3,28             | 16 %                            | 102,92                              | 21 %                                     |
| <b>Foundry 2</b>           | 253 000                     | 13 %                        | 44,47                             | 21,5                  | 3,28             | 15 %                            | 65,61                               | 13 %                                     |
| <b>Foundry 1</b>           | 113 000                     | 6 %                         | 44,30                             | 21,3                  | 3,28             | 15 %                            | 29,37                               | 6 %                                      |
| <b>TOTAL</b>               | <b>1 922 000</b>            | <b>100 %</b>                | <b>44,01</b>                      | <b>21,13</b>          | <b>3,28</b>      | <b>16 %</b>                     | <b>497,7</b>                        | <b>100 %</b>                             |

Tableau 36 – Performances annuelles des PACs décentralisées d'ECS de blueCAD à 45°C et 40 % de géothermie

Par rapport aux PACs d'ECS du réseau energie, les PACs d'ECS du réseau à 45°C sont nettement moins performantes du point de vue exergetique. En effet, le  $COP_{max}$  augmente de 14,46 en passant de 6,67 à 21,13 mais le  $COP_{réel}$  n'augmente que de 1,31 en passant de 1,97 à 3,28. L'augmentation du  $COP_{réel}$  est limitée par les réalités physiques de fonctionnement du système (dissipations, dévalorisations thermiques entre les circuits primaire, secondaire et du fluide réfrigérant, performance du compresseur...). En découle un rendement exergetique plus faible des PACs pour le réseau à 45°C car elles sont plus éloignées des conditions idéales. De manière générale, ce sont les sous-stations les plus consommatrices d'énergie qui sont les moins performantes. Comme pour le réseau energie, les pertes exergetiques sont importantes lorsque la demande est importante.

Pour finir, le Tableau 37 compare les résultats d’optimisation du réseau anergie (10°C et 100 % de géothermie) et du réseau à 45°C et 40 % de géothermie. Ce dernier est moins performant que le réseau anergie car l’exergie-chaaleur issue de FriCAD s’ajoute à la consommation électrique qui reste importante avec la PAC centralisée et les PACs décentralisées d’ECS. Si la disponibilité en géothermie sur l’année le permet, la meilleure solution est d’avoir une production totalement décentralisée avec un réseau anergie.

|  | Réseau Anergie | Réseau à 45°C et 40 % de géothermie |
|--|----------------|-------------------------------------|
| Exergie entrante [GWh]                     | 3,09           | 5,32                                |
| Exergie sortante [GWh]                     | 0,97           | 0,97                                |
| Pertes exergetiques totales [GWh]          | 2,12           | 4,35                                |
| <b>Rendement exergetique du réseau [%]</b> | <b>31</b>      | <b>18</b>                           |

Tableau 37 – Comparaison des résultats exergetiques de blueCAD avec un réseau anergie ou à 45°C et 40 % de géothermie

En conclusion, la méthode exergetique appliquée à blueCAD permet de fournir des recommandations explicites de dimensionnement du réseau. Ces recommandations dépendent directement de la disponibilité en ressource géothermique sur le site. Le réseau optimal dans le cas de blueCAD est le réseau anergie à 10°C, alimenté par les sondes géothermiques locales. Ainsi, la méthodologie de détermination de l’optimum de température offre une information précieuse aux exploitants quant au dimensionnement optimal de leur réseau, selon les réalités du site. En perspective, des unités d’appoint doivent être considérées pour le dimensionnement du réseau anergie.

Dans le cas de blueCAD, les besoins de refroidissement ne sont pas considérés. La prochaine section concerne l’étude du réseau de la Cassine opéré par SCDC ENGIE Solutions à Chambéry. Pour ce réseau, les besoins de refroidissement sont considérés. Un concept de réseau anergie intégrant des thermo-frigo-pompes (TFP) est analysé ce qui permet d’étudier la conception d’un réseau répondant simultanément aux besoins de chauffage, d’ECS et de refroidissement.

## 4.2 Etude de la conception du réseau de la Cassine

La commune de Chambéry (73), par l’intermédiaire de son organisation de développement économique Chambéry Grand Lac Economie (CGLE), souhaite réaménager le quartier de la Cassine situé au cœur de l’agglomération chambérienne. Le projet d’aménagement prévoit la construction d’un écoquartier de 130’000m<sup>2</sup> de surfaces de plancher destiné à différents usages : bureaux, logements, activités commerciales, de services, et hôtellerie.

Pour fournir les prestations de chauffage, d’ECS et de refroidissement, Chambéry Grand Lac Economie cherche à définir une stratégie d’approvisionnement locale, mutualisée et maximisant le recours aux énergies renouvelables. Les réseaux thermiques constituent une solution durable pour répondre à cette problématique. La Société Chambérienne de Distribution de Chaleur (SCDC) est un acteur majeur du projet, et intervient pour la conception et l’exploitation du réseau thermique du quartier de la Cassine. Dans ce cadre, un concept énergétique innovant ayant recours aux ressources géothermiques disponibles sur le site est étudié. L’objectif est de répondre aux besoins de chauffage mais aussi de refroidissement tout en maximisant la part d’énergies renouvelables.

La méthode d’optimisation exergetique doit permettre d’identifier le meilleur concept de réseau thermique pour le quartier de la Cassine parmi les suivants :



- un réseau anergie à une température moyenne annuelle de 10°C. Les sous-stations sont équipées de thermo-frigo-pompes (TFP) pour fournir simultanément les prestations de chauffage, d'ECS et de refroidissement.
- un réseau basse température à 70°C. Un échangeur de chaleur centralisé HP/BP réalise l'interconnexion entre le réseau SCDC de la ville de Chambéry et le quartier de la Cassine. Les sous-stations sont équipées d'échangeurs de chaleur décentralisés pour répondre à la demande de chauffage et d'ECS. Une solution auxiliaire fournit la prestation de refroidissement.
- un réseau de température intermédiaire entre 20°C et 70°C avec possibilité d'intégration des deux sources énergétiques simultanément. Une solution auxiliaire fournit la prestation de refroidissement.

Le premier concept étudié est celui du réseau anergie. Il s'agit d'une première approche simplifiée de modélisation énergétique des TFPs sur l'année. Pour ce faire, les performances des TFPs sont évaluées à l'aide de l'équation (2.41) du rendement exergetique d'une PAC. La différence est que l'énergie du condenseur et de l'évaporateur sont valorisées. Le modèle des TFPs et le bilan énergétique présenté dans la prochaine section permettent notamment de prévoir l'énergie prélevée et restituée aux puits géothermiques sur l'année. Par ailleurs, grâce à une étude géologique mise à disposition par SCDC ENGIE Solutions, la disponibilité réelle en énergie géothermie a été estimée et des unités d'appoint sont considérées dans l'étude.

#### 4.2.1 Réseau anergie avec thermo-frigo-pompes

Le premier concept consiste en l'installation de thermo-frigo-pompes en sous-stations pour répondre aux besoins de chaud (chauffage et ECS) et de froid. L'objectif est de déterminer les puissances de dimensionnement des unités de production pour y répondre. Pour ce faire, le réseau est simulé selon plusieurs hypothèses.

#### Hypothèses de simulation

Le schéma de principe de fonctionnement d'une sous-station est illustré dans la Figure 143 fournie par ENGIE.

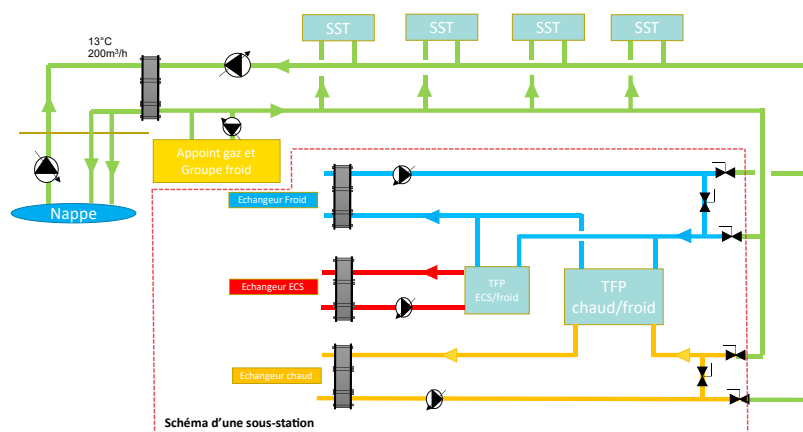


Figure 143 - Schéma de principe d'une sous-station du réseau de la Cassine (source : ENGIE)

Un échangeur de chaleur centralisé permet d'interfacer les puits géothermiques et le réseau. Deux unités d'appoint sont considérées : une chaudière gaz pour le chaud, un groupe froid pour le refroidissement. En sous-station, deux thermo-frigo-pompes sont installées : l'une pour l'ECS et l'autre pour le chauffage. S'il y a des besoins de refroidissement, l'eau refroidie en sortie des évaporateurs est valorisée. Ainsi, une thermo-frigo-pompe (TFP) fonctionne comme une PAC mais les énergies

thermiques du condenseur et de l'évaporateur sont valorisées simultanément. Les Figures ci-dessous présentent les 5 modes de fonctionnement possibles des TFPs.

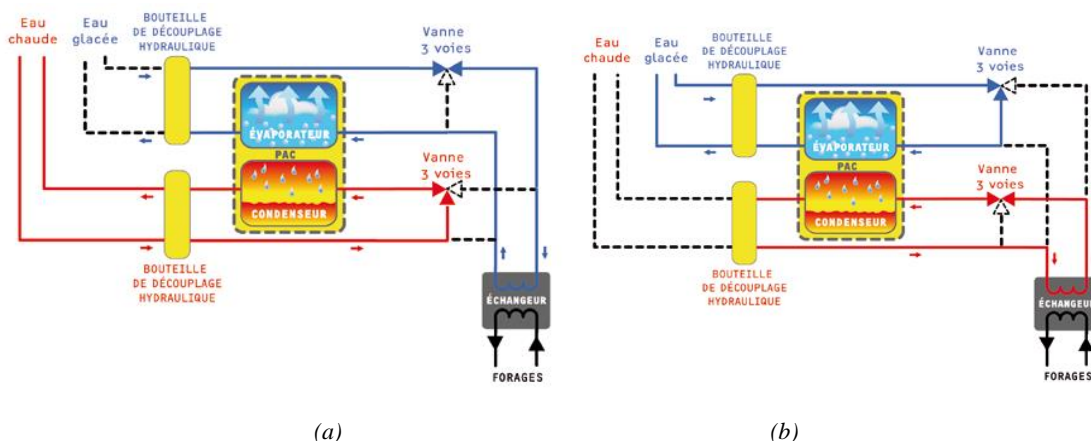


Figure 144 - Modes de fonctionnement d'une thermo-frigo-pompe : « Chaud uniquement » (a) ; « Froid uniquement » (b) (Lemale et Gourmez, 2008)

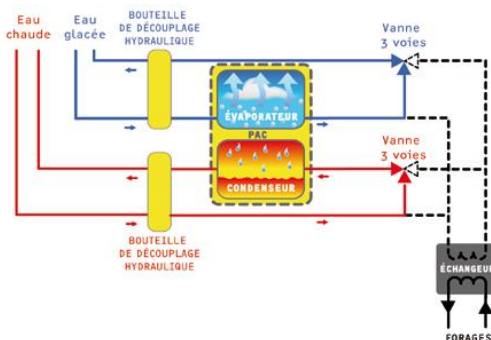


Figure 145 - Mode de fonctionnement d'une thermo-frigo-pompe : « Chaud et froid sans rejets » (Lemale et Gourmez, 2008)

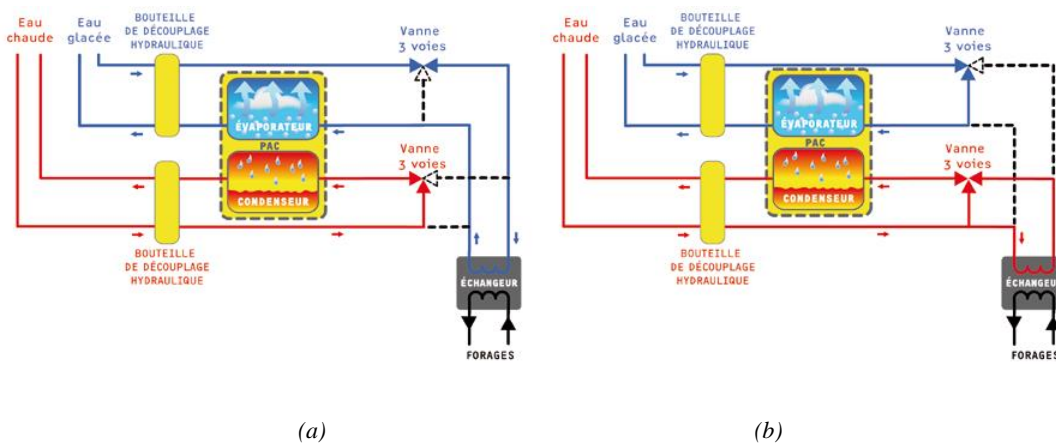


Figure 146 - Modes de fonctionnement d'une thermo-frigo-pompe : « Chaud et froid avec rejets froid » (a); « Chaud et froid avec rejets chaud » (b) (Lemale et Gourmez, 2008)

- Le mode « chaud uniquement » en Figure 144a intervient lorsque qu'il n'y a pas de demande de froid. Toute la chaleur prélevée aux forages géothermiques est utilisée pour chauffer les bâtiments avec les TFPs/PACs.

- Le mode « froid uniquement » en Figure 144b intervient lorsqu'il a une demande de refroidissement uniquement. Il n'y a pas de demande de chauffage ni d'ECS. La chaleur des bâtiments est prélevée par le réseau puis réinjectée dans les puits géothermiques.
- Le mode « chaud et froid sans rejets » en Figure 145 intervient lorsque la consommation en chaud (chauffage et ECS) s'équilibre avec la consommation en froid. Il y a équilibre sur le réseau et les puits géothermiques ne sont pas sollicités.
- Le mode « chaud et froid avec rejets froid » en Figure 146a intervient lorsque la demande de chaud est supérieure à la demande de refroidissement. Les sous-stations produisent un excédent de froid. En effet, les clients prélèvent de la chaleur ce qui refroidit le réseau. Une partie de ce froid est utilisée pour les besoins de refroidissement. L'autre partie du froid est réinjectée dans les puits géothermiques, ce qui revient à prélever de la chaleur au niveau des forages.
- Le mode « chaud et froid avec rejets chaud » en Figure 146b apparait lorsque la demande de refroidissement est supérieure à la demande de chaud. Les sous-stations produisent un excédent de chaleur sur le réseau. En effet, le réseau récupère la chaleur qui doit être évacuée des bâtiments. Une partie de cette chaleur est utilisée pour les prestations de chauffage et/ou d'ECS. L'excédent de chaleur est réinjecté dans les puits géothermiques, ce qui revient à produire du froid sur le réseau au niveau des forages.

Dans le cadre de la thèse, les TFPs sont modélisées comme des PACs. Le modèle de calcul des COP pour les prestations de chauffage et d'ECS est le même que celui des PACs en section 2.5.2. Les  $COP_{réel}$  de toutes les TFPs sont identiques et fixés selon la formulation du rendement exergetique. Les paramètres de simulation des TFPs sont fixés selon les mêmes hypothèses que les pompes à chaleur. Le coefficient de performance de froid est défini tel que  $COP_f = COP_{réel} - 1$ . Le  $COP_{réel}$  est noté  $COP_c$  par la suite pour les prestations de chaud.

Dans le cas du réseau anergie de la Cassine, le Tableau 38 donne les valeurs des COP chaud et froid sur l'année pour les 2 TFPs. Ces COP sont les mêmes pour toutes les TFPs en sous-station.

| TFP Chauffage |         | TFP ECS |         |
|---------------|---------|---------|---------|
| $COP_c$       | $COP_f$ | $COP_c$ | $COP_f$ |
| 3,06          | 2,06    | 1,97    | 0,97    |

Tableau 38 - Valeurs des COP chauds et froids des TFPs de chauffage et d'ECS

Indépendamment de la saison, les TFPs d'ECS fonctionnent selon la demande ECS. La puissance fournie au condenseur  $\dot{Q}_{cond}^{ECS}$  est égale à la demande ECS  $\dot{Q}_{dem}^{ECS}$ . La puissance reçue à l'évaporateur s'exprime telle que :

$$\dot{Q}_{evap}^{ECS} = \left(1 - \frac{1}{COP_c^{ECS}}\right) \dot{Q}_{cond}^{ECS} \quad (4.8)$$

$\dot{Q}_{evap}^{ECS}$  est également la quantité d'énergie de refroidissement obtenue de la TFP ECS. Elle est disponible pour répondre directement aux besoins de refroidissement au même pas de temps. S'il n'y a pas de demande de froid, il s'agit d'un excédent de froid qui est réinjecté dans la nappe. Ainsi, les TFPs d'ECS fonctionnent selon 2 modes :

- le mode « chaud uniquement » lorsqu'il n'y a pas de demande de refroidissement. L'excédent de froid est réinjecté à la nappe.
- le mode « chaud et froid sans rejets » lorsqu'il y a simultanément une demande de refroidissement et d'ECS. Les besoins de refroidissement étant supérieurs à la capacité totale de la TFP ECS, l'intégralité de la puissance obtenue à l'évaporateur est utilisée pour le

refroidissement. La puissance de refroidissement manquante est fournie par les TFPs de chauffage.

Les TFPs de chauffage fonctionnent selon deux modes :

- le mode « chaud uniquement » lorsque la température extérieure est inférieure à la température de référence de 10,5°C (calculée avec la méthode des degrés-heures en section 2.4.4), c'est-à-dire lorsqu'il a des besoins de chauffage et pas de besoins de froid.
- le mode « froid uniquement » lorsque la température extérieure est supérieure à 15,7°C et que la TFP d'ECS ne répond pas totalement aux besoins de refroidissement.

Ainsi, la méthode des degrés-heures limite le nombre de pas de temps avec une demande simultanée de chauffage et de refroidissement. Il est néanmoins possible d'avoir une demande simultanée d'ECS et de refroidissement avec les modèles de discrétisation utilisés dans la thèse.

Pour les TFPs de chauffage, en mode « chaud uniquement », il n'y a pas de demande de refroidissement. Le condenseur répond à la demande de chauffage  $\dot{Q}_{cond}^{ch} = \dot{Q}_{dem}^{ch}$ . La puissance totale à fournir au réseau pour y répondre est la somme de l'énergie-chaleur requise aux évaporateurs car les pertes thermiques sont négligées dans le cas du réseau anergie. Ainsi, la puissance nécessaire à l'évaporateur est :

$$\dot{Q}_{evap}^{ch} = \left(1 - \frac{1}{COP_c^{ch}}\right) \dot{Q}_{cond}^{ch} \quad (4.9)$$

En mode « froid uniquement », il n'y a pas de demande de chauffage. La puissance froid que la TFP de chauffage doit fournir aux bâtiments côté évaporateur est la différence entre la demande de froid  $\dot{Q}_{dem}^f$  et la puissance froid directement fournie par l'évaporateur de la TFP ECS  $\dot{Q}_{evap}^{ECS}$  :

$$\dot{Q}_{evap}^{ch} = \dot{Q}_{dem}^f - \dot{Q}_{evap}^{ECS} \quad (4.10)$$

Le surplus de chaleur obtenu au condenseur s'exprime tel que :

$$\dot{Q}_{cond}^{ch} = \left(1 + \frac{1}{COP_f^{ch}}\right) \dot{Q}_{evap}^{ch} \quad (4.11)$$

Cet excédent de chaleur est réinjecté dans la nappe. Les autres hypothèses de simulation du réseau anergie sont les suivantes :

- la topologie du réseau n'est pas prise en compte. La distribution des températures, des débits n'est pas établie. Les diamètres ne sont pas déterminés. Les pertes thermiques sont négligées. Le cas de blueCAD a montré que cette hypothèse est valable dans le cas des réseaux anergie.
- les pertes de charge ne sont pas prises en compte. Il n'y a donc pas de consommation électrique des pompes de circulation. Le cas de blueCAD a montré que les consommations électriques des pompes de circulation est négligeable par rapport aux autres systèmes.
- en première estimation, le groupe froid a un  $COP_f$  de 3. L'énergie prélevée à l'air n'est pas comptabilisée, elle est considérée comme gratuite.

## Résultats de simulation

Le bilan énergétique annuel du réseau anergie est résumé dans le Tableau 39. L'énergie chaleur totale prélevée aux sources pour répondre à la demande annuelle de chauffage et d'ECS est de 2 GWh. Cette énergie est fournie à l'évaporateur des TFPs de chauffage et d'ECS. Pour répondre à la demande

annuelle de chauffage (2,57 GWh), la consommation électrique des TFPs de chauffage est de 0,84 GWh. Pour répondre à la demande d'ECS (1,44 GWh), la consommation électrique des TFPs ECS est de 0,73 GWh. La consommation électrique des TFPs de chauffage est donc plus importante que celle des TFP d'ECS, car la demande est plus forte.

Dans le cadre de l'étude, il n'y a pas de périodes sur l'année où les TFPs de chauffage répondent simultanément à la demande de chauffage et de refroidissement. En effet, la méthode des degrés-heures donne des températures de référence qui ne permettent pas d'avoir une demande simultanée de chauffage et de refroidissement. Pour les TFPs de chauffage, le chauffage a lieu lorsque la température ambiante est inférieure à 10,5°C. Le refroidissement a lieu lorsque la température ambiante est supérieure à 15,7°C. Les résultats montrent qu'en mode froid, la TFP de chauffage consomme plus d'électricité qu'en mode chaud, avec 1,12 GWh pour le refroidissement contre 0,84 GWh pour le chauffage. A l'inverse, les TFPs ECS peuvent répondre simultanément à la demande d'ECS et de refroidissement s'il y en a, dans la limite de leurs puissances nominales d'ECS précisées au Tableau 12. Au total dans le cas de la Cassine, elles fournissent directement 0,14 GWh de froid sur l'année. Cette énergie est exploitable directement en sortie de l'évaporateur des TFPs ECS pour refroidir directement les bâtiments. Les TFPs de chauffage doivent donc répondre à la demande restante, soit  $2,45 - 0,14 = 2,31$  GWh. Pour y répondre, le réseau fournit 3,43 GWh d'énergie de refroidissement au condenseur des TFPs de chauffage. Cette énergie est prélevée à la géothermie selon la puissance nominale qu'elle peut réellement fournir.

|  |  |             |
|--|--|-------------|
| <b>Demande de chaud [GWh]</b>                                  |  | <b>4,01</b> |
| Chauffage [GWh]  | 2,57   |             |
| ECS [GWh]  | 1,44   |             |
| <b>Energie chaleur fournie par les sources [GWh]</b>           |  | <b>2,00</b> |
| Géothermie [GWh]   | 1,93   |             |
| Chaudière gaz [GWh]  | 0,07   |             |
| <b>Puissance nominale chaleur [MW<sub>th</sub>]</b>            |  | <b>1,80</b> |
| Géothermie [MW <sub>th</sub> ]                                 | 0,92   |             |
| Chaudière gaz [MW <sub>th</sub> ]                              | 0,88   |             |
| <b>Demande de froid [GWh]</b>                                  |  | <b>2,45</b> |
| <b>Energie refroidissement fournie par les TFP ECS [GWh]</b>   |  | <b>0,14</b> |
| <b>Energie refroidissement fournie par les sources [GWh]</b>   |  | <b>3,43</b> |
| Géothermie [GWh]   | 2,09   |             |
| Groupe froid (condenseur) [GWh]                                | 1,34   |             |
| <b>Puissance nominale de refroidissement [MW<sub>th</sub>]</b> |  | <b>4,04</b> |
| Géothermie [MW <sub>th</sub> ]                                 | 0,92   |             |
| Groupe froid [MW <sub>th</sub> ]                               | 3,12   |             |
| <b>Consommation électrique totale [GWh]</b>                    |  | <b>3,14</b> |
| TFP chauffage [GWh]  | 1,96 (0,84 pour le chauffage/1,12 pour le refroidissement) |             |
| TFP ECS [GWh]  | 0,73   |             |
| Groupe froid [GWh]   | 0,45   |             |

Tableau 39 - Bilan des résultats annuels de simulation du réseau énergie de la Cassine

La Figure 147a présente la courbe de charge thermique du réseau à l'issue des simulations. Elle confirme que l'énergie nécessaire pour répondre à la demande annuelle de refroidissement (courbe bleue, 3,43 GWh) est supérieure à l'énergie chaleur nécessaire pour répondre à la demande annuelle de chaleur (courbe orange, 2 GWh). Le réseau n'est donc pas à l'équilibre sur l'année car la chaleur produite par le froid (3,43 GWh) est supérieure à la chaleur nécessaire pour répondre à la demande de chaud (2

GWh). La puissance nominale totale de refroidissement est de 4,04 MW<sub>th</sub> contre 1,8 MW<sub>th</sub> pour le chaud (chauffage et ECS). En réalité, les études géologiques montrent que la puissance nominale de la géothermie est de 924 kW<sub>th</sub> aussi bien pour le chaud que pour le refroidissement. Il est donc nécessaire d'avoir des unités d'appoint pour le chaud comme pour le froid. Dans le cadre de l'étude, les systèmes considérés sont une chaudière gaz d'appoint qui doit fournir 0,88 MW<sub>th</sub> et un groupe froid qui doit fournir 3,12 MW<sub>th</sub>.

La Figure 147b représente la monotone de puissance du réseau. Elle permet de visualiser les puissances nominales de dimensionnement de tous les systèmes de production ainsi que la part d'énergie qu'ils fournissent sur l'année. Dans ces conditions, l'énergie chaleur totale injectée dans la nappe géothermique (2,09 GWh) est supérieure à la chaleur prélevée sur la nappe (1,93 GWh) car la demande de refroidissement est élevée.

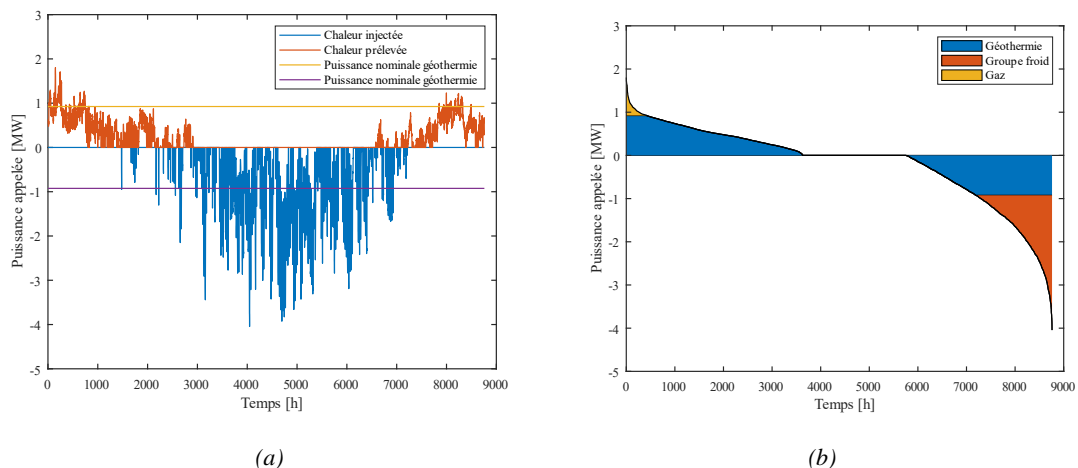


Figure 147 - Evolution de la puissance appelée sur l'année pour le réseau énergie de la Cassine (a) ; Monotone de puissance du réseau énergie de la Cassine en considérant les sources disponibles (b)

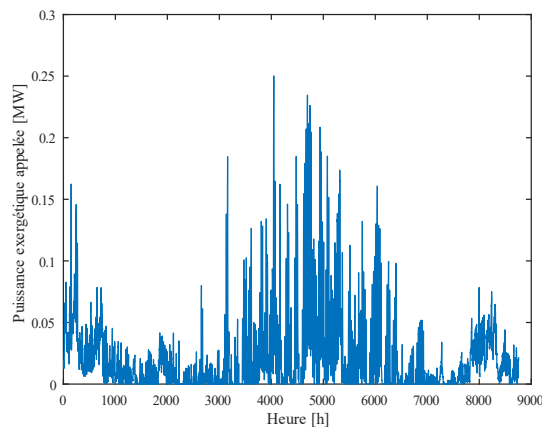


Figure 148 - Bilan exergetique des puits géothermiques pour le réseau énergie de la Cassine sur l'année

A noter que dans le bilan énergétique, l'énergie de refroidissement est algébriquement opposée à l'énergie chaleur comme le montre la Figure 147a. En cas de demande de refroidissement, l'énergie chaleur est réinjectée dans les puits, ce qui explique les puissances appelées négatives. Néanmoins, dans l'objectif de réaliser un bilan exergetique du système par la suite, le facteur exergetique de la géothermie  $\left(1 - \frac{T_a}{T_{géo}}\right)$  est négatif lorsque la température ambiante est supérieure à la température de la géothermie de  $T_{géo} = 13^{\circ}\text{C}$ . C'est le cas principalement en été, et donc lorsqu'il y a une demande de

refroidissement. Ainsi, les exergies prélevées à la géothermie sont positives comme le montre la Figure 148.

En conclusion, la géothermie permet de couvrir la majeure partie des besoins de chaleur de la Cassine. Néanmoins, le groupe froid fournit près de 40 % des besoins de refroidissement ce qui entraîne une consommation électrique supplémentaire estimée à 0,45 GWh. Pour limiter cette consommation électrique, l'extension du réseau de SCDC est étudiée par la suite, où seuls les besoins de chauffage et d'ECS sont fournis par le réseau.

#### 4.2.2 Extension du réseau de la SCDC

Le second scénario consiste à réaliser une extension du réseau SCDC pour fournir les prestations de chauffage et d'ECS. La prestation de froid n'est pas assurée par le réseau. Des recommandations sont fournies pour le dimensionnement de l'unité de refroidissement, indépendamment du réseau de chaleur.

#### Données et hypothèses de simulation

Les données d'entrées du modèle sont les suivantes :

- la température du réseau de SCDC est fixée à 90°C.
- la température du réseau de la Cassine est de 70°C.
- les consignes de température pour le chauffage et l'ECS sont respectivement de 40°C et 60°C.
- l'efficacité énergétique des échangeurs de chaleur est de 100 %.

Concernant les hypothèses de simulation, les demandes énergétiques restent les mêmes, avec les consommations énergétiques du Tableau 8 et les puissances nominales du Tableau 12. Les diamètres du réseau sont déterminés à l'aide de la méthode d'optimisation exergétique. Seul un échangeur centralisé est installé pour l'interconnexion entre le réseau SCDC et le réseau de la Cassine. Des échangeurs de chaleur décentralisés sont installés en sous-stations pour le chauffage et l'ECS. La Figure 149 présente la superstructure du réseau. Enfin, des PACs air-eau sont considérées pour fournir les besoins de refroidissement avec un  $COP_f$  de 3. La consommation électrique totale des PACs pour le refroidissement est donc de 0,81 GWh sur l'année.

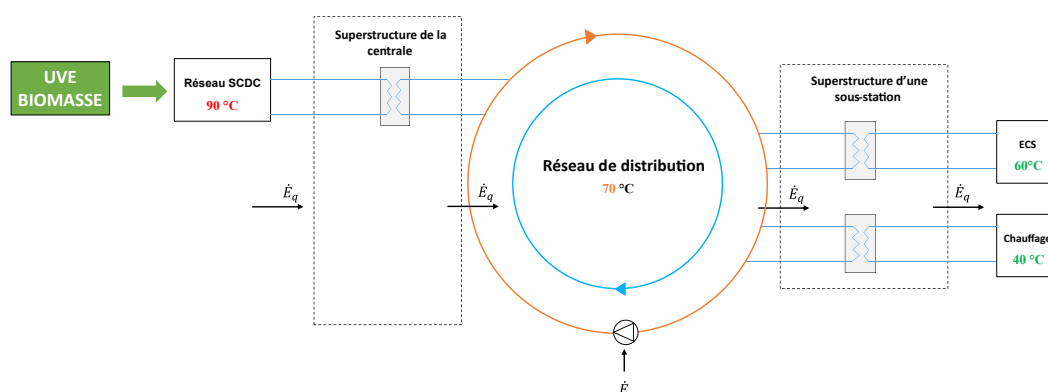


Figure 149 - Superstructures de la Cassine à 70°C

Dans un premier temps, la relation de diamètre et de température est déterminée en appliquant la méthode d'optimisation exergétique des conduites de distribution présentée en section 3.1. La Figure 150a et la Figure 150b représentent les solutions de diamètres minimisant les pertes exergétiques générées par les conduites. Ces Figures correspondent au cas de la Cassine et sont le résultat des simulations réalisées avec la topologie du réseau présentée en Figure 57. Elles ont la même allure que celles de blueCAD.

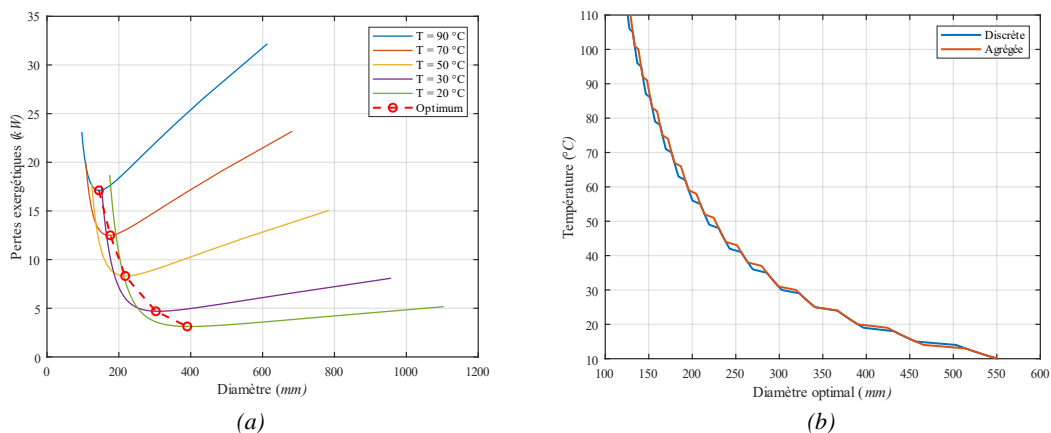


Figure 150 - Pertes exergetiques en fonction du diamètre en sortie de centrale du réseau de la Cassine (a) ; Solutions optimales pour le dimensionnement des conduites selon le niveau de température du réseau de la Cassine (b)

La Figure 150a montre qu'il existe, pour chaque niveau de température, une configuration de diamètre minimisant les pertes exergetiques. La Figure 150b généralise les résultats en donnant les solutions optimales de températures entre (10°C et 110°C) et de diamètres minimisant les pertes exergetiques des conduites de distribution. Par exemple, dans le cas de l'extension du réseau SCDC, la configuration optimale de diamètres est présentée en Figure 152a. Elle est obtenue pour une température de 70°C et une vitesse nominale de  $0,75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Une fois les diamètres déterminés en phase nominal, le réseau à 70°C est simulé sur l'année et les résultats du Tableau 40 sont obtenus.

|   |       |             |
|---|-------|-------------|
| <b>Part géothermique</b>                              |       | <b>0 %</b>  |
| <b>Débit nominal [m<sup>3</sup>/h]</b>                |       | <b>57</b>   |
| <b>Demande de chaud [GWh]</b>                         |       | <b>4,01</b> |
| Chauffage [GWh]                                       | 2,57  |             |
| ECS [GWh]   | 1,44  |             |
| <b>Pertes thermiques [GWh]</b>                        |       | <b>0,32</b> |
| <b>Energie chaleur fournie par les sources [GWh]</b>  |       | <b>4,33</b> |
| Géothermie [GWh]                                      | 0     |             |
| Chaudière gaz [GWh]                                   | 0     |             |
| Réseau SCDC [GWh]                                     | 4,33  |             |
| <b>Puissance nominale chaleur [MW<sub>th</sub>]</b>   |       | <b>2,75</b> |
| PAC centralisée [MW <sub>th</sub> ]                   | 0     |             |
| Echangeur centralisé [MW <sub>th</sub> ]              | 2,75  |             |
| <b>Demande de froid [GWh]</b>                         |       | <b>2,45</b> |
| <b>Pertes de charge comblées par les pompes [MPa]</b> |       | <b>300</b>  |
| <b>Consommation électrique totales [GWh]</b>          |       | <b>0,82</b> |
| PACs décentralisées chauffage [GWh]                   | 0     |             |
| PACs décentralisées ECS [GWh]                         | 0     |             |
| PAC centralisée [GWh]                                 | 0     |             |
| PAC air-eau [GWh]                                     | 0,82  |             |
| Pompes de circulation [GWh]                           | 0,004 |             |

Tableau 40 - Bilan des résultats de simulation de l'extension du réseau SCDC pour alimenter la Cassine sur l'année

L'énergie chaleur fournie par les sources sur l'année est 2 fois supérieure par rapport au réseau anergie (4,33 GWh contre 2 GWh pour le réseau anergie). La puissance nominale de chauffage et d'ECS est aussi supérieure : 2,75 MW<sub>th</sub> sur le réseau SCDC uniquement contre 1,8 MW<sub>th</sub> distribuée entre la géothermie et la chaudière gaz dans le cas du réseau anergie. Néanmoins, la consommation électrique



est près de 4 fois inférieure dans le cas de l'extension du réseau SCDC, sachant que la consommation électrique des pompes de circulation n'est pas considérée pour le réseau anergie.

La prochaine section vise à déterminer s'il existe une solution avec un niveau de température intermédiaire du réseau qui permet de trouver un compromis entre consommations électrique et thermique. Pour ce faire, il est possible d'exploiter à la fois la géothermie et l'énergie du réseau SCDC. La méthode exergetique appliquée aux réseaux thermiques est utilisée.

### 4.2.3 Optimisation exergetique du niveau de température

La méthode d'optimisation exergetique du niveau de température et de la configuration du réseau est appliquée à la Cassine. Elle permet de déterminer la température optimale minimisant la consommation exergetique totale du réseau selon la disponibilité en ressources. Le système étudié est illustré par la Figure 58. Le problème d'optimisation est explicité en section 3.2.2. Le réseau peut prendre des températures entre 20°C et 70°C.

Sachant que la frontière globale est considérée, il est nécessaire d'exprimer l'exergie issue des sources alimentant le réseau SCDC. Dans le cadre de l'étude, deux sources d'énergies sont considérées : l'usine d'incinération des déchets Savoie Déchets (UVE) et les chaudières biomasse. La section 2.7 donne les expressions suivantes :

$$E_{q_{UVE}} = \left(1 - \frac{T_a}{T_{UVE}}\right) \frac{Q_{SCDC}^f}{\varepsilon_{HE}} \quad (4.12)$$

avec  $T_{UVE} = 850^\circ\text{C}$  la température des fumées issues du four d'incinération,  $\varepsilon_{HE} = 100\%$  le rendement énergétique de l'échangeur de récupération de chaleur des fumées.

$$E_{q_{bio}} = \alpha_{bio} \frac{Q_{SCDC}^f}{\varepsilon_{boil}} \quad (4.13)$$

avec  $\varepsilon_{boil} = 90\%$  le rendement de la chaudière gaz,  $\alpha_{bio} = 1,225$  le facteur exergetique de la biomasse (Kotas, T J., 1985).

Il est considéré que 80 % de l'énergie est issue de l'UVE et que le reste provient des chaudières biomasse. Ainsi, la consommation exergetique thermique annuelle issue du réseau SCDC  $E_{q_{SCDC}}$  a pour expression :

$$E_{q_{SCDC}} = 0,8 E_{q_{UVE}} + 0,2 E_{q_{bio}} \quad (4.14)$$

Comme pour blueCAD, la consommation exergetique de la géothermie est calculée avec l'équation (4.5) et  $T_{geo} = 13^\circ\text{C}$ .

Dans la suite, les courbes justifiant l'existence d'une solution optimale sont tracées. Pour ce faire, le réseau de la Cassine est simulé sur l'année avec des températures de 20°C à 70°C par pas de 5°C. Les diamètres de conception du réseau sont sélectionnés selon la relation établie en Figure 150b.

### Etude paramétrique

Les Figures ci-dessous représentent les consommations exergetiques totales en fonction du pourcentage de géothermie et de la température de la Cassine. Elles permettent de déterminer la température qui minimise la consommation exergetique annuelle en intégrant l'énergie thermique et l'énergie électrique dans une fonction objectif unique. L'optimum tient compte de toutes les consommations exergetiques

simultanément contrairement aux critères énergétiques qui nécessitent que les deux formes d'énergies soient traitées indépendamment l'une de l'autre.

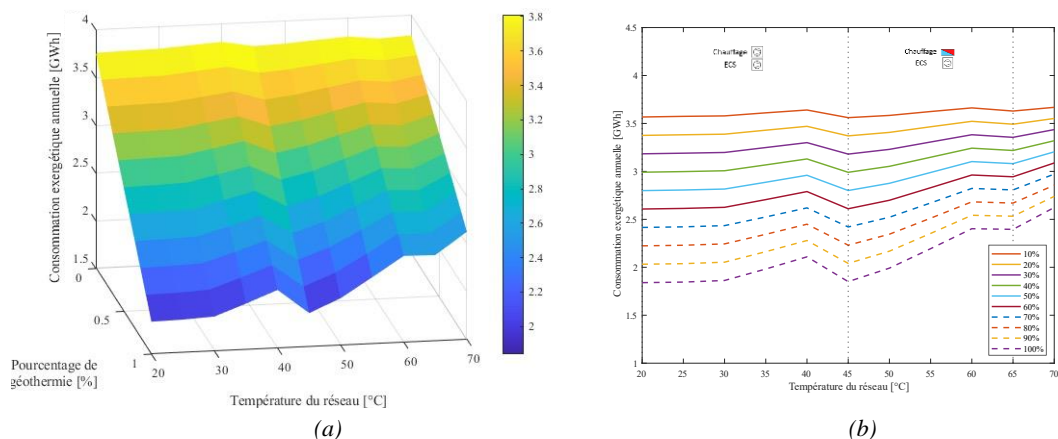


Figure 151 - Représentations 3D (a) et 2D (b) de la consommation exergétique annuelle totale du réseau de la Cassine en fonction du niveau de température et du pourcentage de géothermie dans la production

La Figure 151b montre que l'optimum de température dépend du pourcentage de géothermie. Cet optimum est faiblement marqué et semble être compris entre 20°C et 45°C, ce qui justifie qu'il soit déterminé numériquement par la suite. Par ailleurs, la Figure 151a montre que pour tous les niveaux de température, la consommation minimale est obtenue avec 100 % de géothermie. Néanmoins ce cas est limité par la disponibilité réelle en ressource géothermique. En supposant que le pourcentage de géothermie réellement disponible pour les besoins de chauffage et d'ECS est de 90 %, la suite consiste à déterminer l'optimum de température dans les mêmes conditions.

### Détermination de l'optimum de température

Comme énoncé en section 3.2.5, un algorithme génétique mono-objectif est utilisé pour minimiser la consommation exergétique annuelle du réseau. Chaque population est composée de 100 individus. Le programme s'arrête après 10 générations. Les variables d'optimisation sont les suivantes :

- la température du réseau. Elle peut prendre une valeur discrète entre 20 et 70°C.
- le pourcentage de géothermie qui peut prendre une valeur continue entre 0 % et 90 %.

L'optimum global de la Cassine est obtenu pour une température de 20°C et 90 % de géothermie. Cette température correspond à la configuration de diamètre présentée en Figure 152b. La vitesse nominale est de  $0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , ce qui est inférieure à celle du réseau à 70°C ( $0,75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ). Les diamètres sont plus importants pour le réseau à 20°C afin de limiter les pertes de charge dues aux grands débits.

Le réseau SCDC et la géothermie sont les deux sources intégrées sur le réseau à 20°C. Il y a une PAC centralisée et un échangeur en centrale de production. Des pompes à chaleur décentralisées pour l'ECS et le chauffage sont installées dans les sous-stations. Leurs puissances nominales installées sont présentées dans le Tableau 12. Le Tableau 41 présente les résultats généraux.

Il s'agit d'une solution intermédiaire qui permet de faire le compromis entre la consommation thermique importante dans le cas de l'extension du réseau SCDC et la consommation électrique importante du réseau anergie. L'énergie chaleur est près de 2 fois inférieure au cas de l'extension du réseau SCDC (2,37 GWh contre 4,33 GWh pour l'extension sur l'année). La consommation électrique annuelle est inférieure à la consommation électrique du réseau anergie (2,55 GWh contre 3,14 GWh pour le réseau anergie). La consommation électrique des pompes de circulation est plus importante que dans le cas de l'extension du réseau SCDC mais elle reste négligeable par rapport aux autres systèmes.

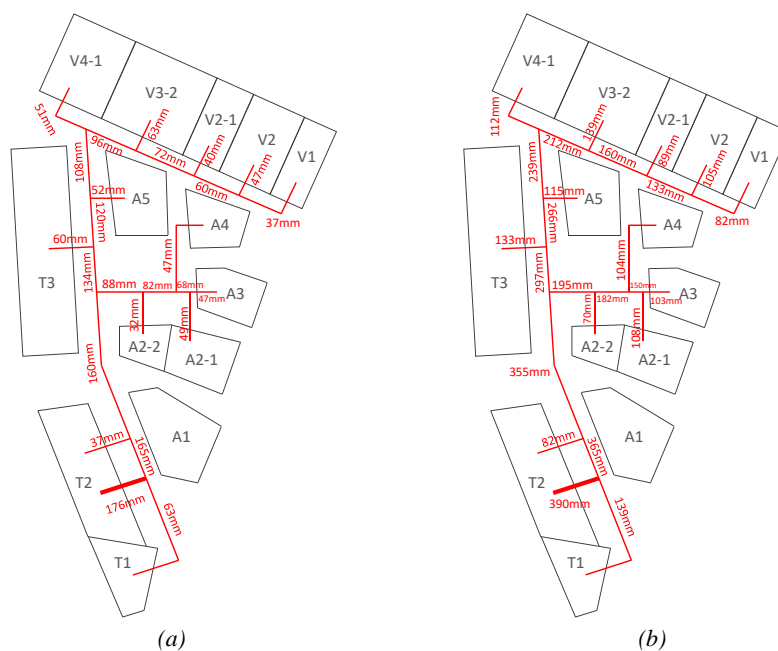


Figure 152 - Configurations optimales des diamètres de la Cassine à 70°C (a) et à 20°C (b)

|   |              |
|---|--------------|
| <b>Part géothermique</b>                              | <b>90 %</b>  |
| <b>Débit nominal [m<sup>3</sup>/h]</b>                | <b>159</b>   |
| <b>Demande de chaud [GWh]</b>                         | <b>4,01</b>  |
| Chauffage [GWh]                                       | 2,57         |
| ECS [GWh]   | 1,44         |
| <b>Pertes thermiques [GWh]</b>                        | <b>0,072</b> |
| <b>Energie chaleur fournie par les sources [GWh]</b>  | <b>2,37</b>  |
| Géothermie [GWh]                                      | 2,10         |
| Chaudière gaz [GWh]                                   | 0            |
| Réseau SCDC [GWh]                                     | 0,27         |
| <b>Puissance nominale chaleur [MW<sub>th</sub>]</b>   | <b>2,00</b>  |
| PAC centralisée [MW <sub>th</sub> ]                   | 1,8          |
| Echangeur centralisé [MW <sub>th</sub> ]              | 0,2          |
| <b>Demande de froid [GWh]</b>                         | <b>2,45</b>  |
| <b>Pertes de charge comblées par les pompes [MPa]</b> | <b>410</b>   |
| <b>Consommation électrique totales [GWh]</b>          | <b>2,55</b>  |
| PACs décentralisées chauffage [GWh]                   | 0,69         |
| PACs décentralisées ECS [GWh]                         | 0,66         |
| PAC centralisée [GWh]                                 | 0,36         |
| PAC air-eau [GWh]                                     | 0,82         |
| Pompes de circulation [GWh]                           | 0,02         |

Tableau 41 - Résultats de simulation de l'optimum exergétique de la Cassine sur l'année (20°C et 90 % de géothermie)

La prochaine section vise à comparer les concepts étudiés pour fournir des recommandations destinées à SCDC ENGIE Solutions.

### 4.2.4 Comparaison des concepts de réseaux

Les résultats énergétiques et exergetiques des 3 concepts de réseaux sont comparés à savoir le réseau anergie avec des TPF (10°C), l'extension du réseau SCDC (70°C / 0 % de géothermie) et l'optimum obtenu avec la méthode exergetique (20°C / 90 % de géothermie). Le premier cas se distingue par la fourniture simultanée des prestations de chauffage et de refroidissement sur le réseau. Dans les deux autres cas, le réseau fournit uniquement les prestations de chauffage et d'ECS. Des PACs air-eau sont installées pour répondre aux besoins de refroidissement des bâtiments.

La Figure 153 compare les consommations énergétiques thermiques des sources d'énergie. L'énergie prélevée à l'air par les groupes froids (1,34 GWh dans le cas du réseau anergie) et par les PACs air-eau pour le refroidissement est considérée comme gratuite. Elle n'est donc pas comptabilisée comme énergie thermique consommée dans les Figures et Tableaux ci-dessous. Le réseau anergie représente le minimum de consommation en énergie thermique. En effet, le bilan sur l'année du Tableau 42 montre que la nappe reçoit plus d'énergie chaleur qu'elle n'en donne, ce qui implique que le réseau fournit de la chaleur sur l'année car les besoins de refroidissement sont importants. Le maximum de consommation thermique est obtenu dans le cas de l'extension du réseau SCDC.

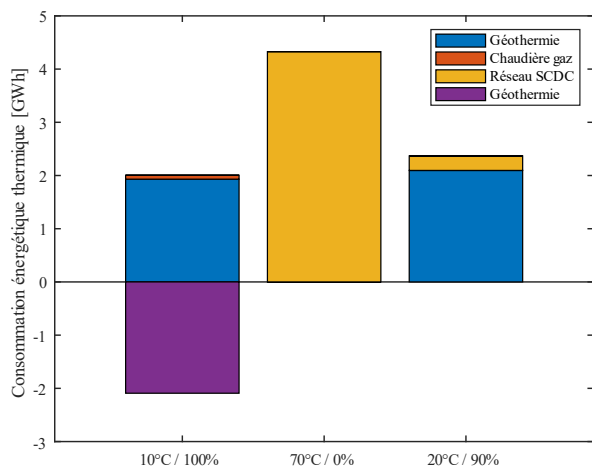


Figure 153 - Comparaison des consommations énergétiques thermiques annuelles des 3 concepts de réseaux de la Cassine

|  | 10°C         | 70°C/<br>0 % | 20°C/<br>90 % |
|--|--------------|--------------|---------------|
| <b>Energie chaleur fournie par les sources [GWh]</b>     | <b>2,00</b>  | <b>4,33</b>  | <b>2,37</b>   |
| Géothermie [GWh]   | 1,93         | 0            | 2,10          |
| Chaudière gaz [GWh]                                      | 0,07         | 0            | 0             |
| Réseau SCDC [GWh]  | 0            | 4,33         | 0,27          |
| <b>Energie refroidissement fournie par sources [GWh]</b> | <b>2,09</b>  | <b>0</b>     | <b>0</b>      |
| Géothermie [GWh]   | 2,09         | 0            | 0             |
| <b>Total [GWh]</b>                                       | <b>-0,09</b> | <b>4,33</b>  | <b>2,37</b>   |

Tableau 42 - Comparaison des valeurs de consommations énergétiques thermiques annuelles des 3 concepts de réseaux de la Cassine

Pour ce qui est de la consommation électrique, les résultats sont différents comme le montre la Figure 154. Le réseau anergie consomme plus d'électricité, principalement à cause des TFPs de chauffage qui fournissent à la fois les besoins de chauffage et de refroidissement. L'extension du réseau SCDC génère la consommation électrique la plus faible. Elle est due aux PACs air-eau pour le refroidissement sur l'année (0,82 GWh). La consommation électrique annuelle sur le réseau est négligeable (0,004 GWh pour les pompes de circulation). Malgré la plus grande quantité de systèmes consommateurs d'électricité, le réseau de 20°C consomme moins d'électricité que le réseau anergie (2,55 GWh contre 3,14 GWh pour le réseau anergie). Elle est issue principalement des unités décentralisées avec en premier lieu les PACs air-eau (0,82 GWh) suivies des PACs de chauffage (0,69 GWh) puis d'ECS (0,66 GWh).

A cela s'ajoute la consommation électrique de la PAC centralisée qui permet de fournir les 20°C au réseau (0,36 GWh). La consommation électrique des pompes de circulation est de 0,02 GWh. Ces dernières ne sont pas prises en compte dans le cas du réseau anergie mais les deux autres concepts montrent qu'elle est négligeable par rapport aux autres systèmes.

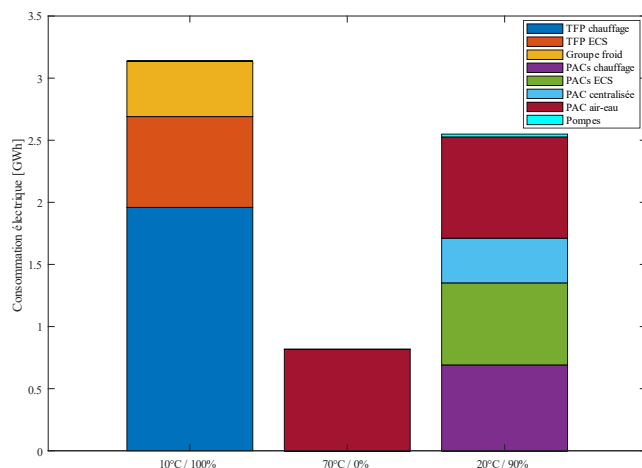


Figure 154 - Comparaison des consommations électriques annuelles des 3 concepts de réseaux de la Cassine

|  | 10°C        | 70°C/<br>0 % | 20°C/<br>90 % |
|--|-------------|--------------|---------------|
| <b>TFPs chauffage [GWh]</b>                | 1,96        | 0            | 0             |
| <b>TFPs ECS [GWh]</b>                      | 0,73        | 0            | 0             |
| <b>Groupe froid [GWh]</b>                  | 0,45        | 0            | 0             |
| <b>PACs décentralisées chauffage [GWh]</b> | 0           | 0            | 0,69          |
| <b>PACs décentralisées ECS [GWh]</b>       | 0           | 0            | 0,66          |
| <b>PAC centralisée [GWh]</b>               | 0           | 0            | 0,36          |
| <b>PACs air-eau [GWh]</b>                  | 0           | 0,82         | 0,82          |
| <b>Pompes de circulation [GWh]</b>         | 0           | 0            | 0,02          |
| <b>Total [GWh]</b>                         | <b>3,14</b> | <b>0,82</b>  | <b>2,55</b>   |

Tableau 43 - Comparaison des valeurs de consommations électriques annuelles des 3 concepts de réseaux de la Cassine

Enfin, pour synthétiser les résultats thermiques et électriques simultanément, le Tableau 44 présente les rendements exergetiques des 3 concepts de réseaux. De manière générale, les concepts de plus basse température sont les plus efficaces du point de vue exergetique. En réalité, le rendement exergetique du réseau anergie est légèrement plus faible car la consommation électrique des pompes de circulation n'est pas intégrée. Le concept de réseau à 20°C est donc probablement plus efficace que le réseau anergie malgré le refroidissement externe au réseau. Cela est dû à la demande de refroidissement qui dans le cas de la Cassine est importante. En effet, le groupe froid fournit 39 % des besoins de refroidissement, ce qui génère une consommation électrique significative. Toutefois, les performances exergetiques du réseau anergie et du réseau à 20°C sont similaires, mais le réseau anergie permet en plus de répondre en plus aux besoins de refroidissement. Par ailleurs, les modèles de discrétisation utilisés dans le cadre de la thèse ne permettent pas d'avoir une production simultanée de chauffage et de refroidissement. Le rendement exergetique du réseau anergie pourrait donc augmenter en améliorant les modèles pour tenir compte de l'évolution de la demande, avec une simultanéité accrue des besoins de refroidissement et de chaleur.

|  | 10°C / 100 %  | 70°C / 0 %    | 20°C / 90 %   |
|--|---------------|---------------|---------------|
| Exergie entrante [GWh]                     | 2,88          | 4,60          | 2,85          |
| Exergie sortante [GWh]                     | 0,64          |               |               |
| Pertes exergetiques totales [GWh]          | 2,24          | 3,96          | 2,21          |
| <b>Rendement exergetique du réseau [%]</b> | <b>22,2 %</b> | <b>13,9 %</b> | <b>22,5 %</b> |

Tableau 44 – Comparaison des résultats exergetiques des 3 concepts de réseaux de la Cassine

En conclusion, le concept optimal de la Cassine du point de vue exergetique consiste à dimensionner le réseau avec une température de 20°C et 90 % de géothermie dans la production. Le réseau fournit les besoins de chauffage et d'ECS. Le refroidissement est assuré par des PACs air-eau. Sur le réseau, il ne s'agit ni d'une décentralisation totale (réseau anergie) ni d'une centralisation totale de la production. Il s'agit d'une solution intermédiaire avec la production centralisée des 20°C puis la production décentralisée de la chaleur pour le chauffage et l'ECS. Pour ce faire, une PAC centralisée de 1,8 MW<sub>th</sub> et un échangeur de chaleur centralisé de 200 kW<sub>th</sub> sont installés en centrale. Pour chaque sous-stations, deux PACs décentralisées sont installées, l'une pour le chauffage et l'autre pour l'ECS. Leurs puissances

nominales sont listées dans le Tableau 12. Ainsi, la méthode exergetique permet de déterminer la solution optimale en tenant compte des contraintes géologiques, géographiques et techniques du réseau.

### 4.3 Conclusions du chapitre

Dans ce chapitre, la méthode d'optimisation exergetique est appliquée à la conception de 2 réseaux thermiques : le réseau blueCAD destiné à alimenter le quartier du blueFACTORY à Fribourg (Suisse) et exploité par Groupe E SA, le réseau de la Cassine à Chambéry (France) exploité par SCDC ENGIE Solutions. La méthode d'optimisation exergetique permet de fournir des recommandations explicites de dimensionnement des composants du réseau.

Dans le cas de blueCAD, seul le réseau low-grade destiné au chauffage et à l'ECS est étudié. Il peut prendre une température entre 10°C et 70°C. Deux sources d'énergie peuvent être exploitées : la géothermie et le réseau haute température de Fribourg (FriCAD). Une première étape est de caractériser les concepts de réseau selon le niveau de température et la disponibilité en ressource. Elle montre que plus la température est faible plus la consommation électrique domine sur la consommation thermique. L'optimum exergetique de blueCAD dépend directement de la disponibilité en ressources géothermiques. Dans le cas où il n'y a pas de contraintes de disponibilité sur l'année (pourcentage de géothermie à 100 %), le réseau anergie est la solution optimale. Il est dimensionné pour une température de 10°C avec des diamètres obtenus grâce à l'optimisation exergetique des conduites de distribution. La production est entièrement décentralisée avec des PACs en sous-stations pour le chauffage et l'ECS. Leurs puissances nominales sont obtenues avec la méthode de détermination des températures de référence. Par ailleurs, plus la disponibilité en géothermie est limitée, plus l'optimum de température est élevé. Ainsi, pour un pourcentage de géothermie de 40 %, l'optimum exergetique de température est de 45°C. Les configurations en centrale et en sous-stations sont différentes : la production est partiellement centralisée avec une PAC centralisée et un échangeur centralisé pour l'intégration de FriCAD. Les sous-stations sont équipées d'un échangeur de chaleur pour le chauffage et d'une PAC pour l'ECS.

Pour le réseau de la Cassine, les prestations de chauffage et de refroidissement sont considérées. Trois concepts sont étudiés : un réseau anergie avec production simultanée de chaud et de froid via des thermo-frigo-pompes (10°C pour la Cassine avec 100 % de géothermie), l'extension du réseau haute température de SCDC (70°C pour la Cassine avec 0 % de géothermie), la solution fournie par la méthode d'optimisation exergetique. L'étude montre que la solution optimale est le cas d'un réseau à 20°C avec 90 % de géothermie. La centrale de production a une puissance installée de 2 MW<sub>th</sub> avec une PAC centralisée de 1,8 MW<sub>th</sub> et un échangeur centralisé de 200 kW<sub>th</sub> pour l'interconnexion entre le réseau haute température de la ville de Chambéry et la Cassine. Il s'agit d'une solution intermédiaire qui permet de limiter la consommation électrique du réseau anergie et la consommation thermique du réseau à 70°C. Ainsi, dans ces conditions, il est préférable de découpler la production de chaleur et de refroidissement. Une étude plus détaillée des solutions de refroidissement est nécessaire notamment pour calculer plus précisément les consommations électriques des unités d'appoint et de refroidissement.

# 5

## Conclusions et perspectives

---

### 5.1 Conclusion générale

L'objectif de la thèse est de développer une méthodologie générique de conception des réseaux thermiques basse température pour une meilleure adéquation entre ressources et besoins énergétiques d'un territoire. Le critère exergetique est utilisé pour y répondre car il permet de comparer les sources énergétiques et les systèmes thermodynamiques sur une base commune. Le projet est réalisé dans le cadre d'une codirection entre l'Université Savoie Mont Blanc (France) et la Haute école d'ingénierie et d'architecture de Fribourg (Suisse). Pour valider et appliquer la méthodologie, deux partenaires industriels sont sollicités : Groupe E SA (Suisse) et SCDC ENGIE Solutions (France).

Le premier chapitre donne le contexte qui amène les pays européens à promouvoir le développement de réseaux thermiques pour répondre aux besoins de chauffage, d'eau chaude sanitaire et de refroidissement. En Europe, environ la moitié de l'énergie primaire est perdue sous forme de chaleur lors des procédés de conversion de l'énergie primaire en énergie utile. Par ailleurs, le chauffage et le refroidissement représentent la moitié de cette consommation en énergie utile. Les réseaux thermiques sont identifiés depuis les années 1930 en Europe comme une solution permettant de récupérer la chaleur perdue pour l'utiliser comme chaleur utile. En plus des énergies de récupération, les réseaux thermiques sont aussi une opportunité d'augmenter le recours aux énergies renouvelables. Néanmoins, les niveaux de température sont actuellement trop élevés pour une intégration massive d'énergies renouvelables qui généralement sont des sources à basses températures. La valorisation d'un maximum d'énergies renouvelables et locales explique la volonté des exploitants d'abaisser les niveaux de température de leurs réseaux. Néanmoins, l'abaissement du niveau de température implique une augmentation de la consommation électrique d'une part des pompes de circulation étant donné les débits plus importants à véhiculer, et d'autre part des pompes à chaleur qui à minima doivent permettre de répondre à la demande d'ECS de 60°C pour prévenir les risques de légionnelles. Un problème d'optimisation apparaît entre la minimisation de la consommation en énergie thermique des réseaux haute température et la minimisation de la consommation électrique des réseaux basse température. Comme il s'agit de formes d'énergies différentes (énergie thermique et électricité), le critère exergetique est particulièrement intéressant car il permet de ramener sur une base commune ces deux formes d'énergies pour optimiser les réseaux à l'aide d'une fonction unique.

Le seconde chapitre présente les modèles exergetiques développés et implémentés dans l'outil ADVENS au cours de la thèse. L'objectif est de développer des formulations génériques, explicites et simplifiées des pertes exergetiques générées par les composants d'un réseau thermique, en partant des sources aux sous-stations (échangeurs de chaleur, pompes à chaleur, réseau de distribution). En premier lieu, la notion d'exergie est clairement définie et les principales formulations exergetiques utilisées dans la littérature sont détaillées pour montrer que le bilan exergetique est strictement le même mais que

seules les terminologies diffèrent. L'utilisation du formalisme de (Borel et Favrat, 2005) dans le cadre de la thèse est justifié. Il permet notamment de décomposer de manière générique les pertes exergétiques internes générées par tout système. Ensuite, une classification des réseaux selon leur niveau de température est présentée notamment pour expliciter les concepts de réseaux étudiés dans les deux cas d'application : le réseau blueCAD exploité par Groupe E SA à Fribourg (Suisse) et le réseau de la Cassine exploité par SCDC ENGIE Solutions à Chambéry (France). Dans un second temps, la méthode de discrétisation des besoins de chauffage, d'eau chaude sanitaire et de refroidissement est détaillée et appliquée sur les deux cas d'étude. Elle permet d'obtenir les courbes de charge du réseau. Ensuite, les formulations des pertes exergétiques générées par les composants sont développées. Ces formules se veulent simples pour être utilisées dans l'industrie et explicites car elles sont fonction de paramètres physiques du système (pertes de charge, rendement isentropique, pertes thermiques, pincements...). Enfin, une analyse de sensibilité et d'incertitude basée sur les indices de Sobol est réalisée afin de déterminer les paramètres influents du modèle des pertes exergétiques générées par les conduites de distribution. Sur la base de ces formulations, la méthode d'optimisation exergétique permet d'optimiser le dimensionnement des composants.

Le troisième chapitre présente la méthodologie d'optimisation exergétique des réseaux thermiques. Elle est composée de deux étapes, valables pour tout type de réseau. La première consiste à déterminer les diamètres minimisant les pertes exergétiques des conduites de distribution en fonction du niveau de température du réseau. Deux approches sont développées : l'approche discrète qui tient compte de la topologie sur réseau et l'approche agrégée qui n'en tient pas compte. La différence entre les deux est que l'approche agrégée donne un diamètre unique sur tout le réseau tandis que l'approche discrète permet d'obtenir des diamètres différents sur toutes les conduites du réseau en fonction du débit qu'elles véhiculent. Des résultats similaires sont obtenus pour les deux approches mais l'approche discrète est systématiquement utilisée dans la thèse afin de tenir compte de la topologie réelle des réseaux et de quantifier les pertes exergétiques de manière précise. La seconde étape est l'optimisation exergétique du niveau de température du réseau. Il s'agit d'une optimisation mono-objectif qui consiste à minimiser la consommation exergétique totale du réseau. La résolution du problème est assurée par l'algorithme génétique de MATLAB. La détermination de l'optimum de température permet de connaître la configuration globale du réseau, c'est-à-dire les systèmes énergétiques à installer en sous-station, les diamètres des conduites, les systèmes énergétiques en centrale ainsi que les sources à intégrer et en quelle proportion.

Le quatrième chapitre applique la méthodologie d'optimisation exergétique sur les réseaux blueCAD et de la Cassine. Des concepts différents sont étudiés dans les deux cas. Pour blueCAD, seuls les besoins de chauffage et d'ECS sont considérés. La solution optimale dépend directement de la disponibilité en ressource géothermique. Sans contraintes de disponibilité sur l'année, la température optimale est de 10°C : blueCAD est un réseau anergie alimenté uniquement par la géothermie et avec une production totalement décentralisée. Seules des PACs décentralisées en sous-stations produisent la chaleur nécessaire pour les consommateurs. Dans le cas où la géothermie ne peut répondre qu'à 40 % de la production que doit fournir la centrale au réseau, l'optimum de température est de 45°C. Il s'agit d'une solution intermédiaire : la production est partiellement centralisée avec une PAC en centrale et un échangeur de chaleur centralisé pour l'interconnexion entre le réseau haute température de la ville (FriCAD) et blueCAD. En sous-stations, des échangeurs de chaleur suffisent pour le chauffage et des PACs décentralisées sont nécessaires pour l'ECS. Concernant le réseau de la Cassine, les besoins de chauffage, d'eau chaude sanitaire et de refroidissement sont considérés. Un premier modèle de thermo-frigo-pompes est développé pour la production combinée de chaud et de froid dans le cas d'un réseau anergie à 10°C. La solution optimale est un réseau ayant une température de 20°C et alimenté principalement par de la géothermie et le réseau haute température de la ville pour les pics de consommation. La solution du réseau anergie à 10°C est légèrement moins performante car la demande



de refroidissement du réseau est importante ce qui génère une consommation électrique élevée. Les performances exergetiques du réseau anergie et du réseau à 20°C sont toutefois similaires, sachant que le réseau anergie apporte le bénéfice supplémentaire de pouvoir répondre à la fois aux besoins de refroidissement et de chaleur (chauffage et eau chaude sanitaire).

Les travaux de thèse montrent ainsi que le critère exergetique est nécessaire pour étudier la conception des réseaux basse température dans la mesure où l'abaissement des niveaux de température peut aller à l'encontre de l'objectif de réduction des pertes thermiques en ligne et d'intégration massives d'énergies renouvelables, à cause des consommations électriques importantes générées pour les basses températures.

## 5.2 Perspectives

Plusieurs perspectives sont à envisager concernant la méthode d'optimisation exergetique présentée. Dans un premier temps, il est nécessaire d'améliorer les profils de charge ECS pour un meilleur calibrage des simulations avec les données industrielles. Pour ce faire, la prise en compte du réseau secondaire dans les simulations serait intéressante. Une collaboration avec les partenaires industrielles est nécessaire pour obtenir des données d'exploitation qui permettent de valider les modèles côté secondaire, notamment concernant les pertes de charge. L'obtention de telles données est complexe car les gestionnaires des réseaux primaires et secondaires sont généralement différents. Les approches de modélisation de type boîte noire basées sur des algorithmes d'intelligence artificielle peuvent être pertinents ici pour traduire au mieux les besoins des sous-stations, si la quantité de données est suffisante.

Concernant les modèles exergetiques des composants, le modèle de l'échangeur de chaleur peut être amélioré pour inclure plus de variables d'optimisation dans le problème, comme les pincements mais aussi pour exprimer directement les pertes exergetiques par dissipation. Le modèle des conduites de distribution peut être amélioré pour inclure le terme d'interaction entre les conduites aller et retour du réseau (Frederiksen et Werner, 2013). Par ailleurs, il serait intéressant d'envisager des diamètres différents entre les conduites aller et retour. Enfin, une réflexion a commencé en section 2.6.1 concernant l'épaisseur de l'isolant. Une formulation plus générique, fonction du diamètre mais aussi de la température du réseau doit être développée pour calculer l'épaisseur de l'isolation des conduites. De manière générale, les modèles exergetiques doivent évoluer pour ne plus utiliser des températures constantes mais bien intégrer les températures en entrée et en sortie des composants afin de ne pas sous-estimer les pertes exergetiques.

La simulation des besoins simultanés de chaud et de froid mérite d'être approfondie afin d'intégrer une modèle exergetique plus détaillé des thermo-frigo-pompes. La méthode des degrés-heures actuelle ne permet pas d'exploiter la simultanéité des besoins de chaud et de froid ce qui limite les conclusions concernant un éventuel équilibre thermique du réseau pour chaque pas de temps. Une modélisation dynamique permettrait de mieux caractériser le réseau et notamment les capacités de stockage en sous-stations et inter-saisonniers. Les objectifs de simplification des modèles et de diminution des temps de calculs pourraient néanmoins en pâtir. Par ailleurs, l'interface entre ADVENS et l'outil d'optimisation de MATLAB a été implémenté et est prête pour réaliser des optimisations mono-objectif et multi-objectif. Il serait intéressant d'envisager un second critère d'optimisation économique (exergo-économie) ou environnemental (taux d'émissions de CO<sub>2</sub>).

Pour finir, d'autres systèmes énergétiques peuvent être intégrés et analysés avec ADVENS comme des panneaux solaires thermiques et photovoltaïques, des pompes à chaleur à absorption ou encore des systèmes de stockage. Les superstructures doivent donc évoluer en intégrant plus de systèmes énergétiques, notamment des systèmes décentralisés permettant de faire du client un producteur sur le

réseau (*prosumers*). Enfin, de nouveaux fluides caloporteurs sont actuellement à l'étude pour remplacer l'eau, comme le R744. Leur étude sur ADVENS nécessiterait de supprimer certaines hypothèses de simplification des modèles exergetiques, notamment concernant le facteur de dilatation isobare pour les pertes exergetiques internes générées par les conduites de distribution.

# A

## Code des analyses de sensibilité et d'incertitude

---

### UQLab: Fonction de calcul des pertes exergetiques internes selon l'approche agrégée

```
function [Y] = uq_exergylosses_distribution_network(X)
```

```
%% Assign input to local variables
```

```
Velocity = X(:,1); % Velocity [m/s]  
T_a = X(:,2); % Ambient temperature [K]  
T_in = X(:,3); % Input temperature [K]  
L = X(:,4); % Total length [m]  
PowerDemand = X(:,5); % Total power demand [W]  
D_i = X(:,6); % Internal diameter [m]  
e_p= X(:,7); % Pipe thickness [m]  
e_i=X(:,8); % Insulation thickness [m]
```

```
.  
. .
```

```
%% Single outputs
```

```
Y(:,1) = L_tot; % Internal exergy losses [W]
```

```
end
```

### UQLab: Main des analyses de sensibilité et d'incertitude

```
%% 1 - INITIALIZE UQLAB
```

```
%
```

```
clearvars
```

```
rng(100, 'twister')
```

```
uqlab
```

```
%% 2 - COMPUTATIONAL MODEL
```

```
%
```

```
ModelOpts.Name = 'exergylossesModel';
```

```
ModelOpts.mFile = 'uq_exergylosses_distribution_network';
```

```
myModel = uq_createModel(ModelOpts);
```

```
%% 3 - PROBABILISTIC INPUT MODEL: WINTER
To=273.15;

% Velocity [m/s]
InputOpts.Marginals(1).Name = 'Velocity';
InputOpts.Marginals(1).Type = 'Uniform';
InputOpts.Marginals(1).Parameters = [0.05, 2];

% Ambient temperature [K]
InputOpts.Marginals(2).Name = 'Ta';
InputOpts.Marginals(2).Type = 'Uniform';
InputOpts.Marginals(2).Parameters = [-15+To, 35+To]; %

% Input temperature [K]
InputOpts.Marginals(3).Name = 'Tin';
InputOpts.Marginals(3).Type = 'Uniform';
InputOpts.Marginals(3).Parameters = [10+To, 110+To]; %

% Total length [m]
InputOpts.Marginals(4).Name = 'L';
InputOpts.Marginals(4).Type = 'Uniform';
InputOpts.Marginals(4).Parameters = [500, 20000];

% Total demand power [W]
InputOpts.Marginals(5).Name = 'PowerDemand';
InputOpts.Marginals(5).Type = 'Uniform';
InputOpts.Marginals(5).Parameters = [1*10^3, 1*10^6];

% Internal diameter [m]
InputOpts.Marginals(6).Name = 'Di';
InputOpts.Marginals(6).Type = 'Uniform';
InputOpts.Marginals(6).Parameters = [20*10^-3, 1000*10^-3];

% Pipe thickness [m]
InputOpts.Marginals(7).Name = 'ep';
InputOpts.Marginals(7).Type = 'Uniform';
InputOpts.Marginals(7).Parameters = [2*10^-3, 20*10^-3];

% Insulation thickness [m]
InputOpts.Marginals(8).Name = 'ei';
InputOpts.Marginals(8).Type = 'Uniform';
InputOpts.Marginals(8).Parameters = [20*10^-3, 70*10^-3];

myInput = uq_createInput(InputOpts);

%% 4 - SENSITIVITY ANALYSIS
%% 4.1 MC-based Sobol' indices

% Select the sensitivity analysis module in UQLab
% and the Sobol' analysis method:
SobolOpts.Type = 'Sensitivity';
```

```
SobolOpts.Method = 'Sobol';
SobolOpts.Sobol.Sampling = 'LHS';

%%
% Specify the maximum order of the Sobol' indices to be calculated:
SobolOpts.Sobol.Order = 2;

%%
% Specify the sample size for the MC simulation:
SobolOpts.Sobol.SampleSize = 1e5;

%%
% Note that the total cost of computation is  $(M+2) \times N$ ,
% where  $M$  is the input dimension and  $N$  is the sample size.
% Therefore, the total cost for the current setup is
%  $(8+2) \times 10^5 = 10^6$  evaluations of the full computational model.

%%
% Run the sensitivity analysis:
mySobolAnalysisMC = uq_createAnalysis(SobolOpts);

%%
% Retrieve the analysis results for comparison:
mySobolResultsMC = mySobolAnalysisMC.Results;
uq_display(mySobolAnalysisMC
```

## B

## Différentiels de température en sous-stations

Pour exprimer les différentiels de température en sous-stations, une première formulation a été développée sur la base des données réelles de températures en sous-stations de SCDC ENGIE Solutions (France) et dans le cadre du projet de (Barre, 2021) avec l'entreprise SIG (Suisse).

La Figure 155 présente l'exemple d'une sous-station du projet (Barre, 2021). Sont représentées la température en entrée de la sous-station côté primaire ( $T_{in}$ ), la température extérieure ( $T_a$ ) et le différentiel de température réel de la sous-station sur l'année (DT sous-station). La température en entrée diminue en été car l'exploitant abaisse le niveau de température sur la période estivale. Le différentiel de température réel (courbe grise) suit la même tendance que la température en entrée de la sous-station (courbe bleu foncé). En soustrayant la température en entrée par la température extérieure (courbe jaune), la même allure de courbe que le différentiel de température réel est retrouvée. Les valeurs sont néanmoins deux fois supérieures par rapport au différentiel de température réel de la sous-station. Le coefficient correctif  $\delta$  est fixé à 0,5 de manière à se rapprocher des conditions réelles.

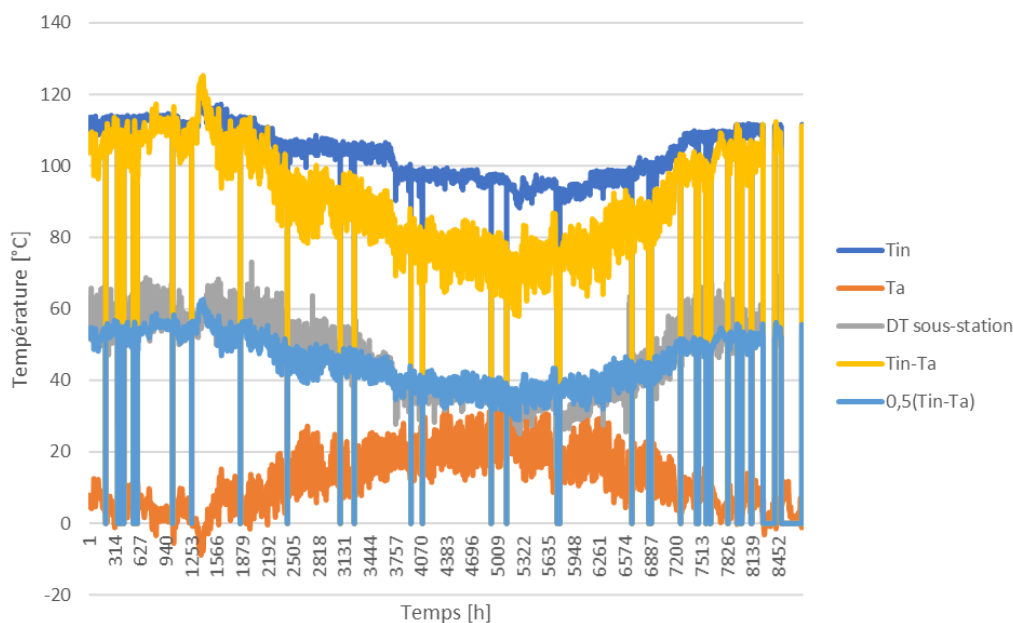


Figure 155 - Evolution des niveaux de température et des différentiels de température d'une sous-station du projet de (Barre, 2021)

Cet exemple semble généralisable pour la majorité des sous-stations du réseau. Il s'agit d'une première approche essentiellement empirique. Des études doivent être menées pour déterminer si cette

corrélation est justifiée. Si tel est le cas, la valeur précise du coefficient correctif  $\delta$  doit être déterminée plus précisément en fonction de la typologie des sous-stations. En effet, l'exemple de la Figure 156 présente une sous-station du réseau de SCDC ENGIE Solutions. Dans ce cas, le coefficient  $\delta$  se rapprochant le plus des données expérimentales semble être inférieur à 0,5.

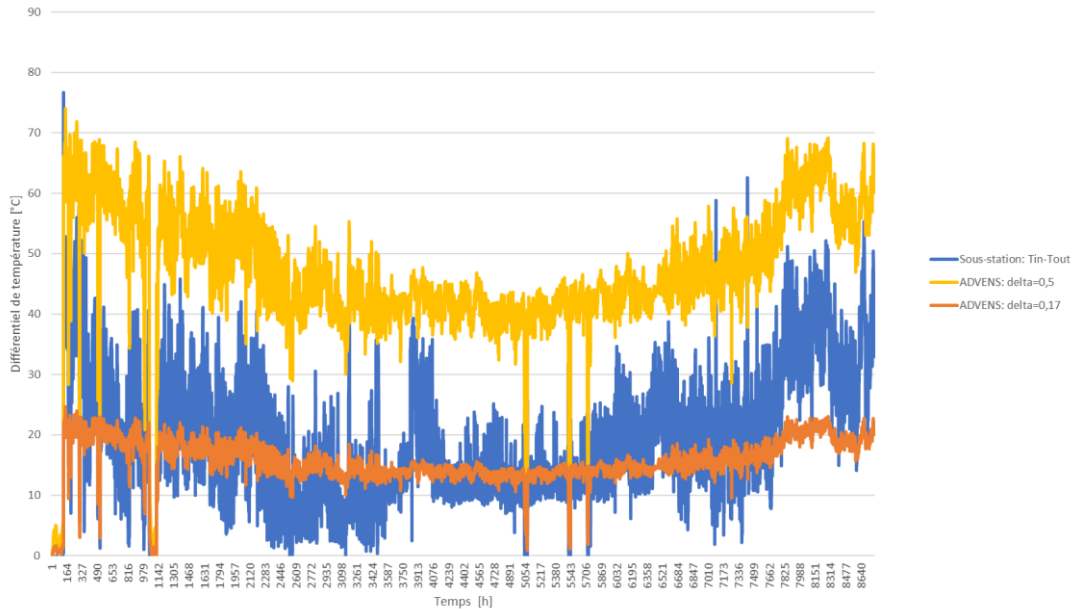


Figure 156 - Comparaison des différentiels de température réels et obtenus avec le modèle ADVENS pour une sous-station du réseau de Chambéry (SCDC ENGIE Solutions)

Dans le cadre de la thèse et pour ne pas alourdir les simulations, le coefficient correctif  $\delta$  est fixé à 0,5 pour toutes les sous-stations et tous les réseaux.

# C

## Pertes de charge singulières en sous-stations

La Figure 157 présente l'exemple de données annuelles de pertes de charge de l'échangeur de chaleur d'une sous-station (Barre, 2021). Sur la base de ces données, le différentiel de pression nominal est fixé à 1 bar dans le cadre de la thèse.

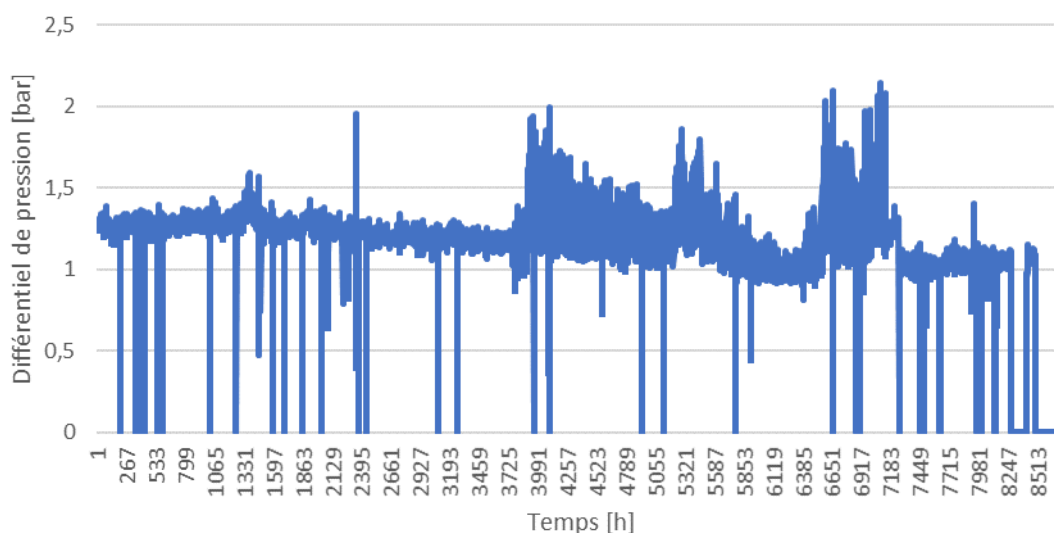


Figure 157 - Exemple des pertes de charge d'un échangeur de chaleur d'une sous-station dans le cadre du projet de (Barre, 2021)



---

# Références

---

- ABA-GEOL SA. (2018). *Etude géologique - Potentiel des ressources énergétiques du sous-sol dans le secteur Bluefactory.*
- Abokersh, M.H., Vallès, M., Cabeza, L.F., Boer, D., 2020. A framework for the optimal integration of solar assisted district heating in different urban sized communities: A robust machine learning approach incorporating global sensitivity analysis. *Applied Energy*, 267, 114903. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114903>
- Abugabbara, M., Lindhe, J., (2021). A Novel Method for Designing Fifth-Generation District Heating and Cooling Systems. *E3S Web Conf*, 246, 09001. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202124609001>
- Adihou, Y., Kane, M., Ramousse, J., Souyri, B., (2020a). An exergy-based district heating modeling for optimal thermo-hydraulic flow distribution: application to BlueFactory's Smart Living Lab neighborhood. *Proceedings of ECOS 2020 - The 33<sup>rd</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems.* <https://arodes.hes-so.ch/record/7044?ln=fr>
- Adihou, Y., Kane, M., Rime, S., (2020b). *Estav'ALAC (HIB) : Le réseau anergie d'Estavayer-le-Lac.* Laboratoire Thermique & Énergétique (HEIA-FR), Groupe E SA.
- Adihou, Y., Kane, M., Rime, S., Ramousse, J., Souyri, B., (2021). Méthodologie d'étude des performances exergetiques d'un réseau anergie - Application au réseau d'Estavayer-le-lac (Suisse). *Actes du 29<sup>ème</sup> Congrès français de thermique (SFT 2021)*, pp. 21-28. <https://doi.org/10.25855/SFT2021-027>
- Adihou, Y., Kane, M., Ramousse, J., Souyri, B., (2021). An exergy-based methodology to determine thermal network's optimal temperature level. *Proceedings of ECOS 2021 - The 34<sup>rd</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems.* <https://arodes.hes-so.ch/record/9426?ln=fr>
- Adihou, Y., Kane, M., Ramousse, J., Souyri, B., (2021). Temperature level optimization for low-grade thermal networks using the exergy method. *Journal of Physics: Conference Series, CISBAT 2021 Carbon-neutral cities - energy efficiency and renewables in the digital era*, 2042. 10.1088/1742-6596/2042/1/012029
- Adnot, J., Rivière, P., Marchio, D., Holmstrom, M., Naeslund, J., Saba, J., Becirspahic, S., Lopes, C., Blanco, I., Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., Papakonstantinou, K., Doukas, P., Joppolo, C., Casale, C., Benke, G., Giraud, D., Houdant, N., Colomines, F., Hitchin, R., (2003). *Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioners.* [https://www.researchgate.net/publication/274048785\\_Energy\\_Efficiency\\_and\\_Certification\\_of\\_Central\\_Air\\_Conditioners](https://www.researchgate.net/publication/274048785_Energy_Efficiency_and_Certification_of_Central_Air_Conditioners)
- Andrews Tipper, H., Ashcroft, E., Salmeri, M., (2018). *Stakeholder Engagement in Heat Networks, A guide for project managers.* [https://assets.publishing.service.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment\\_data/file/717692/Stakeholder\\_Engagement\\_in\\_Heat\\_Networks\\_\\_a\\_guide\\_for\\_project\\_managers.pdf](https://assets.publishing.service.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/717692/Stakeholder_Engagement_in_Heat_Networks__a_guide_for_project_managers.pdf)
- Angelotti, A., Caputo, P., (2007). The exergy approach for the evaluation of heating and cooling technologies; first results comparing steady state and dynamic simulations. *2<sup>nd</sup> PALENC Conference and 28<sup>th</sup> AIVC Conference on Building Low Energy Cooling and Advanced Ventilation Technologies in the 21<sup>st</sup> Century*, pp. 59-64. [https://www.aivc.org/sites/default/files/members\\_area/medias/pdf/Conf/2007/PalencAIVC2007\\_013.pdf](https://www.aivc.org/sites/default/files/members_area/medias/pdf/Conf/2007/PalencAIVC2007_013.pdf)

- Arabkoohsar, A., Sadi, M., Behzadi, A., Rahbari, H.R., (2021). Techno-economic analysis and multiobjective optimization of a novel proposal for addressing summer-supply challenges of district heating systems. *Energy Conversion and Management*, 236, 113985. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.113985>
- Association suisse du chauffage à distance, (2022). *Rapport annuel 2021 - Association suisse du chauffage à distance*. [https://www.fernwaerme-schweiz.ch/fernwaerme-franz/Verband/Rapports-annuel/Rapport\\_annuel\\_2021\\_f.pdf](https://www.fernwaerme-schweiz.ch/fernwaerme-franz/Verband/Rapports-annuel/Rapport_annuel_2021_f.pdf)
- Averfalk, H., Benakopoulos, T., Best, I., Dammel, F., Engel, C., Geyer, R., Gudmundsson, O., Lygnerud, K., Nord, N., Oltmanns, J., Ponweiser, K., Schmidt, D., Schrammel, H., Østergaard, D.S., Svendsen, S., Tunzi, M., Werner, S., (2021). *Low-Temperature District Heating Implementation Guidebook: Final Report of IEA DHC Annex TS2 Implementation of Low-Temperature District Heating Systems (Report No. 978-3-8396-1745-8)*, *Low-Temperature District Heating Implementation Guidebook*. Fraunhofer-Verlag. <https://orbit.dtu.dk/en/publications/low-temperature-district-heating-implementation-guidebook-final-r>
- Ayele, G.T., Mabrouk, M.T., Haurant, P., Laumert, B., Lacarrière, B., (2019). Optimal placement and sizing of heat pumps and heat only boilers in a coupled electricity and heating networks. *Energy*, 182, pp. 122–134. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.06.018>
- Ayele, G.T., Mabrouk, M.T., Haurant, P., Laumert, B., Lacarrière, B., Santarelli, M., (2021). Electrified District Heating Networks: A Thermo-Economic Optimisation Based on Exergy and Energy Analyses. *International Journal of Exergy*, 35. <https://doi.org/10.1504/IJEX.2021.115088>
- Barre, P., (2021). *Exergy Analysis of Geneva's District Heating Network*.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M.J., (1995). *Thermal Design and Optimization*. John Wiley & Sons.
- Bell, I., Wronski, J., Quoilin, S., Lemort, V., (2010). *CoolProp 6.4.1 documentation*. CoolProp. <http://www.coolprop.org/>
- Bell, I.H., Wronski, J., Quoilin, S., Lemort, V., (2014). Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Ind. Eng. Chem. Res.* 53, 2498–2508. <https://doi.org/10.1021/ie4033999>
- Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., DeWitt, D.P., (2020). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons.
- Bonnin, J., Buvat, J.-C., Cosson, X., Debacq, M., Desmorieux, H., Lacour, C., (2016). *Hydraulique pour le génie des procédés - Pertes de charge singulières*. [https://gpip.cnam.fr/ressources-pedagogiques-ouvertes/hydraulique/co/2actiAPPREN\\_pertesChargeSingulieres\\_.html](https://gpip.cnam.fr/ressources-pedagogiques-ouvertes/hydraulique/co/2actiAPPREN_pertesChargeSingulieres_.html)
- Bordin, C., Gordini, A., Vigo, D., (2016). An optimization approach for district heating strategic network design. *European Journal of Operational Research*, 252, 296–307. <https://doi.org/10.1016/j.ejor.2015.12.049>
- Borel, L., (1979). *Théorie générale de l'exergie et applications pratiques*. Entropie.
- Borel, L., Favrat, D., (2005). *Thermodynamique et énergétique*. PPUR presses polytechniques.
- Braas, H., Jordan, U., Best, I., Orozaliyev, J., Vajen, K., (2020). District heating load profiles for domestic hot water preparation with realistic simultaneity using DHWcalc and TRNSYS. *Energy*, 201, 117552. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117552>
- Braun, J.E., Chaturvedi, N., (2002). An Inverse Gray-Box Model for Transient Building Load Prediction. *HVAC&R Research*, 8, pp. 73–99. <https://doi.org/10.1080/10789669.2002.10391290>
- Brunetière, J.-R., Alexandre, S., d'Aubreby, M., Debiesse, G., Guérin, A.-J., Perret, B., Schwartz, D., (2013). *Le facteur 4 en France : la division par 4 des émissions de gaz à effet de serre à l'horizon 2050*. <https://www.vie-publique.fr/sites/default/files/rapport/pdf/134000245.pdf>
- Buffa, S., Cozzini, M., D'Antoni, M., Baratieri, M., Fedrizzi, R., (2019). 5<sup>th</sup> generation district heating and cooling systems: A review of existing cases in Europe. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 104, pp. 504–522. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.059>
- Calderoni, M., Dourlens-Qaranta, S., Sreekumar, B.B., Lennard, Z., Rämä, M., Klobut, K., Wang, Z., Duan, X., Zhang, Y., Nilsson, J., (2019). Sustainable district cooling guidelines. [https://iea.blob.core.windows.net/assets/a5da464f-8310-4e0d-8385-0d3647b46e30/2020\\_IEA\\_DHC\\_Sustainable\\_District\\_Cooling\\_Guidelines\\_new\\_design.pdf](https://iea.blob.core.windows.net/assets/a5da464f-8310-4e0d-8385-0d3647b46e30/2020_IEA_DHC_Sustainable_District_Cooling_Guidelines_new_design.pdf)

- Castro Flores, J.F., Chiu, N.J., Le Corre, O., Lacarrière, B., Martin, V., (2016). Energetic and exergetic analysis of alternative low-temperature based district heating substation arrangements. *International Journal of Thermodynamics*, 19, pp. 71–80.
- Cerema, (2022). *DJU Base 26: Degrés Jour Unifiés*. Cerema. <https://reseau-chaleur.cerema.fr/glossaire/d/dju-ete>
- Cerema, (2021). *Réglementation Environnementale 2020: Quelles évolutions sur le confort d'été?*. Cerema. <http://www.cerema.fr/fr/actualites/reglementation-environnementale-2020-queelles-evolutions-1>
- Chardon, G., Le Pierrès, N., Ramousse, J., (2020). On the opportunity to integrate absorption heat pumps in substations of district energy networks. *Thermal Science and Engineering Progress*, 20, 100666. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100666>
- Chatelan, P., (2014). *Potentiels thermo-économiques comparés de réseaux avancés fonctionnant au CO<sub>2</sub> et à l'eau*.
- Churchill, S.W., (1977). Friction Factor Equations Spans All Fluid-Flow Regimes. *Chemical Engineering Journal*, 84, pp. 91-92.
- Clean Cooling Collaborative, (2020). *The cooling challenge*. Clean Cooling Collaborative. <https://www.cleancoolingcollaborative.org/the-challenge/>.
- Coénove, (2017). *Une Stratégie Européenne Chauffage et Refroidissement pour une "Énergie propre pour tous les Européens"*.
- Collins, J.F., (1976). The history of district heating. *Dist. Heat*, 62, 154–161.
- Çomaklı, K., Yüksel, B., Çomaklı, Ö., (2004). Evaluation of energy and exergy losses in district heating network. *Applied Thermal Engineering*, 24, pp. 1009–1017. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.11.014>
- Commission Européenne, (2022). *Every building can be green – here's how*. [https://europa.eu/climate-pact/news/every-building-can-be-green-heres-how-2022-03-11\\_en](https://europa.eu/climate-pact/news/every-building-can-be-green-heres-how-2022-03-11_en)
- Commission Européenne, (2020). *Plan National Intégré Energie-Climat de la France*. [https://energy.ec.europa.eu/system/files/2019-02/france\\_draftnecp\\_0.pdf](https://energy.ec.europa.eu/system/files/2019-02/france_draftnecp_0.pdf)
- Commission Européenne, (2019). *The European Green Deal*. [https://ec.europa.eu/competition-policy/sectors/energy-and-environment/european-green-deal\\_en](https://ec.europa.eu/competition-policy/sectors/energy-and-environment/european-green-deal_en)
- Commission Européenne, (2016). *Fluorinated greenhouse gases*. [https://ec.europa.eu/clima/eu-action/fluorinated-greenhouse-gases\\_en](https://ec.europa.eu/clima/eu-action/fluorinated-greenhouse-gases_en)
- 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, pp. 475–489. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2013.10.035>
- Coss, S., (2018). *Advanced methods for sustainable energy systems in operation and design of district heating networks* [Thèse de doctorat, Ecole nationale supérieure Mines-Télécom Atlantique]. <https://hal.archives-ouvertes.fr/tel-01991748/>
- Čož, T.D., Kitanovski, A., Poredoš, A., (2017). Exergoeconomic optimization of a district cooling network. *Energy*, 135, pp. 342–351. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.06.126>
- Crochet, D., Ducrest, J., Monnard, M., (2017). *Réseau thermique Genève-Lac Nations (GLN) - Etude de cas*.
- Curti, V., Favrat, D., von Spakovsky, M.R., (2000a). An environomic approach for the modeling and optimization of a district heating network based on centralized and decentralized heat pumps, cogeneration and/or gas furnace. Part II: Application. *International Journal of Thermal Sciences*, 39, pp. 731–741.
- Curti, V., von Spakovsky, M.R., Favrat, D., (2000b). An environomic approach for the modeling and optimization of a district heating network based on centralized and decentralized heat pumps, cogeneration and/or gas furnace. Part I: Methodology. *International Journal of Thermal Sciences*, 39, pp. 721–730. [https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(00\)00226-X](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(00)00226-X)
- Dalkia Smart Building, (2021). *Massileo*. <https://www.massileo.fr/> (accessed 6.30.22).
- de Boer, J., (2018). *Optimization of a District Heating Network with the focus on heat loss* [Thèse de master, TU Delft]. <http://resolver.tudelft.nl/uuid:7be9fcdd-49e4-4e0c-b36c-69d8b713a874>
- Directorate-General for Energy (European Commission), Fraunhofer ISI, Institute for Resource Efficiency and Energy Strategies GmbH, Tilia GmbH, TU Wien, Öko-Institut, Bacquet, A.,

- Galindo Fernández, M., Oger, A., Themessl, N., Fallahnejad, M., Kranzl, L., Popovski, E., Steinbach, J., Bürger, V., Köhler, B., Braungardt, S., Billerbeck, A., Breitschopf, B., Winkler, J., (2022). District heating and cooling in the European Union: overview of markets and regulatory frameworks under the revised Renewable Energy Directive. *Publications Office of the European Union*, LU.
- Dobersek, D., Goricanec, D., (2009). Optimisation of tree path pipe network with nonlinear optimisation method. *Applied Thermal Engineering*, 29, pp. 1584–1591. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.07.017>
- Dolna, O., Mikielwicz, J., (2020). The ground impact on the ultra-low-and low-temperature district heating operation. *Renewable Energy*, 146, 1232–1241.
- egis, 2020. *Degré-jour unifié, degré-jour chauffagiste, degré-jour climaticien... kesako ?*. Openenergy. <https://www.openenergy.fr/blog/data/dju-1/>
- Elmegaard, B., Ommen, T.S., Markussen, M., Iversen, J., (2016). Integration of space heating and hot water supply in low temperature district heating. *Energy and Buildings*, 124, pp. 255–264. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.09.003>
- Energie planète, (2021). *L'exergie c'est quoi ?*, <https://energieplanete.fr/exergie/>
- ENGIE, (2017). *Réseaux de froid urbains*. <https://www.engie.fr/actualites/reseaux-froid-urbains/>
- ENGIE, (2013). *Réseaux de chaleur et de froid*. ENGIE. <https://www.engie.com/activites/reseaux-chaleur-froid>
- EPA Paris-Saclay, (2019). *Le réseau d'échange de chaleur et de froid de Paris-Saclay*. EPA Paris Saclay <https://epa-paris-saclay.fr/nos-missions/amenager-durablement/le-reseau-dechange-de-chaleur-et-de-froid-de-paris-saclay-un-modele-innovant-au-service-de-la-transition-energetique/>
- ETH Zürich, (2020). *The energy of tomorrow - Anergy Grid Campus Höggerberg – a dynamic underground storage system*. [https://ethz.ch/content/dam/ethz/main/eth-zurich/nachhaltigkeit/Dokumente/Anergienetz/200129\\_Anergienetz\\_A4\\_6s\\_Einzel\\_EN\\_RZ.pdf](https://ethz.ch/content/dam/ethz/main/eth-zurich/nachhaltigkeit/Dokumente/Anergienetz/200129_Anergienetz_A4_6s_Einzel_EN_RZ.pdf)
- Euroheat & Power, (2022). *District Heating & Cooling Market Outlook*. <https://www.euroheat.org/static/cb513adb-3825-4060-8c0883af1be7a0a2/e4e11303-9e7f-4874-888df9efa4c44c20/DHC-Market-Outlook.pdf>
- European Commission, (2001). *JRC Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS) - European Commission*. [https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg\\_tools/fr/#TMY](https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/fr/#TMY)
- European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling, Institute for Environment and Sustainability (Joint Research Centre), Mutka, K., Papillon, P., Kalf, R., Stryi-Hipp, G., Weiss, W., Sanner, B., Land, A., (2011). *2020-2030-2050, common vision for the renewable heating and cooling sector in Europe*. *Publications Office of the European Union*.
- Eurostat, (2020a). *La consommation d'énergie primaire et finale toujours supérieure de 5% et 3% à leurs objectifs pour 2020*. <https://ec.europa.eu/eurostat/documents/2995521/10341553/8-04022020-BP-FR.pdf/633481e5-5158-6847-955f-c5495986bb4b?t=1580888186000>
- Eurostat, (2020b). *Les énergies renouvelables dans l'UE en 2018*. <https://ec.europa.eu/eurostat/documents/2995521/10335446/8-23012020-AP-FR.pdf/6742e9c8-d6b9-d4a5-e2d6-d3e5fc96e32b>
- Eurostat, (2019). *Renewables Annual Questionnaire 2017-2021 and Historical Revisions*. <https://ec.europa.eu/eurostat/documents/38154/10015688/Ren-Instructions-2018.pdf/bc81e198-d1fc-4799-bb35-f5f4f252e19b>
- Fedene, (2021). *Enquête annuelle sur les réseaux de chaleur et de froid – Edition 2021*. <https://www.fedene.fr/wp-content/uploads/sites/2/2021/11/2021-Rapport-Global-2021-Restitution-enquete-reseaux-version-definitive.pdf>
- Fedene, SNCU, (2020). *Les réseaux de chaleur et de froid : Résultats de l'enquête annuelle, Edition 2020*. <https://www.fedene.fr/wp-content/uploads/sites/2/2021/01/EARCF-Rapport-Global-C3%A9dition-2020-Restitution-enquete-r%C3%A9seaux.pdf>
- Fitó, J., Hodencq, S., Ramousse, J., Wurtz, F., Stutz, B., Debray, F., Vincent, B., (2020a). Energy- and exergy-based optimal designs of a low-temperature industrial waste heat recovery system in district heating. *Energy Conversion and Management*, 211, 112753. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112753>

- Fitó, J., Hodencq, S., Ramousse, J., Wurtz, F., Stutz, B., Debray, F., Vincent, B., (2020b). Energy- and exergy-based optimal designs of a low-temperature industrial waste heat recovery system in district heating. *Energy Conversion and Management*, 211, 112753. [10.1016/j.enconman.2020.112753](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112753)
- François, J., Mauviel, G., Feidt, M., Rogeaume, C., Rogeaume, Y., Mirgoux, O., Patisson, F., Dufour, A., (2013). Modeling of a Biomass Gasification CHP Plant: Influence of Various Parameters on Energetic and Exergetic Efficiencies. *Energy Fuels*, 27, pp. 7398–7412. <https://doi.org/10.1021/ef4011466>
- Frederiksen, S., Werner, S., (2013). *District Heating and Cooling*. Studentlitteratur AB.
- Gabrielaitiene, I., Bøhm, B., Sunden, B., (2007). Modelling temperature dynamics of a district heating system in Naestved, Denmark—A case study. *Energy Conversion and Management*, 48, pp. 78–86. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.05.011>
- GIEC, (2022). *Climate Change 2022: Mitigation of Climate Change - Working Group III Contribution to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. [https://www.ipcc.ch/report/ar6/wg3/downloads/report/IPCC\\_AR6\\_WGIII\\_SPM.pdf](https://www.ipcc.ch/report/ar6/wg3/downloads/report/IPCC_AR6_WGIII_SPM.pdf)
- Gilquin, L., (2016). *Échantillonnages Monte Carlo et quasi-Monte Carlo pour l'estimation des indices de Sobol'*: application à un modèle transport-urbanisme [Thèse de doctorat, Université Grenoble Alpes]. <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01403914>
- Giraud, L., Bavière, R., Paulus, C., (2014). Modeling of solar district heating: a comparison between TRNSYS and MODELICA. *EuroSun 2014 ISES Conference Proceedings*. <https://doi.org/10.18086/eurosun.2014.19.06>
- Gnielinski, V., (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Forschung im Ingenieurwesen*, 41(1), pp. 8-16.
- Goffart, J., Rabouille, M., Mendes, N., (2016). Impact des incertitudes de mesure des variables météorologiques sur le processus de comparaison mesure/simulation en simulation thermique dynamique. *Conférence IBPSA France 2016*.
- Goffart, J., Woloszyn, M., (2021). EASI RBD-FAST: an efficient method of global sensitivity analysis for present and future challenges in building performance simulation. *Journal of Building Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2021.103129>
- Goldberg, D., (1988). *Genetic Algorithms in Search Optimization and Machine Learning*. Addison-Wesley Professional.
- Goldberg, D.E., (2006). *Genetic algorithms*. Pearson Education India.
- Goudar, C.T., Sonnad, J., (2008). Comparison of the iterative approximations of the Colebrook-White equation. *Hydrocarbon Processing*, 87.
- Groupe E SA, (2022). *Production de chaleur et de froid*. <https://www.groupe-e.ch/fr/grands-projets/references/hib>
- Groupe E SA, (2019). *Le lac de Neuchâtel va chauffer l'HIB à Estavayer-le-Lac*. <https://www.groupe-e.ch/fr/le-lac-de-neuchatel-va-chauffer-lhib-estavayer-le-lac>
- Grüninger, T., Wallace, D., (1996). *Multimodal optimization using genetic algorithm (Technical report No. 96.02)*. MIT CADlab.
- Guelpa, E., Marincioni, L., Capone, M., Deputato, S., Verda, V., (2019). Thermal load prediction in district heating systems. *Energy*, 176, 693–703. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.04.021>
- Hangartner, D., Ködel, J., Mennel, S., Sulzer, M., (2018). *Bases et explications sur les réseaux thermiques*. Hochschule Luzern.
- Heat Roadmap Europe, (2020). *Country Heat Maps and Atlases*. <https://heatroadmap.eu/resources-by-country/>
- Henchoz, S., Chatelan, P., Maréchal, F., Favrat, D., (2016). Key energy and technological aspects of three innovative concepts of district energy networks. *Proceedings of the 28<sup>th</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems - ECOS 2015*, 117, pp. 465–477. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.05.065>
- Hepbasli, A., (2012). Low exergy (LowEx) heating and cooling systems for sustainable buildings and societies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, pp. 73–104. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.138>
- Holland, J., (1975). *Adaptation in Natural and Artificial Systems*. University of Michigan Press, Ann Arbor. 2<sup>nd</sup> Edition, MIT Press.

- Houghton, J.E.T., Ding, Y., Griggs, D., Noguer, M., van der Linden, P., Dai, X., Maskell, M., Johnson, C., (2001). *Climate Change 2001: The Scientific Basis*. [https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/07/WG1\\_TAR\\_FM.pdf](https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/07/WG1_TAR_FM.pdf)
- IEA, (2022a). *Annual change in CO<sub>2</sub> emissions from energy combustion and industrial processes, 1900-2021*. <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/annual-change-in-co2-emissions-from-energy-combustion-and-industrial-processes-1900-2021>
- IEA, (2022b). *CO<sub>2</sub> emissions from energy combustion and industrial processes, 1900-2021*. <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/co2-emissions-from-energy-combustion-and-industrial-processes-1900-2021>
- IEA, (2021a). *World Energy Outlook 2021*. IEA Publication.
- IEA, (2021b). *Cooling – Analysis*. <https://www.iea.org/reports/cooling>
- Iooss, B., Lemaître, P., (2015). A review on global sensitivity analysis methods. Meloni, C., Dellino, G. (Eds.), *Uncertainty Management in Simulation-Optimization of Complex Systems: Algorithms and Applications*. Springer. <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00975701>
- IRENA, Commission Européenne, (2018). *Perspectives d'avenir pour les énergies renouvelables en Union européenne*.
- IRENA, OECD/IEA, REN21, (2020). *Renewable Energy Policies in a Time of Transition: Heating and Cooling*. ISBN: 978-92-9260-289-5
- Jangsten, M., Filipsson, P., Lindholm, T., Dalenbäck, J.-O., (2020). High Temperature District Cooling: Challenges and Possibilities Based on an Existing District Cooling System and its Connected Buildings. *Energy*, 199, 117407. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117407>
- Janon, A., (2012). *Analyse de sensibilité et réduction de dimension. Application à l'océanographie* [Thèse de doctorat, Université de Grenoble]. <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00757101>
- Jentsch, A., Yu, Y.J., Ramousse, J., Kallert, A., (2022). *Exergy Assessment of Hybrid District Heating Systems Using Resource Exergy Analysis (REA)*. <https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-1747896/v1>
- Joint Research Centre (European Commission), Monforti-Ferrario, F., Oreggioni, G., Schaaf, E., Guizzardi, D., Olivier, J.G.J., Solazzo, E., Lo Vullo, E., Crippa, M., Muntean, M., Vignati, E., (2019). *Fossil CO<sub>2</sub> and GHG emissions of all world countries*. Publications Office of the European Union.
- Kalinci, Y., Hepbasli, A., Tavman, I., (2008). Determination of optimum pipe diameter along with energetic and exergetic evaluation of geothermal district heating systems: Modeling and application. *Energy and Buildings*, 40, pp. 742–755. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.05.009>
- Kallert, A.M.D., (2019). *Modelling and simulation of low-temperature district heating systems for the development of an exergy-based assessment method* [Thèse de doctorat, Fraunhofer IEE]. <https://publica-rest.fraunhofer.de/server/api/core/bitstreams/34eb1a35-c030-491b-9076-d2487d56f9de/content>
- Kane, E.H.M., (2002). *Intégration et optimisation thermoéconomique & environnementale de centrales thermiques solaires hybrides* [Thèse de doctorat, EPFL].
- Kane, M., (2021). *blueCAD: Concept d'intégration et optimisation de réseaux avancés d'échange thermique intelligent appliqué au quartier de blueFACTORY*. Laboratoire Thermique et Energétique, Haute école d'ingénierie et d'architecture de Fribourg (HEIA-FR).
- Kane, M., Grosjean, S., (2018). *Energy integration and performance evaluation of a new concept of advanced solar district heating/cooling networks for energy supply in buildings*.
- Kane, M., Rolle, J., (2020). “Quantum networks”: a new approach for representing a network and evaluating hydraulic and thermal losses in district heating/cooling systems. *Proceedings of ECOS 2020 - The 33<sup>rd</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*. <https://arodes.hes-so.ch/record/7042?ln=fr>
- Keçebaş, A., Ali Alkan, M., Bayhan, M., (2011). Thermo-economic analysis of pipe insulation for district heating piping systems. *Applied Thermal Engineering*, SET 2010 Special Issue 31, pp. 3929–3937. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.07.042>
- Kelly, S., (2008). *Energy Systems Improvement based on Endogenous and Exogenous Exergy Destruction* [Thèse de doctorat, Technische Universität Berlin]. <https://doi.org/10.14279/depositonce-1827>
- Kotas, T.J., (1985). *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Elsevier.

- Le Roux, T., (2014). *Algorithmes génétiques*. [http://igm.univ-mlv.fr/~dr/XPOSE2013/tleroux\\_genetic\\_algorithm/fonctionnement.html](http://igm.univ-mlv.fr/~dr/XPOSE2013/tleroux_genetic_algorithm/fonctionnement.html)
- Lemale, J., Gourmez, L., (2008). *Guide technique Pompe à chaleur géothermique sur aquifère : Conception et mise en oeuvre*. <https://www.geothermies.fr/sites/default/files/inline-files/Guide%20technique-%20pompe%20C3%A0%20chaleur%20geothermique%20sur%20aquif%20C3%A8re-conception%20et%20mise%20en%20oeuvre.pdf>
- Li, H., Svendsen, S., (2012). Energy and exergy analysis of low temperature district heating network. *Proceedings of the 24<sup>th</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy, ECOS 2011*, 45, pp. 237–246. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.03.056>
- Li, H., Svendsen, S., Gudmundsson, O., Kuosa, M., Rämä, M., Sipilä, K., Blesl, M., Broydo, M., Stehle, M., Pesch, R., Pietruschka, D., Huther, H., Grajcar, M., Jentsch, A., Kallert, A., Schmidt, D., Nord, N., Tereshchenko, T., Park, P.B.-S., Im, Y.H., Liu, J., Dag, S., Wiltshire, R., Bevilacqua, C., (2017). Future low temperature district heating design guidebook: Final Report of IEA DHC Annex TS1. Low Temperature District Heating for Future Energy Systems. International Energy Agency. <https://core.ac.uk/download/pdf/154332407.pdf>
- Li, H., Wang, S.J., (2014). Challenges in smart low-temperature district heating development. *Energy Procedia*, 61, pp. 1472–1475. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.12.150>
- Lienhard IV, J.H., Lienhard V, J.H., (2019). *A Heat Transfer Textbook: Fifth Edition*. Courier Dover Publications.
- Ljubenko, A., Poredoš, A., Morosuk, T., Tsatsaronis, G., (2013). Performance Analysis of a District Heating System. *Energies*, 6, 1298–1313. <https://doi.org/10.3390/en6031298>
- Lund, H., Werner, S., Wiltshire, R., Svendsen, S., Thorsen, J.E., Hvelplund, F., Mathiesen, B.V., (2014). 4<sup>th</sup> Generation District Heating (4GDH): Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems. *Energy*, 68, 1–11.
- Lund, R., Persson, U., (2016). Mapping of potential heat sources for heat pumps for district heating in Denmark. *Energy, Special issue on Smart Energy Systems and 4<sup>th</sup> Generation District Heating*, 110, pp. 129–138. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.12.127>
- Marelli, S., Sudret, B., (2014). UQLab: A Framework for Uncertainty Quantification in Matlab. *ETH Zürich Library*. pp. 2554–2563. <https://doi.org/10.1061/9780784413609.257>
- MATLAB, (2022a). *Build MEX function or engine application*. <https://fr.mathworks.com/help/matlab/ref/mex.html>
- MATLAB, (2022b). *Global Optimization Toolbox Documentation*. <https://fr.mathworks.com/help/gads/>
- MATLAB, (2022c). *What Is the Genetic Algorithm?*. <https://fr.mathworks.com/help/gads/what-is-the-genetic-algorithm.html>
- MATLAB, (2022d). *Genetic Algorithm Terminology*. <https://fr.mathworks.com/help/gads/some-genetic-algorithm-terminology.html>
- MétéoSuisse, (2016). *IDAWEB*. <https://gate.meteoswiss.ch/idaweb/login.do;idaweb=0phLTWMBTNWxHG75fhJCyM1NXX6JQM4vpvKKgkv3LypRfQpZxfXY!-1907983237?language=fr> (accessed 6.5.22).
- Ministère de la Transition Ecologique, (2021). *DATALAB - Chiffres clés du climat - France, Europe et Monde - Edition 2022*.
- Ministère de la Transition écologique et de la Cohésion des territoires, (2021). *Cadre européen énergie-climat*. Ministères Écologie Énergie Territoires. <https://www.ecologie.gouv.fr/cadre-europeen-energie-climat>
- Ministère de la Transition Énergétique, (2020). *52<sup>ème</sup> Session plénière du GIEC à l'UNESCO*. Ministères Écologie Énergie Territoires. <https://www.ecologie.gouv.fr/52e-session-pleniere-du-giec-lunesco>
- Mugaguren, M.L., Martínez, R.G., Zabala, V.S., (2019). RELaTED, decentralized & renewable Ultra Low Temperature District Heating, concept conversion from traditional district heating. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 609(5), 052004. 10.1088/1757-899X/609/5/052004
- Nations Unies, (2015). *Accord de Paris*. [https://unfccc.int/sites/default/files/french\\_paris\\_agreement.pdf](https://unfccc.int/sites/default/files/french_paris_agreement.pdf)

- Neirotti, F., Noussan, M., Riverso, S., Manganini, G., (2019). Analysis of Different Strategies for Lowering the Operation Temperature in Existing District Heating Networks. *Energies*, 12, 321. <https://doi.org/10.3390/en12020321>
- Nussbaume, T., Thalmann, S., Humi, A., Mennel, S., (2021). *Fiche d'information Réseaux thermiques*. SuisseEnergie.
- Observatoire des réseaux de chaleur et de froid, (2017). *Les réseaux en Europe*. <https://www.observatoire-des-reseaux.fr/les-reseaux-de-chaleur-en-europe/>
- OECD, (2020). *Global Energy Review 2020: The impacts of the Covid-19 crisis on global energy demand and CO<sub>2</sub> emissions*. Organisation for Economic Co-operation and Development, OECD Library. [https://www.oecd-ilibrary.org/energy/global-energy-review-2020\\_a60abbf2-en](https://www.oecd-ilibrary.org/energy/global-energy-review-2020_a60abbf2-en)
- OFEN, (2021). *Swiss Geoportal*. <https://map.geo.admin.ch>
- OFEN, (2020). *Perspectives énergétiques 2050+ : Rapport succinct*. OFEN. <https://www.bfe.admin.ch/bfe/fr/home/politique/perspectives-energetiques-2050-plus.html>
- Østergaard, D., Svendsen, S., (2017). Space heating with ultra-low-temperature district heating—A case study of four single-family houses from the 1980s. *Energy Procedia*, 116, pp. 226–235. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.05.070>
- Østergaard, P.A., Werner, S., Dyrelund, A., Lund, H., Arabkoohsar, A., Sorknæs, P., Gudmundsson, O., Thorsen, J.E., Mathiesen, B.V., (2022). The four generations of district cooling - A categorization of the development in district cooling from origin to future prospect. *Energy*, 253, 124098. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124098>
- Paardekooper, S., Lund, R.S., Mathiesen, B.V., Chang, M., Petersen, U.R., Grundahl, L., David, A., Dahlbæk, J., Kapetanakis, I.A., Lund, H., Bertelsen, N., Hansen, K., Drysdale, D.W., Persson, U., (2018). Heat Roadmap France: Quantifying the Impact of Low-Carbon Heating and Cooling Roadmaps (Report). Aalborg University's Research Portal. <https://vbn.aau.dk/en/publications/heat-roadmap-france-quantifying-the-impact-of-low-carbon-heating->
- Pellegrini, M., Bianchini, A., (2018). The Innovative Concept of Cold District Heating Networks: A Literature Review. *Energies*, 11(1), 236. <https://doi.org/10.3390/en11010236>
- Poljak, I., Orović, J., Mrzljak, V., (2018). Energy and exergy analysis of the condensate pump during internal leakage from the marine steam propulsion system. *Pomorstvo, Scientific Journal of Maritime Research*, 32(2). <https://doi.org/10.31217/p.31.2.12>
- Pons, M., 2019. Exergy Analysis and Process Optimization with Variable Environment Temperature. *Energies*, 12(24), pp. 1–19. <https://doi.org/10.3390/en12244655>
- Programme (UNEP), U.N.E., (2016). *District Energy in Cities: Unlocking the Potential of Energy Efficiency and Renewable Energy*. United Nations Environment Programme. <https://www.unep.org/resources/report/district-energy-cities-unlocking-potential-energy-efficiency-and-renewable-energy>
- QuelFutur, (2004). *Exergie*. <https://quelfutur.org/+Exergie+>
- Quiquerez, L., (2017). *Quel rôle pour le chauffage à distance dans la transition énergétique ?*. Séminaire Energie-Environnement. Université de Genève. <http://www.cuepe.ch/html/enseigne/pdf/trp-16-17-12.pdf>
- Rant, Z., (1956). Exergie. Ein neues Wort für “Technische Arbeitsfähigkeit”. *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, 22, pp. 36-37.
- Resimont, T., Altes-Buch, Q., Sartor, K., Dewallef, P., (2018). Economic and environmental comparison of a centralized and a decentralized heating production for a district heating network implementation. *10<sup>th</sup> International Conference on System Simulation in Buildings, Liège, Belgium*. <https://orbi.uliege.be/handle/2268/231854>
- Resimont, T., Louveaux, Q., Dewallef, P., (2021). Optimization Tool for the Strategic Outline and Sizing of District Heating Networks Using a Geographic Information System. *Energies*, 14. <https://doi.org/10.3390/en14175575>
- RHC-ETIP, (2019). *2050 vision for 100% renewable heating and cooling in Europe*. RHC Platform. <https://www.rhc-platform.org/content/uploads/2019/10/RHC-VISION-2050-WEB.pdf>
- Rime, S., Kane, M., Wyler, S., (2020). Alternative solutions for the optimal integration of decentralized heat-pumps in district heating/cooling networks. *Proceedings of ECOS 2020 - The 33<sup>rd</sup>*



- International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*. <https://arodes.hes-so.ch/record/7043?ln=fr>
- Ruesch, F., Rommel, M., Scherer, J., (2015). Pumping power prediction in low temperature district heating networks. *Proceedings of International Conference CISBAT 2015 Future Buildings and Districts Sustainability from Nano to Urban Scale*. pp. 753–758. <https://doi.org/10.5075/epfl-cisbat2015-753-758>
- Saint-Gobain PAM, (1989). *Formulaire Saint-Gobain Canalisation*. [http://castilloje.free.fr/tsti2d/tsti2d\\_ett\\_tp/04\\_genie\\_climatique/2\\_schema\\_hydraulique\\_et\\_pompes/documents\\_sources/fichiers\\_pdf/hydraulique\\_saint\\_gobain.pdf](http://castilloje.free.fr/tsti2d/tsti2d_ett_tp/04_genie_climatique/2_schema_hydraulique_et_pompes/documents_sources/fichiers_pdf/hydraulique_saint_gobain.pdf)
- Sangi, R., Jahangiri, P., Thamm, A., Müller, D., (2017). Dynamic exergy analysis – Modelica®-based tool development: A case study of CHP district heating in Bottrop, Germany. *Thermal Science and Engineering Progress*, 4, pp. 231–240. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2017.10.008>
- Sarbu, I., Mirza, M., Crasmareanu, E., (2019). A review of modelling and optimisation techniques for district heating systems. *International Journal of Energy Research*, 43, 6572–6598. <https://doi.org/10.1002/er.4600>
- SCDC ENGIE Solutions, (2019). Un réseau de chaleur, qu'est-ce que c'est ?. SCDC - Réseau de chaleur de Chambéry. <https://chambery.reseau-chaleur.com/votre-reseau/comment-ca-fonctionne/>
- Schmidt, D., (2004). Design of Low Exergy Buildings. Method and a Pre-Design Tool. *The International Journal of Low Energy and Sustainable Buildings*. <https://www.osti.gov/etdweb/biblio/20463678>
- Schmidt, D., Torío, H., (2009). Low Exergy Systems for High-Performance Buildings and Communities. *Energy and Buildings*, 41(3), pp. 331-336. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.10.005>
- Sénat français, (2010). *Grenelle II*. Sénat. <https://www.senat.fr/dossier-legislatif/pjl08-155.html>
- Sharif, J., Hamid, M., (2016). *Framework for district heating optimization* [Thèse de master, Lunds Universitet]. <https://lup.lub.lu.se/luur/download?func=downloadFile&recordOId=8891193&fileOId=8891195>
- SIA, (2022). *Normes SIA*. sia | schweizerischer ingenieur- und architektenverein. <https://www.sia.ch/fr/services/sia-norm/>
- Sikla, (2013). *Tuyaux (Dimensions et poids)*. <https://www.sikla.fr/fast/600/17tuyaux%28dimensionsetpoids%29.pdf>
- Smart Living Lab, (2020). *Estav'ALAC*. Smart Living Lab. <https://www.smartlivinglab.ch/fr/projects/estavalac/>
- Spinoni, J., Vogt, J., Barbosa, P., (2015). European degree-day climatologies and trends for the period 1951–2011. *International Journal of Climatology*, 35, pp. 25–36. <https://doi.org/10.1002/joc.3959>
- Staine, F., (1995). *Intégration énergétique de procédés industriels par la méthode du pincement étendue aux facteurs exergétiques* [Thèse de doctorat, EPFL]. <http://dx.doi.org/10.5075/epfl-thesis-1318>
- Steindl, G., Pfeiffer, C., (2017). Comparison of Black Box Models for Load Profile Generation of District Heating Networks. *Proceedings of 12<sup>th</sup> Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*. <https://people.fh-burgenland.at/handle/20.500.11790/1017>
- SuisseEnergie, (2018). *Guide Chauffage à distance/froid à distance*. SuisseEnergie. [https://www.fernwaerme-schweiz.ch/fernwaerme-franz/Dienstleistungen/Guide\\_CAD\\_FAD\\_200918.pdf](https://www.fernwaerme-schweiz.ch/fernwaerme-franz/Dienstleistungen/Guide_CAD_FAD_200918.pdf)
- Swisspor, (2014). *PIR : l'isolant thermique hautes performances pour les conduites*. [http://www.elri.ch/wp-content/uploads/PIR\\_lisolant-thermique-hautes\\_f.pdf](http://www.elri.ch/wp-content/uploads/PIR_lisolant-thermique-hautes_f.pdf)
- Talebi, B., Mirzaei, P.A., Bastani, A., Haghghat, F., (2016). A Review of District Heating Systems: Modeling and Optimization. *Frontiers in Built Environment*, 2. <https://doi.org/10.3389/fbuil.2016.00022>
- Taylor, S.T., McFarlan, R., Tozer, R., Avery, G., (2002). Degrading chilled water plant delta-T: Causes and mitigation. *ASHRAE Transactions*, 108, pp. 641–653.

- Tol, H.Í., Svendsen, S., (2012). Improving the dimensioning of piping networks and network layouts in low-energy district heating systems connected to low-energy buildings: A case study in Roskilde, Denmark. *Energy*, 38, pp. 276–290. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.12.002>
- Torío, H., Schmidt, D., (2010). Development of system concepts for improving the performance of a waste heat district heating network with exergy analysis. *Energy and Buildings*, 42, pp. 1601–1609. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.04.002>
- Tsatsaronis, G., (1999). Strengths and Limitations of Exergy Analysis. *NATO Science Series, ASHT*, 69. [https://doi.org/10.1007/978-94-011-4685-2\\_6](https://doi.org/10.1007/978-94-011-4685-2_6)
- Tsatsaronis, G., Park, M.-H., (2002). On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems. *Energy Conversion and Management*, 43, pp. 1259–1270. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(02\)00012-2](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(02)00012-2)
- United Nations, Environment Programme, (2006). *Manuel du Protocole de Montréal relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone*. United Nations Environment Programme. [https://ise.unige.ch/isdd/IMG/pdf/Manuel\\_du\\_Protocole\\_de\\_Montreal.pdf](https://ise.unige.ch/isdd/IMG/pdf/Manuel_du_Protocole_de_Montreal.pdf)
- Vesterlund, M., Toffolo, A., (2017). Design Optimization of a District Heating Network Expansion, a Case Study for the Town of Kiruna. *Applied Sciences*, 7, 488. <https://doi.org/10.3390/app7050488>
- Vetterli, N., Sulzer, M., Menti, U.-P., (2017). Energy monitoring of a low temperature heating and cooling district network. *Energy Procedia*, 122, pp. 62–67. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.07.289>
- Volkova, A., Mashatin, V., Hlebnikov, A., Siirde, A., (2012). Methodology for the Improvement of Large District Heating Networks. *Environmental and Climate Technologies*, 10, pp. 39–45. <https://doi.org/10.2478/v10145-012-0009-7>
- Wall, M., (1996). *GALib: A C++ Library of Genetic Algorithm Components*. Massachusetts Institute of Technology. <http://lancet.mit.edu/ga/dist/galibdoc.pdf>
- Wang, R., Jie, P., Wang, D., Li, F., Liu, C., (2021). Optimization of insulation thickness of double buried district heating pipes using the Eco-indicator method. *Journal of Building Engineering*, 41, 102393. <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2021.102393>
- Weber, C., Favrat, D., (2010). Conventional and advanced CO<sub>2</sub> based district energy systems. *Energy, The 3<sup>rd</sup> International Conference on Sustainable Energy and Environmental Protection*, 35, pp. 5070–5081. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.08.008>
- Weber, C., Maréchal, F., Favrat, D., (2007). Design and optimization of district energy systems. *Computer Aided Chemical Engineering*. pp. 1127–1132. [https://doi.org/10.1016/S1570-7946\(07\)80212-4](https://doi.org/10.1016/S1570-7946(07)80212-4)
- Weber, C.I., (2008). *Multi-objective design and optimization of district energy systems including polygeneration energy conversion technologies* [Thèse de doctorat, EPFL]. <https://doi.org/10.5075/epfl-thesis-4018>
- Werner, S., (2022). Network configurations for implemented low-temperature district heating. *Energy*, 254, 124091. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124091>
- Wikipédia, (2021). *Degré jour unifié*. Wikipédia. [https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=Degr%C3%A9\\_jour\\_unifi%C3%A9&oldid=187654587](https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=Degr%C3%A9_jour_unifi%C3%A9&oldid=187654587)
- Wilhelm, J., Rybach, L., (2003). Potentiel géothermique des tunnels transalpins suisses. *ETH Zürich, Geowatt AG*. [https://inis.iaea.org/collection/NCLCollectionStore/\\_Public/35/066/35066037.pdf](https://inis.iaea.org/collection/NCLCollectionStore/_Public/35/066/35066037.pdf)
- Yabanova, I., Keçebaş, A., (2013). Development of ANN model for geothermal district heating system and a novel PID-based control strategy. *Applied Thermal Engineering*, 51, pp. 908–916. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.044>
- Yang, X., Li, H., Svendsen, S., (2016a). Evaluations of different domestic hot water preparing methods with ultra-low-temperature district heating. *Energy*, 109, pp. 248–259. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.04.109>
- Yang, X., Li, H., Svendsen, S., (2016b). Decentralized substations for low-temperature district heating with no Legionella risk, and low return temperatures. *Energy, Special issue on Smart Energy Systems and 4<sup>th</sup> Generation District Heating*, 110, pp. 65–74. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.12.073>

- Zeng, J., Han, J., Zhang, G., (2016). Diameter optimization of district heating and cooling piping network based on hourly load. *Applied Thermal Engineering*, 107, pp. 750–757. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.037>
- Zhao, K., Liu, X.-H., Zhang, T., Jiang, Y., (2011). Performance of temperature and humidity independent control air-conditioning system in an office building. *Energy and Buildings*, 43, pp. 1895–1903. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.03.041>
- Zhu, T., Ommen, T., Meesenburg, W., Thorsen, J.E., Elmegaard, B., (2021). Steady state behavior of a booster heat pump for hot water supply in ultra-low temperature district heating network. *Energy*, 237, 121528. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121528>