

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M.Ing.

PAR
GERVAIS, Marc-André

ÉTUDE DE FAISABILITÉ PORTANT SUR L'IMPLANTATION D'UN RÉSEAU DE
CHAUFFAGE DE DISTRICT ALIMENTÉ PAR UNE USINE PAPETIÈRE

MONTRÉAL, LE 5 DÉCEMBRE 2007

© Marc-André Gervais, 2007

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

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

M. Jean Paris, codirecteur de mémoire
Département de génie chimique à l'École Polytechnique de Montréal

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

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

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

LE 5 DÉCEMBRE 2007

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Je remercie Docteur Christian Schweigler, chef du département des machines thermiques et des pompes à chaleur du ZAE Bayern, pour m'avoir invité à travailler au centre de recherche d'énergie appliqué bavarois et pour son implication dans mon projet de maîtrise.

Je remercie Monsieur Manfred Reuß, chef du département d'énergie solaire du ZAE Bayern, pour m'avoir intégré dans le projet SNAB afin de procéder à l'analyse des stations de transfert de chaleur.

Je remercie Monsieur Wolfgang Dallmayer, du ZAE Bayern, pour son dévouement et sa patience concernant les nombreuses explications qu'il m'a donné sur le comportement dynamique des stations de transfert de chaleur.

Finalement, je remercie Sabine Schneider pour son soutien psychologique tout au long de mon projet de maîtrise, son écoute attentive et compréhensive, ses nombreux conseils et son encouragement continu.

À vous tous, merci!

ÉTUDE DE FAISABILITÉ PORTANT SUR L'IMPLANTATION D'UN RÉSEAU DE CHAUFFAGE DE DISTRICT ALIMENTÉ PAR UNE USINE PAPETIÈRE

GERVAIS, Marc-André

RÉSUMÉ

Le mémoire suivant est une étude de faisabilité technico-économique, réalisée dans le cadre d'un projet d'efficacité énergétique d'une usine papetière, portant sur l'implantation d'un réseau de chauffage de district desservant les bâtiments d'une municipalité et alimenté par les surplus d'énergie d'une usine de pâte Kraft localisée à proximité. La particularité d'un tel réseau de chauffage consiste en une faible intensité de demande en chauffage et en eau chaude domestique. Les profils de demande en chauffage sont déterminés selon les caractéristiques de construction des bâtiments et en utilisant une base de données des conditions climatiques de la région. Les profils de demande en eau chaude domestique sont définis par un modèle de distribution normal et les habitudes de consommation des bâtiments selon leur vocation. On présente un modèle de dimensionnement du réseau de chauffage pour les conditions de design et on procède aux analyses hydraulique et thermique de celui-ci. On trouve par optimisation les paramètres opératoires minimisant les coûts d'opération et d'infrastructure du réseau de chauffage qui résulte d'un différentiel de température des stations de transfert de chaleur des bâtiments de 37°C et d'une température d'alimentation du réseau de 111°C . Les variables de la simulation énergétique du réseau de chauffage sont les températures de l'air extérieur et du sol. Le coût d'opération des systèmes actuel dans les bâtiments est déterminé selon les coûts d'énergie en vigueur au Québec et en utilisant le rapport d'inspection de la municipalité fournissant les caractéristiques de ces systèmes. Les coûts de conversion des systèmes de chauffage et d'eau chaude domestique des bâtiments potentiellement raccordables sont estimés en posant des hypothèses de dimensionnement et en utilisant des coûts d'équipements manufacturiers. Les coûts d'opération considérés sont ceux : (i) des stations de transfert de chaleur des bâtiments; (ii) de l'échangeur de chaleur primaire à l'usine; (iii) des pompes hydrauliques du réseau de chauffage. Une analyse économique est réalisée afin de trouver un scénario de raccordement optimal dont les critères d'optimisation sont : (i) le coût de vente équivalent de vapeur maximal assurant la rentabilité du scénario; (ii) le plus grand nombre possible de bâtiment raccordable au réseau de chauffage. Les principaux résultats du scénario de raccordement optimal relatifs au réseau de chauffage sont les suivants : (i) un débit massique, évalué aux conditions de design, de $52,4 \text{ kg/s}$; (ii) un travail annuel hydraulique des pompes de $17,8 \text{ MWh}$; (iii) une charge thermique de $8,3 \text{ MW}$; (iv) une énergie annuelle thermique de $12,6 \text{ GWh}$; (v) un coût d'infrastructure de $4,1 \text{ M\$}$. L'économie potentielle annuelle normalisée par rapport à l'aire de plancher des 328 bâtiments raccordés au réseau (41% des bâtiments de la municipalité) est de $4,30 \text{ \$/m}^2$. L'implantation du réseau est rentable si l'énergie thermique (eau chaude) vendue aux usagers est inférieure ou égal à un coût équivalent de vapeur de $9,88 \text{ \$/tonne}$.

Mots clés : Réseau de chauffage de district, usine de pâte et papier, optimisation, faisabilité économique.

FEASABILITY STUDY ON DISTRICT HEATING NETWORK SUPPLIED BY A PULP AND PAPER MILL

GERVAIS, Marc-André

ABSTRACT

This thesis is a technical and economical feasibility study, realised for a pulp and paper mill energetic efficiency project, about the implementation of a district heating network supplied by the energy surplus of the mill. The particularity of this district heating network is the low heat and domestic hot water intensity. The heat demand profiles are determined in according to the building construction characteristics and a climatic weather database. The domestic hot water demand profiles are defined with a normal distribution model and the building consumption habitudes. A hydraulic and thermal analysis are realised after the district heating network has been modelled and sized for the design conditions. The optimal operational parameters, which minimize the operational and infrastructural costs of the district heating network, are: (i) the building heat transfer station temperature difference of 37°C ; (ii) the district heating network supply temperature of 111°C . The energetic simulation variables are the outside air and the soil temperatures. The operational actual building system costs are determined with the energy cost values in Quebec and the municipality inspection report which gives the characteristics of those systems. The building heating and domestic hot water systems conversion are estimate with sizing assumptions and manufacturer equipment costs. The operational costs are: (i) the building heat transfer station; (ii) the primary heat transfer station located at the mill; (iii) the district heating network hydraulic pumps. An economical analysis is done to find an optimal connection scenario with the following optimisation criteria: (i); the maximal equivalent vapour selling cost which respect the acceptable profitability limits of the scenario; (ii) the highest possible number of building connected to the district heating network. The district heating network optimal connection scenario main results are: (i) a mass flow of $52,4\text{ kg/s}$ at the design conditions; (ii) an annual pump hydraulic work of $17,8\text{ MWh}$; (iii) a thermal load of $8,3\text{ MW}$; (iv) an annual thermal energy of $12,6\text{ GWh}$; (v) an infrastructural investment cost of $4,1\text{ M\$}$. The potential annual economy, normalized by the total floor area of the 328 connected buildings (41% of the municipality buildings), is $4,30\text{ \$}/\text{m}^2$. The implementation of the district heating network is profitable only if the thermal energy (hot water) sold to the customers is below or equal than the equivalent vapour cost of $9,88\text{ \$}/\text{tonne}$.

Keywords: District heating network, pulp and paper mill, signal deconvolution, optimization, economical feasibility study.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 LES RÉSEAUX DE CHAUFFAGE DE DISTRICT	2
1.1 Mise en contexte	2
1.2 Revue historique des réseaux de chauffage de district	3
1.3 Éléments fondamentaux d'un réseau de chauffage de district.....	5
1.4 Études techniques menées sur les réseaux de chauffage	8
1.5 Avantages économiques et environnementaux d'un réseau de chauffage.....	13
1.6 Utilisation des sources d'énergie renouvelables	18
1.7 Implantation d'un réseau de chauffage de district en milieu rural.....	21
CHAPITRE 2 OBJECTIFS ET ÉLÉMENTS DE BASE DU PROJET	23
2.1 Objectifs.....	23
2.2 Disponibilité et coût de l'énergie.....	24
2.3 Caractérisation des bâtiments de la municipalité.....	25
2.4 Conditions climatiques de la région.....	26
2.5 Parcours du réseau de chauffage de district.....	28
2.6 Modes opératoires du réseau de chauffage de district	29
2.7 Propriétés thermodynamiques du fluide caloporteur	32
CHAPITRE 3 STATIONS DE TRANSFERT DE CHALEUR DU PROJET SNAB.....	34
3.1 Motif de l'intégration des résultats du projet SNAB dans l'étude présente	34
3.2 Mode opératoire du réseau de chauffage de district solaire du projet SNAB.....	34
3.3 Principe de fonctionnement des stations de transfert de chaleur	36
3.4 Déconvolution de la demande totale des stations de transfert de chaleur.....	39
CHAPITRE 4 PROFILS DE DEMANDE DES BÂTIMENTS	43
4.1 Profil de la demande en chauffage des bâtiments résidentiels.....	43
4.2 Profil de la demande en chauffage des bâtiments non résidentiels.....	45
4.3 Profil de la demande en eau chaude domestique des bâtiments résidentiels	48
4.4 Profil de la demande en eau chaude domestique des bâtiments non résidentiels	50
CHAPITRE 5 DIMENSIONNEMENT ET MODÉLISATION DU RÉSEAU	52
5.1 Charges aux nœuds du réseau de chauffage	52
5.1.1 Charges de design aux nœuds du réseau de chauffage	52
5.1.2 Charges horaires aux nœuds du réseau de chauffage.....	53
5.2 Dimensionnement du réseau de chauffage	54
5.3 Modélisation du réseau de chauffage.....	56
5.3.1 Modèle d'analyse hydraulique du réseau de chauffage	56
5.3.2 Modèle d'analyse thermique du réseau de chauffage	58
5.4 Charges hydraulique et thermique du réseau de chauffage	63

CHAPITRE 6 OPTIMISATION DES PARAMÈTRES OPÉRATOIRES ET SIMULATION ÉNERGÉTIQUE DU RÉSEAU	64
6.1 Optimisation des paramètres opératoires du réseau de chauffage	64
6.1.1 Paramètres d'entrée, contraintes et variable d'optimisation.....	64
6.1.2 Simulation du réseau pour les conditions de design	65
6.1.3 Critères d'optimisation.....	66
6.1.4 Paramètres opératoires optimaux	68
6.2 Simulation énergétique du réseau de chauffage.....	69
CHAPITRE 7 COÛTS D'INVESTISSEMENT ET D'OPÉRATION	70
7.1 Coût d'opération des systèmes dans les bâtiments	70
7.1.1 Détermination des systèmes actuels dans les bâtiments	70
7.1.2 Coût d'opération des systèmes actuels dans les bâtiments	72
7.1.3 Dimensionnement et coûts de conversion des bâtiments à raccorder.....	72
7.1.4 Coût d'opération des stations de transfert de chaleur des bâtiments	77
7.2 Coûts d'opération de la station de transfert de chaleur U-RCD	78
7.2.1 Dimensionnement et coût de l'échangeur de chaleur primaire.....	79
7.2.2 Coût d'opération de l'échangeur de chaleur primaire.....	81
7.2.3 Dimensionnement et coût des pompes hydrauliques du réseau de chauffage.....	82
7.2.4 Coût d'opération des pompes hydrauliques du réseau de chauffage	83
7.3 Coût du réseau de chauffage	83
CHAPITRE 8 ANALYSE ÉCONOMIQUE DU RÉSEAU	85
8.1 Les scénarios de raccordement au réseau de chauffage	85
8.2 L'analyse par zones de district.....	88
8.3 Bilan d'énergie du réseau de chauffage	89
8.4 Bilans des coûts d'investissement et d'opération	90
8.5 Analyse de rentabilité	91
8.6 Discussion des résultats des scénarios de raccordement.....	92
8.7 Discussion des résultats de l'analyse par zones.....	95
8.8 Synthèse de l'analyse et proposition du scénario de raccordement optimal.....	98
CONCLUSION.....	100
RECOMMANDATIONS	103
ANNEXE I LES RÉSEAUX DE CHAUFFAGE DE DISTRICT AU CANADA.....	105
ANNEXE II COMPARAISON DES COÛTS D'ÉNERGIE	107
ANNEXE III PARCOURS DU RÉSEAU DE CHAUFFAGE DE DISTRICT	108
ANNEXE IV EXEMPLES DE DÉCONVOLUTION DE LA DEMANDE TOTALE	109
LISTE DE RÉFÉRENCES	111

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 3.1 Variables des stations de transfert de chaleur du projet SNAB	37
Tableau 3.2 Critères de déconvolution de la demande totale	41
Tableau 4.1 Intensité de la demande en chauffage des bâtiments non résidentiels	46
Tableau 4.2 Débits volumiques en eau chaude domestique des bâtiments non résidentiels	50
Tableau 6.1 Contraintes d'optimisation.....	64
Tableau 6.2 Critères d'optimisation.....	67
Tableau 7.1 Systèmes de chauffage dans les bâtiments.....	71
Tableau 8.1 Scénarios de raccordement	86
Tableau 8.2 Résultats de la l'analyse économique des scénarios de raccordement	92
Tableau 8.3 Résultats de l'analyse économique par zones	95
Tableau 1.1 Liste partielle des réseaux de chauffage de district au Canada.....	105
Tableau 2.1 Comparaison des coûts d'énergie	107

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1 Densité d'émission de CO ₂ par habitant.....	3
Figure 1.2 Réseau de chauffage de district élémentaire.	6
Figure 2.1 Profil de la température extérieure en fonction du temps.	26
Figure 2.2 Profil de la température du sol.	27
Figure 2.4 Schéma de la station de transfert de chaleur U-RCD.	29
Figure 2.5 Schéma des stations de transfert de chaleur STC.....	30
Figure 2.6 Viscosité dynamique de l'eau en fonction de la température du fluide.	33
Figure 2.7 Nombre de Prandtl de l'eau en fonction de la température du fluide.....	33
Figure 3.1 Réseau de chauffage de district solaire du projet SNAB.	35
Figure 3.2 Stations de transfert de chaleur du projet SNAB.	38
Figure 3.3 Taux de variation de la demande totale.....	39
Figure 3.4 Déconvolution de la demande totale.....	40
Figure 4.1 Régression linéaire du profil de la demande en chauffage électrique.....	43
Figure 4.2 Intensité d'énergie des bâtiments résidentiels.....	44
Figure 4.3 Linéarisation des pertes de chaleur par conduction.....	46
Figure 4.4 Modèle statistique du profil de la demande en eau chaude domestique.	49
Figure 5.1 Charges de design aux nœuds du réseau.	52
Figure 5.2 Charges de chauffage horaires aux nœuds du réseau.	53
Figure 5.3 Charges horaires d'eau chaude domestique aux nœuds du réseau.....	54
Figure 5.4 Perte de charge hydraulique linéique admissible.	55
Figure 5.5 Schéma d'un tronçon du réseau de chauffage.	57
Figure 5.6 Diagramme des résistances thermiques du réseau de chauffage.....	59

Figure 6.1 Résultats de la simulation du réseau de chauffage.	65
Figure 6.2 Coût adimensionnels des critères d'optimisation.	68
Figure 7.1 Schéma des systèmes de chauffage des bâtiments.	73
Figure 7.2 Coût unitaire d'une station de transfert de chaleur d'un bâtiment.	74
Figure 7.3 Coût unitaire des convecteurs à l'eau chaude.	75
Figure 7.4 Coût linéaire des tuyaux du système de chauffage des bâtiments.	76
Figure 7.5 Schéma de la station de transfert de chaleur U-RCD.	79
Figure 7.6 Coût d'achat et d'installation de l'échangeur de chaleur primaire.	81
Figure 7.7 Coût d'achat et d'installation des pompes hydrauliques.	82
Figure 7.8 Coût linéaire du réseau de chauffage de district.	84
Figure 8.1 Distribution des bâtiments selon la consommation énergétique totale.	87
Figure 8.2 Distribution des bâtiments selon la distance radiale.	87
Figure 8.3 Distribution des tronçons selon la densité linéaire énergétique.	88
Figure 8.4 Zones du réseau de chauffage de district.	89
Figure 8.5 Courbes de rentabilité des zones du réseau de chauffage de district.	96
Figure 2.3 Pacours du réseau de chauffage de district.	108
Figure 3.4 Exemple 1 de déconvolution de la demande totale du projet SNAB.	109
Figure 3.5 Exemple 2 de déconvolution de la demande totale du projet SNAB.	110

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ASHRAE	American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers
CCUM	Climatisation et chauffage urbain de Montréal
CETC	Canadian energy technology centre
CRREL	Cold regions research and engineering laboratory
EPRI	Electric power research institute
fGIS	Forest geographic information system
IDEA	International district energy association
LTE	Laboratoire des technologies de l'énergie
OEE	Office de l'efficacité énergétique
RNC	Ressources naturelles Canada
SNAB	Solare Nahwärmenetz am Ackermannbogen
TPSGC	Travaux publics et services gouvernementaux du Canada
ZAE	Bayerisches Zentrum für angewandte Energieforschung

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Variables générales

A	Aire (m ²)
C_p	Chaleur spécifique (kJ/kg·K)
D	Diamètre (mm)
g	Constante gravitationnelle (m/s ²)
H	Pouvoir calorifique
h	Coefficient de convection (W/m ² ·K)
\bar{h}	Enthalpie (kJ/kg)
I	Intensité de la demande (W/m ² , MW/km ²)
\bar{I}	Intensité énergétique moyenne (kWh/m ²)
k	Conductivité thermique (W/m·K)
L	Longueur (m)
\dot{m}	Débit massique (kg/s)
P	Pression (kPa, bar)
Q	Énergie thermique (MWh)
\dot{Q}	Charge thermique (MW)
q	Consommation énergétique (kWh)
\dot{q}	Profil de demande (kW)
\bar{q}	Consommation énergétique moyenne (MWh)
$\bar{\dot{q}}$	Demande moyenne (kW)
$\hat{\dot{q}}$	Demande maximale (kW)
R	Résistance thermique (K/W)
r	Distance radiale (m)
\bar{r}	Distance radiale moyenne (m)
T	Température (°C)
\bar{T}	Température moyenne (°C)
U	Coefficient de transfert de chaleur (W/m ² ·K)

u	Vitesse (m/s)
V	Volume (m ³)
\dot{v}	Débit volumique, (m ³ /s, L/h, L/J)
W	Travail hydraulique (kWh)
\dot{W}	Charge hydraulique (kW)
x	Axe longitudinale des tuyaux (m)
y	Distance entre les tuyaux (m)
z	Profondeur des tuyaux (m)

Variables monétaires

C	Coût (\$Can)
\bar{C}	Coût moyen (\$Can)
CE	Coût d'énergie (\$Can)
CO	Coût d'opération (\$Can)
i	Taux d'intérêt (%/an)
t	Taux d'inflation (%/an)
VAN	Valeur actuelle nette (\$Can)

Nombre adimensionnels

COP	Coefficient de performance
C_s	Coefficient de simultanéité
F	Facteur multiplicatif
f	Coefficient de frottement
K	Facteur de singularité
N	Quantité (nombre)
NTU	Nombre d'unité thermique
Nu	Nombre de Nusselt
n	Exposant empirique
Pr	Nombre de Prandtl
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds

Lettres grecs

α	Diffusivité thermique (m^2/s)
β	Coefficient d'expansion thermique (K^{-1})
δ	Rugosité absolue (mm)
ε	Efficacité thermique
η	Rendement
θ	Temps
κ	Constante d'Hazen-Williams
μ	Viscosité dynamique ($N\cdot s/m^2$)
ν	Viscosité cinématique (m^2/s)
ρ	Masse volumique (kg/m^3)
σ	Écart type (kW)
ϕ	Humidité relative (%)

INDICES**Température**

<i>DE</i>	Condition de design
<i>E</i>	Air extérieur
<i>EQ</i>	Équilibre
<i>ES</i>	Eau dans le sol
<i>F</i>	Fluide caloporteur
<i>I</i>	Air intérieur
<i>S</i>	Sol

Temps

<i>a</i>	Année
<i>h</i>	Heure
<i>J</i>	Jour
<i>m</i>	Minute

Énergie

<i>B</i>	Bois (\$/Corde)
<i>EL</i>	Électricité (¢/kWh)
<i>H</i>	Huile (¢/L)
<i>P</i>	Propane (¢/L)
<i>V</i>	Vapeur à l'usine (\$/tonne)

Économique

<i>D</i>	Dépréciation
<i>R</i>	Recouvrement
<i>VP</i>	Valeur présente

Réseau de chauffage de district

<i>A</i>	Alimentation du réseau
<i>ECP</i>	Échangeur de chaleur primaire
<i>i</i>	Tronçon du réseau
<i>PH</i>	Pompe hydraulique
<i>R</i>	Retour du réseau
<i>RCD</i>	Réseau de chauffage de district
<i>T</i>	Tuyau
<i>Z</i>	Zone de district

Bâtiment

<i>BNR</i>	Bâtiment non résidentiel
<i>BR</i>	Bâtiment résidentiel
<i>C</i>	Chauffage du bâtiment
<i>CON</i>	Convecteur
<i>ECD</i>	Eau chaude domestique
<i>EFM</i>	Eau froide municipale
<i>j</i>	Bâtiment
<i>RS</i>	Retour à la sortie des stations de transfert de chaleur
<i>SAB</i>	Système actuel d'un bâtiment
<i>SCB</i>	Système de chauffage d'un bâtiment
<i>STC</i>	Station de transfert de chaleur d'un bâtiment

INTRODUCTION

La demande énergétique du procédé utilisé par une usine de pâtes et papiers est très élevée, cependant le coût de génération de vapeur est relativement faible. Souvent, ces usines sont localisées dans des petites municipalités. Le potentiel d'utilisation d'excès d'énergie s'avère être une opportunité bénéfique à la fois pour l'usine et pour la municipalité environnante. Pour le cas présent, une usine de pâte Kraft est localisée près d'une agglomération de 866 bâtiments et alimente déjà en vapeur une scierie avoisinante. Subvenir aux besoins en chauffage de la municipalité permettrait à l'usine d'accroître son rendement global et contribuer collectivement à la diminution d'émission de gaz à effet de serre de la municipalité. D'autre part, le faible coût de génération de la vapeur de l'usine de pâte Kraft comparativement au coût de chauffage à l'électricité, à l'huile, au propane ou au bois, sera un élément motivant pour les propriétaires de se raccorder au réseau de chauffage de district proposé. En somme, l'usine de pâte Kraft et la municipalité peuvent mutuellement profiter d'effets bénéfiques économiques et environnementaux. Il existe plusieurs réseaux de chauffage de district pouvant servir d'études comparatives, il faut donc souligner que la particularité du réseau de chauffage étudié consiste à desservir un territoire à faible intensité de demande en chauffage et d'eau chaude domestique. En effet, pour les 866 bâtiments de la municipalité répartis sur environ 1,3 km², près de 90% sont des résidences. Le mémoire suivant traite de l'implantation d'un réseau de chauffage de district, dans une municipalité en milieu rural, à faible intensité de consommation énergétique et alimenté par les surplus d'énergie d'une usine de pâte Kraft avoisinante.

CHAPITRE I

LES RÉSEAUX DE CHAUFFAGE DE DISTRICT

1.1 Mise en contexte

Depuis le dernier siècle, les activités humaines ont pris une ampleur considérable sur le globe terrestre laissant entrevoir quelques conséquences environnementales. L'accroissement des rejets de gaz à effet de serre dans l'atmosphère, lié à la consommation ahurissante de combustibles fossiles, est entre autre un impact qui a été depuis longtemps mesuré. Certaines études démontrent qu'une étroite corrélation existe entre la hausse de concentration de CO₂ dans l'atmosphère et le réchauffement global de la planète depuis les cinquante dernières années. Le Canada, de par son climat nordique et son économie centré sur l'exploitation des ressources naturelles, est un grand producteur mondial d'émission de gaz à effet de serre. En effet, tel qu'illustré à la figure 1.1, le Canada occupait le quatrième rang des pays de l'Annexe B, en 1996, concernant la densité d'émissions de CO₂ par habitant. En 1999, le total des émissions équivalent de CO₂ au Canada s'élevait à 650 millions de tonne, une hausse considérable comparativement aux années antérieures. Face à cette problématique, plusieurs solutions peuvent être appliquées dans divers domaine afin de contribuer directement à la diminution d'émission des gaz à effet de serre. Une application ayant depuis longtemps fait ces preuves tant sur ces effets bénéfiques économiques et environnementaux est la centralisation de la production d'énergie utilisé par les bâtiments pour subvenir à leur besoin en chauffage et en eau chaude domestique. En effet, l'énergie générée dans une centrale thermique bénéficie d'un rendement global supérieur comparativement à l'opération de systèmes de chauffage individuels et permet l'utilisation de plusieurs sources de combustible. La popularité des centrales thermiques utilisant les combustibles fossiles combinés à la biomasse pour assurer la production d'énergie prend un essor considérable dans les pays industrialisés, spécialement dans les pays européens et scandinaves. De plus, l'opportunité d'implanter un réseau de chauffage de district, alimenté par les surplus énergétiques industriels, présente des avantages forts intéressant à la fois pour la municipalité desservie et les usines avoisinantes. En récupérant l'excès d'énergie produit par les usines

pour desservir un réseau de chauffage de district, on contribue à réduire largement l'émission de gaz à effet de serre en plus d'offrir de l'énergie aux bâtiments environnants à un prix relativement bas.

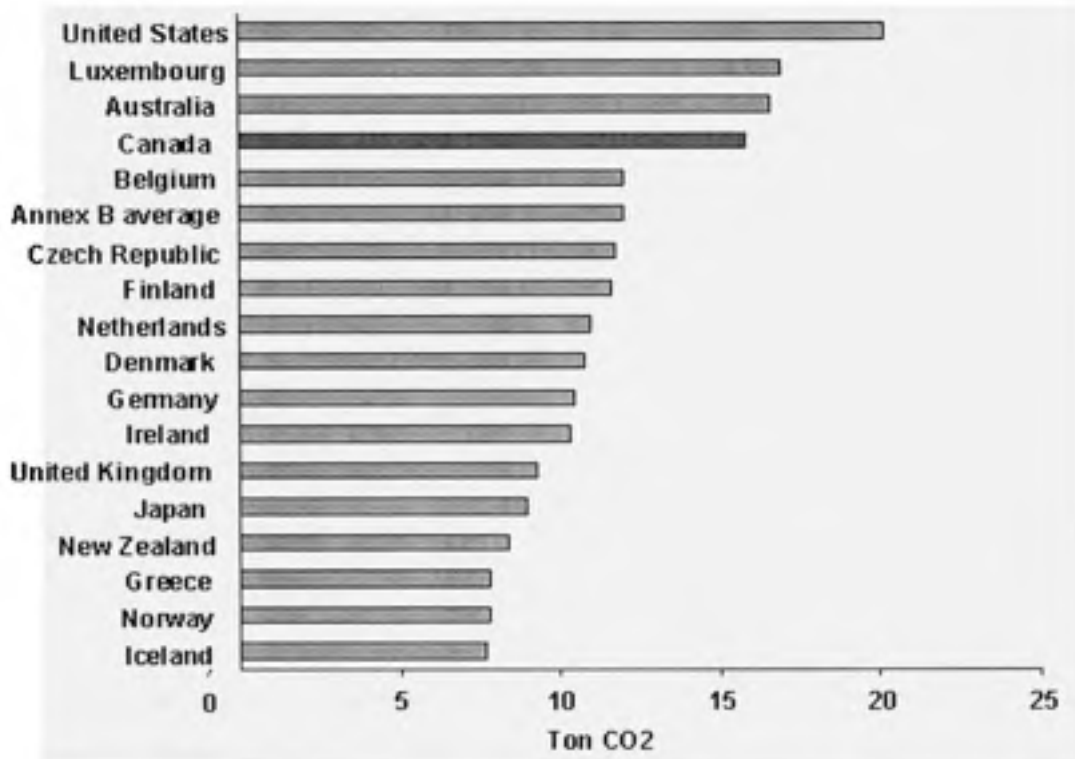


Figure 1.1 Densité d'émission de CO₂ par habitant.

(Tiré de Ressources naturelles Canada, 2007)

Source : Cette figure est tirée d'un article, provenant de l'Atlas du Canada, portant sur les changements climatiques et le stress à l'atmosphère et obtenu sur le site internet officiel de Ressources naturelles Canada.

1.2 Revue historique des réseaux de chauffage de district

Le premier réseau de chauffage de district a été construit aux États-Unis à Lockport, en 1877, et fut conçu par un ingénieur nommé Birdsill Holly. Peu de temps après, au début des années 1880, un réseau de chauffage de district fonctionnant avec la vapeur fut bâti dans la ville de

New York et demeura le plus grand réseau de distribution mondial jusque dans les années 1950. Le premier réseau de chauffage de district utilisant l'eau chaude comme fluide caloporteur fut conçu à Boston, en 1888. Cependant, vu les technologies disponibles à cette époque, la popularité d'un tel système ne pouvait pas concurrencer avec les réseaux de chauffage à la vapeur. Le premier réseau de chauffage de district européen fut construit en 1900, en Allemagne, dans la ville de Dresden. Le concept fut rapidement répandu dans plusieurs villes allemandes dans les années 1920 et dans plusieurs autres pays européens. Au Danemark, le premier réseau de chauffage de district apparut en 1925 dans la ville de Copenhagen. En 1948, la municipalité de Karlstad en Suède construisit le premier réseau de chauffage de district du pays. La popularité de construire des centrales thermiques en Europe a pris son essor entre la première et deuxième guerre mondiale. Par la suite, les ravages causés par la seconde guerre ont fortement contribué à l'expansion des réseaux de chauffage de district lors de la reconstruction des villes. Une croissance de l'implantation des réseaux de chauffage de district est survenue entre les années 1975 et 1985 grâce au développement des centrales thermiques principalement lié à la crise du pétrole de 1973.

La Suède est le pays où les réseaux de chauffage de district sont le plus implémentés dans la communauté. En 2000, la chaleur utilisée par les réseaux de chauffage de district à travers le pays a été évaluée à 40 TWh, totalisant une capacité thermique de 2000 MW. Par contre, le potentiel de cogénération est relativement faible comparativement à d'autres pays puisque l'électricité est produite majoritairement par l'énergie nucléaire et hydraulique. La collaboration entre le secteur industriel et les réseaux de chauffage de district concernant la gestion des surplus d'énergie générés par les usines est très développée. Environ 3,5 TWh d'excès d'énergie industrielle sont annuellement vendus aux municipalités pour assurer les demandes en chauffage et en eau chaude domestiques des bâtiments. La première centrale de chauffage combinant l'énergie solaire et la biomasse, pour satisfaire la demande d'un réseau de chauffage de district, a vu le jour en 1994 à Tschantschendorf, dans un petit village en province de Burgenland en Autriche. L'installation comprend 307 m² de collecteur solaire pouvant fournir 7350 litres d'eau chaude quotidiennement au réseau de distribution dont l'étendue est de 2,12 km. La demande annuelle totale du réseau est de 899 MWh alors qu'en

période hors pointe, de mai à septembre, la demande n'est que de 100 MWh. En 1997, on comptait 359 centrales de chauffage à la biomasse desservant des petits réseaux de chauffage de district pour une capacité totalisant 483 MW sur tout le territoire autrichien. Le tableau 1.1 (*Voir annexe I, p.105*) présente la liste partielle des réseaux de chauffage de district au Canada et contient les informations suivantes (CCUM, 2007) : *(i)* la localisation du réseau de chauffage; *(ii)* la date de création; *(iii)* la charge thermique; *(iv)* les sources d'énergie.

1.3 Éléments fondamentaux d'un réseau de chauffage de district

Le principe de fonctionnement d'un réseau de chauffage de district est de distribuer la chaleur produite dans une centrale thermique vers des bâtiments récepteurs afin de subvenir à leur besoins en chauffage, en eau chaude domestique ou à des procédés quelconques. L'énergie desservis aux bâtiments résidentiel, commercial et industriel est transportée à travers un réseau via un fluide caloporteur, soit l'eau chaude ou la vapeur. L'implantation d'un réseau de chauffage de district devient particulièrement intéressante d'un point de vue économique lorsque l'intensité de la demande énergétique totale d'un territoire est élevée. Un réseau de chauffage de district comprend trois composantes de bases, tel qu'illustré à la figure 1.2, soit la centrale thermique, le réseau de distribution de chaleur et les systèmes de chauffage des bâtiments récepteurs. La centrale thermique peut générer l'énergie requise par le réseau de chauffage via : *(i)* des chaudières brûlant des combustibles fossiles; *(ii)* des chaudières brûlant de la biomasse; *(iii)* des incinérateurs à déchet; *(iv)* une source géothermique; *(v)* une source solaire; *(vi)* la cogénération; *(vii)* la récupération des surplus d'énergie industriels. Chaque bâtiment desservis reçoit de la chaleur, via la pompe hydraulique du réseau de chauffage de district, afin d'assurer ses besoins en chauffage et en eau chaude domestique.

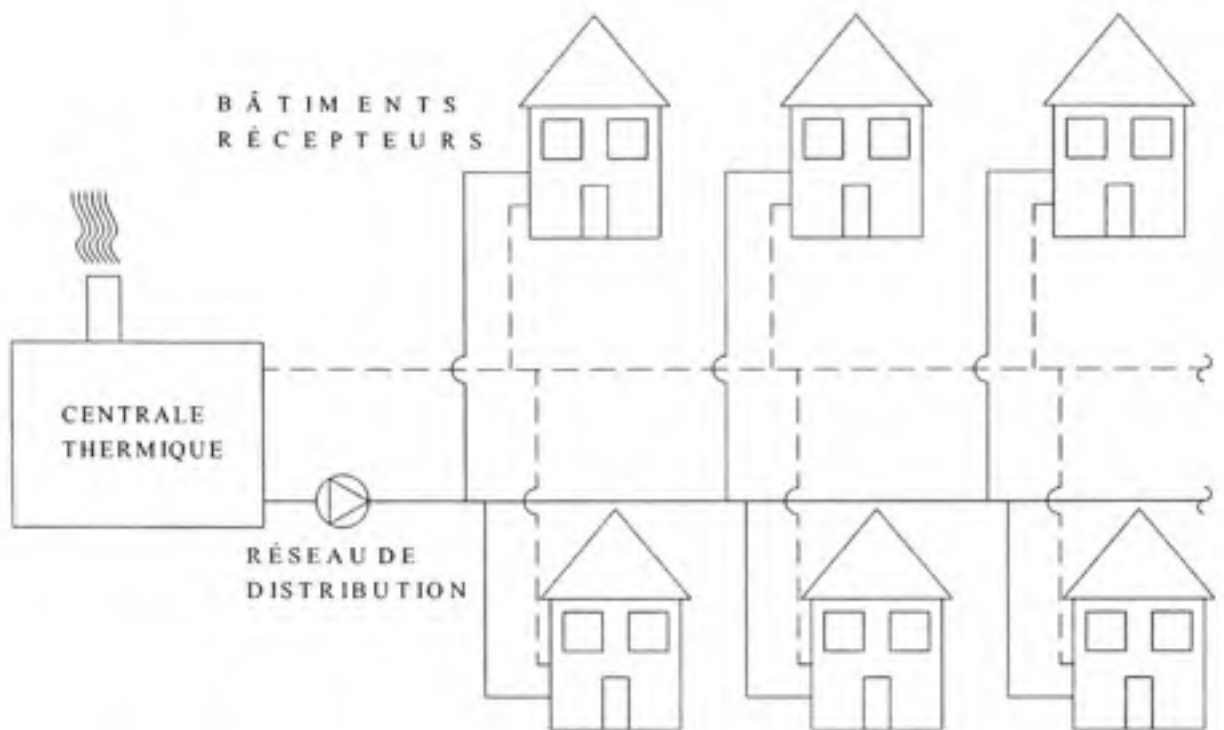


Figure 1.2 Réseau de chauffage de district élémentaire.

Le choix du fluide caloporteur dans un réseau de chauffage de district est l'élément primaire de la conception du système. D'un point de vue hydraulique, l'utilisation de la vapeur présente l'avantage d'être transportée à haute pression alors que pour l'eau chaude, il faut absolument une station de pompage qui implique une consommation électrique supplémentaire. La chaleur latente de la vapeur contient beaucoup plus d'énergie que la chaleur sensible de l'eau, par conséquent, les réseaux de chauffage à la vapeur fonctionnent avec un débit massique plus faible que les réseaux à l'eau chaude. La faible masse volumique de la vapeur implique une grande vitesse d'écoulement du fluide à travers les tuyaux du réseau de chauffage. Comparativement à un système utilisant l'eau chaude, les tuyaux d'alimentation doivent avoir un diamètre plus grand pour transporter la vapeur alors que les tuyaux de retour d'eau condensée peuvent être dimensionnés plus petits. La complexité d'un réseau de chauffage à la vapeur implique des coûts de maintenance plus grands et des problèmes de corrosion plus importants que les réseaux de chauffage à l'eau chaude. De plus, la vapeur surchauffée à haute température est associée à des pertes de chaleur à travers le

réseau plus grandes que pour les réseaux de chauffage à l'eau chaude. Les réseaux de chauffage peuvent être conçus pour opérer : (i) à haute température, soit supérieur à 180°C; (ii) à moyenne température, soit entre 120°C et 180°C; (iii) à basse température, soit entre 60°C et 120°C.

Il existe essentiellement deux types de fonctionnement pour les réseaux de chauffage de district, soit les réseaux à débit massique constant ou variable. Généralement, les réseaux conçus pour un débit constant sont utilisés lorsque le coût d'opération des pompes hydrauliques et l'étendu du réseau de chauffage sont faibles. Ce type d'arrangement permet d'éliminer les problèmes de balancement hydraulique du réseau de chauffage. La température d'alimentation est ajustée pour satisfaire la plus grande demande en chauffage ou en eau chaude domestique d'un bâtiment. Pour les réseaux de chauffage à débit massique variable, le différentiel de température doit être maintenu le plus grand possible afin de minimiser le travail hydraulique des pompes. Lorsque le réseau fonctionne en charge partielle, il est possible de réduire le débit massique, à l'aide d'une valve à trois voies ou d'un variateur de fréquence installé sur les pompes hydrauliques, afin de maintenir une température de retour constante. Idéalement, le dimensionnement des tuyaux et l'épaisseur d'isolant appliquées doit être déterminée par une analyse économique du réseau de chauffage de district. Pour les réseaux de chauffage à la vapeur, la vitesse fluide recommandée varie entre 60 à 75 m/s (IDEA, 1983). Pour les réseaux de chauffage à l'eau chaude, le critère européen de perte de pression linéaire est de 100 Pa/m (BØhm, 1988). La charge maximale considérée pour concevoir le réseau de chauffage doit tenir compte d'un facteur d'utilisation dû à la diversité de la demande en chauffage et des habitudes de consommation en eau chaude domestique des bâtiments.

Le raccordement des bâtiments au réseau de chauffage peut se faire de deux façons, soit par raccordement direct ou indirect. Dans le premier cas, le système de chauffage du bâtiment et l'échangeur de chaleur pour l'eau chaude domestique sont directement raccordés au réseau de chauffage. Ce type de raccordement implique des faibles coûts d'équipements mais présente des risques de contamination du réseau de chauffage de district. Pour le deuxième

cas, on crée une boucle secondaire pour le système de chauffage du bâtiment en ajoutant une station de transfert de chaleur, munie d'une pompe hydraulique, raccordée au réseau de chauffage. Ce type de raccordement a pour avantage de ne pas avoir d'incidence sur le réseau de chauffage quant à la pression statique auxquels les systèmes de chauffage des bâtiments fonctionnent. De plus, les risques de contamination du réseau sont nuls puisque les courants sont séparés. Par contre, l'ajout d'une station de transfert de chaleur implique des coûts d'investissement majeurs pour les consommateurs.

1.4 Études techniques menées sur les réseaux de chauffage

L'étude suivante a été réalisée par le département de génie mécanique de l'université de Atatürk en Turquie. Le sujet traité est l'évaluation des pertes d'énergie et d'exergie à travers un réseau de chauffage de district (Çomaklı, 2004). Le réseau de chauffage de district du campus universitaire d'Atatürk en Turquie, une des villes les plus froides du pays, est soumis à une analyse visant à prévoir l'exergie totale perdue à travers les tuyaux. Le réseau de chauffage à l'eau chaude s'étend sur environ 12 km et assure le chauffage des bâtiments universitaires ainsi que la production d'eau chaude domestique. Le réseau opère avec des températures d'alimentation et de retour respectives de 175°C et 110°C et une pression d'alimentation de 15 bars. Les systèmes de chauffage dans les bâtiments fonctionnent avec des températures d'alimentation et de retour de 85°C et 65°C. L'exergie perdue à travers le réseau tient compte des résistances thermiques des tuyaux, des dimensions du tunnel et de la nature du sol. L'exergie contenu dans le fluide caloporteur est déterminé en fonction de l'entropie et l'exergie électrique fournie par les pompes hydrauliques. L'exergie perdue est due : (i) au transport de l'énergie dans le réseau; (ii) aux forces de dissipations visqueuses; (iii) au phénomène irréversible d'échange de chaleur dans les stations de transfert de chaleur à tubes. Les pertes totales de chaleur à travers le réseau, évaluées en fonction d'une température extérieure moyenne, sont de 8,62% alors que selon Poredos et Kitonovski les pertes de chaleur se situent entre 8 et 10 % de la charge thermique totale du réseau. On constate que si l'épaisseur de l'isolant des tuyaux est augmentée de 8 cm à 20 cm, alors les pertes de chaleur à travers le réseau décroissent de 25%. La circonférence du tunnel à un

impact négligeable sur le transfert de chaleur vers l'environnement. En somme, environ 16% de l'exergie est perdue dans le réseau de chauffage et à travers les stations de transfert de chaleur des bâtiments. L'exergie totale perdue augmente de 0,75% pour chaque tranche d'augmentation de température d'alimentation de 10°C, ce qui est par conséquent un élément incitateur pour minimiser la température d'alimentation d'un réseau de chauffage de district.

L'étude suivante a été réalisée grâce à la collaboration de trois institutions danoises : (i) le centre de technologie de chauffage de district; (ii) les laboratoires de chauffage et d'air climatisé; (iii) l'institut de mathématique et de recherche opérationnel de l'université technique du Danemark. Le sujet traité est l'optimisation des paramètres opératoires d'un réseau de chauffage de district (Larsen, 2002). Le réseau de chauffage de district d'Ishoej, au Danemark, situé à proximité de Copenhague, comprend au total 17 stations de transfert de chaleur intermédiaires et s'étend sur 7 km. La problématique considérée est de maintenir une température d'alimentation minimale dans le réseau de chauffage de district en tenant compte des charges de chauffage horaires des bâtiments, du temps de réaction du réseau de chauffage et du type d'unité de production de chaleur à la centrale thermique. L'objectif est de minimiser les coûts opérationnels du réseau de chauffage de district, en utilisant la méthode des nœuds qui sert de liaison entre le réseau de chauffage de district et les bâtiments raccordés. La méthode des nœuds consiste à associer des informations techniques telles les charges de chauffage et d'eau chaude domestique, le débit massique, la température et le diamètre des tuyaux pour chaque point du réseau où le débit est divisé. Trois scénarios sont proposés pour optimiser la configuration de l'unité de production de chaleur à la centrale thermique : (i) deux chaudières à l'énergie fossile, soit une première chaudière au charbon qui assure une production continue et une deuxième chaudière au gaz naturel qui fonctionne en période de pointe seulement; (ii) une seule chaudière au gaz et un générateur électrique alimenté par une turbine à vapeur; (iii) un système récupérant la vapeur condensée dans un stage intermédiaire de la turbine. Les rendements des chaudières et des pompes hydrauliques sont considérés constants tout au long des simulations énergétiques. La simulation du réseau de chauffage résulte d'une température d'alimentation optimale de 117°C.

L'étude suivante a été réalisée par trois institutions allemandes : (i) l'institut de physique théorique de l'université de Würzburg; (ii) l'institut de recherche sur les impacts climatiques de Postdam; (iii) le département de génie électrique de Hambourg. Le sujet traité est l'optimisation d'un réseau de chauffage de district solaire impliquant un réservoir thermique, une pompe à chaleur et de la cogénération (Lindenberger, 2000). Un modèle de simulation dynamique d'énergie, d'émission de gaz à effet de serre et d'optimisation des coûts est utilisé pour l'analyse du réseau de chauffage. Le but est d'optimiser l'intégration et le couplage de différents systèmes, tels les chaudières à condensation, les pompes à chaleur à compression mécanique et à absorption et la cogénération, afin de desservir un réseau de chauffage de district solaire conventionnel. Pour atteindre l'objectif, il faut minimiser le coût des équipements et la consommation d'énergie non renouvelable pour la production de chaleur et d'électricité de la municipalité de Würzburg. La problématique est la suivante, si plus de 20% de la consommation totale énergétique peut être assurée par l'énergie solaire, alors l'intégration des collecteurs solaires est économiquement viable. Par conséquent, plus on augmente la surface totale des collecteurs solaires, plus le volume du réservoir pour emmagasiner l'énergie augmente également. Les dimensions du réservoir thermique et des collecteurs solaires sont limités par les coûts d'investissement. La municipalité de Würzburg comprend 100 bâtiments résidentiels caractérisés par; (i) une superficie moyenne de 140 m²; (ii) une consommation énergétique en chauffage annuelle de 4200 kWh; (iii) un système de chauffage à plancher radiant impliquant une basse température d'alimentation de 65°C. L'énergie thermique totale annuelle du réseau de chauffage de district est de 616 MWh, la charge thermique est de 753 kW et les pertes de chaleur à travers le réseau sont évaluées à 7% de l'énergie thermique totale. Différents scénarios sont étudiés concernant la production d'énergie à la centrale thermique. Dans un premier temps, il est possible d'utiliser uniquement une chaudière à condensation pour assurer la majeure partie de la demande en chauffage et combiner l'énergie solaire pour satisfaire la demande en chaude domestique en période estival. Deuxièmement, il est possible d'utiliser une pompe à chaleur mécanique ou à absorption pour puiser en période hivernale l'énergie solaire à basse température (35°C) emmagasinée durant l'été dans le réservoir thermique et l'amener à plus haute température (65°C) pour alimenter le réseau de chauffage de district. Troisièmement, la cogénération est

envisagée pour fournir la chaleur au réseau par récupération de chaleur via le condenseur d'une turbine produisant l'électricité pour la municipalité. En somme, l'étude démontre que la combinaison de cogénération et d'énergie solaire à la centrale thermique peut permettre de combler 29% de la demande en chauffage de la municipalité. De plus, l'implémentation de ces systèmes contribue directement à réduire l'émission de CO₂ d'environ 34% par rapport à un système utilisant 100% d'énergie fossile.

L'étude suivante a été réalisée par l'institut de recherche interdisciplinaire et d'éducation continue de l'université de Klagenfurt en Autriche. Le sujet traité est la combinaison de l'énergie solaire et de la biomasse pour alimenter un réseau de chauffage de district (Faninger, 2000). Une application de plus en plus populaire prend de l'ampleur en Autriche, soit celle de combiner des sources d'énergie renouvelables pour desservir les réseaux de chauffage de district. En accordance avec le déphasage entre les périodes de grand potentiel de radiation solaire et la demande en chauffage des bâtiments, l'énergie solaire peut être accumulée dans un réservoir saisonnier. D'une part, l'énergie solaire peut être directement utilisée durant la saison estivale pour recouvrir la demande en eau chaude domestique et elle peut être également stockée, pour être utilisée durant l'hiver afin de chauffer les bâtiments. Le problème considéré est que les dimensions des collecteurs solaires et du réservoir thermique d'un système de chauffage solaire, pour un bâtiment résidentiel typique, peuvent respectivement atteindre 20 à 30 m² de surface et 1000 à 1500 Litres de volume pour couvrir 20 à 40% des demandes en chauffage et en eau chaude domestique du bâtiment. L'immensité de ces systèmes individuels devient économiquement difficile à implanter, alors qu'en centralisant le réservoir de stockage, 78% de la demande en chauffage des bâtiments peut être assurée et 29% de l'énergie solaire peut être directement utilisée en été pour produire l'eau chaude domestique. Théoriquement, une centrale de chauffage utilisant la biomasse combinée avec l'énergie solaire peut satisfaire 100% de la demande en chauffage et en eau chaude domestique d'un réseau de chauffage de district. Le désavantage des réseaux de chauffage utilisant la biomasse comme source d'énergie principale est l'inefficacité des chaudières à opérer durant les périodes où la demande en chauffage des bâtiments est faible. Le problème typique résulte en une chaudière à la biomasse surdimensionnée, causé par une

répartition annuelle inégale de la demande en chauffage. En couplant l'énergie solaire au système principal, cela permet d'arrêter la chaudière en période hors pointe et d'assurer la production en eau chaude domestique en utilisant l'énergie solaire directement. En période de pointe, la consommation de biomasse peut être réduite en utilisant l'énergie solaire stockée dans le réservoir saisonnier durant l'été. L'étude montre qu'en période hors pointe, l'énergie solaire peut assurer 89% de la demande en eau chaude domestique et en période de pointe l'énergie solaire stockée peut potentiellement assurée 14% de la demande en chauffage du réseau.

L'étude suivante a été réalisée par le département d'énergie appliquée de l'école de génie mécanique de l'institut de technologie de Cranfield au Royaume-Unis. Le sujet traité porte sur l'application d'une technique de différence finie pour l'optimisation de la localisation des tuyaux d'alimentation et de retour d'un réseau de chauffage de district (Babus'Haq, 1990). Le transfert de chaleur vers l'environnement du fluide caloporteur d'un réseau de chauffage de district en régime permanent a été étudié en fonction de différentes positions des tuyaux d'alimentation et de retour. Pour ce faire, un modèle mathématique utilisant une technique de calcul par éléments finis a été développé pour prévoir les phénomènes de propagation de chaleur. Un segment du réseau de chauffage de district a été modélisé avec une configuration impliquant un tuyau d'alimentation à une température de 55°C et un tuyau de retour à une température de 35°C, enfouies sous la terre dans un tunnel thermiquement isolé. Le diamètre et la longueur de tuyau des sections analysées sont respectivement de 27,5 mm et 650 mm. On observe que si le tuyau de retour à basse température est localisé au-dessus du tuyau d'alimentation à haute température, alors on obtient une solution triviale favorisant les pertes de chaleur vers l'environnement. On trouve que la configuration conventionnelle, soit les deux tuyaux installés côte à côte dans un plan horizontal, n'est pas la position optimale. Les résultats démontrent que les pertes de chaleur sont minimisées lorsque le tuyau d'alimentation est centré dans le tunnel et que le tuyau de retour est horizontalement centré en-dessous du tuyau d'alimentation. On trouve théoriquement que l'excentricité verticale optimale entre les tuyaux d'alimentation et de retour est de 710 mm entraînant une diminution des pertes de chaleur d'environ 2% par rapport à la configuration

conventionnelle. La superposition des tuyaux permet de réduire significativement les coûts d'excavation puisque la largeur du tunnel peut être diminuée. On utilise désormais cette configuration dans plusieurs nouveaux projets, notamment pour la construction du réseau de chauffage de district de la ville de Jyvaskyla en Finlande.

L'étude suivante a été réalisée par l'institut de physique technique de l'université de Catania en Italie. Le sujet traité porte sur l'amélioration d'un réseau de chauffage de district à l'aide d'une approche exergetique (Adamo, 1997). Une méthode d'analyse a été appliquée au réseau de chauffage de district de la ville de Brescia en Italie en tenant compte : *(i)* de l'exergie perdue à travers le réseau de chauffage par les forces de dissipation visqueuses et le transfert de chaleur du fluide vers l'environnement; *(ii)* des coûts d'opération; *(iii)* de l'épaisseur de l'isolant sur les tuyaux. Le but est de trouver une fonction objective permettant de minimiser les coûts opératoires et les coûts d'infrastructure du réseau de chauffage. Une procédure de calcul itérative est appliquée afin de trouver le diamètre des tuyaux optimal pour chaque tronçon du réseau de chauffage de district. L'entropie du fluide est déterminée en calculant le débit massique et la température du fluide dans chaque tronçon. Le réseau de chauffage est caractérisé par une température d'alimentation de 140°C, une pression de 14 bar et un parcours s'étalant sur approximativement 300 km de longueur. Le réseau de chauffage assure la production d'eau chaude domestique des bâtiments dont la surface totale est de 30 millions de mètres carrés. Les résultats obtenus démontrent qu'une économie potentielle annuelle de 55380 SUS pour tout le réseau de chauffage de district peut être réalisée en modifiant les tuyaux installés.

1.5 Avantages économiques et environnementaux d'un réseau de chauffage

Les avantages liés à l'implantation d'un réseau de chauffage de district sont nombreux. Premièrement, pour les bâtiments non résidentiels possédant des équipements de grande capacité, les coûts d'opérations, de maintenance et de réparation des systèmes sont largement réduits et l'espace libre du bâtiment est accrue puisque les systèmes de production de chaleur sont à l'extérieur des bâtiments. L'efficacité énergétique d'un système centralisé permet

d'obtenir un rendement thermique supérieur et une diminution des émissions de gaz à effet de serre. Pour les centrales thermiques utilisant des combustibles fossiles, les chaudières sont souvent conçues pour brûler plusieurs types de carburant, soit l'huile, le gaz ou le charbon et permettre ainsi d'utiliser le combustible le moins dispendieux pour la période courante. De plus, il est possible pour certain centre de production de chaleur, tel les usines de procédé, de faire de la cogénération ou de vendre leur surplus d'énergie aux municipalités environnantes.

L'étude suivante a été réalisée par les facultés de technologie et de sciences appliquées de l'université de Delft au Pays-Bas. Le sujet traité porte sur l'intégration d'un concept de récupération des rejets de chaleur industrielle pour desservir un réseau de chauffage de district (Ajah, 2006). Des études de faisabilité technique, économique, institutionnelle et environnementale ont été menés dans la ville de Delft sur la possibilité d'utiliser la chaleur résiduelle industrielle d'une usine de procédés pharmaceutiques pour alimenter un réseau de chauffage. Trois systèmes sont envisageables pour récupérer l'énergie résiduelle à basse température de l'usine (25 – 35°C) et l'augmenter à haute température (170 – 210°C) pour alimenter le réseau de chauffage. Le choix optimal du système d'extraction de chaleur, en considérant les aspects techniques et économiques, s'arrête sur une pompe à chaleur à absorption. La modélisation de la demande en chauffage des bâtiments est basée sur la méthode des degrés jours, résultant d'une consommation énergétique totale annuelle en chauffage et en eau chaude domestique de 780 TJ et d'une charge maximale instantanée de 35 MW. Les bâtiments à proximité de l'usine pharmaceutique se trouvent dans un rayon compris entre 2 et 6 km alors que le réseau de distribution s'étale sur une longueur totale de 182 km. Le réseau de distribution est construit avec des tuyaux préfabriqués et les pertes totales d'exergie sont évaluées à environ 6 MW. Les rejets énergétique annuel de l'usine sont évalués à 100 TJ et peuvent fournir 3,2 MW de chaleur instantanée à basse température. L'étude démontre que le projet est techniquement, économiquement et institutionnellement réalisable en plus de réduire considérablement le taux d'émission de gaz à effet de serre de la municipalité.

L'étude suivante a été réalisée en partenariat avec le laboratoire d'énergétique industrielle du département de génie mécanique de l'École polytechnique de Lausanne en Suisse et le département de génie mécanique de l'institut d'énergie de la polytechnique de Virginie aux États-Unis. Le sujet traité porte sur l'analyse d'un réseau de chauffage de district géothermique (Dlugosz, 2003). Dans le sud de la Pologne, à Banska Nizna, une centrale géothermique a été construite entre les années 1996 et 1998 afin de desservir le réseau de chauffage de district de la ville de Podhale répertoriant environ 200 résidences. En 2002, le réseau de chauffage s'étendit sur une longueur de 56,5 km afin de desservir les 800 bâtiments de la ville de Zakopane. La centrale thermique de Zakopane possède deux chaudières à condensation au gaz de 10 MW et une chaudière supplémentaire de 14,7 MW pouvant alternativement consommer du gaz ou de l'huile. Le réseau de chauffage est conçu pour fonctionner avec une température d'alimentation de 90°C et une température de retour de 50°C. Des stations de transfert de chaleur intermédiaires sont installées à l'entrée de la ville à travers lesquelles la température d'alimentation passe de 90°C à 82°C. L'implantation de stations de transfert de chaleur intermédiaires était nécessaire vu la dénivellation du territoire qui atteint 260 m entre la centrale géothermique de Banska Nizna et les bâtiments de la municipalité de Zakopane. Le bassin géothermique de Podhale est situé à une profondeur variant entre 2200 à 3400 m sous la terre. La température moyenne de l'eau est de 87°C et le débit volumique extrait peut atteindre 550 m³/h. En 2001, la source pouvait fournir 67 MW de chaleur instantanée et 250 TJ d'énergie annuelle (accrue à 500 TJ pour l'année 2005). Une étude comparative des coûts de combustible de la ville de Zakopane montre que le charbon demeure moins cher que l'énergie soutirée dans le bassin géothermique. Cependant, toutes les autres sources d'énergie tels les combustibles dérivés du pétrole et le gaz naturel sont respectivement plus dispendieuses de 17% et 75% que l'énergie géothermique. L'étude démontre qu'une diminution de 50% des émissions de dioxyde de soufre (SO₂) a été enregistré après la mise en opération du réseau de chauffage géothermique.

L'étude suivante a été réalisée par la division des systèmes énergétiques du département de génie mécanique de l'université de Linköping en Suède. Le sujet traité porte sur le rôle

d'une usine de pâte et papier couplé à un réseau de chauffage de district (Gebremedhin, 2003). Une usine de papier située à Borlänge en Suède, produisant des journaux et des magazines, est caractérisée par une demande annuelle en vapeur de 3240 TJ. Les sources d'énergie utilisées à l'usine sont le bois, l'écorce, le charbon, l'huile et l'électricité. Une usine thermomécanique avoisinante récupère une grande partie de l'énergie produite par l'usine de pâte et papier et compte investir dans l'achat d'une nouvelle chaudière d'une capacité de 130 MW. La municipalité de Borlänge possède un réseau de chauffage de district depuis déjà 30 ans, dont 28% des bâtiments desservis sont des résidences. Trois pompes à chaleur récupérant les surplus énergétiques de l'usine contribuent à 71% de la demande du réseau de chauffage alors que le reste de l'énergie est produite via des chaudières utilisant des combustibles fossiles. La demande totale annuelle du réseau de chauffage prévoit être augmentée de 1440 TJ d'ici les prochaines années afin d'alimenter une municipalité voisine, soit la ville de Falun, caractérisée par 60% de logement à loyer, 4% de bâtiment résidentiel et une demande en chauffage de 30 MW. Un scénario de référence impliquant aucune collaboration entre l'usine et les municipalités est comparé à un scénario focalisé sur la vente des surplus d'énergie industriels au réseau de chauffage de district. Bien que la prolongation du réseau de chauffage de district jusqu'à la municipalité voisine implique des coûts d'investissement supplémentaires, la valeur actuelle nette du projet démontrent clairement le potentiel économique découlant de la coopération entre l'usine et les municipalités.

L'étude suivante a été réalisée par le centre d'analyse économique d'Oslo en Norvège. Le sujet traité porte sur les coûts sociaux d'un réseau de chauffage de district dans un pays à faible population (Bowitz, 2001). Le contexte norvégien actuel propose l'électricité comme source d'énergie la moins dispendieuse pour le chauffage des bâtiments. Bien que les réseaux de chauffage de district aient depuis longtemps prouvé leurs effets bénéfiques environnementaux, il est cependant possible qu'un réseau desservant un territoire à faible intensité de demande énergétique ne soit économiquement pas rentable. Une méthode d'analyse économique et environnementale a été développée afin d'analyser l'impact social de l'implantation d'un réseau de chauffage de district. L'outil est basé sur une analyse comparative des coûts d'opération, d'infrastructure du réseau de distribution et des coûts

équivalents environnementaux liés à l'émission de gaz à effet de serre dans l'atmosphère. Deux scénarios différents de raccordement des bâtiments au réseau de chauffage sont comparés avec un modèle de référence, lequel suppose que tous les bâtiments possèdent initialement un système de chauffage électrique individuel. Le premier scénario de raccordement au réseau de chauffage propose une pompe à chaleur mécanique opérant avec un coefficient de performance de 3.0 et puisant son énergie dans une source géothermique pouvant fournir annuellement 141 GWh d'énergie pour le chauffage des bâtiments. De plus, une chaudière au mazout assure 30% de la consommation totale annuelle en période de pointe. Le deuxième scénario de chauffage de district implique une chaudière à la biomasse, utilisant la matière résiduelle des industries forestières, fournissant annuellement 49 GWh et couplée à une chaudière au mazout supportant partiellement la demande en chauffage. Pour chaque scénario, les coûts opérationnels du réseau de chauffage, les coûts environnementaux équivalents dus aux rejets de produit de combustion et les coûts d'investissement initiaux sont considérés. Les scénarios sont par la suite comparé avec le modèle de référence et soumis à une analyse sensitive afin d'ajuster l'importance sociale des coûts. Finalement, l'analyse comparative démontre que l'implantation d'un réseau de chauffage de district s'avère bénéfique sur un territoire où l'intensité de la demande énergétique est faible. De plus, l'étude démontre que l'utilisation d'une chaudière à la biomasse comme générateur d'énergie primaire est plus avantageux qu'une pompe à chaleur géothermique utilisé pour extraire l'énergie du sol.

L'étude suivante a été réalisée par le département de génie des ressources minérales de l'université technique de Crete en Grèce. Le sujet traité porte sur le potentiel d'utilisation d'énergie géothermique pour desservir un réseau de chauffage de district (Agioutantis, 2000). Dans la région de Korinthos, en Grèce, se trouve des réservoirs naturels géothermiques potentiellement utilisables pour alimenter le réseau de chauffage de la municipalité de Sousaki qui compte environ 700 bâtiments. Les sources géothermiques se trouvent à deux niveaux sous terrain différents, soit quatre réservoirs en surfaces à des profondeurs variant entre 104 m et 126 m et deux réservoirs se trouvant respectivement à 902 m et 1080 m de profondeur. Ces six réservoirs sont environ à 5.5 km de la ville et la température de l'eau des

sources géothermiques varient entre 50°C et 70°C pour les quatre réservoirs de niveau supérieur et de 58°C à 62°C pour les deux réservoirs de niveau inférieur. La consommation énergétique annuelle en chauffage des bâtiments de la municipalité, évaluée selon la méthode des degrés jours, est de 4,7 GWh alors que la charge maximale instantanée totale s'élève à 5.7 MW. L'infrastructure du réseau de chauffage comprend : (i) une station de pompage pour extraire le fluide des sources géothermiques; (ii) une station de transfert de chaleur primaire; (iii) une conduite de transport principal acheminant le fluide caloporteur vers la municipalité. Un réseau de distribution primaire est raccordé directement à la ligne de transport principale et se divise en sept branches pour desservir les 36 tronçons alimentant les bâtiments de la municipalité. La ligne de transport principal a un débit volumique de 150 m³/h et les pertes de chaleur à travers les tuyaux sont évalué à 173 kW. L'étude de faisabilité révèle que la réalisation de ce projet permettrait à la municipalité de réduire annuellement la consommation d'huile de chauffage de 474 tonnes et de diminuer les émissions de CO₂ dans l'atmosphère de 1516 tonnes.

1.6 Utilisation des sources d'énergie renouvelables

Huit exemples tirés d'une brochure portant sur l'utilisation des sources d'énergie renouvelables pour les réseaux de chauffage de district dans les pays européens et scandinaves ont été répertorié (Euroheat, 2003). Les sujets traitent des réseaux de chauffage de district utilisant : (i) la biomasse; (ii) l'énergie géothermique; (iii) l'énergie solaire; (iv) la chaleur provenant de l'incinération des déchets et les surplus d'énergie industriels.

La consommation énergétique annuelle de paille au Danemark comme combustible est de 11,9 PJ, ce qui représente 1,4% de la production totale d'énergie du pays. La paille est fréquemment utilisée dans les usines comme combustible auxiliaire pour les chaudières. Le réseau de chauffage de district de Maribo-Sakskøbing au Danemark, situé à 140 km au sud de Copenhague, utilise la paille comme combustible. La capacité du réseau de chauffage de district est de 9 MW et la centrale thermique produit également 20 MW d'électricité. L'énergie produite par la paille couvre 90% des besoins en chauffage de la municipalité. La

centrale thermique consomme annuellement plus de 40000 tonnes de paille achetées aux agriculteurs locaux. Les cendre de combustion de la paille sont ensuite retournés aux agriculteurs afin d'être utilisé comme fertilisant agricole. La paille présente un rendement de combustion d'environ 89% et les émissions de CO₂, SO₂ et NO_x sont considérablement réduit. La ville de Förssa, situé à 100 km à l'ouest d'Helsinki en Finlande, compte environ 19000 habitants. Un réseau de chauffage de district d'une capacité de 17 MW assure les besoins en chauffage de la ville. La centrale thermique, utilisant la biomasse pour subvenir aux besoins en chauffage et en électricité de la municipalité, produit annuellement 192 GWh de chaleur et 59 GWh d'électricité. Les sources de combustible utilisées sont : (i) les résidus de bois industriel (54%); (ii) les copeaux de bois provenant des forêts (34%); (iii) la tourbe (6%); (iv) la récupération de combustible (4%); (v) autre (2%). En période de pointe, deux chaudières au mazout sont nécessaires pour soutenir la production de chaleur.

Le réseau de chauffage de district de la ville de Ferrara, en Italie, s'approvisionne en énergie dans une source géothermique à une température de 100°C. Le débit massique d'eau extrait de la source est de 400 m³/h, équivalent à une capacité potentielle de 14 MW. Le fluide extrait est utilisé pour satisfaire les besoins en chauffage et en eau chaude domestique des bâtiments résidentiels. Une pompe à chaleur à absorption, directement alimentée par l'énergie géothermique, est utilisée pour refroidir les bâtiments durant l'été. La centrale thermique du réseau de chauffage reçoit également 8 MW de chaleur par cogénération et 3,44 MW d'électricité d'une usine d'incinération de déchet municipal. Une chaudière au gaz de 66 MW est utilisée pour compenser la demande lors des périodes de pointes. Le réseau de chauffage de district de la ville de Decin, en République Tchèque, puise sa chaleur dans un réservoir géothermique situé à une profondeur de 550 m. La température de l'eau est de 30°C et la pression statique est de 20 m de colonne d'eau. Un débit volumique de 54 L/s peut être extrait et acheminé aux pompes à chaleur afin d'élever la température de l'eau et desservir le réseau de chauffage. Le fluide extrait de la source géothermique par les pompes à chaleur est refroidi de 10°C, puis stockée dans le réservoir municipal d'eau potable dont la consommation est évaluée annuellement à un million de mètres cubes. La quantité d'énergie annuellement extraite de la source souterraine est de 280 TJ, soit l'équivalent d'un tiers de la

production totale en eau chaude domestique de la ville. On évalue que l'émission équivalente de CO₂ est réduit annuellement de 10000 tonnes comparativement au cas où des chaudières au gaz naturelle assureraient la totalité de la production d'énergie.

La ville de Rise, au Danemark, possède un réseau de chauffage de district couplant l'énergie solaire et la biomasse. Le système d'installation solaire totalise 3600 m² de panneau solaire avec un réservoir d'une capacité volumique de 4000 m³ capable de fournir une quantité d'énergie équivalente à 25 heures d'opération à pleine charge continue au réseau de chauffage de district. Le réseau de chauffage dessert au total 115 bâtiments résidentiels et institutionnels. Le réseau est conçu pour opérer avec une basse température de retour, soit de 30°C en hiver et de 36°C à 40°C en été. La ville d'Almere, près d'Amsterdam au Pays-Bas, utilise l'énergie solaire pour produire 120 MW de chaleur et 120 MW d'électricité. La surface totale couverte par les collecteurs solaire s'élève à 8000 m². Le réseau de chauffage alimente environ 2700 résidences totalisant une consommation énergétique annuelle totale de 12,15 TJ. Le projet est la troisième plus grande installation mondiale de chauffage par énergie solaire. La ville de Crailsheim, en Allemagne, utilise l'énergie solaire pour desservir les bâtiments en eau chaude domestique. Au début du projet, 1040 m² de panneau solaire avait été installé sur les bâtiments existant de la municipalité afin de distribuer la chaleur sur plus de 10 km via un réseau de chauffage de district. L'objectif est maintenant d'installer des panneaux solaires totalisant une surface de 10000 m² et de bâtir un réservoir thermique saisonnier d'une capacité de 20000 m³. En réalisant cet agrandissement, la ville espère assurer 50% de la demande en chauffage des nouveaux bâtiments en utilisant l'énergie solaire.

Le réseau de chauffage de district de la ville de Vienne en Autriche alimente approximativement 240000 résidences et 5000 clients industriels. La centrale thermique utilise deux sources d'énergie renouvelables, soit la chaleur produite par l'incinération des déchets municipaux et les surplus d'énergie industriel. Au total, 22% de la chaleur fournie au réseau de chauffage de district provient de l'incinération des déchets alors que le reste de l'énergie vient des surplus de chaleur des industries et de la cogénération. La centrale

thermique produit annuellement 5,633 TWh d'énergie thermique et 5,838 TWh d'énergie électrique et génère 2828 MW de chaleur instantanée et 1623,6 MW d'électricité. La municipalité évalue qu'environ 60% des déchets produits par la population sont incinérés à la centrale thermique, ce qui représente annuellement 475000 tonnes d'ordure domestique.

1.7 Implantation d'un réseau de chauffage de district en milieu rural

Au Québec, à 960 km de Montréal dans la région de la Baie-James, une collectivité de la nation Crie, appelé Oujé-Bougoumou, compte environ 650 habitants. La collectivité a construit un réseau de chauffage de district et une centrale thermique utilisant comme source d'énergie la sciure de bois provenant d'une scierie avoisinante. La centrale thermique compte deux chaudières à la biomasse d'une capacité totale de 2,7 MW et deux chaudières au mazout d'une capacité totale de 2,5 MW. La demande en chauffage des 140 logements et des 20 immeubles publics, raccordés au réseau de chauffage s'étalant sur 12 km, est de 2,4 MW. En hiver, la température d'alimentation du réseau est maintenue à 85°C, en été la température est située entre 65°C et 70°C pour assurer les besoins en eau chaude domestique et la température de retour oscille entre 45°C et 50°C. Chaque bâtiment desservi possède une station de transfert de chaleur composé de deux échangeurs de chaleur, soit l'un pour le chauffage et l'autre pour l'eau chaude domestique. Un compteur est installé sur chaque station de transfert de chaleur afin de connaître la consommation énergétique de chaque bâtiment. Pour le moment, la tarification est fondée sur un taux uniforme pour tous les consommateurs mais un système de facturation considérant la consommation énergétique individuelle des bâtiments sera ultérieurement implantée.

La collectivité a réalisé des bénéfices important suite à l'implantation d'une centrale thermique et du réseau de chauffage de district. En effet, le prix du mazout pour chauffer les bâtiments coûte à la collectivité 96\$/MWh alors que la biomasse ne coûte que 11 \$/MWh en considérant le combustible, l'amortissement, la maintenance et les frais imprévus. En somme, l'utilisation de la biomasse permet d'épargner 2000 \$ quotidiennement à la municipalité comparativement à l'utilisation des poêles à chauffage individuels à l'huile.

L'implantation du réseau de chauffage de district a également permis de réaliser des bénéfices environnementaux. Les émissions de dioxyde de carbone, d'oxyde de soufre et de d'oxyde d'azote émanant des chaudières au mazout ont été considérablement réduites, le problème d'élimination des déchets de bois à la scierie a été en grande partie résolu et la diminution de l'utilisation des cuisinières au bois pour le chauffage des bâtiments a réduit les risques d'incendie.

CHAPITRE 2

OBJECTIFS ET ÉLÉMENTS DE BASE DU PROJET

2.1 Objectifs

Le but de ce mémoire est de démontrer le potentiel économique résultant de l'implantation d'un réseau de chauffage de district, desservant un territoire à faible intensité énergétique, en utilisant les surplus d'énergie d'une usine de pâte Kraft. Pour permettre d'atteindre l'objectif de la partie du projet d'efficacité énergétique de l'usine papetière relatif au réseau de chauffage de district, une analyse de faisabilité technico-économique est menée en appliquant la méthodologie suivante;

- Identification de la disponibilité et des coûts d'énergie à l'usine de pâte Kraft et des coûts d'énergie des systèmes de chauffage actuels des bâtiments de la municipalité.

- Création des profils de demande en chauffage et en eau chaude domestique en considérant;
 1. Les caractéristiques de construction des bâtiments
 2. Les conditions climatiques de la région étudiée
 3. Une base de données sur la consommation énergétique en chauffage et en eau chaude domestique dans les bâtiments
 4. Un tableau de l'intensité en chauffage des bâtiments selon leur vocation
 5. Un modèle de calcul quantifiant l'infiltration d'air dans les bâtiments
 6. Des statistiques recueillies sur les habitudes de consommation d'eau chaude domestique provenant : (i) du projet SNAB (Solare Nahwärmenetz am Ackermannbogen); (ii) d'une base de données fournissant les besoins des bâtiments selon leur vocation

- Développement d'un modèle de dimensionnement des tuyaux et modélisation hydraulique et thermique du réseau de chauffage basé sur : (i) les profils de demande en chauffage et en eau chaude domestique; (ii) le parcours du réseau de chauffage.
- Optimisation des paramètres opératoires et simulation énergétique du réseau de chauffage selon les modes opératoires des stations de transfert de chaleur localisées à l'usine (U-RCD) et dans les bâtiments (STC).
- Caractérisation des systèmes de chauffage actuels dans les bâtiments basé sur des statistiques tirées du rapport d'inspection de la municipalité et calcul des coûts d'opération de ces systèmes selon les différentes sources d'énergie.
- Calcul des coûts de conversion et d'opération des stations de transfert de chaleur (STC) dans les bâtiments raccordés au réseau de chauffage.
- Calcul des coûts : (i) d'achat, d'installation et d'opération de la station de transfert de chaleur (U-RCD) à l'usine; (ii) d'infrastructure du réseau de chauffage.
- Choix d'un scénario de raccordement optimal, déterminé par le biais d'une analyse économique, basé sur le seuil de rentabilité et le nombre de bâtiments raccordés des scénarios de raccordement élaborés.

2.2 Disponibilité et coût de l'énergie

L'usine de pâte Kraft génère annuellement 6100 TJ de vapeur à une température et une pression respective de 371 °C et 3,1 MPa (Périn-Levasseur, 2006). Cette vapeur est destinée au procédé de production de pâte Kraft et alimente en vapeur une scierie localisée à proximité. La consommation totale annuelle en chauffage et en eau chaude domestique de tous les bâtiments potentiellement raccordables au réseau de chauffage de district est grossièrement estimé à 80 TJ. Il semble donc y avoir un potentiel énergétique d'utiliser la

vapeur de l'usine afin de subvenir aux besoins en chauffage et en eau chaude domestique des bâtiments de la municipalité. Le tableau 2.1 de comparaison des coûts d'énergie (Voir annexe II, p.107) présente un aperçu des coûts énergétiques de différentes sources de chauffage du secteur résidentiel en comparaison au coût d'énergie à l'usine. Le coût d'énergie de chaque système, exprimé en valeur absolue (CE_{ABS}) et relative (CE_{REL}) par rapport au coût de la biomasse, tient compte du pouvoir calorifique inférieur du combustible (H_0) et d'un rendement saisonnier (η_c) des systèmes de chauffage (Braaten, 1999). Bien que la municipalité ne possède pas de gazoduc, le gaz naturel est présenté dans le tableau à titre indicatif seulement.

Les coûts de production de vapeur à l'usine sont de 3 \$/tonne (chaudière à la biomasse) ou de 25 \$/tonne (chaudière au mazout). Le coût de vente de la vapeur de l'usine et la tarification aux usagers du réseau de chauffage n'est pas considéré dans cette étude. Cependant, pour déterminer le coût de vente rentable de la vapeur pour l'usine, une analyse économique est réalisée permettant d'obtenir un seuil de rentabilité. Finalement, le coût de vente de l'énergie thermique délivré par le réseau de chauffage (eau chaude) aux usagers potentiels est une variable définie en termes de coût équivalent de vapeur dont le domaine d'analyse économique s'étend de 3 \$/tonne à 25 \$/tonne.

2.3 Caractérisation des bâtiments de la municipalité

La municipalité située à proximité de l'usine est caractérisée par une agglomération de 866 bâtiments dispersés sur un territoire de 1,3 km², concentrés dans un rayon de 1,7 km de distance par rapport à l'usine et dont 90% sont des bâtiments résidentiels. Pour tous les bâtiments, la vocation de l'établissement, l'aire de plancher et l'année de construction sont considérés pour la détermination des profils de la demande en chauffage et en eau chaude domestique (chapitre 4). Les bâtiments résidentiels possédant une cheminée sont identifiés et potentiellement assujetti à utiliser le bois comme source de chauffage. De plus, la distance radiale entre les bâtiments et l'usine est calculée en fonction des coordonnées cartésiennes

obtenues par la localisation des bâtiments de la municipalité réalisée à l'aide du logiciel cartographique fGIS.

2.4 Conditions climatiques de la région

Les profils de la température extérieure (T_E) et de la vitesse du vent (u_E) proviennent d'une base de données météorologique de la région de Montréal (LTE, 1995) et sont exprimés en fonction du temps avec un pas de 15 minutes. Ces profils sont moyennés puis convertis sur un pas temporel horaire (θ_h) afin d'être utilisés dans le calcul de la consommation énergétique en chauffage des bâtiments (chapitre 4.1 et 4.2) et pour la simulation énergétique du réseau de chauffage (chapitre 6.2). La figure 2.1 illustre l'évolution de la température extérieure, avec un pas horaire et une période annuelle de 8760 heures.

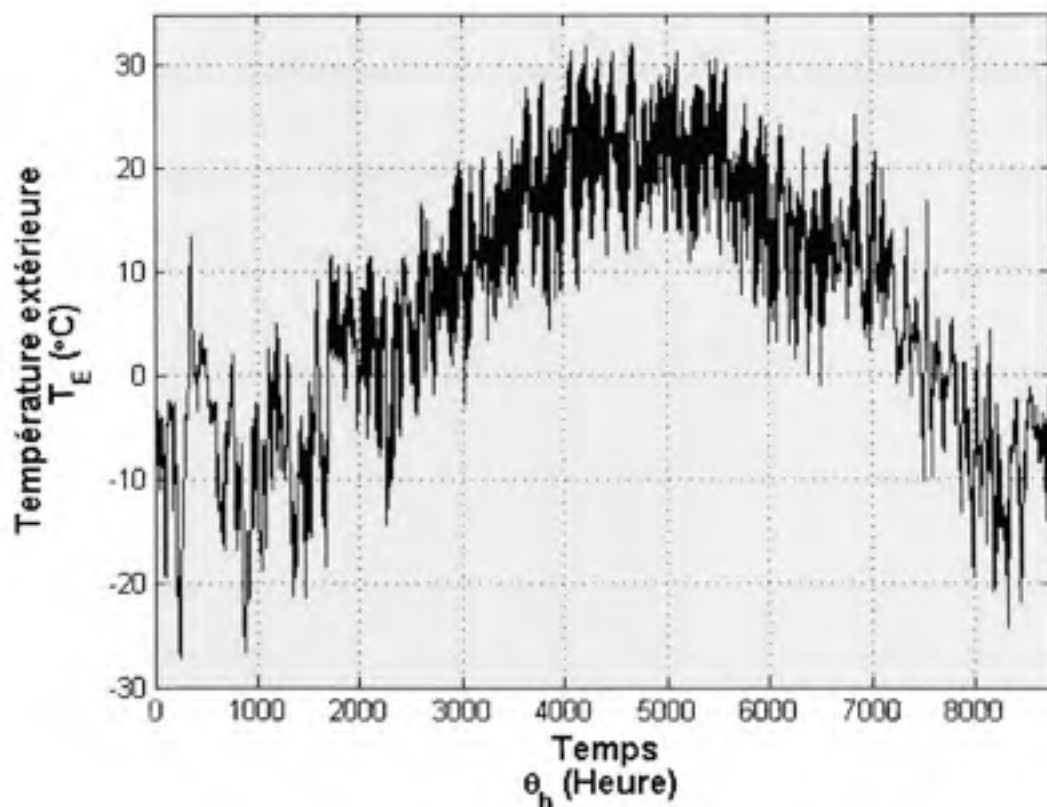


Figure 2.1 Profil de la température extérieure en fonction du temps.

La figure 2.2 illustre l'évolution de la température du sol en fonction de la profondeur, avec un pas de temps de dix jours et une période annuelle de 365 jours. Le profil de la température du sol (T_S), donné par l'équation 2.1 (ASHRAE, 2000), est exprimé en fonction : (i) de la profondeur d'enfouissement des tuyaux du réseau de chauffage; (ii) du temps; (iii) de la diffusivité thermique (α_S) du sol calculée à l'aide de l'équation 2.2.

$$T_S = \bar{T}_S + \Delta T_S e^{-z\sqrt{\pi/(\alpha_S \theta_o)}} \sin\left(\frac{2\pi(\theta_f - \theta_o)}{\theta_o} - z\sqrt{\frac{\pi}{\alpha_S \theta_o}}\right) \quad (2.1)$$

$$\alpha_S = \frac{24 \cdot 3600 k_S}{1000 \rho_S (Cp_S + Cp_{ES}(\phi/100))} \quad (2.2)$$

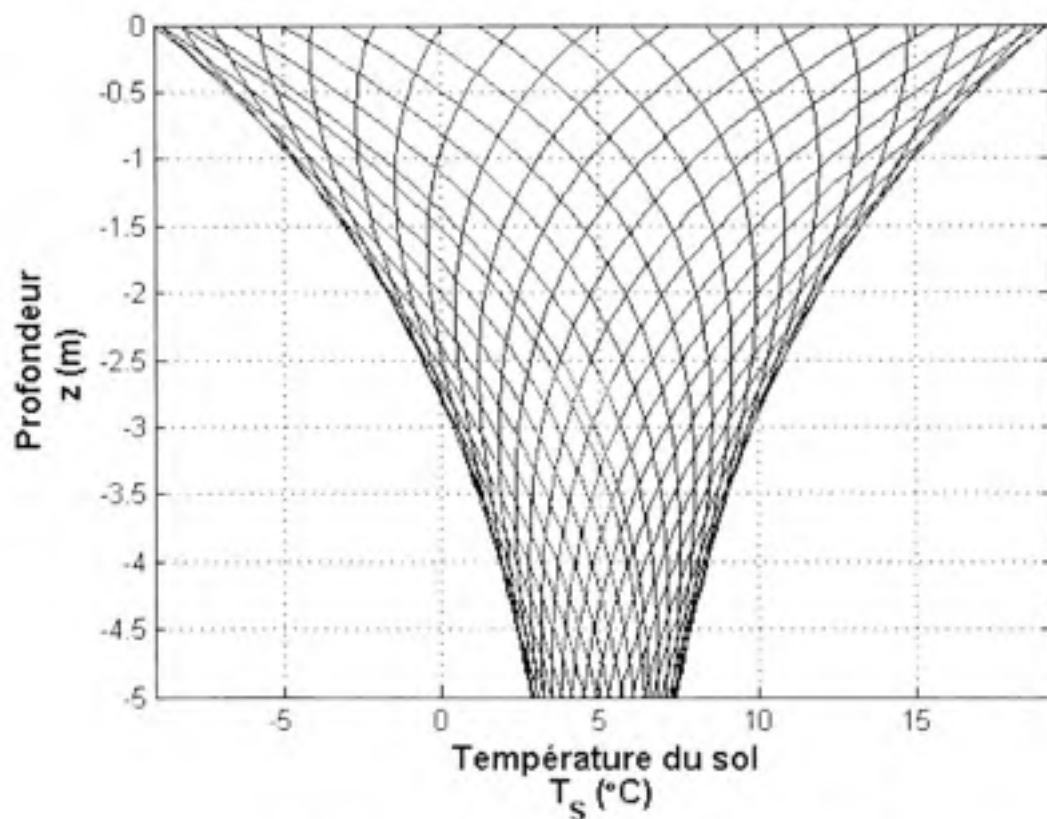


Figure 2.2 Profil de la température du sol.

La profondeur d'enfouissement (z) est fixée à 2,15 m en accordance avec les normes de construction en vigueur et le temps varie avec un pas quotidien (θ_j) sur une période annuelle (θ_a) de 365 jours. Selon le territoire étudié, les valeurs suivantes ont été considérées dans l'équation 2.1 (CRREL, 1999) : (i) 5,1°C pour la température moyenne annuelle du sol (\bar{T}_s); (ii) 14,2°C pour l'amplitude de température surfacique du sol (ΔT_s); (iii) 112 jours pour la phase initiale temporelle (θ_0). Les valeurs moyennes pour la diffusivité thermique du sol (ASHRAE, 2000) sont respectivement de : (i) 1,55 W/mK pour la conductivité thermique (k_s); (ii) 1680 kg/m³ pour la masse volumique (ρ_s); (iii) 0,73 kJ/kgK pour la chaleur spécifique du sol (Cp_s); (iv) 4,18 kJ/kgK pour la chaleur spécifique de l'eau contenue dans le sol (Cp_{gs}); (v) 12% pour l'humidité relative du sol (ϕ). L'équation 2.1 est utilisée pour la simulation énergétique du réseau de chauffage (chapitre 6.2). Dans l'optimisation des paramètres opératoires du réseau de chauffage, calculés pour les conditions de design (chapitre 6.1.2), une valeur de -1 est attribuée à la partie harmonique de l'équation de la température du sol afin d'obtenir la température minimale en fonction de la profondeur. Pour le calcul de la résistance thermique (R_e) du film d'air extérieure (chapitre 5.3.2), la profondeur (z) est fixée à zéro dans l'équation de la température du sol afin d'obtenir le profil de température à la surface du sol en fonction du temps.

2.5 Parcours du réseau de chauffage de district

Le parcours du réseau de chauffage est tracé afin de desservir tous les bâtiments de la municipalité, cependant certains tronçons seront éliminés lors de l'élaboration des scénarios de raccordement et de l'analyse par zones (chapitre 8). L'agencement complet du réseau de chauffage est composé de 64 tronçons suivants les contraintes topographiques et les rues de la municipalité telle qu'illustré à la figure 2.3 (voir, Annexe III p.108). On admet que les tuyaux préfabriqués d'alimentation et de retour sont directement enfouis sous le sol, côté à côté, dans une tranchée commune totalisant une longueur de 28 km.

2.6 Modes opératoires du réseau de chauffage de district

La station de transfert de chaleur (U-RCD), localisée dans l'usine tel qu'illustré à la figure 2.4, est composée d'un échangeur de chaleur primaire (ECP) alimenté par une pompe hydraulique (PH_{ECP}) et de deux pompes hydrauliques (PH_{RCD}) desservant le réseau de chauffage. Une valve à trois voies (VA_{3V}) module le débit massique passant à travers l'échangeur de chaleur primaire en fonction de la température d'alimentation (T_A) du réseau de chauffage. Un variateur de fréquence modulant la vitesse de rotation, est installé sur les moteurs électriques des pompes hydrauliques (PH_{RCD}), afin de fournir le débit massique nécessaire dans le réseau de chauffage (\dot{m}_{RCD}) piloté en fonction de la pression statique en aval des pompes dans la conduite d'alimentation. La charge thermique du réseau de chauffage (\dot{Q}_{RCD}) est utilisée pour le dimensionnement de l'échangeur de chaleur primaire, caractérisé par une chute de pression (ΔP_{ECP}) de 50 kPa (ZAE, 2007). La charge hydraulique du réseau de chauffage (\dot{W}_{RCD}) est un paramètre essentiel dans la sélection des deux pompes hydrauliques (PH_{RCD}). La température d'alimentation (T_A) du réseau de chauffage est déterminé par le critère d'optimisation des paramètres opératoires alors que la température de retour (T_R) est calculée par un bilan d'énergie du réseau de chauffage.

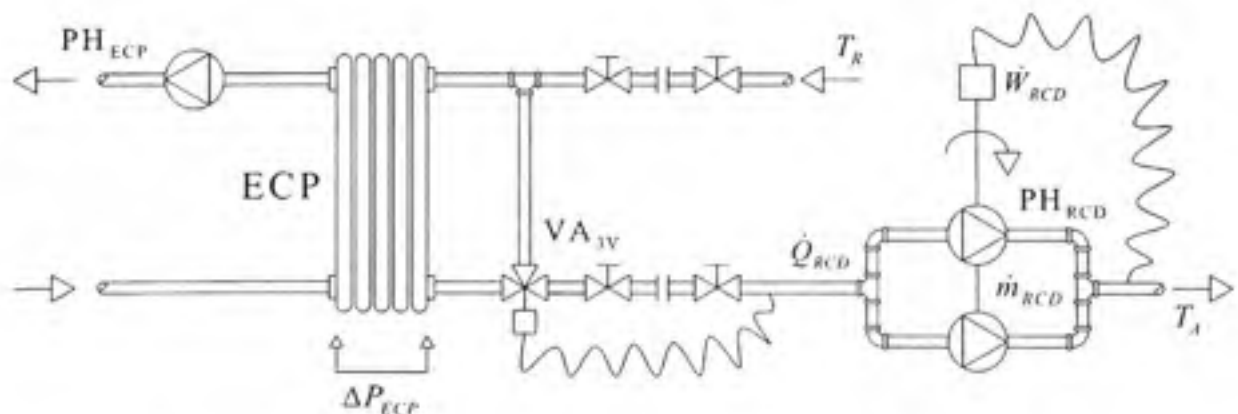


Figure 2.3 Schéma de la station de transfert de chaleur U-RCD.

Les stations de transfert de chaleur (STC), localisées dans chaque bâtiment raccordé au réseau de chauffage, sont composées de deux échangeurs de chaleur à plaque, soit un échangeur (SCB) muni d'une pompe hydraulique (PH_{STC}) pour le système de chauffage et un échangeur (ECD) assurant la production d'eau chaude domestique tel qu'illustré à la figure 2.5.

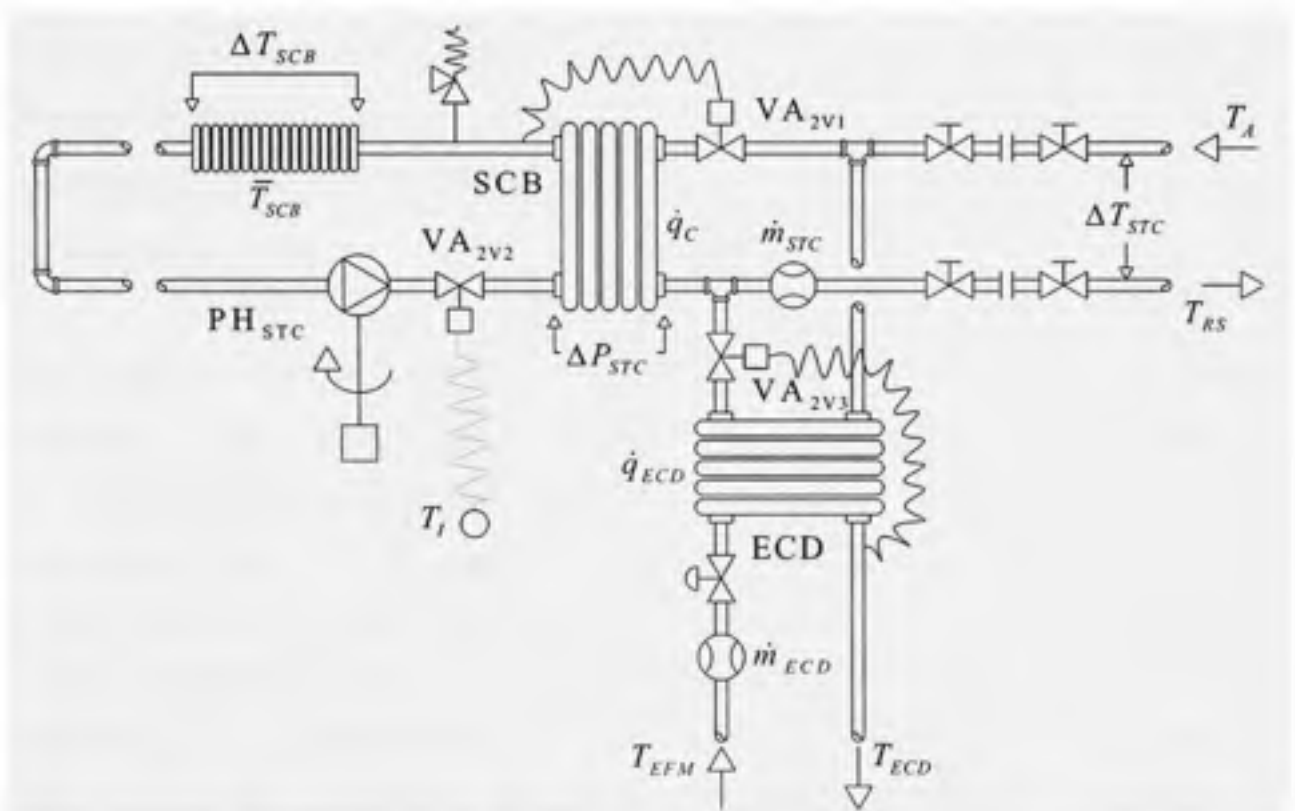


Figure 2.4 Schéma des stations de transfert de chaleur STC.

Les stations de transfert de chaleur des bâtiments fonctionnent tous avec un différentiel de température (ΔT_{STC}) constant, déterminé lors de l'optimisation des paramètres opératoires, et un débit massique variable en fonction des demandes en chauffage (\dot{q}_c) et en eau chaude domestique (\dot{q}_{ECD}). Les caractéristiques des convecteurs à l'eau chaude du système de chauffage des bâtiments sont : (i) la surface d'échange de chaleur; (ii) la température moyenne de fonctionnement; (iii) le différentiel de température. Pour obtenir des dimensions raisonnables des convecteurs, la température moyenne du système de chauffage des

bâtiments (\bar{T}_{SCB}) doit être la plus élevée possible. Cependant, une température moyenne du système de chauffage trop élevée implique une haute température de retour à la sortie des stations de transfert de chaleur des bâtiments (T_{RS}) occasionnant des pertes de chaleur considérables à travers le réseau de chauffage. Par conséquent, un compromis doit être fait concernant le choix de la température moyenne des systèmes de chauffage afin d'avoir des dimensions acceptables pour les convecteurs et des faibles déperditions thermiques dans le réseau de chauffage. En imposant une température de retour à la sortie des stations de transfert de chaleur (T_{RS}) de 74°C, on assure une température moyenne du système de chauffage (\bar{T}_{SCB}) de 77°C et un différentiel de température des convecteurs (ΔT_{SCB}) de 10 K (Beacons-Morris, 2006).

Les stations de transfert de chaleur (STC) possèdent une pompe intégrée (PH_{STC}) pour desservir le système de chauffage ainsi que deux débitmètres mesurant les débits massiques de la station de transfert de chaleur (\dot{m}_{STC}) et de l'eau chaude domestique (\dot{m}_{ECD}). La perte de pression à travers les échangeurs de chaleur disposés en parallèle est admise à 20 kPa (Alfa Laval, 2007) et indépendante du débit massique puisque cette chute de pression est infime comparativement aux pertes hydraulique à travers le réseau de chauffage. La valve à deux voies (VA_{2V1}) positionnée en amont de l'échangeur de chaleur (SCB) fait varier le débit massique en fonction de la température d'alimentation du système de chauffage du bâtiment. Les convecteurs à l'eau chaude dans le bâtiment sont munis d'une valve de contrôle à deux voies (VA_{2V2}) modulant leur position d'ouverture afin de maintenir la température de consigne du thermostat (T_i) à 21°C. Le système de chauffage comprend une valve de sureté pour éviter le bris des équipements en cas de surpression. La valve à deux voies (VA_{2V3}) localisée en aval de l'échangeur (ECD) module le débit massique en fonction de la température de consigne de l'eau chaude domestique (T_{ECD}). La température d'alimentation de l'eau de la municipalité (T_{JEM}), fixée à 5°C, est considérée constante en accord avec la température annuelle moyenne du sol (\bar{T}_s).

Lorsque la température extérieure (T_E) est inférieure à la température d'équilibre (T_{EQ}), admise à 18°C, le réseau de chauffage opère avec une température d'alimentation (T_A) et un différentiel de température (ΔT_{STC}) tels que trouvés lors de l'optimisation des paramètres opératoires (chapitre 6.1.4). Cependant, lorsque la température extérieure est supérieure à la température d'équilibre, la température d'alimentation du réseau diminue à 65°C afin d'assurer une température (T_{ECD}) minimale de 60°C pour l'eau chaude domestique des bâtiments non résidentiels (ASHRAE, 2003). Le différentiel de température des stations de transfert de chaleur des bâtiments demeure constant, indépendamment du temps, de la charge de chauffage et de la demande en eau chaude domestique.

2.7 Propriétés thermodynamiques du fluide caloporteur

La masse volumique (ρ_f), la conductivité thermique (k_f) et la chaleur spécifique (Cp_f) du fluide caloporteur (eau chaude du réseau thermique), respectivement fixées à 985 kg/m³, 0,636 W/mK et 4,19 kJ/kgK, sont considérées constantes dans le réseau de chauffage et proviennent des valeurs moyennes d'une table des propriétés thermodynamiques de l'eau en phase liquide sur un intervalle de température de 0°C à 100°C (Incropera, 2002). La viscosité dynamique (μ_f) et le nombre de Prandtl (Pr_f) sont calculés à chaque nœud du réseau de chauffage et sont exprimées, en fonction de la température du fluide caloporteur (T_f), par des fonctions polynomiales basées sur une table des propriétés thermodynamique. Les équations 2.3 et 2.4 représentent les fonctions trouvées par les courbes de régression polynomiales apparaissant aux figures 2.5 et 2.6.

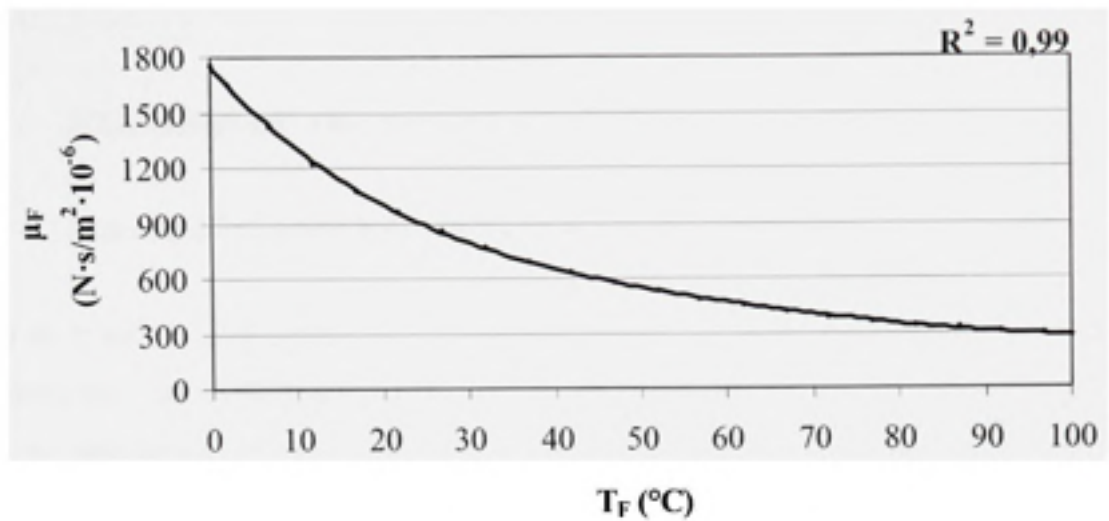


Figure 2.5 Viscosité dynamique de l'eau en fonction de la température du fluide.

$$\mu_F = 3 \cdot 10^{-5} T_F^4 - 8,1 \cdot 10^{-3} T_F^3 + 0,9 T_F^2 - 52,0 T_F + 1743 \quad (2.3)$$

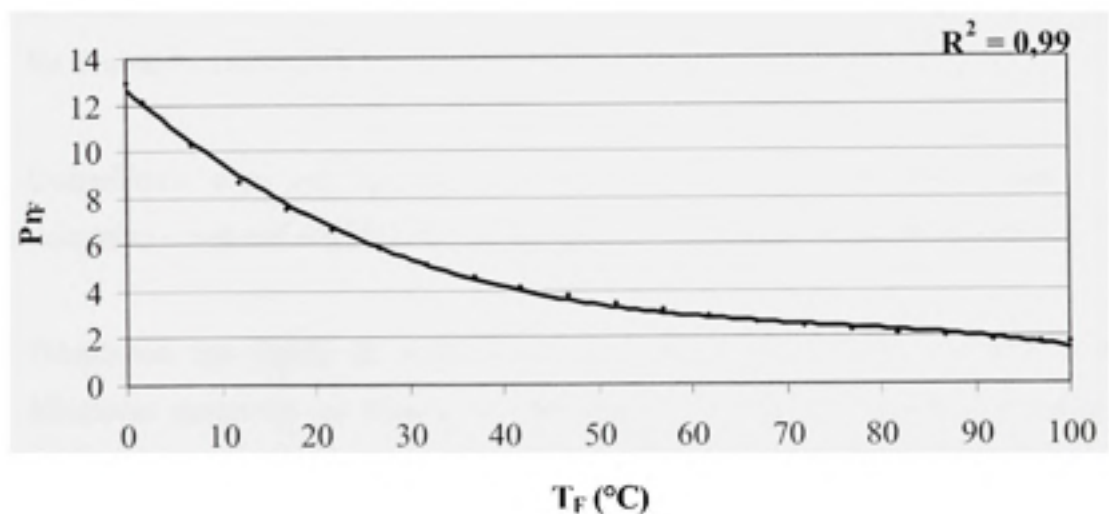


Figure 2.6 Nombre de Prandtl de l'eau en fonction de la température du fluide.

$$Pr_F = -2 \cdot 10^{-5} T_F^3 + 4,5 \cdot 10^{-3} T_F^2 - 0,4 T_F + 12,7 \quad (2.4)$$

CHAPITRE 3

STATIONS DE TRANSFERT DE CHALEUR DU PROJET SNAB

3.1 Motif de l'intégration des résultats du projet SNAB dans l'étude présente

Le but de l'analyse dynamique des stations de transfert de chaleur du projet SNAB (Solare Nahwärmenetz am Ackermannbogen) est de créer un modèle statistique des profils de demande simultanée en eau chaude domestique. En supposant que les habitudes de consommation d'eau chaude domestique sont similaires pour les bâtiments raccordés aux réseaux de chauffage de district des projets SNAB et d'efficacité énergétique de l'usine papetière, la méthodologie suivante est appliquée:

- Analyse dynamique d'un échantillon de 120 stations de transfert de chaleur raccordées au réseau de chauffage de district du projet SNAB en appliquant une technique de deconvolution pour décomposer la demande totale en deux parties, soit les demandes en chauffage et en eau chaude domestique
- Compilation dans une base de données des profils de demande en eau chaude domestique extraits afin de créer un modèle statistique de distribution normal
- Génération des profils de demande en eau chaude domestique simultanés pour les bâtiments raccordés au réseau de chauffage du projet d'efficacité énergétique de l'usine papetière (chapitre 4.3)

3.2 Mode opératoire du réseau de chauffage de district solaire du projet SNAB

Le projet SNAB, réalisé à Munich en Allemagne sur le site d'Ackermannbogen, porte sur un réseau de chauffage de district solaire desservant au total 320 appartements répartis dans 13 bâtiments totalisant une superficie de 30400 m² et caractérisés par une intensité d'énergie de 50 kWh/m². Trois champs de capteur solaire, représentant une surface totale de 2877 m², sont

installés sur les toits des bâtiments fournissant annuellement 1122 MWh d'énergie. Un réservoir d'eau chaude de 6000 m³ enfoui sous la terre, dont la température varie saisonnièrement entre 95°C et 10°C, est couplé à une pompe à chaleur à absorption d'une puissance en chauffage de 550 kW. Le réseau de chauffage de district local, opérant avec un différentiel de température constant de 25°C, impliquant des températures d'alimentation et de retour de 55°C et 30°C, fourni annuellement 1212 MWh d'énergie pour assurer le chauffage des bâtiments et 553 MWh pour la production d'eau chaude domestique. L'énergie annuelle fournie au générateur de la pompe à chaleur à absorption, soit 994 MWh, provient directement du réseau de chauffage de district de la municipalité de Munich. Les pertes de chaleur annuelles à travers le réservoir thermique et le réseau de chauffage de district local sont respectivement établies à 141 MWh et 210 MWh. La figure 3.1 illustre le principe de fonctionnement du réseau de chauffage de district solaire couplé à la pompe à chaleur à absorption et au réservoir thermique saisonnier.

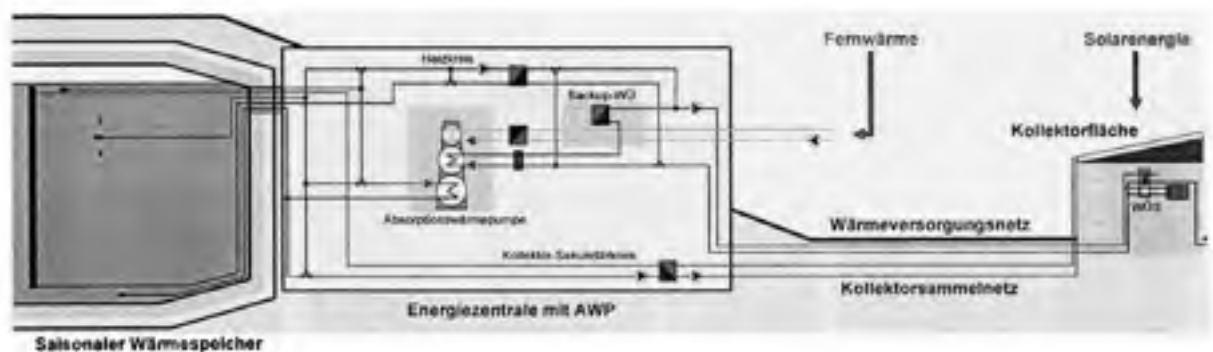


Figure 3.1 Réseau de chauffage de district solaire du projet SNAB.

(Tiré de ZAE Bayern, 2007)

Source : Cette figure est tirée du projet SNAB, un réseau de chauffage de district solaire, pour lequel le ZAE Bayern 'Zentrum für Angewandte Energieforschung' a participé à l'analyse du système.

En dehors de la période de chauffage, lorsque l'intensité de radiation solaire est élevée et que la demande en eau chaude domestique des bâtiments représente les besoins énergétiques du

réseau de chauffage, le réservoir thermique est en mode chargement. L'eau chaude provenant des capteurs solaires charge le réservoir, via l'échangeur de chaleur raccordé au réseau secondaire, jusqu'à ce que la température interne de l'eau atteigne 95°C. La demande en eau chaude domestique des bâtiments est alors directement satisfaite par l'énergie accumulée dans le réservoir en passant par l'échangeur de chaleur du réseau de chauffage de district local.

Durant la période de chauffage, le réservoir est en mode déchargement et l'énergie emmagasinée durant l'été est délivrée aux bâtiments afin de satisfaire leurs demandes en chauffage et en eau chaude domestique. Après un certain temps, lorsque la température de l'eau dans le réservoir devient inférieure à la température minimale d'alimentation du réseau, soit 55°C, la pompe à chaleur à absorption, dont le générateur est alimenté en chaleur par le réseau de chauffage de district de la municipalité de Munich, est démarrée. L'énergie à basse température absorbée par l'évaporateur de la pompe à chaleur est rejetée à haute température par le condenseur vers le réseau de chauffage de district local. Si la température à la sortie du condenseur ne satisfait pas la température d'opération du réseau, le différentiel de température manquant est compensé par un échangeur de chaleur branché en série et desservit par le réseau de chauffage de district de la municipalité de Munich.

Le réservoir thermique possède deux entrées situées au niveau supérieur, deux sorties au niveau inférieur et une sortie supplémentaire, mobile dans l'axe verticale, localisée au centre du réservoir. Les valves trois voies modulent les débits d'entrée et de sortie dans le réservoir afin de contrôler la distribution de la température interne pour éviter de créer des contraintes thermiques trop grandes dans les parois de béton du réservoir.

3.3 Principe de fonctionnement des stations de transfert de chaleur

La température d'alimentation (T_i) minimale à l'entrée des stations de transfert de chaleur est de 55°C alors que la température de retour maximale acceptable à la sortie (T_{rs}) est de 30°C. Chaque station de transfert de chaleur possède un système d'acquisition de données

mesurant : (i) les températures d'alimentation (T_A) et de retour (T_{RS}); (ii) le débit volumique de la station de transfert de chaleur (\dot{v}_{STC}); (iii) le débit volumique d'eau froide municipale (\dot{v}_{EFM}). Les vecteurs créés à partir de la base de données sont répertoriés dans le tableau 3.1.

Tableau 3.1

Variables des stations de transfert de chaleur du projet SNAB

	Variables	Vecteurs	Unités
1	Temps	$[\theta_m]$	Minute
2	Température d'alimentation	$[T_A]$	°C
3	Température de retour	$[T_{RS}]$	°C
4	Différence de température	$[\Delta T_{STC}]$	°C
5	Demande totale	$[\dot{q}_{STC}]$	kW
6	Énergie totale	$[q_{STC}]$	MWh
7	Débit volumique de la station de transfert de chaleur	$[\dot{v}_{STC}]$	L/h
8	Volume total de la station de transfert de chaleur	$[V_{STC}]$	m ³
9	Débit volumique d'eau froide municipale	$[\dot{v}_{EFM}]$	L/h
10	Volume total d'eau froide municipale	$[V_{EFM}]$	m ³

Les stations de transfert de chaleur, tel qu'illustré à la figure 3.2, sont munis de deux échangeurs de chaleur à plaque, l'un satisfaisant la demande en chauffage (\dot{q}_C) et l'autre assurant la production d'eau chaude domestique (\dot{q}_{ECD}). Le système de chauffage par plancher radiant fonctionne avec des températures d'alimentation et de retour respectives de 45°C et 30°C et le débit volumique d'eau à l'entrée de l'échangeur de chaleur (\dot{v}_C) est contrôlé par une valve à deux voies maintenant la température d'alimentation du système de chauffage constante. L'échangeur de chaleur pour l'eau chaude domestique, dont le débit volumique (\dot{v}_{ECD}) est modulé afin de maintenir une température d'alimentation maximale de

48°C, est alimenté par l'eau froide provenant de la municipalité à une température variant entre 10°C et 15°C. Lorsque la température d'alimentation (T_A) à l'entrée des échangeurs de chaleur est inférieure à 45°C, la valve de dérivation s'ouvre pour maintenir un débit volumique minimal de 2 L/h afin que le système de production d'eau chaude domestique soit en mesure de satisfaire une demande instantanée.

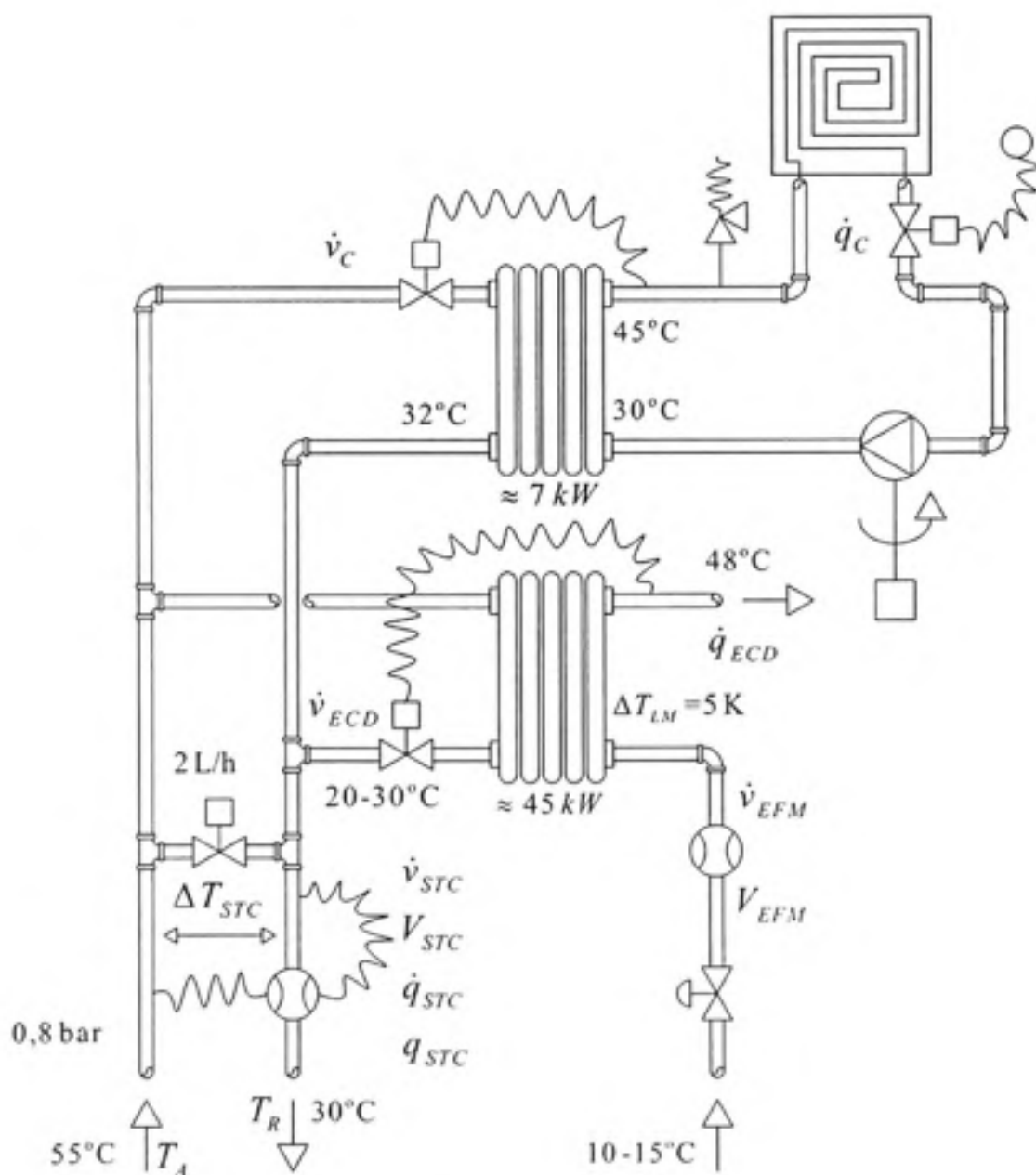


Figure 3.2 Stations de transfert de chaleur du projet SNAB.

3.4 Déconvolution de la demande totale des stations de transfert de chaleur

Le taux de variation de la demande totale des stations de transfert de chaleur (\ddot{q}_{STC}) par rapport au temps (θ_m), donné par les équations 3.1 à 3.3, tient compte des pentes en aval et en amont pour chaque instant tel qu'illustré à la figure 3.3. Puisque seul l'état dynamique des stations de transfert de chaleur est étudié, les instants pour lesquels le débit volumique (\dot{v}_{STC}) est nul sont rejetés de l'analyse.

$$[\ddot{q}_{STC}]_{\theta_m-1} = \frac{|\dot{q}_{STC}|_{\theta_m} - |\dot{q}_{STC}|_{\theta_m-1}|}{\Delta\theta_m} \quad (3.1)$$

$$[\ddot{q}_{STC}]_{\theta_m+1} = \frac{|\dot{q}_{STC}|_{\theta_m} - |\dot{q}_{STC}|_{\theta_m+1}|}{\Delta\theta_m} \quad (3.2)$$

$$[\Delta\ddot{q}_{STC}]_{\theta_m} = |[\ddot{q}_{STC}]_{\theta_m-1} - [\ddot{q}_{STC}]_{\theta_m+1}| \quad (3.3)$$

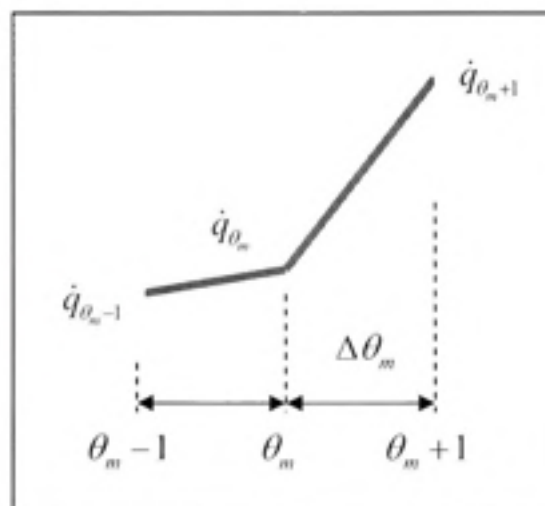


Figure 3.3 Taux de variation de la demande totale.

Pour séparer les demandes en chauffage (\dot{q}_C) et en eau chaude domestique (\dot{q}_{ECD}) du vecteur de la demande totale des stations de transfert de chaleur (\dot{q}_{STC}), un premier critère de déconvolution (\ddot{q}_{CD}), fixé expérimentalement à 5 W/s, est appliqué à la différence des taux de variation de la demande totale calculée ($\Delta\dot{q}_{STC}$). Étant donné les faibles variations de la demande en chauffage, on peut supposer qu'une variation soudaine de la demande totale représente une demande en eau chaude domestique. Tel qu'illustré à la figure 3.4, lorsque la différence entre les taux de variation de la demande totale est supérieure au premier critère établie, soit 5 W/s, la demande totale est divisée en deux vecteurs, soit la demande en chauffage et la demande en eau chaude domestique. Dans ce cas, le vecteur de la demande en chauffage (\dot{q}_C) prend la valeur correspondant au dernier instant (θ_m) étant inférieur au premier critère de déconvolution (\ddot{q}_{CD}) et demeure constant jusqu'à ce que la demande totale dépasse de nouveau le critère de déconvolution. Pour le vecteur de la demande en eau chaude domestique (\dot{q}_{ECD}), on assigne une valeur résultant de la différence entre la demande totale et la demande en chauffage. D'autre part, si la différence des taux de variation de la demande totale ($\Delta\dot{q}_{STC}$) est inférieure au premier critère fixé, alors la demande totale est entièrement assignée au vecteur de la demande en chauffage et une valeur nulle est attribuée au vecteur de la demande en eau chaude domestique.

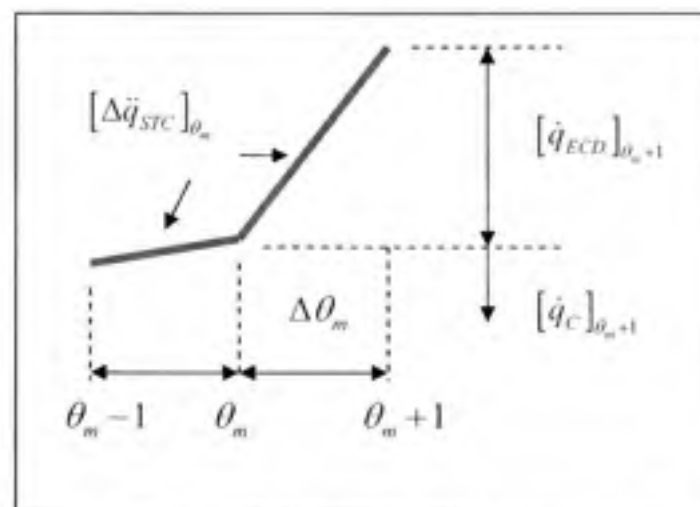


Figure 3.4 Déconvolution de la demande totale.

Suite à la déconvolution de la demande totale, il arrive parfois que de grandes variations d'amplitude instantanées, représentant de toute évidence des demandes en eau chaude domestique, soient identifiées dans le vecteur de la demande en chauffage. Dans ce cas, il faut extraire les discontinuités du vecteur de la demande en chauffage et les transposer dans le vecteur de la demande en eau chaude domestique. Pour ce faire, on reprend le premier critère de déconvolution, initialement fixé à 5 W/s, on le multiplie par l'intervalle de temps ($\Delta\theta_m$), soit 60 secondes, afin d'obtenir un deuxième critère de déconvolution (\dot{q}_{CD}) qui est de 300 W. Si la différence d'amplitude entre la demande en chauffage (\dot{q}_C) aux instants (θ_m) et ($\theta_m - 1$) est supérieur au deuxième critère de déconvolution (\dot{q}_{CD}), alors la demande en chauffage au temps (θ_m) prend la valeur à l'instant précédent ($\theta_m - 1$). La différence d'amplitude entre les deux instants comparés est ajoutée au vecteur de la demande en eau chaude domestique (\dot{q}_{ECD}). Les critères de déconvolution de la demande totale des stations de transfert de chaleur ainsi que la construction des vecteurs des demandes en chauffage et en eau chaude domestique sont présentés au tableau 3.2.

Tableau 3.2

Critères de déconvolution de la demande totale

1 ^{er} critère de déconvolution	$[\Delta\ddot{q}_{STC}]_{\theta_m} > \ddot{q}_{CD}$	$[\Delta\ddot{q}_{STC}]_{\theta_m} \leq \ddot{q}_{CD}$
Vecteur $[\dot{q}_{ECD}]$	$[\dot{q}_{ECD}]_{\theta_{m+1}} = [\dot{q}_{STC}]_{\theta_{m+1}} - [\dot{q}_C]_{\theta_m}$	$[\dot{q}_{ECD}]_{\theta_{m+1}} = 0$
Vecteur $[\dot{q}_C]$	$[\dot{q}_C]_{\theta_{m+1}} = [\dot{q}_{STC}]_{\theta_m}$	$[\dot{q}_C]_{\theta_{m+1}} = [\dot{q}_{STC}]_{\theta_{m+1}}$
2 ^{ème} critère de déconvolution	$([\dot{q}_C]_{\theta_m} - [\dot{q}_C]_{\theta_{m-1}}) > \dot{q}_{CD}$	$([\dot{q}_C]_{\theta_m} - [\dot{q}_C]_{\theta_{m-1}}) \leq \dot{q}_{CD}$
Vecteur $[\dot{q}_{ECD}]$	$[\dot{q}_{ECD}]_{\theta_m} = [\dot{q}_{ECD}]_{\theta_m} + [\dot{q}_C]_{\theta_m} - [\dot{q}_C]_{\theta_{m-1}}$	$[\dot{q}_{ECD}]_{\theta_m} = [\dot{q}_{ECD}]_{\theta_m}$
Vecteur $[\dot{q}_C]$	$[\dot{q}_C]_{\theta_m} = [\dot{q}_C]_{\theta_{m-1}}$	$[\dot{q}_C]_{\theta_m} = [\dot{q}_C]_{\theta_m}$

Des exemples de déconvolution de la demande totale de deux stations de transfert de chaleur (\dot{q}_{STC}) du projet SNAB et de l'évolution des températures d'alimentation (T_A) et de retour (T_{RS}) en fonction du temps, sur une période de 24 heures avec un pas temporel d'une minute, sont illustrés aux figures 3.4 et 3.5 (*Voir Annexe IV, p.109*). On observe que l'amplitude de la demande en chauffage (\dot{q}_C) est caractérisée par des taux de variation relativement faible. D'autre part, la demande en eau chaude domestique (\dot{q}_{ECD}) est composée de pointes dépassant 20 kW et des taux de variation très élevés. Les légères perturbations présentes dans les vecteurs de la demande en chauffage et en eau chaude domestique sont dues au raffinement de la technique de déconvolution. En effet, lorsque qu'une faible demande en eau chaude domestique survient, elle se confond à la demande en chauffage et la déconvolution atteint ces limites de précisions à distinguer les deux demandes. La température de retour à la sortie des stations de transfert de chaleur réagit fortement aux variations des demandes en chauffage et en eau chaude domestique alors que la température d'alimentation du réseau est constante.

CHAPITRE 4

PROFILS DE DEMANDE DES BÂTIMENTS

4.1 Profil de la demande en chauffage des bâtiments résidentiels

Le profil de puissance électrique en chauffage des bâtiments résidentiels (\dot{q}_{EL}), en fonction de la température extérieure (T_E), est obtenu par régression linéaire avec un coefficient de corrélation de 0,88, tel qu'illustré à la figure 4.1. L'utilisation d'une base de données de la demande en chauffage électrique et de la température de l'air extérieure a permis d'établir cette relation (LTE, 1995).

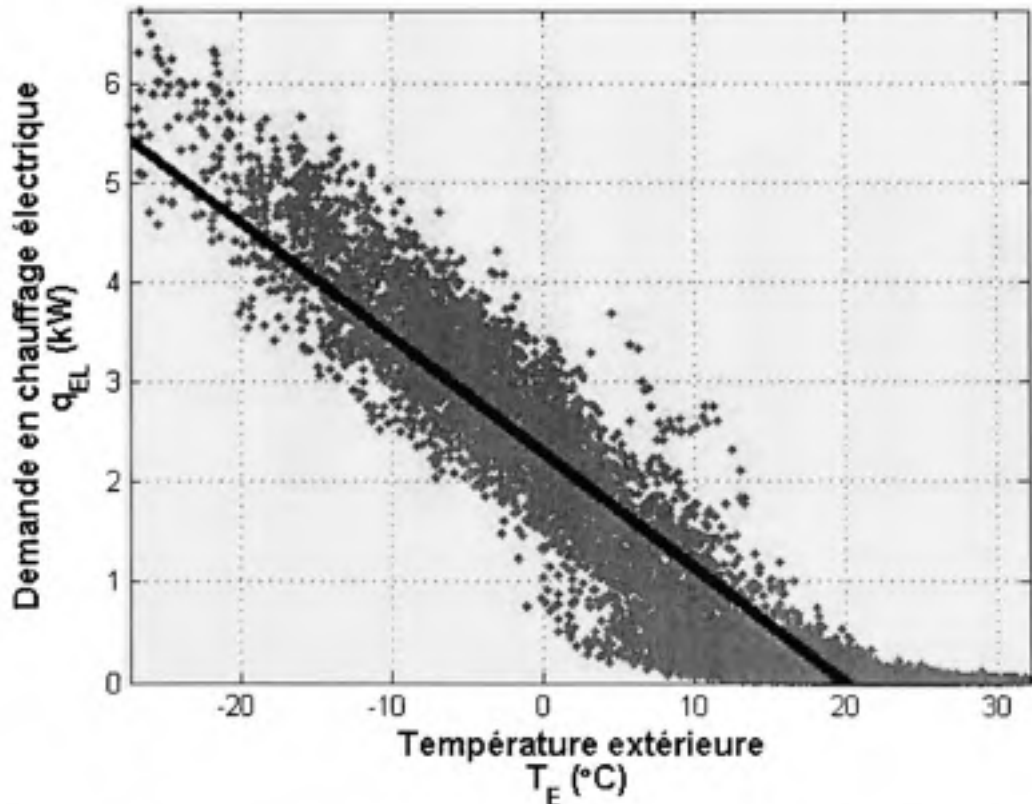


Figure 4.1 Régression linéaire du profil de la demande en chauffage électrique.

En admettant que la demande en chauffage varie linéairement en fonction de l'aire de plancher des bâtiments (A_{BR}), cette dernière variable est présentée de manière adimensionnelle par rapport à une aire de référence (A_0) calculée de 118 m^2 . Cette aire de référence est déterminée par un calcul itératif afin de respecter l'égalité de la consommation énergétique annuelle moyenne en chauffage des bâtiments résidentiels de la municipalité étudiée avec celle de la base de données de LTE, soit une consommation d'énergie ($\dot{q}_{0,C}$) de 13276 kWh . Le profil de la demande en chauffage est ajusté par un facteur multiplicatif (F_{AC}), variant de $0,69$ à $1,23$, relatif à l'année de construction du bâtiment et obtenu par le rapport de l'intensité d'énergie du bâtiment considéré sur l'intensité d'énergie moyenne, soit 330 kWh/m^2 (OEE, 1997). L'histogramme de l'intensité d'énergie moyenne d'un bâtiment résidentiel (\bar{I}_{BR}) en fonction de son année de construction est présenté à la figure 4.2.

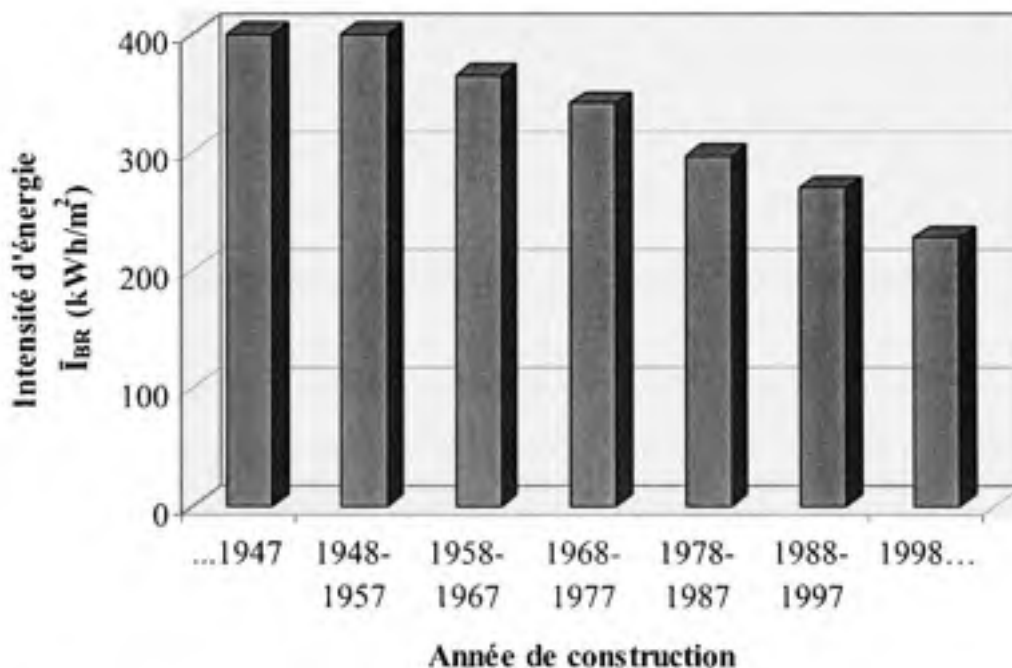


Figure 4.2 Intensité d'énergie des bâtiments résidentiels.

Finalement le profil de la demande en chauffage des bâtiments résidentiels ($\dot{q}_{C,RR}$), donné par l'équation 4.1, est exprimé en fonction de la température extérieure (T_E), de l'aire du bâtiment (A_{RR}) et d'un facteur (F_{RR}) déterminé par son année de construction.

$$\dot{q}_{C,RR} = F_{RR} (2,29 - 0,13T_E) \left(\frac{A_{RR}}{A_0} \right) \quad (4.1)$$

La demande en chauffage maximale instantanée d'un bâtiment résidentiel ($\tilde{q}_{C,RR}$) est calculée en substituant la température extérieure (T_E) par la température de design (T_{DE}), soit -27°C , dans l'équation du profil de la demande en chauffage. La consommation énergétique annuelle en chauffage d'un bâtiment résidentiel ($q_{C,RR}$), donné par l'équation 4.2, est l'intégrale finie du profil de la demande en chauffage par rapport au temps.

$$q_{C,RR} = \sum_{\theta_b=1}^{8760} \dot{q}_{C,RR} \Delta\theta_b \quad (4.2)$$

4.2 Profil de la demande en chauffage des bâtiments non résidentiels

Le profil de la demande en chauffage des bâtiments non résidentiels ($\dot{q}_{C,BNR}$) est donné par la somme des pertes de chaleur par conduction et par infiltration. Le tableau 4.1 présente l'intensité de la demande en chauffage (I_{BNR}), à la température extérieure minimale de design (T_{DE}), pour des bâtiments de différentes vocations et d'année de construction répertoriés dans la ville d'Ottawa (CETC, 2002). En supposant que l'intensité en chauffage des bâtiments représente les pertes de chaleur par conduction et que la température d'équilibre (T_{EQ}) des bâtiments non résidentiels est de 18°C , on peut procéder à la linéarisation des pertes de chaleur par conduction (\dot{q}_{COND}) tel qu'illustré à la figure 4.3.

Tableau 4.1

Intensité de la demande en chauffage des bâtiments non résidentiels

Vocation	Année de construction		
	1950-1975	1976-1985	1985-2006
	I_{BNR} (W/m ²)	I_{BNR} (W/m ²)	I_{BNR} (W/m ²)
Bureau	60	55	50
Détaillant	80	65	50
Restaurant	105	90	75
Entrepôt	65	50	35
Institution	70	55	40
Médical	75	60	45
Motel	110	95	80
Appartement	85	70	55
Supermarché	80	65	50
Autres	85	65	45

La valeur de l'intensité en chauffage est utilisée pour déterminer les coefficients (a_{BNR}) et (b_{BNR}), respectivement définis comme étant le taux de variation et l'ordonnée à l'origine des pertes de chaleur par conduction en fonction de la température extérieure (T_E).

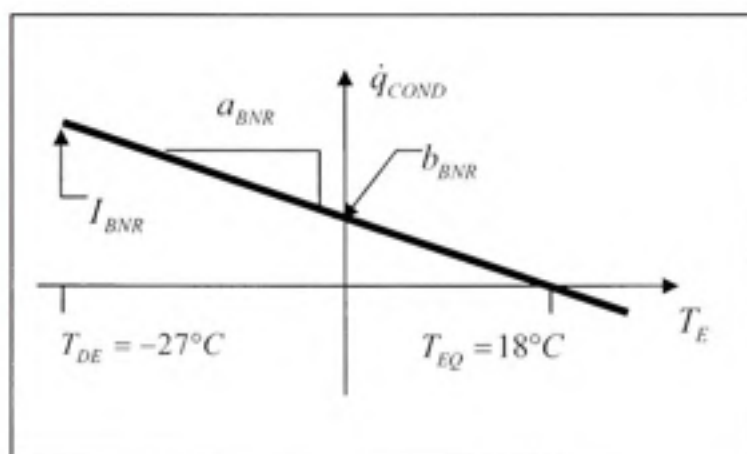


Figure 4.3 Linéarisation des pertes de chaleur par conduction.

Les pertes de chaleur par infiltration dépendent de trois paramètres : (i) la température extérieure (T_E); (ii) le débit volumique d'air infiltré (\dot{v}_E) donné par l'équation 4.3 (ASHRAE, 2001); (iii) l'aire du bâtiment (A_{BNR}). Le débit volumique est calculé en fonction de la pression dynamique différentielle (ΔP_{BNR}), donné par l'équation 4.4, des constantes empiriques (c_{BNR}) et (n) et d'une pression référentielle (P_0) de 75 Pa pour laquelle les expériences d'étanchéité des bâtiments ont été effectuées. On attribut une valeur de 0,65 à l'exposant empirique (n). La pression dynamique différentielle est définie par le profil de la vitesse (u_E) et la masse volumique de l'air extérieure (ρ_E) qui est obtenue par l'équation d'état, pour un gaz parfait, en considérant une pression atmosphérique de 103,325 kPa et une constante pour l'air de 0,287 kPa·m³·kg⁻¹·K⁻¹. Le calcul du coefficient (c_{BNR}), donné par l'équation 4.4, tient compte d'une aire équivalente d'infiltration des murs de 0,52 cm²/m² exprimée proportionnellement par rapport à l'aire de plancher du bâtiment (A_{BNR}) et d'un coefficient de décharge (d_{BNR}) fixé à 0,65.

$$\dot{v}_E = c_{BNR} \Delta P_{BNR}^n \quad (4.3)$$

$$\Delta P_{BNR} = \frac{1}{2} \rho_E u_E^2 \quad (4.4)$$

$$c_{BNR} = \frac{0,52 A_{BNR}}{10000} d_{BNR} \sqrt{\frac{2}{\rho_E}} (\Delta P_0)^{(0,5-n)} \quad (4.5)$$

Finalement, le profil de la demande en chauffage des bâtiments non résidentiels ($\dot{q}_{C,BNR}$), donné par l'équation 4.6, est la somme des pertes de chaleur par conduction et par infiltration en considérant une constante de 1 kJ/kg·K pour la chaleur spécifique de l'air extérieur (Cp_E).

$$\dot{q}_{C,BNR} = \left[(a_{BNR} T_E + b_{BNR}) A_{BNR} \right] + \left[(\dot{v}_E Cp_E) (T_I - T_E) \right] \quad (4.6)$$

La demande en chauffage maximale instantanée d'un bâtiment non résidentiel ($\tilde{q}_{C,BNR}$) est calculée en substituant la température extérieure (T_E) par la température de design (T_{DE}) dans l'équation du profil de la demande en chauffage. La consommation énergétique annuelle en chauffage d'un bâtiment non résidentiel ($q_{C,BNR}$), donné par l'équation 4.7, est l'intégrale finie du profil de la demande en chauffage par rapport au temps.

$$q_{C,BNR} = \sum_{\theta_h=1}^{8760} \dot{q}_{C,BNR} \Delta\theta_h \quad (4.7)$$

4.3 Profil de la demande en eau chaude domestique des bâtiments résidentiels

Le profil de la demande en eau chaude domestique des bâtiments résidentiels est obtenu en considérant la base de données du projet SNAB résultant de la déconvolution de la demande totale de 120 stations de transfert de chaleur, enregistrée avec un pas de temps d'une minute. En supposant que les habitudes de consommation sont les mêmes pour les bâtiments raccordés aux réseaux de chauffage des projets SNAB et d'efficacité énergétique de l'usine papetière, un modèle statistique du profil de la demande en eau chaude domestique est développé tel qu'illustré à la figure 4.4. Le modèle statistique de distribution normale, donné par l'équation 4.8, est caractérisé par une moyenne (\tilde{q}_{ECD}), un écart type (σ_{ECD}) et un coefficient de simultanéité (Cs) horaire. Le coefficient de simultanéité, représentant la probabilité que plusieurs usagers consomment de l'eau chaude domestique au même moment, est déterminé en générant aléatoirement une valeur (Cs_{j,θ_h}) comprise dans un intervalle [0, 1], pour chaque bâtiment (j) et à chaque heure (θ_h). Si la valeur (Cs_{j,θ_h}) est supérieure au coefficient de simultanéité, variant entre 0,08 et 0,13 selon l'heure de la journée, alors une valeur de consommation nulle est assignée pour cet instant à ce bâtiment.

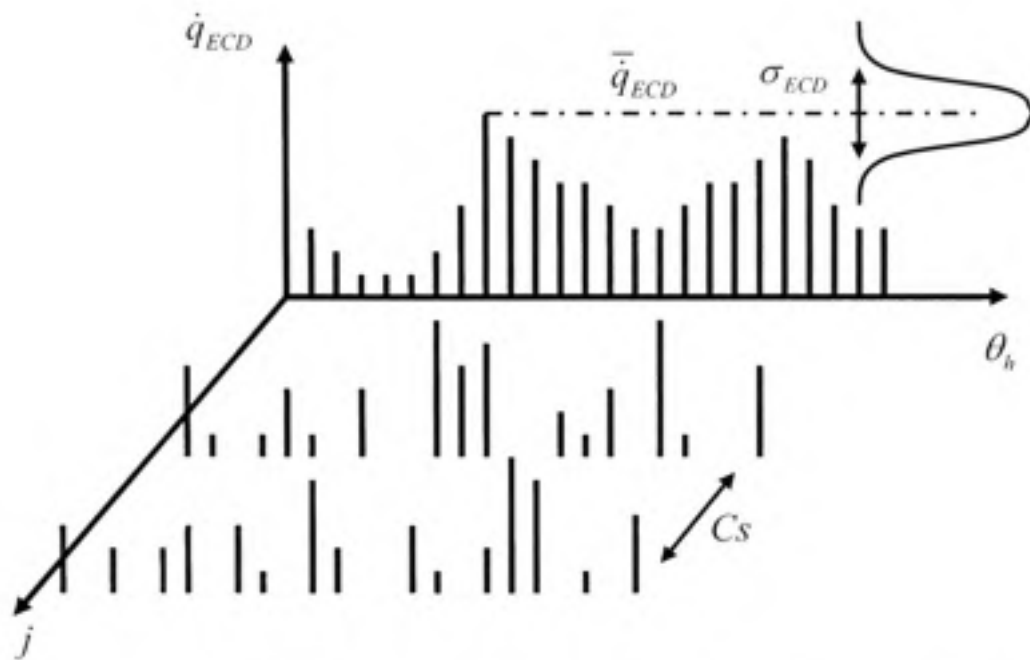


Figure 4.4 Modèle statistique du profil de la demande en eau chaude domestique.

$$\dot{q}_{ECD, BR} = \left\langle C_{S, \theta_h} - C_S \right\rangle \frac{1}{\sigma_{ECD} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\dot{q}_{ECD} - \bar{q}_{ECD})^2}{2\sigma_{ECD}^2}} \quad (4.8)$$

Suite à la génération des profils de demande en eau chaude domestique des bâtiments, on trouve que la demande en eau chaude domestique maximale simultanée ($\dot{q}_{ECD, BR}$) survient à 8h00. La consommation annuelle d'eau chaude domestique ($q_{ECD, BR}$), donnée par l'équation 4.9, est obtenue en posant l'hypothèse que l'énergie consommée est proportionnelle au rapport de l'aire du bâtiment (A_{BR}) sur l'aire de référence calculée (A_0), soit 118 m². La consommation moyenne annuelle en eau chaude domestique des bâtiments résidentiels ($\bar{q}_{0, ECD}$), soit 4333 kWh, provient d'une base de données portant sur les profils de consommation d'énergie électrique, avec un pas de temps de 15 minutes, de 56 chauffe eau conventionnels résidentiels (LTE, 1995).

$$q_{ECD, BR} = \bar{q}_{0, ECD} \frac{A_{BR}}{A_0} \quad (4.9)$$

4.4 Profil de la demande en eau chaude domestique des bâtiments non résidentiels

Le tableau 4.2 présente les débits volumiques maximaux horaires (\dot{v}_{ECD}) et moyens quotidiens (\bar{v}_{ECD}) d'eau chaude domestique et les périodes de consommation journalière (θ_{ECD}) en fonction de la vocation des bâtiments. Pour les bâtiments non résidentiels dont la vocation est détaillant, entrepôt ou supermarché, la demande d'eau chaude domestique maximale horaire est nulle puisque la consommation d'eau chaude survient principalement durant la nuit lors de la période de nettoyage (EPRI, 1994), à un moment différent de la demande maximale simultanée des bâtiments résidentiels. Par conséquent, pour ces bâtiments, une demande moyenne quotidienne de 3800 L/Jour, répartie sur une période de 24 heures, est assignée pour le profil de la demande en eau chaude domestique ($\dot{q}_{ECD,BNR}$).

Tableau 4.2

Débits volumiques en eau chaude domestique des bâtiments non résidentiels

Vocation	Densité d'occupation	Débit maximal horaire	Débit moyen quotidien	
	ρ_{BNR}	\dot{v}_{ECD}	\bar{v}_{ECD}	$[\theta_{ECD}]$
Bureau	7 occ/100 m ²	1,5 L/h/occ	3,8 L/occ/Jour	8h à 17h
Détaillant	15 occ/100 m ²	-	3800 L/Jour	24 h/Jour
Restaurant	70 occ/100 m ²	5,7 L/h/Client	9,1 L/Client/Jour	8h à 23h
Entrepôt	5 occ/100 m ²	-	3800 L/Jour	24 h/Jour
Institution	50 occ/100 m ²	2,3 L/h/Étudiant	2,3 L/h/Étudiant	8h à 17h
Médical	20 occ/100 m ²	17 L/h/Patient	69,7 L/h/Patient	8h à 17h
Motel	20 occ/100 m ²	23 L/h/Client	75,8 L/h/Client	24 h/Jour
Appartement	20 occ/100 m ²	19 L/h/occ	114 L/Jour/occ	24 h/Jour
Supermarché	8 occ/100 m ²	-	3800 L/Jour	24 h/Jour
Autres	7 occ/100 m ²	1,5 L/h/occ	3,8 L/occ/Jour	8h à 17h

Pour tous les autres bâtiments non résidentiels, le profil de la demande en eau chaude domestique ($\dot{q}_{ECD,BNR}$), donné par l'équation 4.10, est exprimé en fonction d'une densité d'occupation (ρ_{BNR}), de l'aire du bâtiment (A_{BNR}), d'une période de consommation (θ_{ECD}) et d'un débit volumique moyen quotidien (\bar{v}_{ECD}). Les débits volumiques maximaux horaires et moyens quotidiens proviennent d'une base de données portant sur les habitudes de consommation de 129 bâtiments commerciaux et institutionnels (Werden, 1969). Les températures d'eau chaude domestique (T_{ECD}) et d'eau froide municipale (T_{EFM}) sont respectivement de 60°C et 5°C (ASHRAE, 2003) alors que la masse volumique (ρ_{ECD}) et la chaleur spécifique (Cp_{ECD}) de l'eau chaude domestique sont de 995 kg/m³ et 4,18 kJ/kg·K.

$$\dot{q}_{ECD,BNR} = \left[(\rho A)_{BNR} (\bar{v} \rho Cp)_{ECD} (T_{ECD} - T_{EFM}) \right]_{\theta_{ECD}} \quad (4.10)$$

La demande en eau chaude domestique maximale des bâtiments non résidentiels ($\bar{\dot{q}}_{ECD,BNR}$) est obtenue en remplaçant le débit volumique moyen quotidien (\bar{v}_{ECD}) par le débit volumique maximal horaire (\dot{v}_{ECD}) dans l'équation 4.10. On admet que les demandes en eau chaude maximales des bâtiments non résidentiels surviennent au même moment que les demandes en eau chaude domestique simultanées des bâtiments résidentiels afin qu'elles coïncident à 8h00. La consommation énergétique annuelle d'eau chaude domestique des bâtiments non résidentiels ($q_{ECD,BNR}$), donné par l'équation 4.11, est l'intégrale finie du profil de la demande en eau chaude domestique par rapport au temps.

$$q_{ECD,BNR} = \sum_{\theta_h=1}^{3750} \bar{\dot{q}}_{ECD,BNR} \Delta\theta_h \quad (4.11)$$

CHAPITRE 5

DIMENSIONNEMENT ET MODÉLISATION DU RÉSEAU

5.1 Charges aux nœuds du réseau de chauffage

5.1.1 Charges de design aux nœuds du réseau de chauffage

Les charges de design aux nœuds du réseau de chauffage ($\dot{q}_{i,DE}$), données par l'équation 5.1, sont la somme des demandes en chauffage maximales instantanées (\tilde{q}_C) et en eau chaude domestique maximales simultanées (\tilde{q}_{ECD}) des bâtiments (j) raccordés aux tronçons (i). En admettant que les bâtiments sont distribués de manière homogène le long des axes topographiques de la municipalité et que leurs charges de chauffage et d'eau chaude domestique sont similaires, on suppose alors que les charges de design sont distribuées linéairement entre les nœuds du réseau tel qu'illustré à la figure 5.1. Par conséquent, le débit massique à travers les tronçons ($\dot{m}_{i,x}$), donné par l'équation 5.2, varie proportionnellement en fonction de la position (x_i). Pour le dimensionnement du réseau de chauffage et l'optimisation des paramètres opératoires, les tronçons sont discrétisés en éléments finis d'une longueur (Δx) de 10 m.

$$\dot{q}_{i,DE} = \sum_j (\tilde{q}_C + \tilde{q}_{ECD})_j \quad (5.1)$$

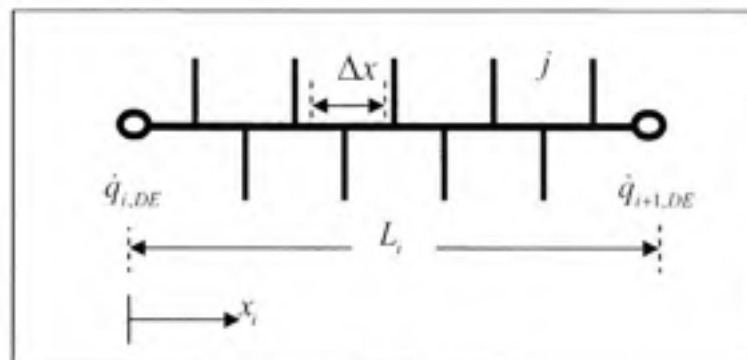


Figure 5.1 Charges de design aux nœuds du réseau.

$$\dot{m}_{i,x} = \frac{\dot{q}_{i,DE} - \frac{(\dot{q}_{i,DE} - \dot{q}_{i+1,DE})}{L_i} x_i}{Cp_f \Delta T_{STC}} \quad (5.2)$$

5.1.2 Charges horaires aux nœuds du réseau de chauffage

On suppose que les charges de chauffage maximales aux nœuds du réseau sont la somme des demandes en chauffage maximales instantanées des bâtiments (\tilde{q}_c) raccordés au tronçon. Les charges de chauffage horaires ($\dot{q}_{i,c}$), données par l'équation 5.3, sont nulles à la température extérieure d'équilibre (T_{EQ}), admise à 18°C, et varient linéairement en fonction de la température extérieure (T_E) tel qu'illustré à la figure 5.2.

$$\dot{q}_{i,c} = \frac{(T_E + T_{EQ}) \sum_j (\tilde{q}_c)_j}{(T_{EQ} - T_{DE})} \quad (5.3)$$

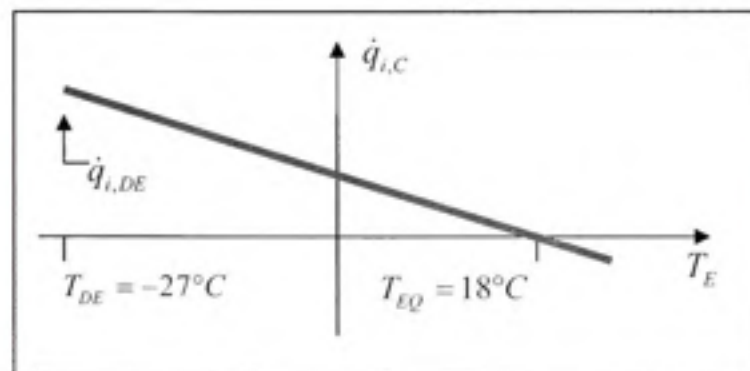


Figure 5.2 Charges de chauffage horaires aux nœuds du réseau.

Les charges d'eau chaude domestique aux nœuds du réseau ($\dot{q}_{i,ECD}$), données par l'équation 5.4, sont la somme des demandes en eau chaude domestique des bâtiments (\dot{q}_{ECD}) raccordés au tronçon. Les charges d'eau chaude domestique horaire sont définies pour une journée avec

un pas horaire (θ_h), tel qu'illustré à la figure 5.3, et sont répétées quotidiennement sur une période annuelle.

$$\dot{q}_{i,ECD} = \sum_j (\dot{q}_{ECD})_j \theta_h \quad (5.4)$$

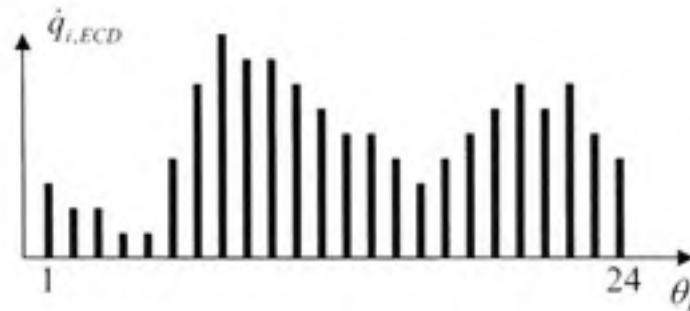


Figure 5.3 Charges horaires d'eau chaude domestique aux nœuds du réseau.

Les charges horaires aux nœuds du réseau de chauffage ($\dot{q}_{i,b}$), données par l'équation 5.5, sont la somme des charges de chauffage ($\dot{q}_{i,C}$) et d'eau chaude domestique ($\dot{q}_{i,ECD}$) et varient en fonction de la température de l'air extérieure (T_E) et du temps (θ_h). Pour la simulation énergétique du réseau de chauffage, les charges de chauffages et d'eau chaude domestique varient aux nœuds mais sont considérées constantes à travers les tronçons.

$$\dot{q}_{i,b} = \dot{q}_{i,C} + \dot{q}_{i,ECD} \quad (5.5)$$

5.2 Dimensionnement du réseau de chauffage

Les tuyaux du réseau de chauffage sont dimensionnés en fonction des débits massiques (\dot{m}) afin de satisfaire les besoins en chauffage et en eau chaude domestique pour des conditions de design. En choisissant la perte de charge hydraulique (ΔP_f) comme contrainte de dimensionnement dans l'équation empirique d'Hazen-Williams (ASHRAE, 2001), donnée par l'équation 5.6, et en considérant le principe de continuité simplifiée comme critère de dimensionnement, donnée par l'inéquation 5.7, on forme un système à deux équations dont

les deux inconnues sont (u_i) et ($D_{i,N}$). La perte de charge hydraulique linéique ($\Delta P_i/L_i$), devant être inférieure ou égale à 200 Pa/m, est déterminée en conformité avec les critères de design européens (BØhm, 1988) et un fabricant de tuyaux préfabriqués (IsoPlus, 2006), tel qu'illustré à la figure 5.4. La constante (κ) est fixée à 140 pour les tuyaux d'acier et la constante d'accélération gravitationnelle (g) est de 9,806 m/s².

$$\Delta P_i = 6,819 \rho_f g L_i \left(\frac{u_i}{\kappa} \right)^{1,852} \left(\frac{1}{D_{i,N}} \right)^{1,167} \quad (5.6)$$

$$D_{i,N} \geq \sqrt{\frac{4\dot{m}_i}{\pi \rho_f u_i}} \quad (5.7)$$

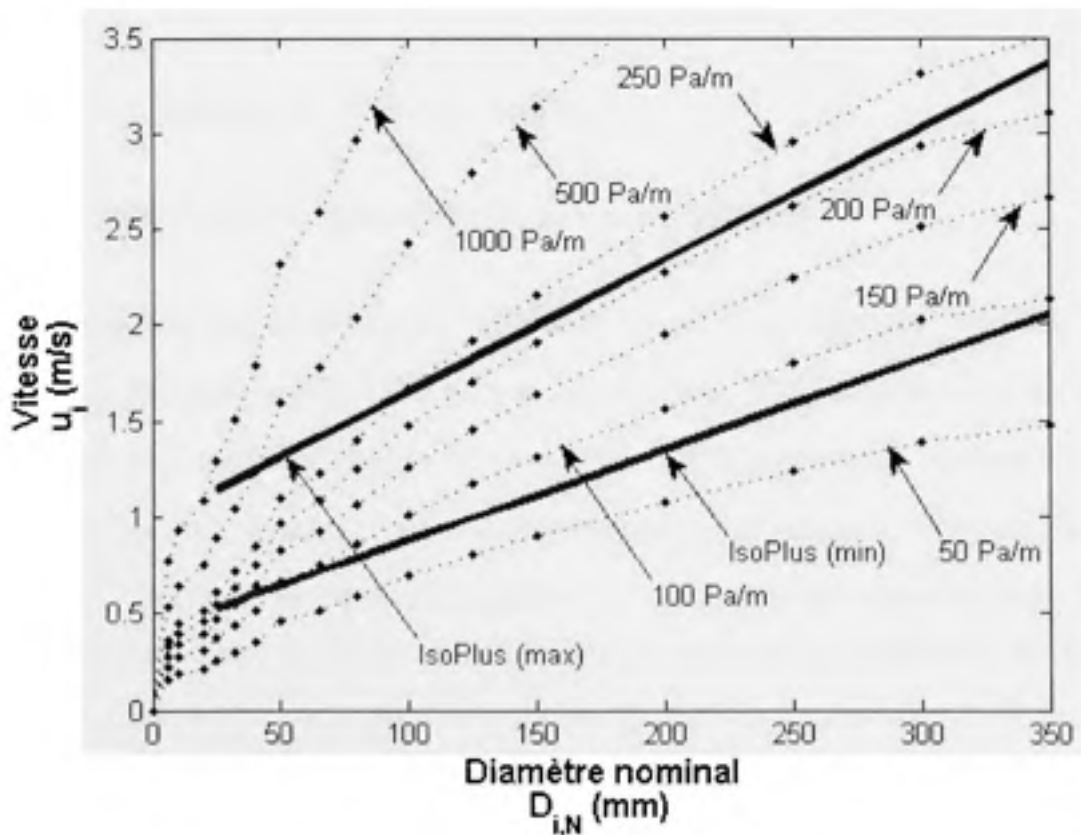


Figure 5.4 Perte de charge hydraulique linéique admissible.

Le diamètre interne du tuyau ($D_{i,T}$) est déterminé par un calcul itératif, avec une variable d'incrémentement équivalente à une grandeur de diamètre nominal, jusqu'à ce que le critère de dimensionnement soit respecté. En choisissant un tuyau dont le diamètre interne est égal ou est supérieur au critère de dimensionnement, on s'assure que la vitesse d'écoulement fluide (u_i) à travers le tuyau respecte la perte de pression hydraulique linéique admissible ($\Delta P_i / L_i$) de 200 Pa/m. Afin de procéder aux analyses hydraulique et thermique du réseau de chauffage, la vitesse d'écoulement réelle à travers le tuyau est recalculée en appliquant l'équation de continuité et en utilisant le diamètre du tuyau interne trouvé. Finalement, le nombre de Reynolds (Re_i), donné par l'équation 5.8, est calculé en fonction de la vitesse d'écoulement réelle et du diamètre interne du tuyau.

$$Re_i = \frac{u_i D_{i,T} \rho_F}{\mu_F} \quad (5.8)$$

5.3 Modélisation du réseau de chauffage

5.3.1 Modèle d'analyse hydraulique du réseau de chauffage

Les pertes hydrauliques à travers les tronçons du réseau (\dot{W}_i), donné par l'équation 5.9, sont calculées en fonction du débit massique (\dot{m}_i) et des chutes de pression à travers les différents éléments du réseau de chauffage (ΔP_i) tel qu'illustré à la figure 5.5. Les pertes de pression (ΔP_i), données par l'équation 5.10 de Darcy-Weisbach, dépendent de l'énergie cinétique et de la somme des pertes linéiques et singulières. Les pertes linéiques causées par les forces de dissipation visqueuses du fluide sont calculées à l'aide d'un coefficient de frottement empirique (f_i), donné par l'équation 5.10 de Colebrook, et dépendent : (i) du diamètre interne du tuyau ($D_{i,T}$); (ii) du nombre de Reynolds (Re_i) caractérisant l'écoulement interne; (iii) de la rugosité absolue des tuyaux d'acier (δ_r) fixé à 0,02 mm (ASHRAE, 2001). Les pertes singulières sont exprimées en fonction du diamètre interne des tuyaux et sont obtenus

en considérant les facteurs de singularités (K_T). Ces facteurs de singularités, donnés par l'équation 5.12 (Muzychka, 2006), sont définis par un coefficient (a_T) et un exposant empirique (n_T) qui sont de : (i) 0,44 et -0,23 pour les coudes; (ii) 0,27 et -0,46 pour les tés à passage direct; (iii) 1,0 et -0,29 pour les tés à passage indirect. On considère que les pertes de pression occasionnées par le passage du fluide à travers les stations de transfert de chaleur des bâtiments (ΔP_{STC}) et l'échangeur de chaleur primaire (ΔP_{ECP}) sont constantes puisque qu'elles sont négligeables par rapport aux pertes du parcours critique du réseau de chauffage (voir section 2.5).

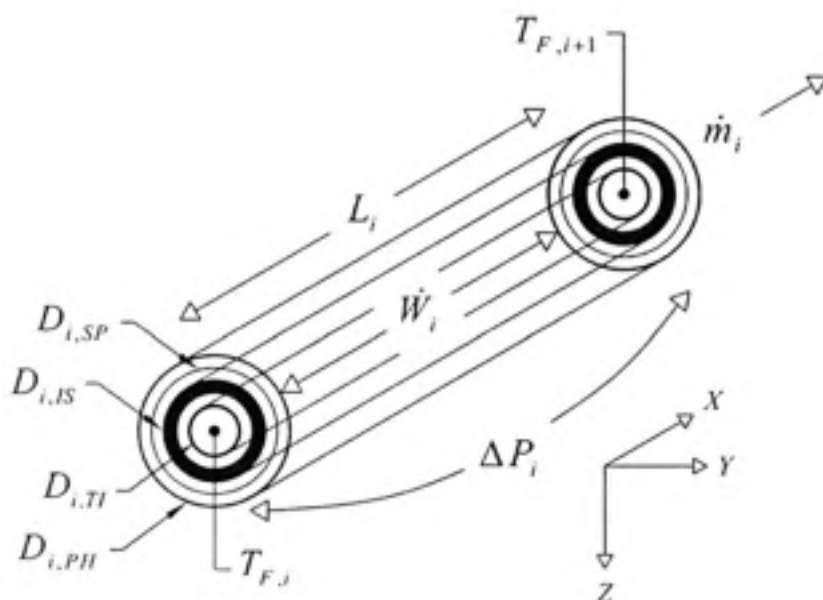


Figure 5.5 Schéma d'un tronçon du réseau de chauffage.

$$\dot{W}_i = \dot{m}_{i,s} \frac{\Delta P_i}{\rho_F} \quad (5.9)$$

$$\Delta P_i = \left(f_i \frac{L_i}{D_{i,TH}} + \sum K_T \right) \frac{\rho_F u_i^2}{2} \quad (5.10)$$

$$f_i = \frac{1.325}{\left[\ln \left(\frac{\delta_r}{3,7 D_{i,II}} + 5,74 Re_i^{-0,9} \right) \right]^2} \quad (5.11)$$

$$K_T = a_T (D_{i,II})^{n_T} \quad (5.12)$$

5.3.2 Modèle d'analyse thermique du réseau de chauffage

Les pertes de chaleur à travers les tronçons du réseau (\dot{Q}_i), données par l'équation 5.13, sont calculées en fonction du coefficient global de transfert de chaleur (UA_i) et de la différence de température entre le fluide caloporteur ($T_{F,i}$) et l'air extérieure (T_E). Pour la conception et l'optimisation des paramètres opératoires du réseau de chauffage, la température extérieure (T_E) est substituée par la température de design (T_{DE}) dans les équations 5.13 et 5.14. Le coefficient global de transfert de chaleur est inversement proportionnel à la somme des résistances thermiques présentées à la figure 5.6. La température du fluide caloporteur ($T_{F,i}$), donnée par l'équation 5.14, est calculée à chaque nœud du réseau en tenant compte du taux de transfert de chaleur vers l'environnement. Initialement, la température du fluide caloporteur est la même que la température d'alimentation du réseau de chauffage (T_A) obtenue par la somme du différentiel de température (ΔT_{STC}) et de la température de retour à la sortie des stations de transfert de chaleur des bâtiments (T_{RS}). La température de retour finale du réseau de chauffage (T_R) est calculée à l'aide de bilans d'énergie en considérant les températures du fluide caloporteur ($T_{F,i}$) aux nœuds du réseau.

$$\dot{Q}_i = UA_i (T_{F,i} - T_E) \quad (5.13)$$

$$T_{F,j+1} = T_E + (T_{F,j} - T_E) e^{-\frac{UA_j}{m_j C_{pF}}} \quad (5.14)$$

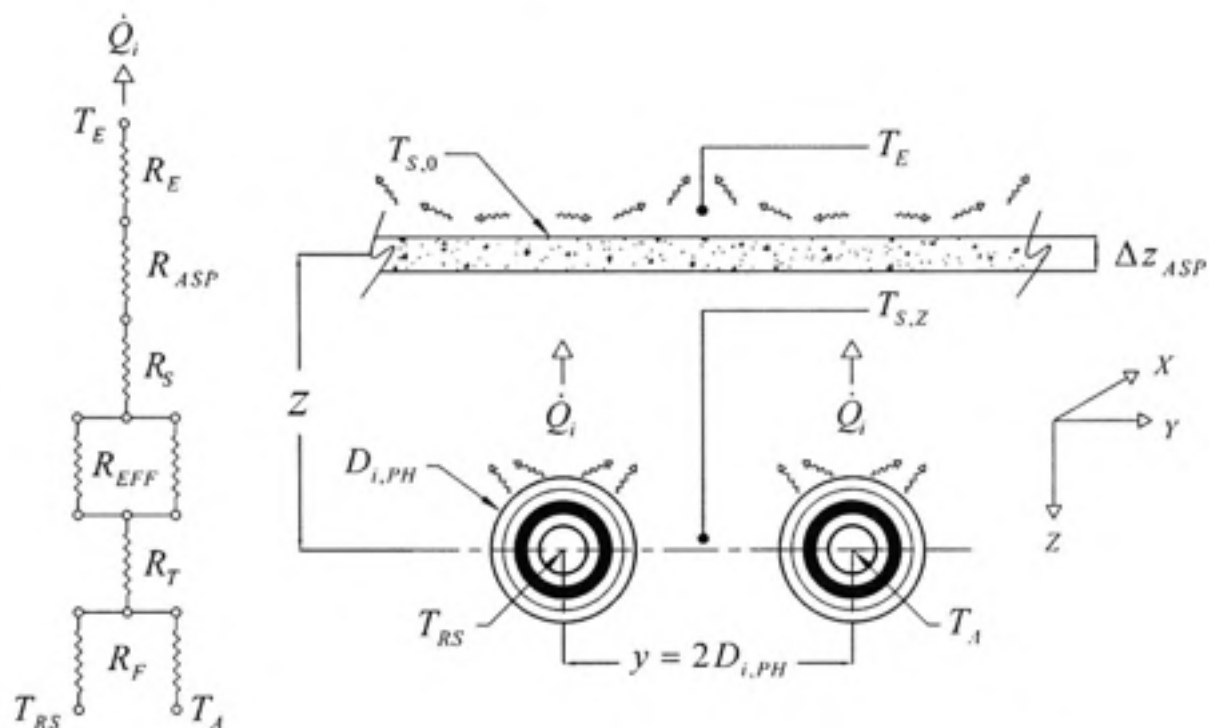


Figure 5.6 Diagramme des résistances thermiques du réseau de chauffage.

La résistance thermique entre le film du fluide et la surface intérieure des tuyaux du réseau de chauffage (R_f), donnée par l'équation 5.15, est déterminée par le coefficient de convection interne (h_f). Ce coefficient, donné par l'équation 5.16, dépend : (i) de la conductivité thermique du fluide (k_f); (ii) du diamètre interne du tuyau ($D_{i,PI}$); (iii) du nombre de Nusselt (Nu_f) obtenu par l'équation 5.17 (Petukhov, 1970).

$$R_f = \frac{1}{\pi D_{i,PI} L_i h_f} \quad (5.15)$$

$$h_f = \frac{k_f Nu_f}{D_{i,PI}} \quad (5.16)$$

$$Nu_F = \frac{(f_i/8)Re_iPr_f}{1,07 + 12,7(f_i/8)^{1/2}(Pr_f^{2/3} - 1)} \quad (5.17)$$

La résistance thermique totale des tuyaux préfabriqués (R_T), tel qu'illustrée à la figure 5.5 et donnée par l'équation 5.18, dépend de l'épaisseur des matériaux et de leur conductivités thermiques. Les conductivités thermiques des tuyaux préfabriqués (IsoPlus, 2007) sont respectivement de : (i) 52,33 W/mK pour le tuyau interne en acier (k_{TI}); (ii) 0,0275 W/mK pour l'isolant (k_{IS}); (iii) 52,33 W/mK pour le revêtement externe d'acier galvanisé Spirofalz (k_{SP}); (iv) 0,4 W/mk pour le tube externe de polyéthylène haute densité (k_{PH}).

$$R_T = \frac{1}{2\pi L_s} \left(\frac{\ln\left(\frac{D_{i,TE}}{D_{i,TI}}\right)}{k_{TI}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{e,IS}}{D_{i,TE}}\right)}{k_{IS}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{e,SP}}{D_{e,IS}}\right)}{k_{SP}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{e,PH}}{D_{e,SP}}\right)}{k_{PH}} \right) \quad (5.18)$$

La disposition des tuyaux d'alimentation et de retour enfouis dans le sol implique d'une part un transfert de chaleur des tuyaux vers l'environnement et d'autre part un transfert de chaleur du tuyau d'alimentation vers le tuyau de retour vu le différentiel de température du réseau de chauffage. Par conséquent, une résistance thermique effective (R_{EFF}), donnée par l'équation 5.19, est calculée pour les tuyaux d'alimentation et de retour (ASHRAE, 2000). Pour le tuyau d'alimentation, le facteur thermique du fluide (F_F) est directement donné par l'équation 5.20. Pour le tuyau de retour, le facteur thermique est inversement proportionnel à celui calculé par l'équation 5.20. Les facteurs thermiques du fluide dépendent de la température d'alimentation (T_A), de la température de retour à la sortie des stations de transfert de chaleur des bâtiments (T_{RS}) et de la température du sol ($T_{S,z}$). Le facteur géométrique des tuyaux (F_T), donné par l'équation 5.21, dépend de la conductivité thermique du sol (k_s), de la profondeur d'enfouissement (z) et de l'excentricité (y) des tuyaux d'alimentation et de retour tel qu'illustré à la figure 5.6.

$$R_{EFF} = \frac{R_T L_i - \frac{F_G^2}{R_T L_i}}{\left(1 - \frac{F_T F_G^2}{R_T L_i}\right) L_i} \quad (5.19)$$

$$F_T = \frac{T_{RS} - T_{S,Z}}{T_A - T_{S,Z}} \quad (5.20)$$

$$F_T = \frac{1}{2\pi k_s} \ln\left(\frac{4z^2 + y^2}{y^2}\right)^{0.5} \quad (5.21)$$

La résistance thermique du sol, donnée par l'équation 5.22 (ASHRAE, 2000), est exprimée en fonction de la conductivité thermique du sol (k_s), des paramètres (z) et (y), du diamètre extérieur des tuyaux préfabriqués ($D_{i,PH}$) tel qu'illustré à la figure 5.6. Le terme ($y + D_{i,PH}$) représente la largeur d'excavation du réseau de chauffage.

$$R_s = \frac{\ln\left(\frac{3,5z}{\left(D_{i,PH}^{0,75} (y + D_{i,PH})^{0,25}\right)}\right)}{k_s L_i \left[(y + D_{i,PH}) / (2D_{i,PH}) + 5,7 \right]} \quad (5.22)$$

La résistance thermique de l'asphalte (R_{ASP}) recouvrant la chaussée, tel qu'illustré à la figure 5.6, doit être considérée puisque les tuyaux du réseau de chauffage passe sous la terre en suivant les axes topographiques de la municipalité. Cette résistance thermique, donné par l'équation 5.23, est exprimée en fonction de l'épaisseur (Δz_{ASP}) et de la conductivité thermique (k_{ASP}) de l'asphalte qui sont respectivement de 150 mm et 0,062 W/m·K.

$$R_{ASP} = \frac{\Delta z_{ASP}}{k_{ASP} (y + D_{i,PH}) L_i} \quad (5.23)$$

La résistance thermique due à l'écoulement de l'air sur la surface du sol (R_E) recouvrant les tuyaux du réseau de chauffage, tel qu'illustré à la figure 5.6 et donné par l'équation 5.24, est déterminée par le coefficient de convection naturelle (h_E). Ce coefficient, donné par l'équation 5.25, dépend : (i) de la conductivité thermique de l'air extérieure (k_E); (ii) de la largeur d'excavation du réseau ($y + D_{i,PH}$); (iii) d'une longueur équivalente de transfert de chaleur (L_{EQ}); (iv) du nombre de Nusselt (Nu_E). En considérant que la tranchée est symétrique dans le plan x-y et que les tuyaux d'alimentation et de retour sont de même diamètre ($D_{i,PH}$), la longueur équivalente (L_{EQ}) est le rapport de la surface sur le périmètre d'excavation du réseau de chauffage. Le nombre de Nusselt, donné par l'équation 5.26, est exprimé en fonction du nombre de Rayleigh (Ra_E), donné par l'équation 5.27. Les propriétés thermodynamiques de l'air extérieur (Incropera, 2002), évaluées à la température de design (T_{DE}), sont de : (i) $21,9 \cdot 10^{-3}$ W/mK pour la conductivité thermique (k_E); (ii) $11,1 \cdot 10^{-6}$ m²/s pour la viscosité dynamique (ν_E); (iii) $15,4 \cdot 10^{-6}$ m²/s pour la diffusivité thermique (α_E). Le coefficient d'expansion thermique de l'air extérieure (β_E), pour un gaz parfait, est inversement proportionnelle à la température absolue de l'air (T_E).

$$R_E = \frac{1}{0,5(y + D_{i,PH}) L_i h_E} \quad (5.24)$$

$$h_E = \frac{k_E Nu_E}{L_{EQ}} \quad (5.25)$$

$$Nu_E = 0,27 Ra_E^{1/4} \quad (5.26)$$

$$Ra_E = \frac{g\beta_E(T_{s,0} - T_E)L_{EQ}^3}{\nu_E\alpha_E} \quad (5.27)$$

5.4 Charges hydraulique et thermique du réseau de chauffage

Le modèle d'analyse hydraulique développé précédemment (section 5.3.1) permet de déterminer les pertes hydrauliques à travers chaque tronçon du réseau de chauffage (\dot{W}_i) en fonction du débit massique (\dot{m}_i) et des pertes de pression (ΔP_i). Pour les conditions de design, la somme des pertes hydraulique, donné par l'équation 5.9, des tronçons du parcours critique représentent la charge hydraulique du réseau de chauffage (\dot{W}_{RCD}).

Le modèle d'analyse thermique présenté antérieurement (section 5.3.2) permet de calculer les pertes de chaleur à travers chaque tronçon du réseau de chauffage (\dot{Q}_i), donné par l'équation 5.13, en fonction des résistances thermiques et des températures : (i) du fluide caloporteur aux nœuds du réseau ($T_{F,j}$); (ii) de l'air extérieure (T_E); (iii) du sol (T_S). Les charges de design aux nœuds du réseau de chauffage, données par l'équation 5.1, représentent les charges maximales en chauffage et en eau chaude domestique que le réseau de chauffage doit être en mesure de satisfaire. La somme des charges de design aux nœuds du réseau ($\dot{q}_{i,DE}$) et des pertes de chaleur à travers chaque tronçon du réseau (\dot{Q}_i) évaluées pour les conditions de design représentent la charge thermique du réseau de chauffage (\dot{Q}_{RCD}) donnée par l'équation 5.28.

$$\boxed{\dot{Q}_{RCD} = \sum_i (\dot{q}_{i,DE} + \dot{Q}_i)} \quad (5.28)$$

CHAPITRE 6

OPTIMISATION DES PARAMÈTRES OPÉRATOIRES ET SIMULATION ÉNERGÉTIQUE DU RÉSEAU

6.1 Optimisation des paramètres opératoires du réseau de chauffage

6.1.1 Paramètres d'entrée, contraintes et variable d'optimisation

Les paramètres opératoires du réseau de chauffage sont déterminés par optimisation pour les conditions de design en considérant des paramètres d'entrée et des contraintes d'optimisation répertoriées dans le tableau 6.1. Les paramètres d'entrée sont : (i) les charges de design aux nœuds du réseau ($\dot{q}_{i,DE}$); (ii) la longueur des tronçons du réseau (L_i). La variable d'optimisation est le différentiel de température des stations de transfert de chaleur des bâtiments (ΔT_{STC}).

Tableau 6.1

Contraintes d'optimisation

$\Delta P_i / L_i \leq 200 \text{ Pa/m}$	Perte de charge hydraulique linéaire admissible à travers les tuyaux du réseau de chauffage
$z = 2,15 \text{ m}$	Profondeur d'enfouissement des tuyaux préfabriqués du réseau de chauffage
$\Delta T_{SCB} = 10^\circ\text{C}$	Différentiel de température des systèmes de chauffage des bâtiments
$\bar{T}_{SCB} = 77^\circ\text{C}$	Température moyenne d'opération du système de chauffage des bâtiments
$T_{RS} = 74^\circ\text{C}$	Température de retour à la sortie des stations de transfert de chaleur des bâtiments
$\Delta \bar{T}_{STC} \leq 10^\circ\text{C}$	Différentiel de température logarithmique moyen des stations de transfert de chaleur des bâtiments
$\Delta T_{STC} \geq 22^\circ\text{C}$	Différentiel de température des stations de transfert de chaleur des bâtiments

6.1.2 Simulation du réseau pour les conditions de design

La simulation du réseau de chauffage est réalisée pour les conditions de design en faisant varier le différentiel de température des stations de transfert de chaleur des bâtiments (ΔT_{STC}) sur un intervalle de 10°C à 100°C avec un pas de 1°C. En admettant que la température de retour à la sortie des stations de transfert de chaleur des bâtiments (T_{RS}) est constante, soit 74°C (chapitre 2.5), lorsque le différentiel de température (ΔT_{STC}) augmente, la température d'alimentation (T_A) du réseau de chauffage croît. L'évolution du débit massique, du coût du réseau (chapitre 7.3) et des pertes hydraulique et thermique à travers le réseau sont exprimés en fonction du différentiel de température des stations de transfert de chaleur des bâtiments tel que présentés à la figure 6.1.

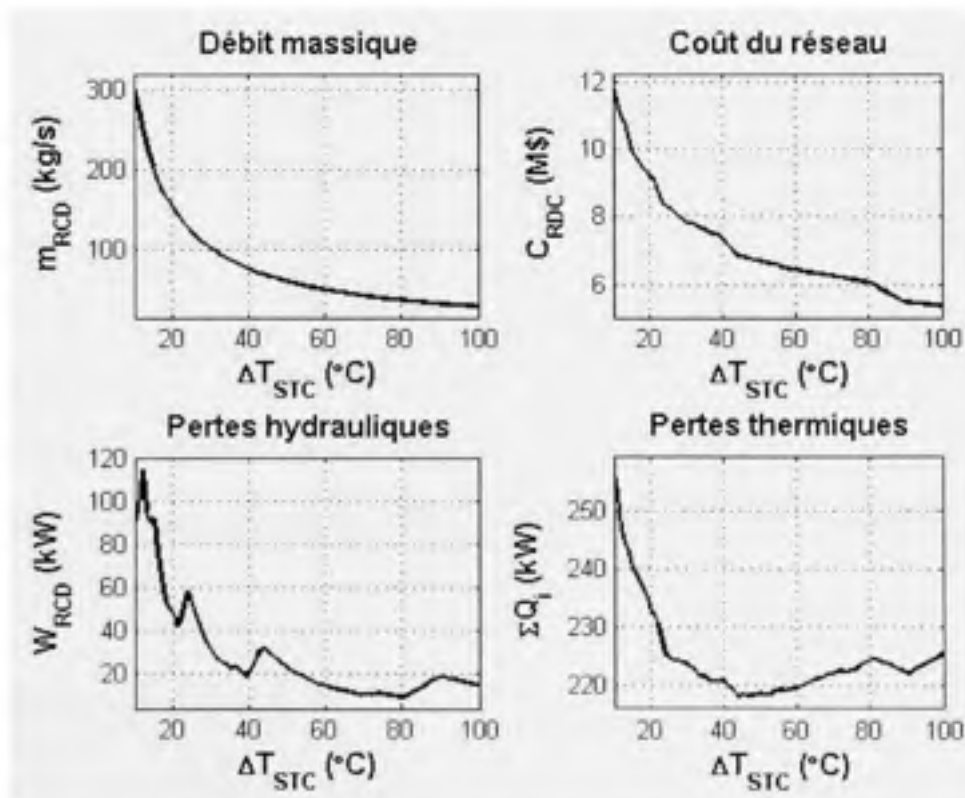


Figure 6.1 Résultats de la simulation du réseau de chauffage.

L'augmentation de la différence de température des stations de transfert de chaleur des bâtiments (ΔT_{STC}) implique une décroissance hyperbolique du débit massique (\dot{m}_{RCD}) et par conséquent une diminution globale des pertes hydraulique (\dot{W}_{RCD}) à travers le réseau de chauffage. Lorsque la perte de charge linéique hydraulique recommandée ($\Delta P_i / L_i$) s'éloigne de la valeur fixée à cause de la diminution du débit massique (\dot{m}_i) dans les tronçons, les diamètres internes des tuyaux ($D_{i,II}$) diminuent d'une grandeur nominale. Les pertes hydrauliques (\dot{W}_i) à travers les tuyaux augmentent en se rapprochant de la contrainte établie alors qu'inversement, la surface de transfert de chaleur des tuyaux diminuant de façon brusque, les pertes de chaleur (\dot{Q}_i) à travers les tronçons chutent considérablement. La variation des pertes de chaleur est principalement liée aux changements de diamètres des tuyaux et à la température d'alimentation (T_A) du réseau de chauffage de district. Pour un faible différentiel de température (ΔT_{STC}), le grand débit massique (\dot{m}_i) à travers les tronçons contribue à augmenter le coefficient global de transfert de chaleur (UA_i) puisque l'effet de convection causé par l'écoulement interne est élevé. Cependant, pour un grand différentiel de température (ΔT_{STC}), le taux de variation du débit massique étant très faible, l'accroissement des pertes de chaleur (\dot{Q}_i) à travers les tronçons est dû au différentiel thermique entre le fluide caloporteur (T_f) et l'air extérieure (T_e). Par conséquent, pour une grande différence de température des stations de transfert de chaleur des bâtiments (ΔT_{STC}), les pertes de chaleur (\dot{Q}_i) croissantes dominant la faible variation des pertes hydrauliques (\dot{W}_i) dans le réseau de chauffage.

6.1.3 Critères d'optimisation

Les critères d'optimisation des paramètres opératoires du réseau de chauffage, tel que présenté au tableau 6.2, sont les coûts opératoires adimensionnels des pertes hydrauliques et thermiques, pondérées selon leur sources d'énergie respective, et le coût total adimensionnel de l'infrastructure du réseau de chauffage. Les pertes hydrauliques ($\dot{W}_{RCD,0}$) et les pertes de

chaleur ($\dot{Q}_{i,0}$) et le coût du réseau ($C_{RCD,0}$) représentent les valeurs maximales absolues atteintes à l'intérieur de l'intervalle de température de 10°C à 100°C, tel que présenté à la figure 6.1. Les coûts adimensionnels mettent en perspective l'évolution des pertes hydrauliques, des pertes de chaleur et du coût du réseau de chauffage. Cependant, en valeurs absolues, le coût du réseau de chauffage a un impact considérablement plus décisif que le coût des pertes énergétiques.

Tableau 6.2

Critères d'optimisation

$\frac{\dot{W}_{RCD}(\Delta T_{STC})}{\dot{W}_{RCD,0}} \bar{C}_{EL}$	Pertes hydrauliques adimensionnelles ajustées en fonction du coût de l'énergie électrique moyen (40,08 \$/MWh)
$\frac{\sum_i \dot{Q}_i(\Delta T_{STC})}{\sum_i \dot{Q}_{i,0}} \bar{C}_V$	Pertes thermiques adimensionnelles ajustées en fonction du coût équivalent moyen de la vapeur (14 \$/tonne)
$\frac{C_{RCD}(\Delta T_{STC})}{C_{RCD,0}}$	Coût total adimensionnel de l'infrastructure du réseau de chauffage de district

En fixant trois paramètres de fonctionnement de l'échangeur de chaleur desservant le système de chauffage des bâtiments, soit (T_{RS}), (ΔT_{SCB}) et (\bar{T}_{SCB}) et en imposant un différentiel de température logarithmique moyen ($\Delta \bar{T}_{STC}$) afin de minimiser les dimensions des stations de transfert de chaleur des bâtiments, on calcule une température d'alimentation (T_A) maximale de 111°C. Cette température d'alimentation maximale limite le différentiel de température des stations de transfert de chaleur des bâtiments (ΔT_{STC}) à 37°C. Le différentiel de température des stations de transfert de chaleur des bâtiments minimal est de 22°C (ASHRAE, 2000). Par conséquent, bien que la simulation du réseau de chauffage ayant été

fait pour un intervalle de température de 10°C à 100°C, le choix des paramètres opératoires optimaux sont limités à l'intérieure d'un intervalle de température de 22°C à 37°C.

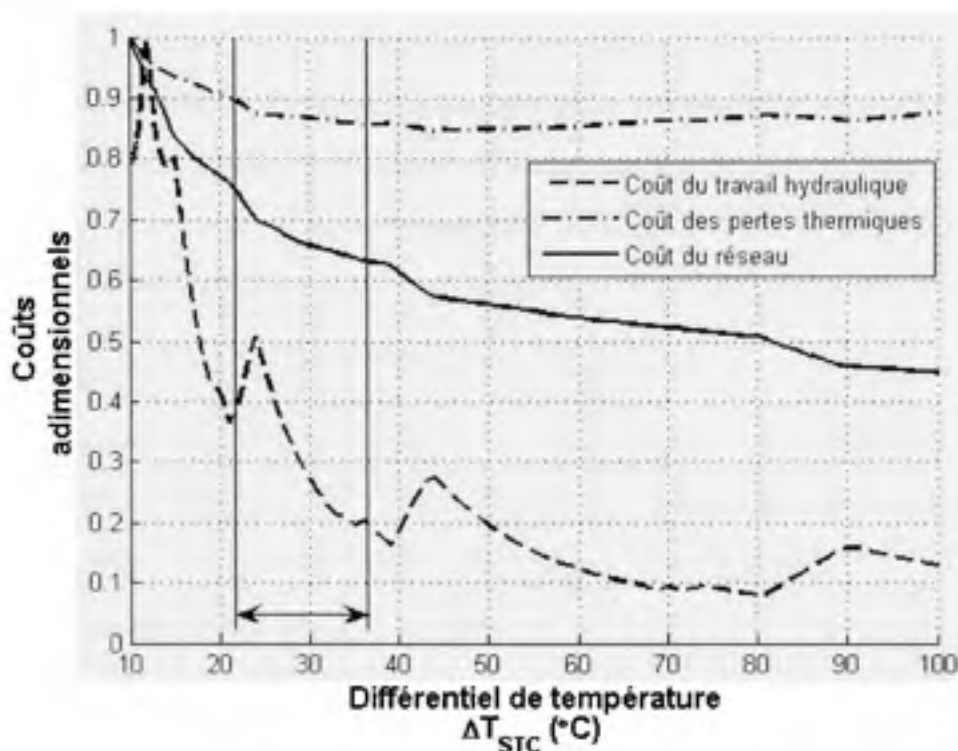


Figure 6.2 Coût adimensionnels des critères d'optimisation.

6.1.4 Paramètres opératoires optimaux

Le différentiel de température des stations de transfert de chaleur des bâtiments (ΔT_{STC}), minimisant les coûts d'opération et d'infrastructure du réseau de chauffage, est de 37°C. Les paramètres opératoires satisfaisant les critères d'optimisation résulte d'une température d'alimentation du réseau de chauffage (T_A) de 111°C. Pour ces paramètres opératoires, le débit massique aux conditions de design (\dot{m}_{RCD}) est de 82 kg/s et la température de retour du réseau de chauffage (T_R) est de 71,5°C. Les charges hydraulique (\dot{W}_{RCD}) et thermique (\dot{Q}_{RCD}) du réseau de chauffage sont respectivement de 27,8 kW et 13,1 MW. Le coût total de l'infrastructure du réseau de chauffage (C_{RCD}), incluant les coûts de maintenance et de

réparation sur une période de dépréciation de 30 ans, s'élève à 7,9 M\$ (section 7.3). Les pertes de pression cumulées sur le chemin critique du réseau de chauffage sont de 10,5 bars.

6.2 Simulation énergétique du réseau de chauffage

La simulation énergétique du réseau de chauffage est réalisée avec un pas temporel horaire ($\Delta\theta_h$), sur une période annuelle, selon les charges horaires aux nœuds du réseau de chauffage ($\dot{q}_{i,h}$) et les paramètres opératoires optimaux (ΔT_{STC}) et (T_A) obtenus. Les variables de la simulation énergétique sont la température extérieure (T_E) et la température du sol (T_S). Le travail hydraulique (W_i) et l'énergie thermique (Q_i) perdu à travers chaque tronçon du réseau de chauffage (chapitre 5.3), donnés par les équations 6.1 et 6.2, sont cumulés sur une période de 8760 heures. Le travail hydraulique du réseau de chauffage (W_{RCD}) est la somme du travail hydraulique à travers chaque tronçons du parcours critique. L'énergie thermique du réseau (Q_{RCD}), donnée par l'équation 6.3, tient compte de la somme par rapport au temps : (i) des charges horaires aux nœuds du réseau ($\dot{q}_{i,h}$); (ii) de l'énergie thermique perdue à travers les tronçons du réseau (Q_i). Suite à la simulation énergétique, le travail hydraulique et l'énergie thermique du réseau de chauffage sont respectivement établis à 23,0 MWh et 21,9 GWh. Les déperditions d'énergie thermique totale (Q_i) représentent 4,6% de l'énergie thermique (Q_{RCD}) du réseau.

$$W_i = \sum_{\theta_h=1}^{8760} \dot{m}_i \frac{\Delta P_i}{\rho_f} \Delta\theta_h \quad (6.1)$$

$$Q_i = \sum_{\theta_h=1}^{8760} UA_i (T_F - T_E) \Delta\theta_h \quad (6.2)$$

$$Q_{RCD} = \sum_i \left(\sum_{\theta_h=1}^{8760} \dot{q}_{i,h} \Delta\theta_h + Q_i \right) \quad (6.3)$$

CHAPITRE 7

COÛTS D'INVESTISSEMENT ET D'OPÉRATION

7.1 Coût d'opération des systèmes dans les bâtiments

Dans les bâtiments on prend en considération les coûts relatifs : (i) à l'opération des systèmes de chauffage et d'eau chaude domestique actuels; (ii) à l'opération des stations de transfert de chaleur des bâtiments raccordés au réseau de chauffage; (iii) à la conversion des systèmes de chauffage des bâtiments. Pour le calcul des coûts, la méthodologie suivante est appliquée;

- Détermination des types systèmes de chauffage et d'eau chaude domestique actuels dans les bâtiments basés sur les statistiques provenant du rapport d'inspection de la municipalité et des hypothèses présentés à la prochaine section.
- Calculs des coûts d'opération des systèmes de chauffage et d'eau chaude domestique actuels dans les bâtiments (CO_{SAB}).
- Dimensionnement et calcul du coût des équipements requis pour la conversion des systèmes de chauffage des bâtiments raccordés au réseau de chauffage (C_{SCB}).
- Calcul des coûts d'opération de la pompe hydraulique des stations de transfert de chaleur des bâtiments raccordés au réseau de chauffage (CO_{STC}).

7.1.1 Détermination des systèmes actuels dans les bâtiments

Les hypothèses suivantes servent à déterminer les systèmes de chauffage et d'eau chaude domestique actuels dans les bâtiments;

- Les bâtiments résidentiels et non résidentiels possèdent un chauffe-eau électrique conventionnel pour assurer la production d'eau chaude domestique.
- En ce référant au rapport d'inspection de la municipalité répertoriant les systèmes de chauffage dans les bâtiments, tel que présenté au tableau 7.1 (Alao, 2007), les quatre sources d'énergie disponible considérées pour les bâtiments résidentiels et non résidentiels sont l'huile, le propane, le bois et l'électricité. Cependant, seuls les bâtiments munis d'une cheminée peuvent utiliser le bois comme source d'énergie.
- Les bâtiments peuvent être munis d'un système de chauffage principal ou d'un système de chauffage primaire et auxiliaire. Le type de système de chauffage des bâtiments est déterminé aléatoirement en respectant les statistiques de recensement des systèmes de chauffage du rapport d'inspection de la municipalité.

Tableau 7.1

Systèmes de chauffage dans les bâtiments

(Tiré du rapport de projet d'Alao, 2007)

Système de chauffage	Bâtiments résidentiels				Bâtiments non résidentiel			
	Primaire		Auxiliaire		Primaire		Auxiliaire	
Électrique	298	77,8%	21	18,3%	35	67,3%	5	35,7%
Huile	53	13,8%	20	17,4%	10	19,2%	2	14,3%
Bois	18	4,7%	61	53,0%	1	1,9%	2	14,3%
Thermopompe	13	3,4%	5	4,3%	2	3,8%	1	7,1%
Propane	1	0,3%	8	7,0%	4	7,7%	4	28,6%
Total	383	100%	115	100%	52	100%	14	100%

Source : Les types de systèmes de chauffage des bâtiments sont tirés du rapport de projet d'Alao, basé sur le rapport d'inspection de la municipalité.

7.1.2 Coût d'opération des systèmes actuels dans les bâtiments

Les coûts d'opération des systèmes de chauffage et d'eau chaude domestique actuels des bâtiments (CO_{SAB}), donné par l'équation 7.1, sont respectivement exprimés en fonction des consommations énergétiques annuelles en chauffage (q_c) et en eau chaude domestique (q_{ECD}). Les coûts d'énergie considérés, présenté au tableau 2.1 (voir, Annexe II p.102) sont de : (i) 38,8 €/L pour l'huile (CE_H); (ii) 59,0 €/L pour le propane (CE_P); (iii) 195 S/Corde pour le bois (CE_B). Le coût de l'énergie électrique (CE_{EL}) pour le tarif résidentiel s'élève à 5,8 €/kWh et 6,8 €/kWh pour le tarif non résidentiel. Les pouvoirs calorifiques inférieurs des combustibles sont respectivement de : (i) 38,2 MJ/L pour l'huile ($H_{0,H}$); (ii) 25,3 MJ/L pour le propane liquide ($H_{0,P}$); (iii) 30,6 GJ/Corde pour le bois ($H_{0,B}$). Les rendements saisonniers des systèmes de chauffage (η_c) à l'huile, au propane et au bois sont de 0,6 en considérant des systèmes de chauffage conventionnel. Les rendements électriques des plinthes de chauffage ($\eta_{C,EL}$) et des chauffe eau domestique ($\eta_{ECD,EL}$) sont de 1,0. Pour les thermopompes air / air, le rendement considéré est le coefficient de performance saisonnier de la machine thermique (COP) qui est de 1,7.

$$CO_{SAB} = \sum_j \left(\frac{q_c CE}{H_{0,j} \eta_c} + \frac{q_{ECD} CE_{EL}}{\eta_{ECD,EL}} \right)_j \quad (7.1)$$

7.1.3 Dimensionnement et coûts de conversion des bâtiments à raccorder

Les hypothèses suivantes servent à dimensionner les équipements nécessaires, tel qu'illustré à la figure 7.1, pour convertir les systèmes de chauffage actuels dans les bâtiments afin de les raccorder au réseau de chauffage;

- Les bâtiments possèdent : (i) une station de transfert de chaleur (STC) muni de deux échangeurs de chaleur à plaque disposés en parallèle tel qu'illustré à la figure 2.4,

l'un satisfaisant les besoins en chauffage et l'autre en eau chaude domestique; (ii) une pompe hydraulique (PH_{STC}) pour le système de chauffage; (iii) des valves de contrôle à deux voies (VA_{2V2}) localisées sur chaque convecteur à l'eau chaude.

- La tuyauterie du système de chauffage des bâtiments passe dans le plafond du sous-sol, afin de desservir les convecteurs au sous-sol et au rez-de-chaussée, selon un type de branchement en retour inversé.
- Les convecteurs sont distribués également en périphérie du bâtiment, par conséquent la longueur totale de tuyauterie du système de chauffage (L_{SCB}) est équivalente à huit fois le périmètre du bâtiment. En admettant que les bâtiments sont carrés, le périmètre est donné par la racine carré de l'aire de plancher (A_B).

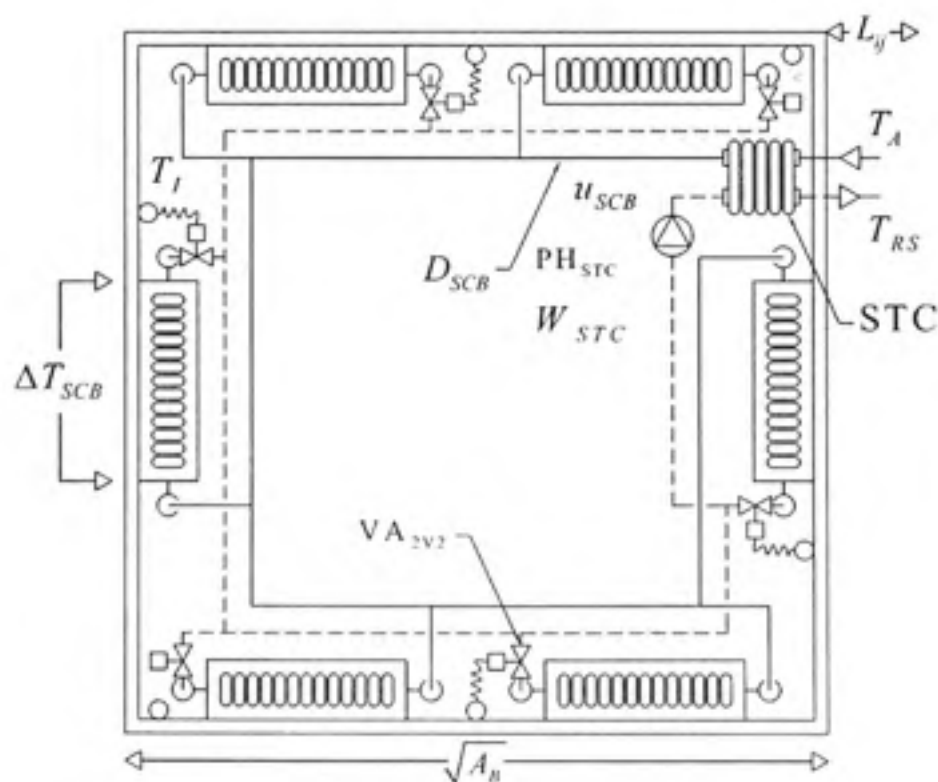


Figure 7.1 Schéma des systèmes de chauffage des bâtiments.

Le coût d'achat des stations de transfert de chaleur des bâtiments (C_{STC}), tel qu'illustré à la figure 7.2 (Alfa Laval, 2007) et donné par la première partie de l'équation 7.2, est exprimé quadratiquement en fonction de la charge de chauffage maximale instantanée (\hat{q}_C) des bâtiments (section 4.1).

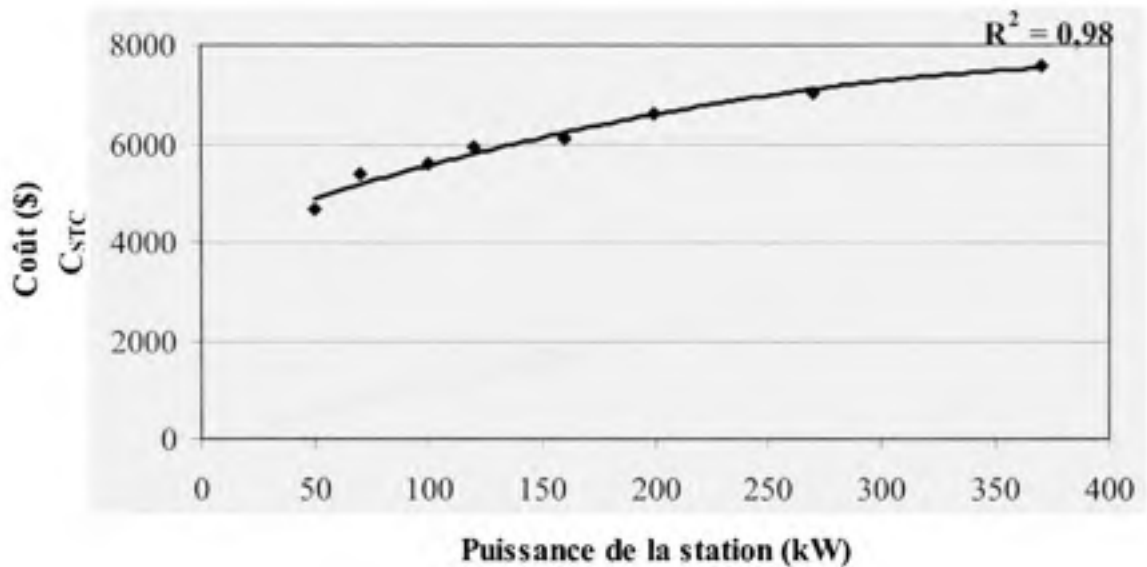


Figure 7.2 Coût unitaire d'une station de transfert de chaleur d'un bâtiment.

Le coût de raccordement de la station de transfert de chaleur des bâtiments au réseau de chauffage, donné par la deuxième partie de l'équation 7.2 (section 7.3), tient compte de trois paramètres : (i) le diamètre de branchement de la station (D_{STC}) qui dépend de la charge de chauffage maximale instantanée (\hat{q}_C) (section 4.1) et de la demande en eau chaude domestique maximale du bâtiment (\hat{q}_{ECD}) (section 4.2); (ii) la longueur de tuyau reliant le bâtiment au réseau de chauffage (L_y) fixé à 20 m; (iii) le coût prévu pour le percement des fondations du bâtiment, estimé à 350 \$ (SNAB, 2007), pour raccorder la station de transfert de chaleur.

$$C_{STC} = \left[-1,8 \cdot 10^{-2} \hat{q}_C^2 + 15,8 \hat{q}_C + 4158 \right] + \left[350 + (4,62 D_{STC} + 5,74) L_y \right] \quad (7.2)$$

Le coût d'achat des convecteurs à l'eau chaude (C_{CON}), tel qu'illustré à la figure 7.3 (Beacons-Morris, 2006) et donné par l'équation 7.3, est exprimé linéairement en fonction de la charge de chauffage maximale instantanée (\hat{q}_C) des bâtiments (chapitre 4.1). Le nombre de convecteur (N_{CON}) à installer dans le bâtiment est basée sur un critère de conception fixé à 3 kW par convecteur.

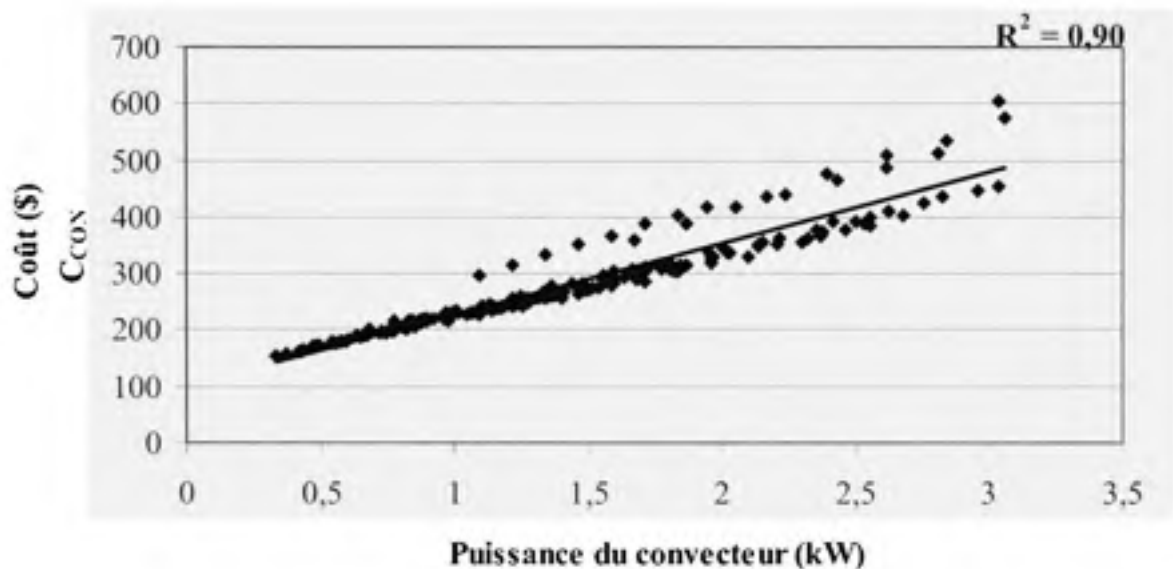


Figure 7.3 Coût unitaire des convecteurs à l'eau chaude.

$$C_{CON} = (126\hat{q}_C + 102)N_{CON} \quad (7.3)$$

Le coût d'achat de la tuyauterie du système de chauffage dans les bâtiments (C_T), tel qu'illustré à la figure 7.4 (McMaster Carr, 2007) et donné par la première partie de l'équation 7.4, est exprimé en fonction de la longueur totale de tuyauterie (L_{SB}). Le diamètre du tuyau à la sortie de la station de transfert de chaleur (D_{SB}), donné par l'équation 7.5, est exprimé en fonction de la charge de chauffage maximale instantanée (\hat{q}_C) du bâtiment (section 4.1). La vitesse d'écoulement de l'eau à travers les tuyaux (u_{SB}) est de 1,2 m/s (ASHRAE, 2001),

le différentiel de température d'opération du système de chauffage (ΔT_{SCB}) est de 10 K, la masse volumique de l'eau chaude (ρ_{SCB}) est de 973 kg/m^3 et la chaleur spécifique de l'eau chaude (Cp_{SCB}) est de $4,19 \text{ kJ/kgK}$.

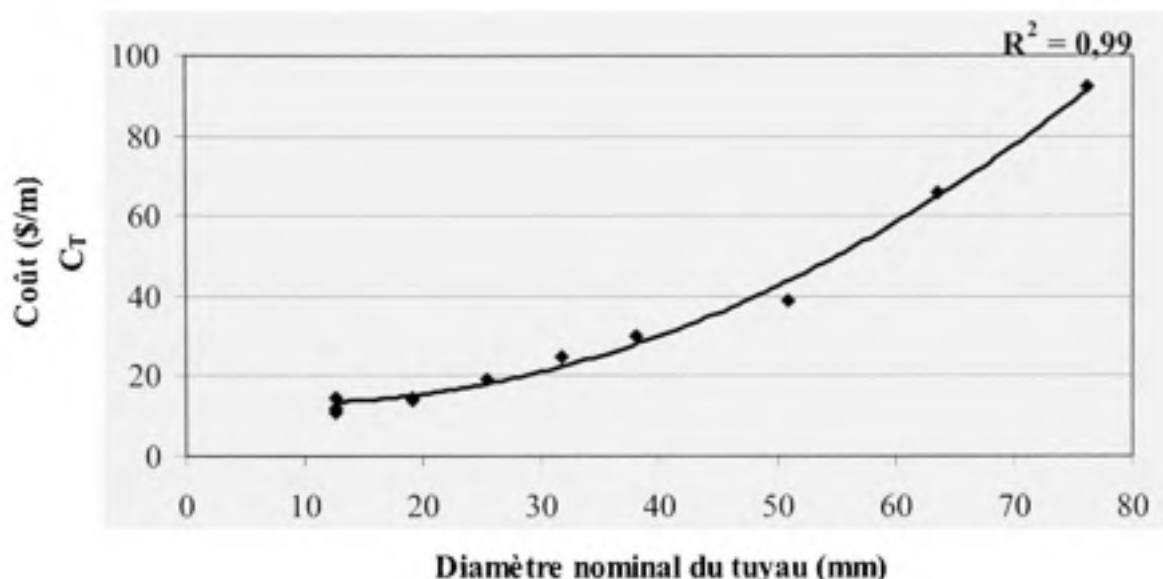


Figure 7.4 Coût linéaire des tuyaux du système de chauffage des bâtiments.

Le coût des travaux d'installation de la tuyauterie des systèmes de chauffage, donné par la deuxième partie de l'équation 7.4, est exprimé en fonction de l'aire de plancher des bâtiments (A_B) et représente $4,16 \text{ \$/m}^2$ (TPSGC, 2005).

$$C_T = \left[(1,7 \cdot 10^{-2} D_{SCB}^2 - 3,1 \cdot 10^{-1} D_{SCB} + 14,7) L_{NB} \right] + [4,16 A_B] \quad (7.4)$$

$$D_{SCB} = \sqrt{\frac{4\pi^{-1} \dot{q}_C}{(u \rho Cp \Delta T)_{SCB}}} \quad (7.5)$$

Le coût de conversion des systèmes de chauffage des bâtiments (C_{SCB}) résidentiel et non résidentiel raccordés au réseau de chauffage, donné par l'équation 7.6, est la somme des

coûts : (i) d'achat et de raccordement de la station de transfert de chaleur (C_{STC}); (ii) d'achat des convecteurs à l'eau chaude (C_{CON}); (iii) d'achat et d'installation de la tuyauterie du système de chauffage (C_T).

$$C_{SCB} = \sum_j (C_{STC} + C_{CON} + C_T)_j \quad (7.6)$$

7.1.4 Coût d'opération des stations de transfert de chaleur des bâtiments

Le travail hydraulique de la pompe des stations de transfert de chaleur des bâtiments (W_{STC}), donné par l'équation 7.7, est déterminé par la demande en chauffage maximale instantanée (\bar{q}_C). Le différentiel de température d'opération des systèmes de chauffage (ΔT_{SCB}) et la chute de pression à travers la station de transfert de chaleur (ΔP_{STC}) sont respectivement de 10 K et de 20 kPa. Les pertes de pression à travers la tuyauterie du système de chauffage (ΔP_{SCB}), obtenu par l'équation 5.6 d'Hazen-Williams (chapitre 5.3), sont estimées en considérant : (i) le diamètre des tuyaux (D_{SCB}); (ii) la vitesse d'écoulement de l'eau chaude (u_{SCB}); (iii) une longueur totale de tuyauterie (L_{SCB}) exprimée en fonction de l'aire du bâtiment. Le temps de fonctionnement annuel équivalent (θ_{STC}) de la pompe hydraulique du système de chauffage est donné par le rapport de la consommation énergétique annuelle en chauffage (q_C) sur la demande en chauffage maximale instantanée (\bar{q}_C) du bâtiment.

$$W_{STC} = \sum_{\theta_{STC}} \frac{\bar{q}_C (\Delta P_{SCB} + \Delta P_{STC})}{(\rho C_p \Delta T)_{SCB}} \Delta \theta_h \quad (7.7)$$

Le coût d'opération de la pompe des stations de transfert de chaleur des bâtiments (CO_{STC}), donné par l'équation 7.8, est exprimé en fonction du travail hydraulique (W_{STC}) annuel de la pompe en considérant un coût d'énergie électrique (CE_{EL}) de 5,8 €/kWh pour le tarif résidentiel et de 6,8 €/kWh pour le tarif non résidentiel.

$$\boxed{CO_{STC} = \frac{W_{STC}}{CE_{EL}}} \quad (7.8)$$

7.2 Coûts d'opération de la station de transfert de chaleur U-RCD

Pour le calcul des coûts d'opération et du coût des équipements de la station de transfert de chaleur U-RCD présenté à la figure 7.5, la méthodologie suivante est appliquée;

- Dimensionnement et coût de l'échangeur de chaleur primaire (C_{ECP}) pour la charge thermique du réseau de chauffage (\dot{Q}_{RCD}) résultant des paramètres opératoires optimaux (section 6.1.4).
- Calcul du coût d'opération de l'échangeur de chaleur primaire (CO_{ECP}) pour l'énergie thermique du réseau de chauffage (Q_{RCD}) donné par la simulation énergétique du réseau de chauffage (section 6.2).
- Dimensionnement et coût des pompes hydrauliques (C_{PH}) pour les débits massiques : (i) du réseau de chauffage (\dot{m}_{RCD}) résultant des paramètres opératoires optimaux (section 6.1.4); (ii) de l'échangeur de chaleur primaire (\dot{m}_{ECP}).
- Calcul du coût d'opération des pompes hydrauliques (CO_{PH}) pour le travail hydraulique du réseau de chauffage (W_{RCD}) donné par la simulation énergétique du réseau de chauffage (section 6.2).

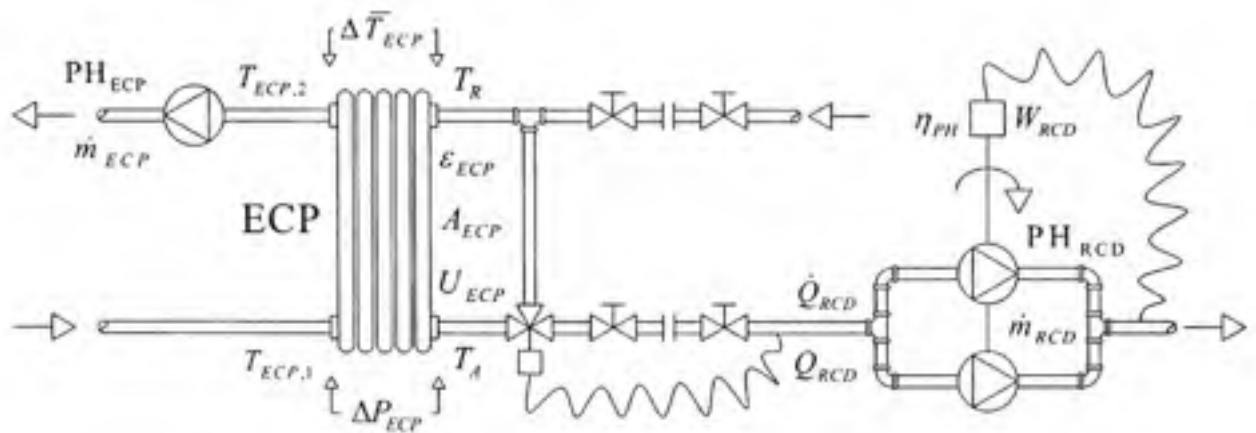


Figure 7.5 Schéma de la station de transfert de chaleur U-RCD.

7.2.1 Dimensionnement et coût de l'échangeur de chaleur primaire

La surface de l'échangeur de chaleur primaire (A_{ECP}), donné par l'équation 7.9, dépend de la charge thermique (\dot{Q}_{RCD}) du réseau de chauffage, d'un coefficient de transfert de chaleur (U_{ECP}), du différentiel de température logarithmique moyen de fonctionnement ($\Delta\bar{T}_{ECP}$) et de l'efficacité thermique de l'échangeur de chaleur à plaque (ε_{ECP}). Une valeur moyenne de 5000 W/m²K (Shah, 1994) est assignée au coefficient de transfert de chaleur (U_{ECP}). Trois paramètres de fonctionnement de l'échangeur de chaleur primaire sont connus, soit : (i) la température d'alimentation (T_A) du réseau de chauffage (chapitre 6.1.4); (ii) la température de retour (T_R) du réseau de chauffage (chapitre 6.1.4); le différentiel de température logarithmique moyen de l'échangeur de chaleur primaire ($\Delta\bar{T}_{ECP}$) fixé à 5 K (ZAE, 2007). En imposant à l'échangeur de chaleur primaire une température à la sortie ($T_{ECP,2}$) de 75°C, on obtient une température à l'entrée ($T_{ECP,1}$), donnée par l'équation 7.10, de 118°C. Cependant, les températures à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur primaire peuvent être ajustées selon la disponibilité à l'usine des courants d'eau chaude ou de la vapeur à haute pression. L'efficacité thermique de l'échangeur de chaleur primaire, donné par l'équation 7.11, est calculée itérativement par la méthode NTU- ε jusqu'à ce que la surface de l'échangeur de chaleur primaire (A_{ECP}) converge. Le nombre d'unité thermique (NTU) est

calculé en divisant la différence de température entre l'entrée de l'échangeur de chaleur primaire ($T_{ECP,1}$) et le retour du réseau de chauffage (T_R) par le différentiel de température logarithmique moyen ($\Delta\bar{T}_{ECP}$). Le débit massique de la pompe hydraulique de l'échangeur de chaleur primaire (\dot{m}_{ECP}), donnée par l'équation 7.12, dépend des caractéristiques physiques et thermiques de l'échangeur de chaleur à plaque. Le débit massique de design du réseau de chauffage (\dot{m}_{RCD}) est de 82 kg/s (chapitre 6.1.4).

$$A_{ECP} = \frac{\dot{Q}_{RCD}}{(\varepsilon U \Delta\bar{T})_{ECP}} \quad (7.9)$$

$$\Delta\bar{T}_{ECP} = \frac{(T_{ECP,1} - T_A) - (T_{ECP,2} - T_R)}{\ln\left(\frac{(T_{ECP,1} - T_A)}{(T_{ECP,2} - T_R)}\right)} \quad (7.10)$$

$$\varepsilon_{ECP} = \frac{1 - e^{-NTU\left(1 - \frac{\dot{m}_{ECP}}{\dot{m}_{RCD}}\right)}}{1 - \frac{\dot{m}_{ECP}}{\dot{m}_{RCD}} e^{-NTU\left(1 - \frac{\dot{m}_{ECP}}{\dot{m}_{RCD}}\right)}} \quad (7.11)$$

$$\dot{m}_{ECP} = \frac{(UA\varepsilon\Delta\bar{T})_{ECP}}{C_{p_f}(T_{ECP,1} - T_{ECP,2})} \quad (7.12)$$

Le coût d'achat et d'installation de l'échangeur de chaleur primaire (C_{ECP}), tel qu'illustré à la figure 7.6 (Lyons, 2002) et donné par l'équation 7.13, est exprimé en fonction de la surface d'échange de chaleur (A_{ECP}).

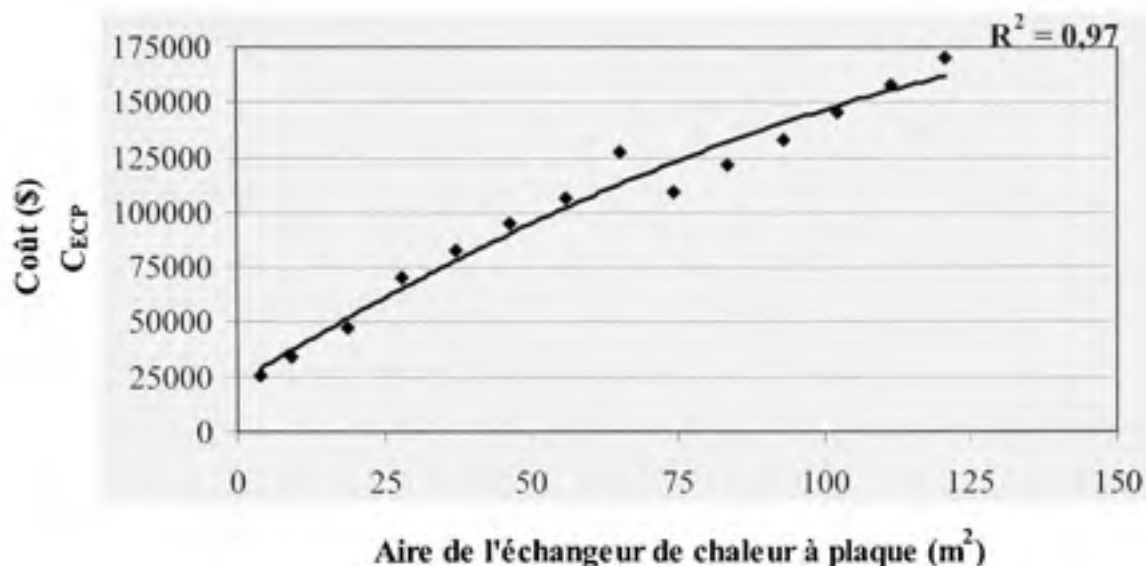


Figure 7.6 Coût d'achat et d'installation de l'échangeur de chaleur primaire.

$$C_{ECP} = -4,2A_{ECP}^2 + 1668A_{ECP} + 22148 \quad (7.13)$$

7.2.2 Coût d'opération de l'échangeur de chaleur primaire

Le coût d'opération de l'échangeur de chaleur primaire (CO_{ECP}), donné par l'équation 7.14, est exprimé sous la forme d'un vecteur en fonction de l'énergie thermique (Q_{RCD}) du réseau de chauffage (chapitre 6.2). La source d'énergie utilisée pour satisfaire la demande du réseau de chauffage provient indirectement de la vapeur à haute pression générée à l'usine dont l'enthalpie (\bar{h}_i), évaluée à une température de 371°C et une pression de 3,1 MPa, est de 3161,82 kJ/kg. Le coût de l'énergie thermique du réseau de chauffage (eau chaude) est une variable exprimé en termes de coût équivalent de vapeur (C_v) s'étalant sur un intervalle de 3 à 25 \$/tonne (chapitre 2.2). En raison des petites dimensions et de l'épaisseur de l'isolant thermique, on suppose que les déperditions thermiques des stations de transfert de chaleur des bâtiments et de l'échangeur de chaleur primaire sont négligeables comparativement aux pertes thermiques (Q_t) calculées à travers le réseau de chauffage.

$$\boxed{[CO_{ECP}]_{C_i} = \frac{Q_{RCD} [C_V]}{\bar{h}_i}} \quad (7.14)$$

7.2.3 Dimensionnement et coût des pompes hydrauliques du réseau de chauffage

Les coûts d'achat et d'installation des pompes hydrauliques (C_{PH}) desservant le réseau de chauffage et l'échangeur de chaleur primaire, tel qu'illustré à la figure 7.7 (Lyons, 2002) et donné par l'équation 7.15, sont exprimés en fonction du débit massique (\dot{m}_{PH}). Le débit massique des pompes hydrauliques du réseau de chauffage, disposées en parallèles, correspond à la moitié du débit massique de design (\dot{m}_{RCD}), établi à 82 kg/s (section 6.1.4). Le débit massique de la pompe hydraulique de l'échangeur de chaleur primaire (\dot{m}_{ECP}) est donné par l'équation 7.12.

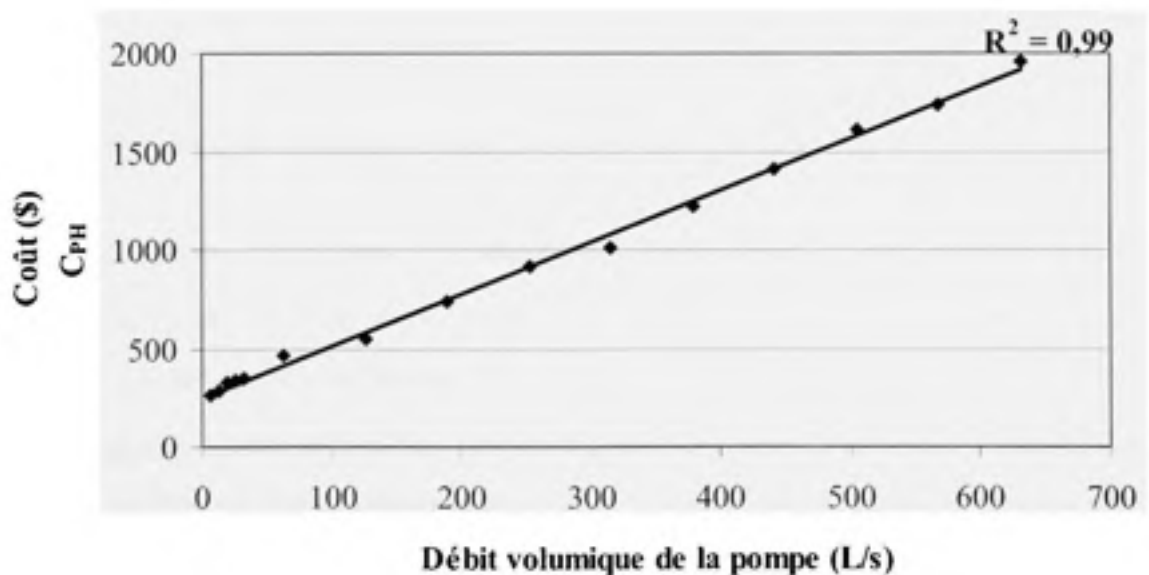


Figure 7.7 Coût d'achat et d'installation des pompes hydrauliques.

$$\boxed{C_{PH} = 2,63 \frac{\dot{m}_{PH}}{\rho_F} + 251} \quad (7.15)$$

7.2.4 Coût d'opération des pompes hydrauliques du réseau de chauffage

Le coût d'opération des pompes hydrauliques du réseau de chauffage (CO_{PH}), donné par l'équation 7.16, est exprimé en fonction du travail hydraulique (W_{RCD}) du réseau de chauffage (chapitre 6.2). Le coût de l'énergie électrique moyen à l'usine (\bar{C}_{EL}), incluant le facteur de puissance, utilisé pour alimenter les pompes hydrauliques du réseau de chauffage est de 40,08 \$/MWh. Les rendements des pompes et des moteurs sont respectivement de 0,7 et 0,85 (Yildirim, 2002), ce qui résulte d'un rendement global pour les pompes hydrauliques (η_{PH}) de 0,6. Le coût d'opération de la pompe hydraulique de l'échangeur de chaleur primaire (PH_{ECP}) n'est pas considérée dans l'analyse puisque son travail hydraulique est négligeable comparativement à celui du réseau de chauffage.

$$CO_{PH} = \frac{W_{RCD} \bar{C}_{EL}}{\eta_{PH}} \quad (7.16)$$

7.3 Coût du réseau de chauffage

Le coût d'infrastructure du réseau de chauffage de district (C_{RCD}), tel qu'illustré à la figure 7.8, se détaille en trois parties : (i) les coûts d'achat et d'installation, en fonction du diamètre nominal ($D_{i,N}$), des tuyaux préfabriqués, des coudes, des tés et le coût des soudures basés sur les statistiques de construction d'un réseau de chauffage de district (SNAB, 2007); (ii) les coûts d'excavation et d'enfouissement des tuyaux (Zhao, 2002), exprimés en fonction du diamètre nominal et de la longueur des tuyaux (L); (iii) les coûts de maintenance et de réparations, évalués à 2%/an de la valeur totale du réseau de chauffage (Phetteplace, 1995), pour une période de dépréciation (θ_D) de 30 ans. Le coût total du réseau de chauffage est donné par l'équation 7.17.

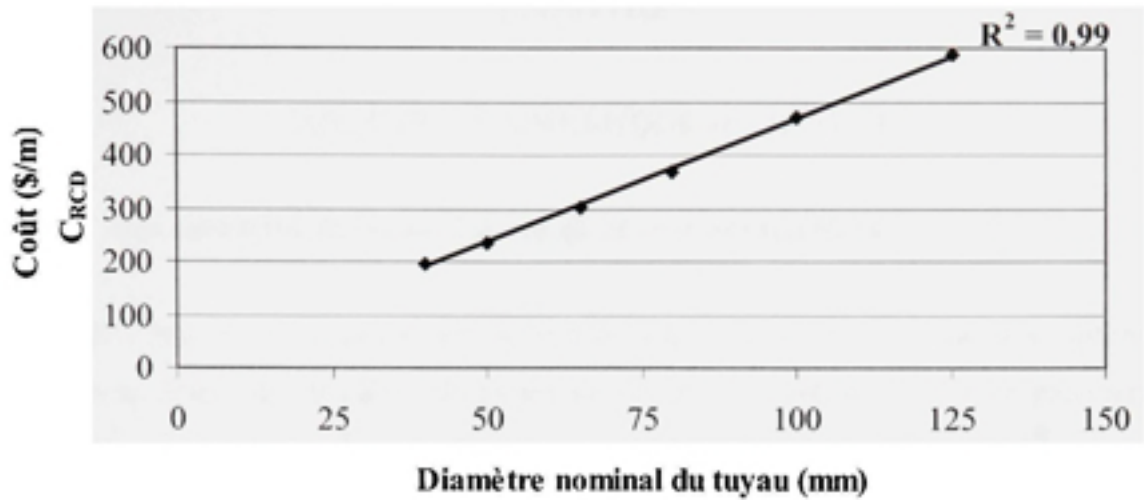


Figure 7.8 Coût linéaire du réseau de chauffage de district.

$$C_{RCD} = (1 + 0,02\theta_D) \sum_i (4,62D_{i,N} + 5,74)L_i \quad (7.17)$$

CHAPITRE 8

ANALYSE ÉCONOMIQUE DU RÉSEAU

8.1 Les scénarios de raccordement au réseau de chauffage

Le but de l'analyse économique est de trouver un scénario de raccordement optimal des bâtiments au réseau de chauffage du projet d'efficacité énergétique de l'usine papetière. Les critères d'optimisation de l'analyse économique sont : (i); le coût de vente équivalent de vapeur maximal acceptable assurant la rentabilité du scénario (section 8.5); (ii) le plus grand nombre possible de bâtiment raccordable au réseau de chauffage. Pour ce faire, des scénarios de raccordement, présentés au tableau 8.1, sont élaborés selon la méthodologie suivante;

- Le scénario de raccordement de base S_0 propose que tous les bâtiments de la municipalité soient raccordés au réseau de chauffage.
- En considérant la somme des consommations énergétiques en chauffage (q_C) et en eau chaude domestique (q_{ECD}) des bâtiments (chapitre 4), on obtient un élément décisionnel donné par la consommation énergétique totale (scénarios S_1 à S_3).
- La distance radiale (r) entre les bâtiments et l'usine est calculée en utilisant les coordonnées cartésiennes des bâtiments et en fixant l'ordonnée à l'origine aux coordonnées de l'usine. L'élément décisionnel est défini par le rayon du cercle centré à l'usine (scénarios S_4 à S_6).
- La somme de la consommation énergétique totale aux nœuds du réseau de chauffage et de l'énergie thermique perdu à travers les tronçons (Q) donne l'énergie totale des tronçons. Cette énergie est normalisée par rapport à la longueur du tronçon (L_i) afin d'obtenir l'élément décisionnel de la densité linéaire énergétique des tronçons (scénarios S_7 à S_9).

Tableau 8.1

Scénarios de raccordement

Éléments décisionnels des scénarios de raccordement			Contraintes
Base	-	S_0	-
Consommation énergétique totale du bâtiment	$(q_C + q_{ECD})_j$	S_1	> 17,6 MWh
		S_2	> 24,1 MWh
		S_3	> 40,2 MWh
Distance radiale entre le bâtiment et l'usine	$(r)_j$	S_4	< 1360 m
		S_5	< 1200 m
		S_6	< 1035 m
Densité linéaire énergétique du tronçon	$\frac{Q_i + \sum_j (q_C + q_{ECD})_j}{L_i}$	S_7	> 10 MJ/m
		S_8	> 40 MJ/m
		S_9	> 60 MJ/m

Pour les scénarios de raccordement S_1 à S_3 , les bâtiments dont la consommation énergétique totale est supérieure à la contrainte sont raccordés au réseau de chauffage. Le but de ces scénarios est d'identifier les grands centres de consommation énergétique de la municipalité et le raccordement des principaux bâtiments repérés. La contrainte du scénario S_1 est fixée en considérant la consommation énergétique annuelle moyenne (\bar{q}_0) des bâtiments résidentiels provenant de la base de données de LTE. Cette contrainte est la somme des consommations énergétiques en chauffage ($\bar{q}_{0,C}$) et en eau chaude domestique ($\bar{q}_{0,ECD}$), qui sont respectivement de 13276 kWh et 4333 kWh. Les contraintes des scénarios S_2 et S_3 sont basées sur les statistiques de consommation de tous les bâtiments de la municipalité étudiée, tel qu'illustré sur le diagramme à bandes de la figure 8.1. La contrainte du scénario S_2 représente la consommation totale annuelle moyenne des bâtiments, soit 24146 kWh et la contrainte du scénario S_3 est fixé en considérant un écart type de 40196 kWh pour la distribution normale.

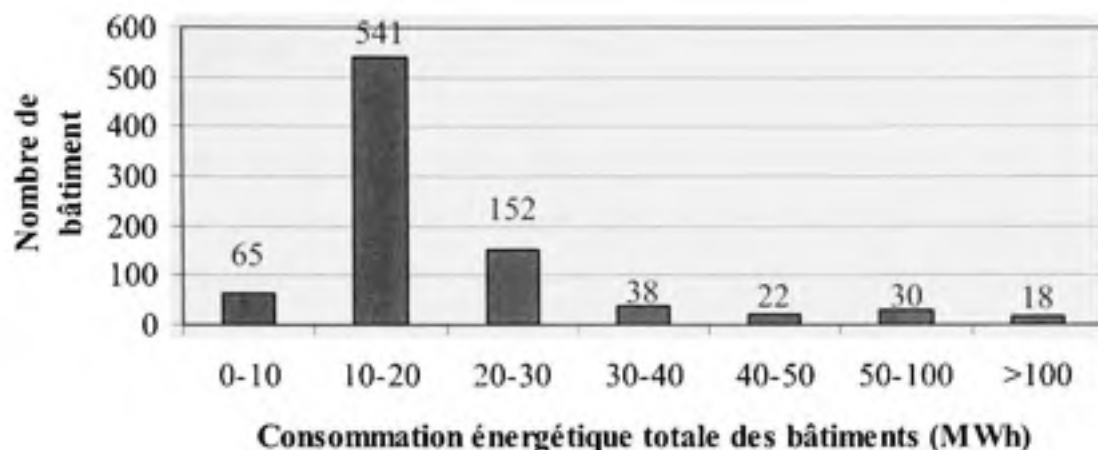


Figure 8.1 Distribution des bâtiments selon la consommation énergétique totale.

Pour les scénarios de raccordement S_4 à S_6 , les bâtiments se trouvant à l'intérieur du cercle, dont le centre est fixé à l'usine, sont raccordés au réseau de chauffage. L'objectif de ces scénarios est d'évaluer la possibilité de raccorder un certain nombre de bâtiment dans un rayon autour de l'usine. La distribution géographique des bâtiments en fonction de la distance radiale des bâtiments est illustrée à la figure 8.2. La contrainte du scénario S_5 est fixée sur la distance radiale moyenne (\bar{r}) et les contraintes des scénarios S_4 et S_6 représentent l'écart type de la distance radiale en considérant une distribution normale.

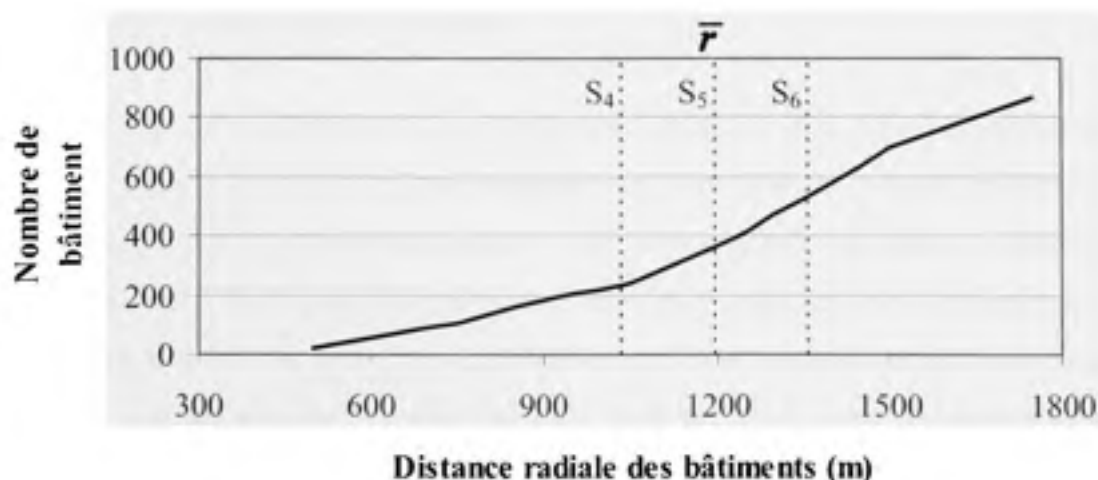


Figure 8.2 Distribution des bâtiments selon la distance radiale.

Pour les scénarios de raccordement S_7 à S_9 , les tronçons du réseau dont la densité linéaire énergétique est supérieure à la contrainte imposés font partis du réseau de chauffage. L'objectif de ces scénarios est d'exclure directement à la source les tronçons impliquant des coûts d'infrastructure élevés et de faibles consommations énergétiques relativement à leur longueur. Les trois contraintes de raccordement, tel qu'illustré à la figure 8.3, sont fixées de manière à ce que la moitié, le tiers et le quart des 64 tronçons du réseau de chauffage soient pris en considération.

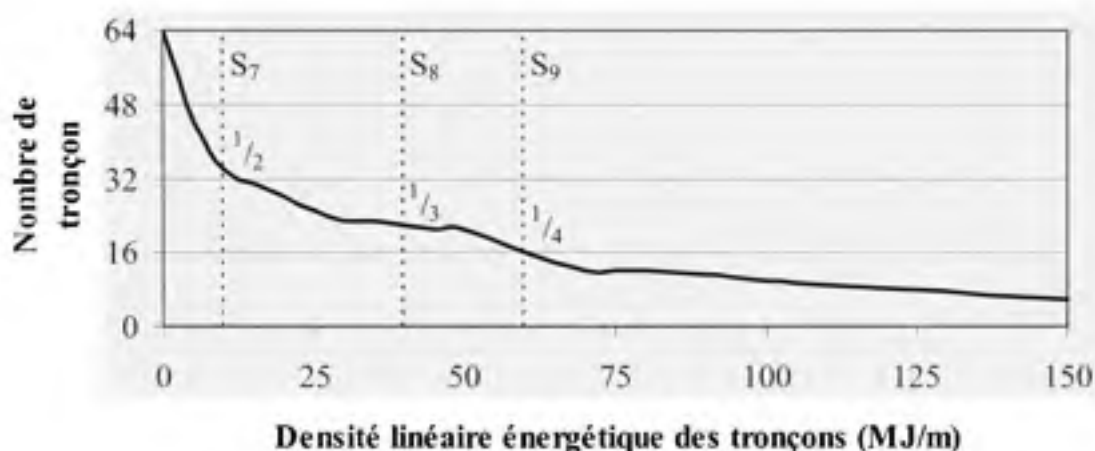


Figure 8.3 Distribution des tronçons selon la densité linéaire énergétique.

8.2 L'analyse par zones de district

Dans le but de trouver un scénario de raccordement optimal combinant les zones présentant des seuils de rentabilité intéressants, les bâtiments sont regroupés en 7 zones telles qu'illustré à la figure 8.4. La zone Z_1 est définie comme étant la zone magistrale faisant la liaison entre l'usine et les zones Z_2 à Z_7 . Les bâtiments de la zone magistrale sont dans un premier temps raccordés au réseau de chauffage puis les résultats de l'analyse économique sont compilés. Par la suite, chaque analyse implique la zone analysée et la zone magistrale dont les dimensions du réseau de chauffage restent inchangées. Les résultats de l'analyse par zones sont présentés à la section 8.7.

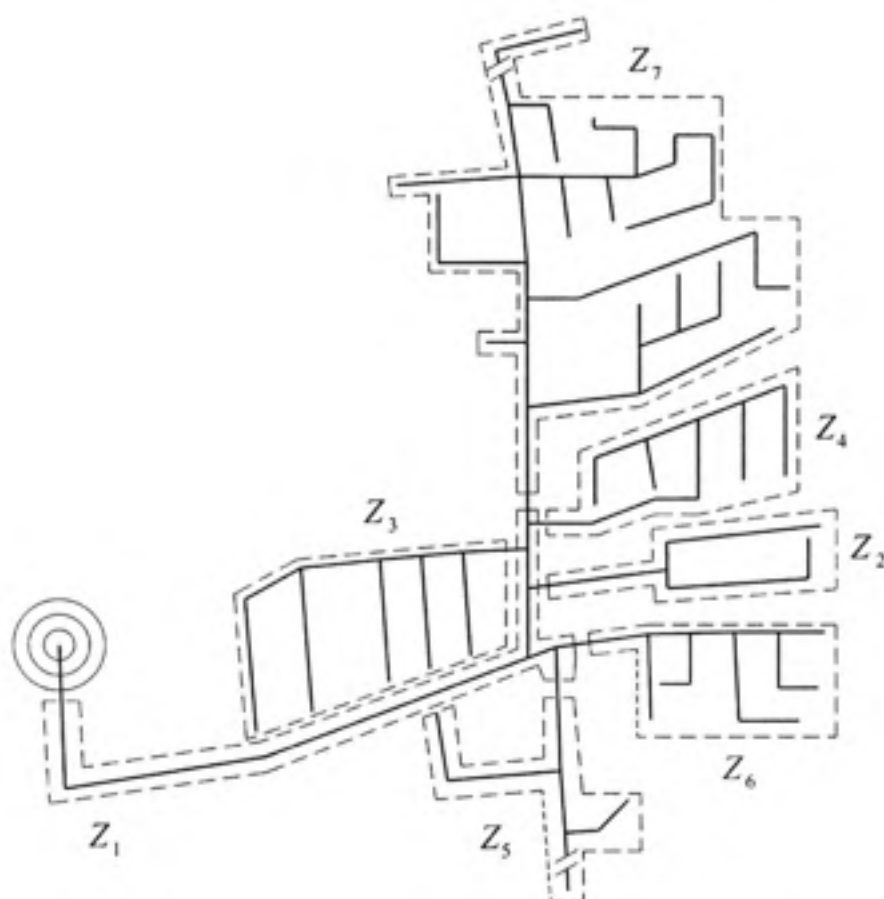


Figure 8.4 Zones du réseau de chauffage de district.

8.3 Bilan d'énergie du réseau de chauffage

Pour chaque scénario de raccordement, on considère les profils de demande en chauffage (\dot{q}_C) et en eau chaude domestique (\dot{q}_{ECD}) des bâtiments (chapitre 4) raccordés au réseau de chauffage. On détermine ensuite les charges de design ($\dot{q}_{i,DE}$) et les charges horaires ($\dot{q}_{i,h}$) aux nœuds du réseau de chauffage afin de procéder au dimensionnement (chapitre 5) et à la simulation énergétique du réseau de chauffage en conservant les paramètres opératoires optimaux précédemment définis (chapitre 6). On obtient finalement le travail hydraulique (W_{RCD}) ainsi que la charge (\dot{Q}_{RCD}) et l'énergie thermique (Q_{RCD}) du réseau de chauffage.

8.4 Bilans des coûts d'investissement et d'opération

Le coût total d'investissement (chapitre 7) des scénarios de raccordement sont donnés par : (i) les coûts de conversion des systèmes de chauffage (C_{SCB}) des bâtiments, donné par l'équation 8.1; (ii) le coût des tronçons du réseau de chauffage (C_{RCD}), donnée par l'équation 8.2; (iii) le coût de l'échangeur de chaleur primaire (C_{ECP}) et des pompes hydrauliques (C_{PH}) respectivement ajustés en fonction de la charge thermique du réseau de chauffage (\dot{Q}_{RCD}).

$$C_{SCB} = \sum_{j^*} (C_{STC} + C_T + C_{CON})_{j^*} \quad (8.1)$$

$$C_{RCD} = (1 + 0,02\theta_D) \sum_{j^*} (4,62D_{j^*,N} + 5,74) L_{j^*} \quad (8.2)$$

Le vecteur du coût d'opération du réseau de chauffage (CO_{RCD}), donné par l'équation 8.3, est exprimé selon les coûts d'opération : (i) de l'échangeur de chaleur primaire (CO_{ECP}); (ii) des pompe hydrauliques du réseau de chauffage (CO_{PH}); (iii) des stations de transfert de chaleur des bâtiments raccordés au réseau de chauffage (CO_{STC}). Le vecteur du coût d'opération de l'échangeur de chaleur primaire est calculé en fonction du coût de vente de l'énergie thermique, délivré par le réseau de chauffage (eau chaude), aux usagers. Ce coût de vente (chapitre 2.2), exprimé en termes de coût équivalent de vapeur (C_T), varie sur un intervalle de 3 S/tonne à 25 S/tonne.

$$\boxed{[CO_{RCD}]_{C_T} = [CO_{ECP}]_{C_T} + CO_{PH} + \sum_{j^*} (CO_{STC})_{j^*}} \quad (8.3)$$

8.5 Analyse de rentabilité

Le vecteur du coût différentiel d'opération (ΔCO_{θ_s}), donné par l'équation 8.4, est donné par la différence entre les coûts d'opération des systèmes de chauffage et d'eau chaude domestique actuels dans les bâtiments (CO_{SAB}) et les coûts d'opération obtenus pour le scénario de raccordement étudié (CO_{RCD}). Ce vecteur représente les économies annuelles réalisées suite à l'implantation du réseau de chauffage. Le vecteur du coût différentiel d'opération de la valeur présente (ΔCO_{VP}), donné par l'équation 8.5, représente les économies réalisées, en considérant un taux d'intérêt annuel (i_a) de 8%, un taux d'inflation annuel (t_a) de 2% et une période de dépréciation (θ_D) du réseau de chauffage de 30 ans.

$$\boxed{[\Delta CO_{\theta_s}]_{C_v} = CO_{SAB} - [CO_{RCD}]_{C_v}} \quad (8.4)$$

$$\boxed{[\Delta CO_{VP}]_{C_v} = \left(\frac{(1+i_a+t_a)^{\theta_D}}{(i_a+t_a)(1+i_a+t_a)^{\theta_D}} \right) \sum_{\theta_s=1}^{\theta_D} (CO_{SAB} - [CO_{RCD}]_{C_v})_{\theta_s}} \quad (8.5)$$

Le seuil de rentabilité des scénarios de raccordement est obtenu en calculant la valeur actuelle nette (VAN), donné par l'équation 8.6, pour l'intervalle de coût équivalent de vapeur (C_v) représentant le domaine de l'analyse économique. En trouvant le zéro de la fonction de l'équation linéaire de la valeur actuelle nette, on obtient le coût équivalent de vapeur correspondant au seuil de rentabilité (VAN_0) du scénario. Cette limite de rentabilité signifie que le scénario est rentable seulement si l'énergie thermique desservie par le réseau de chauffage (eau chaude) est vendu aux usagers à un coût égal ou inférieur au coût équivalent de vapeur trouvé. La période de recouvrement du scénario (θ_R), donné par l'équation 8.7, ne démontre pas la rentabilité économique du scénario mais donne un indice concernant le temps requis pour recouvrir le capital initialement investi.

$$\boxed{[VAN]_{C_v} = [\Delta CO_{IP}]_{C_v} - (C_{SCB} + C_{ECP} + C_{PH} + C_{RCD})} \quad (8.6)$$

$$\boxed{[\theta_R]_{C_v} = \frac{C_{SCB} + C_{ECP} + C_{PH} + C_{RCD}}{[\Delta CO_{\theta_v}]_{C_v}}} \quad (8.7)$$

8.6 Discussion des résultats des scénarios de raccordement

Les résultats de l'analyse économique des scénarios de raccordement S_0 à S_9 sont présentés au tableau 8.2. Les résultats portent sur : (i) les bâtiments raccordés; (ii) les caractéristiques du réseau de chauffage; (iii) le seuil de rentabilité.

Tableau 8.2

Résultats de la l'analyse économique des scénarios de raccordement

Scénarios de raccordement	Bâtiments raccordés			Réseau de chauffage de district			Seuil de rentabilité	
	Nombre		Coût	Pompes	Thermique			Coût du réseau
				Travail	Charge	Énergie		
	j^*		C_{SCB}	W_{RCD}	\dot{Q}_{RCD}	Q_{RCD}		C_{RCD}
-		MS	MWh	MW	GWh	MS	\$/tonne	
S_0	866	100%	9,4	23,0	13,1	21,9	7,9	6,23
S_1	346	40%	4,7	31,6	9,2	14,7	5,2	9,64
S_2	183	21%	3,1	8,8	7,7	11,3	4,6	9,44
S_3	59	7%	1,6	10,2	5,7	7,5	3,1	10,02
S_4	529	61%	6,0	22,8	9,5	15,2	5,6	6,46
S_5	364	42%	4,4	17,8	7,7	11,5	4,5	6,05
S_6	228	26%	2,6	17,4	4,3	6,6	2,8	3,34
S_7	358	41%	4,5	17,8	8,3	12,6	4,1	9,88
S_8	175	20%	2,4	38,4	4,7	7,2	2,5	6,77
S_9	132	15%	1,8	14,5	3,6	5,5	1,8	8,77

Le tableau 8.2 est structuré comme suit, on présente; (i) le pourcentage des bâtiments de la municipalité raccordés au réseau de chauffage (j^*); (ii) le coût total de conversion des systèmes de chauffage des bâtiments (C_{SCB}); (iii) le travail annuel hydraulique des pompes du réseau de chauffage (W_{RCD}); (iv) la charge (\dot{Q}_{RCD}) et l'énergie (Q_{RCD}) thermique du réseau de chauffage; (v) le coût total des tronçons du réseau de chauffage (C_{RCD}); (vi) le seuil de rentabilité du scénario de raccordement, exprimé en terme de coût équivalent de vapeur (C_v), correspondant à une valeur actuelle nette nulle (VAN_0).

Le scénario de base S_0 présente un seuil de rentabilité, exprimé en terme de coût équivalent de vapeur, de 6,23 \$/tonne. Bien que le seuil de rentabilité de ce scénario soit parmi les plus faibles, le nombre de bâtiment raccordés au réseau de chauffage est maximal. Le coût minimal de production de vapeur à l'usine étant de 3 \$/tonne (chapitre 2.2), il faut considérer une certaine marge de profit sur la vente de la vapeur de l'usine au réseau de chauffage et des taxes sur le tarif de vente de l'énergie thermique (eau chaude) aux usagers. Par conséquent, le coût de vente anticipé de l'énergie thermique du réseau de chauffage aux bâtiments de la municipalité sera supérieur au seuil de rentabilité calculé. Bien que le scénario S_0 soit théoriquement rentable, sa candidature n'est pas retenue pour le choix du scénario de raccordement optimal S_{RCD} (chapitre 8.8).

Les scénarios de raccordement S_1 à S_3 , dont l'élément décisionnel est la consommation énergétique totale des bâtiments, présentent des seuils de rentabilité relativement élevés. Pour ces scénarios, le coût d'infrastructure du réseau de chauffage n'est pas minimisé puisque les bâtiments à desservir sont dispersés dans la municipalité. Cependant, le grand potentiel d'économie d'énergie compense le coût d'infrastructure élevé du réseau de chauffage puisque seuls les bâtiments à haute consommation énergétique sont raccordés. Le scénario S_3 a le seuil de rentabilité le plus élevé, soit 10,02 \$/tonne, cependant seulement 7% des bâtiments de la municipalité sont raccordés au réseau de chauffage. Le scénario S_1 a un seuil de rentabilité intéressant, soit 9,64 \$/tonne, et un pourcentage de raccordement des bâtiments de 40%. Ce scénario est retenu pour le choix du scénario de raccordement optimal.

Les scénarios de raccordement S_4 à S_6 , dont l'élément décisionnel est la distance entre l'usine et les bâtiments, présentent des seuils de rentabilité relativement faibles comparativement aux autres scénarios. Tout compte fait, cet élément décisionnel n'est pas concluant pour le cas étudié puisque les tronçons du réseau de chauffage, suivant les axes topographiques de la municipalité, sont tracés dans un repère cartésien alors que les contraintes de raccordement sont appliquées dans un système de coordonnées polaires. Pour le réseau de chauffage du projet étudié, les bâtiments n'étant pas distribués uniformément autour de l'usine mais plutôt agglomérés dans les cadrans un et quatre du plan cartésien, ces scénarios ne représentent pas le potentiel optimal de raccordement des bâtiments au réseau de chauffage. Par conséquent, aucun de ces scénarios n'est retenu pour le choix du scénario optimal.

Les scénarios de raccordement S_7 à S_9 , dont l'élément décisionnel est la densité linéaire énergétique des tronçons, présentent des seuils de rentabilité relativement élevés. Pour ces scénarios, le coût d'infrastructure du réseau de chauffage est minimisé puisque les tronçons inférieurs à la contrainte de raccordement sont exclus. Le grand potentiel d'économie d'énergie des tronçons raccordés au réseau contribue à hausser les seuils de rentabilité. Le scénario S_7 a un seuil de rentabilité intéressant, soit de 9,88 \$/tonne, et un pourcentage de bâtiment raccordés de 41%. Par conséquent, le scénario S_7 est un candidat pour le choix du scénario de raccordement optimal.

En regardant les résultats des scénarios S_1 , S_5 et S_7 dont le pourcentage des bâtiments raccordés au réseau de chauffage est similaire, soit environ 40%, on constate que leurs coûts, leurs caractéristiques du réseau de chauffage et leur seuil de rentabilité sont complètement différents. Pour les scénarios S_5 et S_7 , le travail hydraulique des pompes (W_{PCD}) est similaire, soit respectivement de 16,6 MWh et 16,3 MWh. Pour le scénario S_1 , le travail hydraulique des pompes est considérablement plus élevé, soit de 30,2 MWh. En effet, puisque les charges de design du réseau de chauffage pour les trois scénarios sont différentes et que le différentiel de température des stations de transfert de chaleur des bâtiments est le même, la perte de pression hydraulique linéique réelle, respectant la contrainte de 200 Pa/m (chapitre 5.2), peut varier significativement selon les diamètres de tuyaux choisis lors du dimensionnement. Les

scénarios S_5 et S_7 visent à concentrer les bâtiments desservis à l'intérieur d'un rayon ou dans les tronçons du réseau de chauffage contrairement au scénario S_1 pour lequel les bâtiments raccordés sont répartis sur une vaste étendue. Par conséquent, le travail hydraulique des pompes et le coût du réseau de chauffage seront plus minimisés pour les scénarios S_5 et S_7 . Le scénario S_1 a la charge thermique la plus élevée, soit 9,2 MW, puisque dans ce scénario le raccordement des grands consommateurs au réseau de chauffage est privilégié. Finalement, les seuils de rentabilité sont semblables pour les scénarios S_1 et S_7 , soit respectivement de 9,64 \$/tonne et 9,88 \$/tonne, alors que pour le scénario S_5 , le seuil de rentabilité est relativement bas, soit 6,05 \$/tonne.

8.7 Discussion des résultats de l'analyse par zones

Les résultats de l'analyse économique de chacune des zones Z_1 à Z_7 et du scénario de raccordement de base S_0 précédemment montrés (tableau 8.2) sont compilés au tableau 8.3.

Tableau 8.3

Résultats de l'analyse économique par zones

	Nombre de bâtiments		Aire du territoire	Thermique		Seuil de rentabilité	Intensité de la demande
				Charge	Énergie		
	f^*		A_z	\dot{Q}_z	Q_z	$C_r (VAN_0)$	I_z
	-		m ²	MW	GWh	\$/tonne	MW/km ²
Z_1	56	6%	190100	3,5	5,2	11,31	18,2
Z_2	48	5%	60300	0,5	0,9	-5,85	7,6
Z_3	179	21%	277800	2,8	4,0	14,50	10,2
Z_4	115	13%	152800	1,4	2,6	1,93	9,1
Z_5	92	11%	107000	0,6	1,3	-5,72	5,5
Z_6	93	11%	119200	1,7	2,7	22,50	14,6
Z_7	283	33%	415900	2,6	5,2	0,18	6,3
S_0	866	100%	1323100	13,1	21,9	6,23	9,9

Le tableau 8.3 est structuré de la manière suivante : (i) le nombre et le pourcentage de bâtiments (j'); (ii) la superficie du territoire (A_z); (iii) la charge (\dot{Q}_z) et l'énergie (Q_z) thermique des tronçons du réseau de chauffage; (iv) le seuil de rentabilité exprimé par le coût de la vapeur (C_v); (v) l'intensité de la demande de la zone (I_z). L'intensité de la demande du réseau de chauffage, défini comme étant le rapport de la charge thermique des tronçons du réseau sur la superficie du territoire de la zone, est un indice de rentabilité considéré dans l'analyse par zones. En se référant aux seuils de rentabilité du tableau 8.3 et aux courbes de période de recouvrement illustrées à la figure 8.5, on observe que la période de recouvrement du réseau de chauffage, pour le scénario de base S_0 et les différentes zones (identifié par Δ), est à peu près constante à 14 ans.

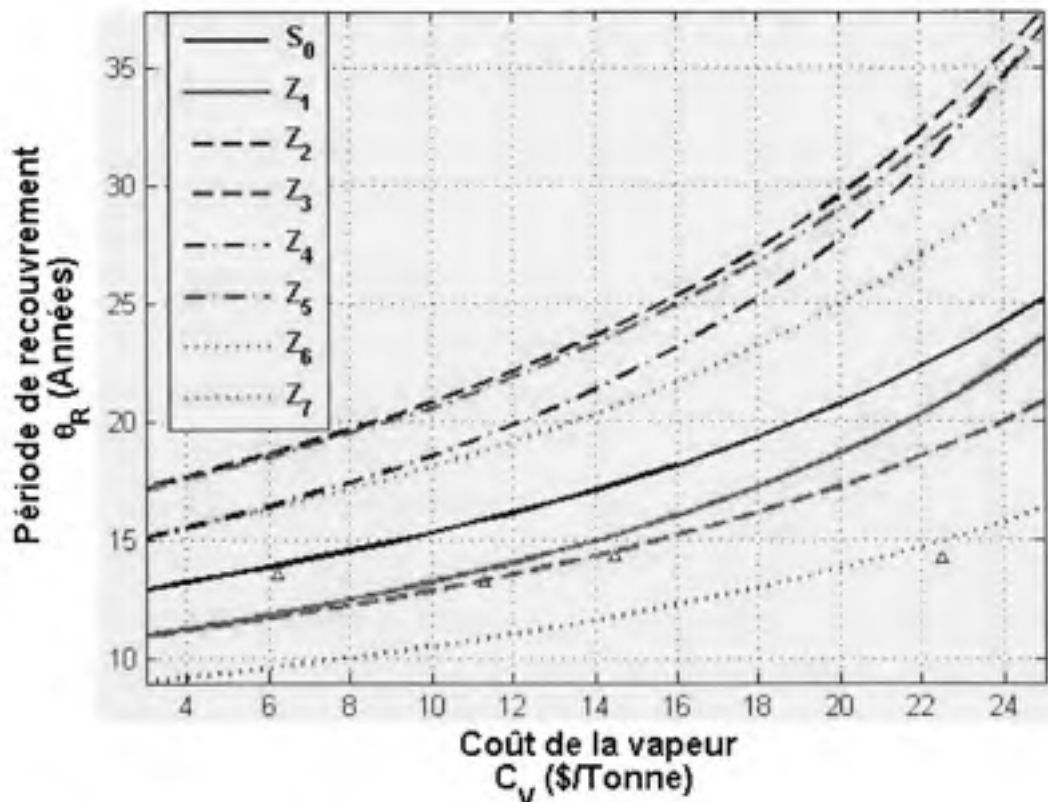


Figure 8.5 Courbes de rentabilité des zones du réseau de chauffage de district.

On observe que les zones Z_2 , Z_4 , Z_5 et Z_7 présentent des seuils de rentabilité se trouvant en dehors du domaine d'analyse économique. Par conséquent, ces zones sont mises à l'écart de l'analyse puisqu'elles contribueront à diminuer le seuil de rentabilité global du scénario de raccordement optimal. La combinaison des zones $Z_{1,3,6}$ est retenue comme candidat pour le choix du scénario de raccordement optimal S_{RCD} (section 8.8) puisque les seuils de rentabilité individuels des zones sont élevés. Une analyse économique est réalisée pour obtenir les résultats du scénario de raccordement $Z_{1,3,6}$. Dans cette analyse, les résultats des zones Z_3 et Z_6 restent identiques, cependant, le redimensionnement du réseau de chauffage de la zone Z_1 est nécessaire pour tenir compte du raccordement des zones additionnelles. Les résultats du scénario de raccordement $Z_{1,3,6}$ sont : (i) un nombre et un pourcentage de bâtiments raccordés au réseau de chauffage (j^*) de 328 et de 38%; (ii) un travail hydraulique (W_{RCD}) des pompes du réseau de chauffage de 20,3 MWh; (iii) une charge (\dot{Q}_{RCD}) et une énergie (Q_{RCD}) thermique du réseau de chauffage de 6,0 MW et 9,2 GWh; (iv) un coût d'infrastructure du réseau de chauffage (C_{RCD}) de 3,4 M\$; (v) un seuil de rentabilité du scénario de 8,28 \$/tonne; (vi) une intensité de la demande (I_Z) de 10,2 MW/km².

L'intensité de la demande du scénario de base S_0 est légèrement inférieur à 10 MW/km² alors que pour le scénario $Z_{1,3,6}$, elle est quelque peu supérieure à 10 MW/km². Bien qu'il n'ait pas de corrélation directe entre la rentabilité économique du réseau de chauffage et l'intensité de la demande du territoire, la valeur de 10 MW/km² peut être utilisée comme indice pour procéder à une estimation préliminaire du potentiel économique de l'implantation d'un réseau de chauffage. Une étude menée à l'institut de technologie d'Izmir, en Turquie, traitant de la modélisation d'un réseau de chauffage de district pour le campus universitaire d'Iztech, propose un indice de rentabilité de 12 MW/km² (Yildirim, 2006). Cet indice de rentabilité corrobore avec la valeur trouvée pour le réseau de chauffage étudié.

8.8 Synthèse de l'analyse et proposition du scénario de raccordement optimal

Les résultats de l'analyse économique proposent trois candidats pour le choix du scénario de raccordement optimal S_{RCD} . Ces scénarios respectent les critères d'optimisation du scénario de raccordement qui sont : (i) le coût de vente équivalent de vapeur maximal acceptable assurant la rentabilité; (ii) le plus grand nombre possible de bâtiment raccordable au réseau de chauffage. Il s'agit des scénarios de raccordement suivants;

- Le scénario S_1 , élaboré en imposant une contrainte de 17,6 MWh sur la consommation énergétique totale des bâtiments, propose le raccordement de 346 bâtiments au réseau de chauffage (40% des bâtiments de la municipalité) et un seuil de rentabilité de 9,64 \$/tonne.
- Le scénario S_7 , élaboré en imposant une contrainte de 10 MJ/m sur la densité linéaire énergétique des tronçons du réseau, propose le raccordement de 358 bâtiments au réseau de chauffage (41% des bâtiments de la municipalité) et un seuil de rentabilité de 9,88 \$/tonne.
- Le scénario Z_{1-3-6} , élaboré lors de l'analyse par zones, propose le raccordement de 328 bâtiments au réseau de chauffage (38% des bâtiments de la municipalité) et un seuil de rentabilité de 8,28 \$/tonne.

Le scénario de raccordement présentant le coût de vente de vapeur maximal (donné par le seuil de rentabilité) et le plus grand nombre de bâtiment raccordable au réseau de chauffage est le scénario S_7 . Pour ce scénario de raccordement optimal S_{RCD} , les résultats sont les suivants;

- Les paramètres opératoires optimaux demeurent les mêmes que ceux trouvés pour le scénario de base S_0 (section 6.1.4), soit un différentiel de température des stations de

transfert de chaleur des bâtiments (ΔT_{STC}) de 37°C et une température d'alimentation du réseau de chauffage (T_A) de 111°C .

- Le réseau de chauffage est caractérisé par : (i) un débit massique aux conditions de design (\dot{m}_{RCD}) de $52,4 \text{ kg/s}$; (ii) une température de retour calculée à l'échangeur de chaleur primaire (T_R) de 73°C ; (iii) un travail hydraulique des pompes (W_{RCD}) de $17,8 \text{ MWh}$; (iv) une charge (\dot{Q}_{RCD}) et une énergie (Q_{RCD}) thermique de $8,3 \text{ MW}$ et $12,6 \text{ GWh}$; (v) des pertes de chaleur à travers les tronçons représentant 6% de l'énergie thermique du réseau (vi) un coût d'infrastructure (C_{RCD}) de $4,1 \text{ M\$}$.
- Le coût total de conversion des systèmes de chauffage des 358 bâtiments (41% des bâtiments de la municipalité) raccordés au réseau de chauffage est de $4,5 \text{ M\$}$. L'économie potentielle annuelle pour l'ensemble des bâtiments raccordés au réseau de chauffage est obtenue par le coût différentiel d'opération, donné par l'équation 8.4, pour la valeur du coût équivalent de vapeur maximal (C_V) calculé. En normalisant cette économie annuelle totale par rapport à la somme de l'aire de plancher des bâtiments raccordés au réseau de chauffage, on obtient une économie de $4,30 \text{ \$/m}^2$.
- Le seuil de rentabilité calculé, exprimé en termes de coût équivalent de vapeur maximal, est de $9,88 \text{ \$/tonne}$. Ce résultat signifie que, pour assurer la rentabilisation de l'implantation d'un réseau de chauffage dans le cadre du projet d'efficacité énergétique de l'usine papetière, l'énergie thermique (eau chaude) doit être vendue aux usagers à un coût inférieur à $9,88 \text{ \$/tonne}$.

CONCLUSION

L'usine papetière considérée dans cette étude génère annuellement 6100 TJ d'énergie sous forme de vapeur. La consommation énergétique annuelle en chauffage et en eau chaude domestique de tous les bâtiments de la municipalité est de 75 TJ, soit environ 1,2 % de la production de l'usine. La demande totale des bâtiments, évalués aux conditions de design, est de 12.9 MW. Tout compte fait, il existe un potentiel énergétique d'utiliser la vapeur de l'usine afin de subvenir aux besoins en chauffage et en eau chaude domestique des bâtiments de la municipalité. Les profils de demande en chauffage et en eau chaude domestique ont été déterminés de la manière suivante;

- Les profils de la demande en chauffage des bâtiments résidentiels ont été déterminés :
(i) par une courbe de régression linéaire exprimant la charge de chauffage en fonction de la température extérieure; (ii) en respectant la consommation énergétique annuelle moyenne d'une base de données (LTE, 1995); (iii) par un facteur de correction basé sur l'année de construction des bâtiments. Les profils de la demande en chauffage des bâtiments non résidentiels ont été définis par : (i) la linéarisation des pertes de chaleur par conduction basé sur l'intensité en chauffage des bâtiments selon leur vocation (CETC, 2002); (ii) le calcul des pertes de chaleur par infiltration selon un modèle existant (ASHRAE, 2001).
- Les profils de la demande en eau chaude domestique des bâtiments résidentiels ont été établis en utilisant un modèle statistique de distribution normal créé à partir d'une base de données résultant de la déconvolution de la demande totale des stations de transfert de chaleur du projet SNAB (chapitre 3). Les profils de la demande en eau chaude domestique des bâtiments non résidentiels ont été définis, selon leur vocation, en considérant leur : (i) densité d'occupation; (ii) besoins maximal horaire.

Les paramètres opératoires optimaux du réseau de chauffage ont été trouvés pour les conditions de design en considérant : (i) le différentiel de température des stations de

transfert de chaleur des bâtiments comme variable d'optimisation; *(ii)* les charges de design aux nœuds du réseau; *(iii)* la longueur des tronçons du réseau. Les paramètres opératoires optimaux sont : *(i)* un différentiel de température des stations de transfert de chaleur des bâtiments de 37°C; *(ii)* une température d'alimentation du réseau de chauffage de 111°C en considérant la température de retour à la sortie des stations de transfert de chaleur des bâtiments fixe à 74°C. Les critères d'optimisation étaient de minimiser les coûts : *(i)* opératoire adimensionnel des pertes hydrauliques du parcours critique du réseau; *(ii)* opératoire adimensionnel des pertes thermiques totales du réseau; *(iii)* d'infrastructure adimensionnel des tronçons du réseau. La simulation énergétique du réseau de chauffage a été réalisée en appliquant les paramètres opératoires optimaux et en considérant comme variables les températures de l'air extérieur et du sol.

L'analyse économique a été réalisée dans le but de trouver un scénario de raccordement optimal maximisant : *(i)* le coût de vente équivalent de vapeur maximal acceptable assurant la rentabilité; *(ii)* le plus grand nombre possible de bâtiment raccordable au réseau de chauffage. En plus du scénario de base (raccordement de tous les bâtiments), les scénarios étudiés ont été proposés en considérant : *(i)* la consommation énergétique totale des bâtiments; *(ii)* la distance radiale entre les bâtiments et l'usine; *(iii)* la densité linéaire énergétique des tronçons du réseau de chauffage; *(iv)* la division du territoire de la municipalité en zones de district. L'analyse économique a permis de trouver le scénario de raccordement optimal dont les caractéristiques du réseau de chauffage sont : *(i)* un débit massique aux conditions de design de 52,4 kg/s ; *(ii)* un travail annuel hydraulique des pompes de 17,8 MWh; *(iii)* une charge thermique de 8,3 MW; *(iv)* une énergie annuelle thermique de 12,6 GWh; *(v)* un coût d'infrastructure de 4,1 M\$. Le seuil de rentabilité du scénario de raccordement optimal, exprimé en termes de coût équivalent de vapeur maximal, est de 9,88 \$/tonne. Par conséquent, l'implantation du réseau de chauffage est rentable seulement si l'énergie thermique (eau chaude) est vendue aux usagers à un coût inférieur ou égal à 9,88 \$/tonne. Dans ce cas, l'économie potentielle annuelle, normalisée par rapport à l'aire de plancher des 328 bâtiments raccordés au réseau de chauffage (41% des bâtiments de la municipalité), est de 4,30 \$/m².

La contribution principale de cette étude est de proposer une méthode d'analyse technico-économique, traitant de l'implantation d'un réseau de chauffage de district sur un territoire à faible intensité énergétique, basée sur l'optimisation des paramètres opératoires. L'étude permet de trouver un scénario de raccordement optimal en considérant le seuil de rentabilité du projet, exprimé en termes de coût équivalent de vapeur à l'usine papetière, et le nombre de bâtiment raccordable au réseau de chauffage. L'étude démontre que l'intensité de la demande minimale trouvée, soit 10 MW/km^2 , peut être utilisée comme indice de rentabilité pour une estimation préliminaire dans le cadre d'un projet d'implantation d'un réseau de chauffage.

L'étude propose une approche, basée sur une technique de déconvolution de la demande totale des stations de transfert de chaleur, permettant de déterminer les profils de demande en eau chaude domestique des bâtiments. De plus, un modèle statistique de distribution normal permettant de générer des profils de demande en eau chaude domestique simultanés pour les bâtiments résidentiels d'une municipalité a été proposé.

RECOMMANDATIONS

Dans cette étude, différentes méthodes ont été utilisées pour évaluer les profils de demande en chauffage et en eau chaude domestique. Une analyse plus approfondie des bâtiments de la municipalité étudiée pourrait révéler des différences entre les modèles utilisés et la réalité. Une manière plus représentative de procéder à l'estimation des besoins en chauffage et en eau chaude domestique des bâtiments non résidentiels aurait été de se baser sur les relevés de compte fournissant la consommation énergétique pour une certaine période de temps donnée.

Les coûts d'énergie présentés dans cette étude sont des valeurs généralisées pour la province de Québec. Cependant, certains coûts d'énergie tel le bois et le propane varient selon la disponibilité et les coûts de distribution. Par conséquent, pour obtenir des résultats plus précis concernant les coûts d'opération des systèmes de chauffage actuels dans les bâtiments, ces valeurs devraient être ajustées en fonction de la région étudiée.

Un phénomène psychosocial remettant en question l'implantation d'un réseau de chauffage de district dans la municipalité étudiée est négligée. Ce phénomène est la réticence de la population à vouloir raccorder leurs systèmes de chauffage et d'eau chaude domestique à un réseau de chauffage de district. Par conséquent, un sondage pourrait être mené auprès des citoyens et des commerçants de la municipalité afin de connaître leurs intentions concernant la possibilité d'investir pour modifier leurs systèmes de chauffage et d'eau chaude domestique.

Dans cette étude, plusieurs scénarios de raccordement des bâtiments au réseau de chauffage ont été élaborés selon diverses approches. Cependant, le scénario de raccordement choisi, considéré comme optimal, ne tient pas compte de toutes les combinaisons de raccordement possibles des bâtiments. Par conséquent, le développement d'un algorithme génétique pourrait s'avérer être une alternative intéressante pour trouver le scénario de raccordement optimal.

L'usine papetière considérée dans cette étude, confrontée au contexte social économique de l'industrie du papier du Québec, est imprévisiblement assujettie à fermer ses portes. Dans le cas d'une fermeture de l'usine, il pourrait être inefficace d'utiliser les chaudières existantes pour produire la vapeur nécessaire au réseau de chauffage de district puisque la consommation énergétique de tous les bâtiments de la municipalité ne représente qu'une infime fraction de la capacité des chaudières. Par conséquent, cet aspect devrait être pris en considération avant de réaliser un partenariat entre l'usine de pâte Kraft et les bâtiments de la municipalité.

ANNEXE I

LES RÉSEAUX DE CHAUFFAGE DE DISTRICT AU CANADA

Tableau 1.1

Réseaux de chauffage de district au Canada

Localisation		Créé	\dot{Q}_{RCD}	Source d'énergie	
Trigen PEI	Charlottetown (PEI)	1985	30 MW	Biomasse	Eau chaude Vapeur
Memorial University NFL	St-John's (NFL)	1976	47 MW	Mazout léger	Vapeur Eau chaude
North West Territories	Inuvik (NWT)	'50	19 MW	Mazout lourd	Eau chaude
Boralex	Kingsey Falls	1990	45 MW	Gaz naturel Mazout léger	Vapeur Cogénération
CDH District Heating Limited	Cornwall (Ont)	1994	13 MW	Gaz naturel	Eau chaude Cogénération
Toronto District Heating Corp	Toronto (Ont)	'60	276 MW	Gaz naturel	Vapeur
University of Toronto	Toronto (Ont)	1911	195 MW 56 MW	Gaz naturel Mazout léger	Vapeur Cogénération Eau refroidie
Trigen London	London (Ont)	1879	43 MW	Gaz naturel	Vapeur Cogénération Eau refroidie
Windsor utilities commission	Windsor (Ont)	1997	18,1 MW 19,6 MW	Gaz naturel Électricité	Eau chaude Eau refroidie
Health Science Center	Winnipeg (Man)	-	37 MW	Gaz naturel	Vapeur
Central Heat Distribution Ltd	Vancouver (BC)	1967	232,5 MW	Gaz naturel Mazout léger	Vapeur
University of British Columbia	Vancouver (BC)	-	75,5 MW	Gaz naturel	Vapeur
Northwest Territories Power corp.	MacPherson Northwest Territories	-	-	Mazout léger	Eau chaude Cogénération

Tableau 1.1

Réseaux de chauffage de district au Canada (suite)

Localisation		Créé	\dot{Q}_{RCD}	Source d'énergie	
Communauté Urbaine de Québec	Québec	1975	80 MW	Biomasse	Vapeur
Chaufferie St-Malo	Québec	-	-	-	-
Université Laval	Sainte-Foy	-	90 MW 32 MW	Gaz naturel Électricité	Vapeur Eau refroidie
Climatisation et chauffage urbains de Montréal (CCUM)	Montréal	1947	100 MW	-	Vapeur
Montreal Fast Print	Montréal	1942	42 MW	Gaz naturel	Vapeur
Réseau municipal Viger	Montréal	1957	9 MW	Gaz naturel	Vapeur
Société Immobilière du Québec Palais de Justice	Montréal	-	50 MW	Gaz naturel Mazout léger	Vapeur
Université McGill	Montréal	-	90 MW 18 MW	Gaz naturel Mazout léger Système à absorption	Vapeur Eau refroidie
Centrale de Chauffage enrg	Chicoutimi	1951	30 MW	Gaz naturel Mazout lourd	Vapeur
Band Council of the Crees of Oujé-Bougoumou	Oujé-Bougoumou	1991	3,7 MW	Biomasse	Eau chaude

ANNEXE II

COMPARAISON DES COÛTS D'ÉNERGIE

Tableau 2.1

Comparaison des coûts d'énergie

	Source d'énergie	Pouvoir calorifique	Système	Rendement saisonnier	Coût de l'énergie	
		H_0			-	η_C
Usine	Biomasse	9,3 MJ/kg	Chaudière	0,89	3 \$/tonne	1,0
	Liqueur noire	14,7 MJ/kg	Chaudière	-	-	-
	Mazout	43,0 MJ/kg	Chaudière	0,93	25 \$/tonne	8,3
Bâtiments	Huile	38,2 MJ/L	Traditionnel	0,60	38,8 ¢/L	17,8
			Rétention de flamme	0,74		14,5
			Condensation	0,86		12,4
	Électricité	3,6 MJ/kWh	Plinthes électriques	1,00	5,8 ¢/kWh	17,0
			Thermopompe air/air	1,7 ⁽¹⁾		10,0
			Thermopompe géothermique	2,6 ⁽¹⁾		6,5
	Gaz naturel	37,5 MJ/m ³	Traditionnel	0,60	31,16 ¢/m ³	14,6
			Évacuation pulsée	0,79		11,1
			Condensation	0,92		9,5
	Propane	25,3 MJ/L	Traditionnel	0,60	59 ¢/L	12,7
			Évacuation pulsée	0,80		9,6
			Condensation	0,89		8,6
	Bois	30,6 GJ par Corde	Foyer central	0,60	195 \$ par Corde ⁽²⁾	11,2
			Poêle traditionnel	0,63		10,7
			Poêle haute techno.	0,75		9,0
Granules	19,8 GJ par tonne	Poêle à granule	0,68	160 \$ par tonne	12,5	

Coefficient de performance saisonnier des pompes à chaleur.

²

Une corde de bois standard est caractérisée par une hauteur de 1,21 m, une largeur de 2,42 m et une profondeur de 1,21 m pour un volume total de 3,6 m³.

ANNEXE III

PARCOURS DU RÉSEAU DE CHAUFFAGE DE DISTRICT



Figure 2.3 Parcours du réseau de chauffage de district.

ANNEXE IV

EXEMPLES DE DÉCONVOLUTION DE LA DEMANDE TOTALE

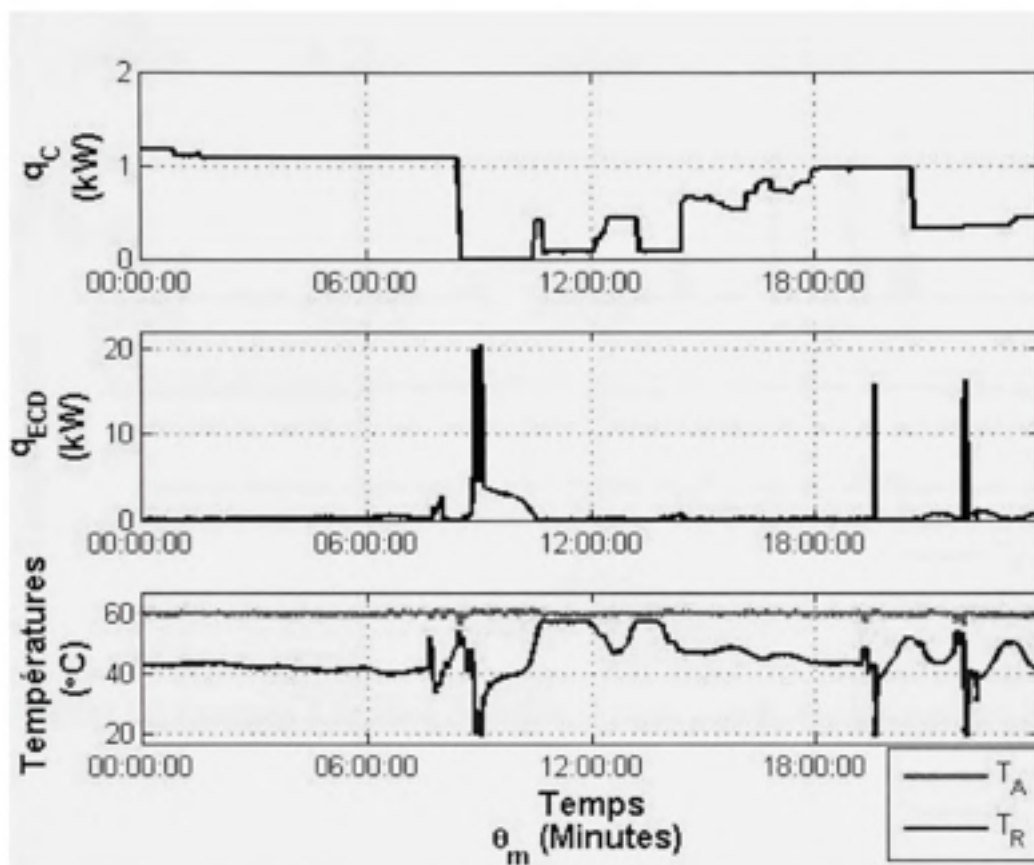


Figure 3.4 Exemple 1 de déconvolution de la demande totale du projet SNAB.

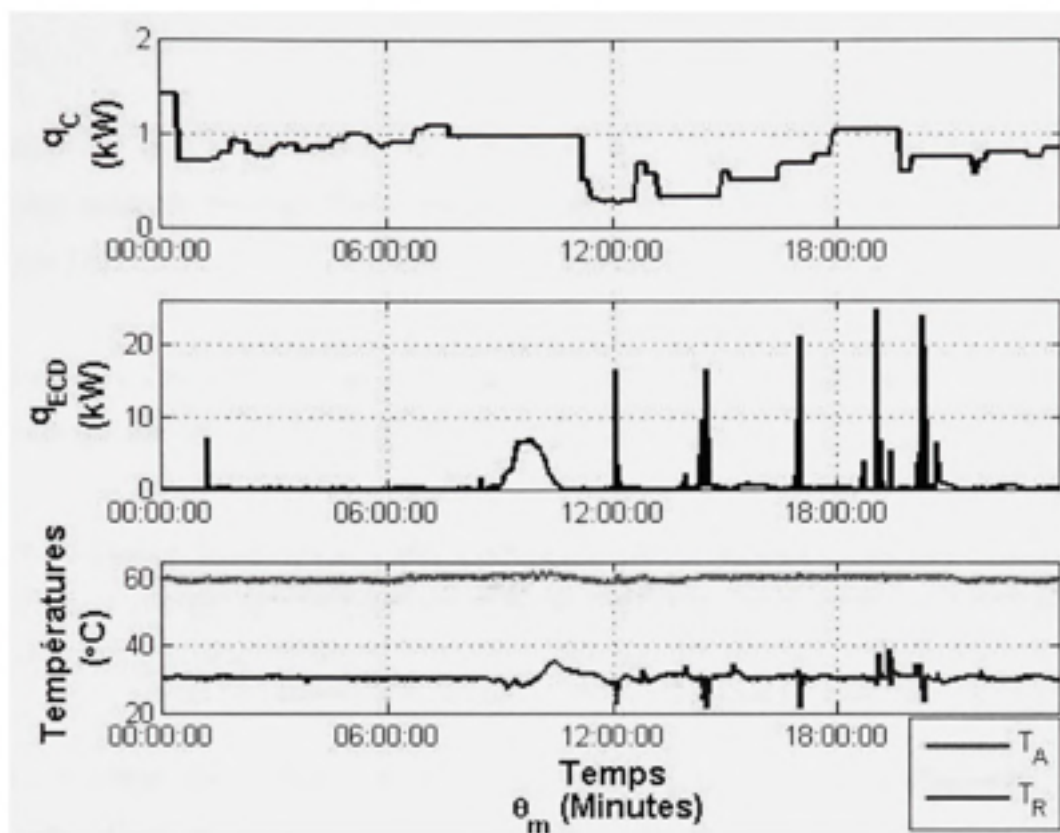


Figure 3.5 Exemple 2 de déconvolution de la demande totale du projet SNAB.

LISTE DE RÉFÉRENCES

Adamo L., G. Cammarata, A. Fichera et L. Marletta. 1997. «Improvement of a district heating network through thermoeconomic approach». *Renewable Energy*, vol. 10, n°213, p.213–216.

Agioutantis Zacharias, Bekas Athanassios. 2000. «The potential of district heating using geothermal energy. A case study, Greece». *Geothermics*, vol. 29, p.51–64.

Ajah Augustine N, Anish C. Patil, Paulien M. Herder et Johan Grievink. 2006. «Integrated conceptual design of a robust and reliable waste-heat district heating system». *Applied Thermal Engineering*, In Press.

Alao, Harêtha. 2007. «Étude de la demande énergétique pour le chauffage des édifices dans le cadre d'un projet de chauffage de district alimenté par une usine de pâte et papier». Rapport de projet pour maîtrise. École Polytechnique de Montréal, 119 p.

Alfa Laval. 2007. «Pricelist: Heat exchanger systems». Document électronique. 97 p. <l_multipart_xF8FF_2_RCPL Heat Exchanger Systems 2007.pdf>. Consulté le 2 mars 2007.

ASHRAE. 2000. *HVAC Systems and Equipment: Chapter 11 District heating and cooling*. SI Edition, «ASHRAE Handbook». United States: ASHRAE, 34 p.

ASHRAE. 2001. *Fundamentals: Chapter 26 Ventilation and infiltration*. SI Edition, «ASHRAE Handbook». United States: ASHRAE, 32 p.

ASHRAE. 2001. *Fundamentals: Chapter 35 Pipe sizing*. SI Edition, «ASHRAE Handbook». United States: ASHRAE, 20 p.

ASHRAE. 2003. *Applications: Chapter 49 Service water heating*, SI Edition, «ASHRAE Handbook». United States: ASHRAE, 22 p.

Babus'Haq R. F., H. E. George, P. W. O'Callaghan et S. D. Probert. 1990. «Finite-Difference technique for optimizing the locations of district heating pipelines». *Heat recovery systems & CHP*, vol. 10, n°3, p.277–284.

Beacons-Morris. 2006. «Convectors : Trade price». Document électronique. 12 p. <1_multipart_xF8FF_2_BCVP_14.pdf>. Consulté le 30 mai 2007.

Böhm, B. 1988. Energy-economy of Danish district heating systems: A technical and economic analysis. Laboratory of Heating and Air Conditioning, Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark.

Bowitz Einar, Trong Maj Dang. 2001. «The social cost of district heating in a sparsely populated country». *Energy Policy*, vol. 29, p.1163–1173.

Braaten, Ron. 1999. *L'énergie du bois dans le secteur résidentiel : perspectives*, «Cantera mining ltd», Rapport final. Canada : Ressources naturelles Canada. 31 p.

CCUM. 2007. «Réseaux thermiques». In *Climatisation et chauffage urbain de Montréal*. En ligne. http://www.ccum.com/html/7_3.html. Consulté le 25 juin 2007.

CETC. 2002. *Community energy planning : A guide for communities*, «The community energy plan», Volume 2. Ottawa : Canadian Energy Technology Centre. 124 p.

Çomaklı Kemal, Bedri Yüksel et Ömer Çomaklı. 2004. «Evaluation of energy and exergy losses in district heating network». *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, p.1009–1017.

CRREL. 1999. *Regional climatic constants for equation 6 of the corps of engineers guide spec 02695: Best fit to mean monthly temperatures averaged for the period 1895-1996*, U.S Army Cold Regions Research and Engineering Laboratory. Table 3, Northeastern Vermont, Variation in Fast predictions of soil surface temperatures. Hanover, NH. <<http://www.crrel.usace.army.mil/ard/cegs02695.htm>. Consulté le 17 janvier 2007.

Dlugosz Piotr. 2003. «Podhale (South Poland) geothermal district heating system». *Geothermics*, vol. 32, p.527–533.

EPRI. 1994. *High-efficiency electric technology fact sheet : Commercial heat pump water heater*. BR-103415. Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA.

Euroheat. 2003. «Renewables in district heating and cooling». En ligne. <[http://www.euroheat.org/documents/EHPCertificationGuidelinesFinal\(web\).pdf](http://www.euroheat.org/documents/EHPCertificationGuidelinesFinal(web).pdf)>, 16. Consulté le 5 juin 2007.

Faninger Gerhard. 2000. «Combined solar-biomass district heating in Austria». *Solar Energy*, vol. 69, n°6, p.425–435.

Gebremedhin Alemayehu. 2003. «The role of a paper mill in a merged district heating system». *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, p.769–778.

IDEA. 1983. *District heating handbook*, 4th ed. International District Energy Association, Washington, D.C.

Incropera, Frank P. et DeWitt David P.. 2002. *Fundamentals of heat and mass transfer*, fifth edition. «Library of congress cataloguing-in-publication data». United States: John Wiley & sons, 981 p.

IsoPlus. 2006. «IsoPlus design-Catalogue : Chapter pipes». En ligne. 21 p. <<http://www.isoplus.de/products/isoplus-rigid-jacket-compoun-pipes/heizungsrohr/heating-pipe.html>>. Consulté le 19 juillet 2006.

Larsen Helge V., Halldor Palsson, Benny Bohm et Hans F. Ravn. 2002. «Aggregated dynamic simulation model of district heating networks». *Energy Conversion and Management*, vol. 43, p.995–1019.

Lindenberger D., T. Bruckner, H.-M. Groscurth et R. Kümmel. 2000. «Optimization of solar district heating systems: seasonal storage, heat pumps, and cogeneration». *Energy*, vol. 25, p.591–608.

LTE. 1995. *Profils de température extérieure, de vitesse du vent et des profils de charge électrique de chauffage et d'eau chaude domestique*. Shawinigan : Laboratoire des technologies de l'énergie, Institut de recherche d'Hydro-Québec. Base de données p. 1-675.

Lyons, Jennifer et Charles W. White. 2002. *Process equipment cost estimation*, DOE/NETL-2002/1169, Final Report. Pittsburgh : National Energy Technology Center, 80 p.

McMaster Carr. 2007. «Iron and steel pipe fittings and pipe». En ligne. 2 p. <www.mcmaster.com>. Consulté le 17 août 2007.

Muzychka, Yuri. 2006. *Design and analysis of thermo-fluid systems*. Course notes for ENGR 7903 and ENGR 8903, «Faculty of engineering and applied science». Memorial university of Newfoundland, St-John's, Canada. 79 p.

OEE. 1997. *Enquête 1997 sur l'utilisation de l'énergie par les ménages*, «Base de données nationale sur la consommation d'énergie», Rapport sommaire. Canada : Office de l'efficacité énergétique. 57 p.

Périn-Levasseur Zoé, Nawfel Bouzayani, Andrea Costa, Jean Paris. 2005. *Novel technologies for energy efficiency and eco-industrial cluster in the P&P industry : Analyse des réseaux de vapeur et de condensat de l'usine papiers Fraser de Thurso*, «Rapport d'avancement», n°1. Montréal : Département de génie chimique et Centre de recherche en ingénierie du papier, 25 p.

Petukhuv, B. S., T. F., Irvine et J.P. Hartnett. 1970. *Advances in heat transfer*, vol. 6, Academic press, New York, United States.

Phetteplace, Gary. 1995. *Optimal Design of Piping Systems for District Heating*, «U.S. Army Corps of Engineers Cold Regions Research & Engineering Laboratory», CRREL Report 95-17. Philadelphia : American Society for Testing and Materials. 102 p.

RNC. 2007. «Stress à l'atmosphère». In Ressources Naturelles Canada. En ligne. <<http://atlas.nrcan.gc.ca/site/francais/maps/climatechange/atmospherestress/1>>. Consulté le 15 juillet 2007.

Shah, R. K.. 1994. *Heat exchangers*, «Encyclopedia of Energy Technology and the Environment», A. Bisio and S. G. Boots. Wiley, New York, pp. 1651–1670.

TPSGC. 2005. *Normes d'aménagement: Guide de référence technique*, Normes d'aménagement renouvelé. Canada : Travaux publics et services gouvernementaux du Canada. 181 p.

Werden, R.G. et L.G. Spielvogel. 1969. *Sizing of service water heating equipment in commercial and institutional buildings, Part I*. ASHRAE Transaction 75 (I), 81 p.

Yildirim, Nurdan. 2002. *District heating system modelling for Iztech campus, Turkey*, «The United Nations University», n°18. Turkey : Izmir Institute of technology, 35 p.

Yildirim, N., Toksoy, M., & Gökçen, G. (2006). District heating system design for a university campus, *Energy and Buildings* 38 (9), 1111-1119.

ZAE. 2007. *Profils de la capacité thermique, du débit volumique et des températures d'alimentation et de retour des stations de transfert de chaleur*, Munich : Bayerisches Zentrum für angewandte energieforschung E.V.. Base de données.

Zhao, Jack Q.. 2002. *Construction and Rehabilitation Costs for Buried Pipe with a Focus on Trenchless Technologies*, «Institute for research and construction», Research report n°101. Ottawa : Conseil nationale de recherche Canada. 42 p.