HAL
open science

Etude de pompes à chaleur à absorption multi-fonctions pour les sous-stations de réseaux de chaleur

Gaétan Chardon

To cite this version:

Gaétan Chardon. Etude de pompes à chaleur à absorption multi-fonctions pour les sous-stations de réseaux de chaleur. Thermique [physics.class-ph]. Université Savoie Mont Blanc, 2021. Français. NNT : 2021CHAMA001 . tel-03600006

HAL Id: tel-03600006

https://theses.hal.science/tel-03600006

Submitted on 7 Mar 2022

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

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

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR
DE L'UNIVERSITÉ SAVOIE MONT-BLANC

Spécialité : **Énergétique et génie des procédés**

Arrêté ministériel : 25 mai 2016

Présentée par

Gaétan CHARDON

Thèse dirigée par **Nolwenn LE PIERRES**
et codirigée par **Julien RAMOUSSE**

préparée au sein du **Laboratoire LOCIE**
dans **l'École Doctorale SISEO**

Étude de pompes à chaleur à absorption multi-fonctions pour les sous-stations de réseaux de chaleur

Soutenance de thèse envisagée le **8 janvier 2021**,
devant le jury composé de :

Christian RUYER-QUIL
Professeur, Université Savoie Mont-Blanc (LOCIE), Président

Christophe MARVILLET
Professeur, Conservatoire national des arts et métiers (IFFI), Rapporteur

Jean-Pierre BEDECARRATS
Professeur, Université de Pau et des Pays de l'Adour (LATEP), Rapporteur

Lingai LUO
Directrice de recherche CNRS, Université de Nantes (LTeN), Examinatrice

Nolwenn LE PIERRES
Professeure, Université Savoie Mont-Blanc (LOCIE), Directrice de thèse

Julien RAMOUSSE
Maître de conférences HDR, Université Savoie Mont-Blanc (LOCIE), Co-Directeur de thèse

Remerciements

Cette thèse m'a permis de me développer aussi bien professionnellement que personnellement. C'est pourquoi j'aimerais remercier ceux qui ont pu y participer et qui m'ont soutenu pour l'obtention du grade de docteur de l'Université Savoie Mont-Blanc.

J'aimerais, dans un premier temps, remercier le jury : Christophe MARVILLET, Professeur au Conservatoire national des arts et métiers, Jean-Pierre BEDECARRATS Professeur à l'Université de Pau et des Pays de l'Adour, Lingai LUO, directrice de recherche CNRS à l'université de Nantes et plus particulièrement Christian RUYER-QUIL, Professeur à l'Université Savoie Mont-Blanc (LOCIE) et Président du jury. Merci d'avoir relu mon travail et de m'avoir fait des remarques pertinentes.

J'aimerais aussi remercier mes directeurs de thèse : Nolwenn Le Pierrès et Julien Ramousse qui ont su m'accompagner scientifiquement et personnellement dans la gestion de ce projet via leurs précieux conseils. Merci à vous d'avoir été là pour me guider.

Merci aussi à toutes les personnes du LOCIE pour avoir contribué à créer une atmosphère de travail chaleureuse. Merci plus particulièrement à Marie, Clémence, Emmanuel, Jeanne et Nicolas pour les bons moments passés ensemble.

Merci à ma famille et à mes amis de m'avoir toujours soutenu dans mes choix et décisions qui ont pu mener au grade de docteur.

Et pour terminer, j'aimerais remercier plus particulièrement Madina pour m'avoir quotidiennement épaulé dans les moments difficiles et de doutes et d'avoir partagé avec moi les instants de joies et de bonheur. Merci à toi.

Table des matières

Remerciements **1**

Table des matières **3**

Nomenclature **5**

Introduction générale **7**

1 Contexte et objectifs de l'étude **10**
1.1 Production, distribution et consommation d'énergie thermique 11
1.1.1 Bâtiments 11
1.1.2 Réseaux de chaleur 12
1.2 Pompe à chaleur à absorption 14
1.2.1 Introduction 14
1.2.2 Principe de fonctionnement 14
1.2.3 Couples d'absorption 17
1.2.4 Technologies 18
1.3 Les pompes à chaleur à absorption dans les réseaux de chaleur 22
1.3.1 Le mode upgrade 22
1.3.2 Le mode climatisation 23
1.3.3 Le mode chauffage 25
1.3.4 Le mode stockage 27
1.3.5 Changement de mode 27
1.4 Projet de thèse 28

2 Étude numérique **30**
2.1 Propriétés des fluides 31
2.1.1 Introduction 31
2.1.2 Propriétés de l'ammoniac 31
2.1.3 Propriétés du couple NH_3-$LiNO_3$ 34
2.2 Modèle statique 35
2.2.1 Description 35
2.2.2 Les équations du modèle 35
2.2.3 Résultats 39
2.2.4 Discussion 46
2.2.5 Choix du couple 51
2.3 Le modèle dynamique 51
2.3.1 Introduction 51
2.3.2 Description du modèle 52
2.3.3 Résultats et étude qualitative 68
2.4 Conclusion 86

3 Étude expérimentale **88**
3.1 Description générale du prototype . . . 89
3.1.1 Introduction . . . 89
3.1.2 Dimensionnement . . . 89
3.1.3 Le circuit interne : la PàCs . . . 91
3.1.4 Le circuit externe . . . 95
3.1.5 Instrumentation et contrôle . . . 95
3.1.6 La sécurité . . . 99
3.2 Analyses des données expérimentales . . . 100
3.2.1 Difficultés expérimentales . . . 100
3.2.2 Mode climatisation . . . 103
3.2.3 Mode chauffage . . . 115
3.2.4 Conclusion et perspectives de l'analyse des données expérimentales . . . 126
3.3 Comparaison et validation . . . 128
3.3.1 Mode climatisation en régime permanent . . . 128
3.3.2 Mode chauffage en régime permanent . . . 130
3.3.3 Modèle modifié . . . 132
3.3.4 Les coefficients d'échanges des échangeurs . . . 134
3.4 Conclusion et perspectives . . . 136

Conclusion générale **138**

Remerciement **140**

Bibliographie **I**

Table des figures **IV**

Liste des tableaux **IX**

A Procédures du prototype **XI**
A.1 Procédure de charge en ammoniac et nitrate de lithium de la PàCs . . . XII
A.2 Procédure de décharge du système . . . XIV
A.3 Procédure allumage . . . XV
A.4 Procédure arrêt . . . XV
A.5 Fuite d'ammoniac . . . XVI
A.6 Fuite de solution . . . XVI

A Circuits hydrauliques et modes **XIX**

B Écarts expérimentaux **XXIII**
B.1 Puissance . . . XXIV
B.2 COP climatisation . . . XXIV
B.3 Efficacité . . . XXIV

C Programme d'acquisition **XXVII**

D Fiche sécurité ammoniac **XXIX**

E Tests expérimentaux **XXXIII**
E.1 Tests effectués en mode climatisation XXXIV
E.2 tests effectués en mode chauffage XXXVI

Nomenclature

Acronymes

CBT	Chaleur à Basse Température
CHT	Chaleur à Haute Température
CMT	Chaleur à Moyenne Température
COP	Coefficient de performance
ECS	Eau Chaude Sanitaire
HEX	Échangeur de chaleur externe
PàCs	Pompe à Chaleur à absorption
RP	Réseau Primaire
RS	Réseau Secondaire
T	Température

Exposants

abs	absorbeur
comp	composant
cond	condenseur
des	désorbeur
det	détendeur
eq	équilibre
evap	évaporateur
fc	faiblement concentré
g	gaz
hc	hautement concentré
HEX	échangeur de chaleur externe
inox	acier inoxydable
l	liquide
max	maximum
prim	primaire
sat	saturation
sec	secondaire
SHX	solution heat exchanger

t	temps	
tot	total	
vap	vapeur	
Indices		
0	référence	
calo	fluide caloporteur	
in	entrée	
out	sortie	
ref	réfrigérant	
sol	solution	
éch	échangeur	
Symboles		
Δt	Pas de temps de la modélisation	s
$\dot{m}$	Débit massique	$kg.s^{-1}$
$\dot{Q}$	Chaleur	kW
$\dot{V}$	Débit volumique	$m^3.s^{-1}$
$\dot{W}$	Puissance électrique	kW
ρ	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
ξ	Ecart	
x	Concentration massique en absorbant dans la solution	$kg_{absorbant}/kg_{solution}$
Cp	Capacité calorifique	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$
d	Densité	-
DTLM	Différence de Température Logarithmique Moyenne	K
h	Enthalpie	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$
K	Coefficient de pertes de charge	Pa
M	Masse	kg
P	Pression	bar
r	Constante spécifique des gaz parfaits de l'ammoniac	$J.K^{-1}.kg^{-1}$
S	Section de passage	m^2
T	Température	°C
t	Temps	s
TK	Température	K
UA	Coefficient d'échange	$kW.K^{-1}$
V	Volume	m^3
X	Titre en vapeur de réfrigérant	$kg_{vapeur}/kg_{réfrigérant}$

Introduction générale

Selon le groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat (GIEC) [1], la température actuelle mondiale moyenne a augmenté de 1 °C par rapport aux niveaux pré-industriels (1850-1900). De plus, ils estiment que ce réchauffement climatique pourrait atteindre 1.5 °C entre 2030 et 2052. Pour limiter cette augmentation de température et son impact sur les écosystèmes, le GIEC a analysé différents scénarios pour atténuer les émissions de CO_2. Une partie de la solution réside dans la réduction de la consommation d'énergie et l'amélioration de l'efficacité des systèmes de production énergétique. En 2018, en France, les bâtiments consommaient 30% de l'énergie finale du pays et 60% de celle-ci était dédiée au chauffage [2]. Dans le monde, en moyenne, 20 % de l'énergie fournie aux bâtiments est utilisée pour le rafraîchissement selon l'agence internationale de l'énergie [3]. Par conséquent, les systèmes de chauffage et de rafraîchissement des bâtiments sont un levier d'action fort pour réduire les émissions de CO_2. Les réseaux de chaleur et de froid permettent de répondre à ces besoins en mobilisant de nouvelles sources de chaleur en plus des sources conventionnelles, avec de meilleures efficacités et des émissions de CO_2 réduites.

Un réseau de chaleur est une infrastructure capable de délivrer de la chaleur (ou du froid) d'une ou plusieurs sources à différents consommateurs reliés au réseau à l'échelle d'un quartier ou d'une ville. La chaleur peut être produite par différents systèmes comme des chaudières à gaz, fioul, charbon ou bois, des incinérateurs de déchets ménagers, des centrales solaires thermiques ou de cogénérations ou provenir de la chaleur fatale d'industries [4]. De plus, en centralisant les sources de production thermique, la puissance totale installée est réduite car celle-ci est inférieure à la somme des puissances individuelles nécessaires, du fait de la répartition temporelle variable des besoins en fonction de la typologie des bâtiments (industries, bureaux, résidences, ...) : c'est le principe du foisonnement.

La chaleur est transmise au consommateur via un fluide caloporteur, habituellement de l'eau (sous forme liquide ou vapeur), dans des canalisations souterraines. Les liens entre le réseau et les consommateurs sont les sous-stations. Une sous-station est composée d'un ou plusieurs échangeurs pour transférer la chaleur du réseau primaire (réseau lié aux sources de chaleur) au réseau secondaire (réseau du ou des bâtiments) pour produire de l'Eau Chaude Sanitaire (ECS) ou du chauffage. Il existe également des réseaux de froid pour répondre aux besoins croissants de climatisation. Ils sont de deux types différents : le premier utilise une source à faible température (inférieure à la température extérieure) comme un lac par exemple. Cette chaleur est transférée aux sous-stations qui utilisent des pompes à chaleur à compression pour produire du froid. Le second produit directement du froid qui sera transmis ensuite aux sous-stations composées d'échangeurs de chaleur.

L'objectif de ce travail est d'évaluer l'intérêt d'installer des pompes à chaleur à absorption dans les sous-stations des réseaux de chaleur pour améliorer l'efficacité globale et répondre aux nouveaux besoins des bâtiments.

Une pompe à chaleur à absorption est un système tritherme qui permet de transférer de la chaleur entre trois niveaux de températures. Plusieurs modes de fonctionnement peuvent être envisagés en fonction de l'effet recherché : (i) le mode upgrade pour augmenter la température utile d'un réseau basse température pour répondre à des besoins de chaleur à haute température, (ii) le mode climatisation pour produire du froid à partir de la chaleur du réseau, (iii) le mode chauffage pour améliorer les transferts thermiques entre le réseau de chaleur (réseau primaire) et les utilisateurs finaux (réseau secondaire) ou (iv) le mode stockage pour stocker la chaleur du réseau pour la

fournir aux bâtiments en différé et ainsi participer à lisser les pics de consommation ou de production. Chacun de ces modes de fonctionnement peut ainsi contribuer à améliorer l'efficacité globale du réseau, tout en participant à diversifier les usages finaux (incluant notamment la production de froid).

L'objectif de cette thèse est d'étudier le fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption dans les modes cités précédemment et d'analyser la possibilité d'alterner entre ces modes afin d'évaluer la pertinence de l'installation de pompes à chaleur à absorption dans des sous-stations de réseaux de chaleurs.

Le premier chapitre présente le contexte et l'objectif de cette thèse en s'appuyant sur l'état de l'art sur le sujet. Les besoins énergétiques des bâtiments et la contribution des réseaux de chaleur actuels et futurs à ces besoins sont détaillés dans un premier temps. Le fonctionnement des pompes à chaleur à absorption est ensuite décrit pour les différents modes de fonctionnement, avant d'introduire l'intérêt de ces systèmes en sous-stations des réseaux (amélioration de performances, satisfaction de besoins additionnels, ...).

Le second chapitre aborde la partie numérique de la thèse avec la modélisation de la pompe à chaleur à absorption et de ses performances en fonction des différents niveaux de température. Une première modélisation en régime permanent vise à sélectionner le couple d'absorption le plus pertinent pour le projet en fonction des niveaux de températures rencontrés. Puis, le second modèle développé est un modèle dynamique qui a pour objectif de simuler des transitions entre les modes et l'évolution des températures et débits au cours du temps en vue de dimensionner le prototype.

Ensuite, le chapitre 3 détaille l'expérimentation mise en place pour valider le modèle numérique avec un prototype de pompe à chaleur à absorption construit et testé au laboratoire LOCIE. Le prototype est une pompe à chaleur à absorption d'une puissance utile de 3 kW froid utilisant le couple NH_3-$LiNO_3$ pouvant fonctionner dans 2 des 4 modes décrit précédemment (le mode stockage a finalement été écarté du fait de la taille importante des réservoirs de stockage nécessaire et le mode upgrade n'a pas fonctionné suite à des difficultés expérimentales).

Par la suite, une comparaison des résultats du modèle numérique avec les résultats expérimentaux est réalisée. Cette comparaison porte sur les différents régimes permanents expérimentés. Des propositions d'améliorations du prototype et du modèle sont ensuite fournies.

En conclusion, l'intérêt de l'installation de pompes à chaleur à absorption dans les sous-stations d'un réseau de chaleur et les perspectives de développement du modèle et du prototype seront discutées.

1

Contexte et objectifs de l'étude

Pour assurer le confort des occupants, les bâtiments (résidentiels et tertiaires) doivent répondre à des besoins thermiques variés. Ils comprennent principalement la production d'eau chaude sanitaire, le chauffage et la production de froid. Ces besoins ont évolué au cours du temps. En effet, avec l'apparition de réglementations thermiques de plus en plus strictes, les bâtiments sont mieux isolés. Par conséquent, les besoins de chauffage ont diminué et les besoins de rafraîchissement en été ont, dans certains cas, augmenté [2].

Certains bâtiments industriels possèdent des besoins en chaleur et froid plus spécifiques (en plus des besoins en chauffage, rafraîchissement et ECS habituels) pour certaines applications avec des températures qui varient énormément en fonction du type d'activité (réfrigération à très basse température ou chauffage à très haute température par exemple).

Les réseaux de chaleur sont apparus dans les années 1880 pour répondre à ces besoins efficacement dans les zones à forte densité de population. Ces réseaux utilisent des sources de production de chaleur centralisées pour la distribuer aux consommateurs via des sous-stations. L'installation de pompes à chaleur à absorption (PàCs) dans les sous-stations des réseaux de chaleur pourrait permettre d'améliorer leur efficacité et de répondre aux nouveaux besoins des bâtiments.

Ce chapitre est basé sur un article rédigé pendant cette thèse [5]. La première partie aborde les différents besoins thermiques des bâtiments et de l'industrie. Ensuite, une description des réseaux de chaleur existants et futurs, associés aux besoins qu'ils sont capables de couvrir est faite. Puis, les PàCs, intégrées dans les sous-stations des réseaux de chaleur, sont présentées avec les différentes possibilités de fonctionnement et leurs avantages.

1.1 Production, distribution et consommation d'énergie thermique

1.1.1 Bâtiments

Dans le but d'augmenter le confort de l'habitat, les bâtiments doivent répondre aux besoins thermique des utilisateurs. Certains de ces besoins peuvent être comblés avec une production de chaleur ou de froid : la production d'eau chaude sanitaire ou le maintien de la température de l'habitat par exemple. Dans le cadre de cette thèse, 3 principaux besoins thermiques vont être considérés : la production d'ECS, le chauffage et le rafraîchissement.

Le plus commun et le plus constant de ces besoins est la production d'ECS. La méthode la plus répandue pour sa production est le ballon d'ECS : un ballon d'eau chaude d'environ 60 litres par personne est chauffé à une température supérieure à 55 °C (pour éviter les risques de développement des bactéries comme la légionellose responsable de la maladie du légionnaire). Généralement, l'ECS est chauffée une à deux fois par jour (lors de l'utilisation de l'eau chaude ou lors des heures creuses) et requiert donc, dans le cas d'un chauffage par une source de chaleur externe au ballon, une température de source supérieure à 55 °C.

Pour le chauffage, les besoins en puissance et en température varient énormément d'un bâtiment à l'autre en fonction de la taille, de l'année de construction ... En effet, l'évolution des réglementations thermiques conduisent à l'amélioration de l'efficacité énergétique et donc à des bâtiments nécessitant des puissances et des températures de chauffage de plus en plus faibles. Les températures de départ de chaudière de ceux-ci peuvent varier de 50 °C (chauffage haute température, principalement présent dans les anciens bâtiments) jusqu'à 35 °C (plancher chauffant, de plus en plus répandus dans les bâtiments basse consommation). Ce type de besoin est plus stable

sur la journée que les besoins en production d'ECS. Ces besoins en chauffage sont principalement présents lorsque la température extérieure est inférieure à 20 °C comme l'hiver par exemple.

Les besoins de froid sont le troisième type de besoins étudiés dans cette thèse. En effet, comme énoncé précédemment, l'évolution de l'efficacité des bâtiments permet à ceux-ci de mieux conserver la chaleur et donc cela peut mener à des besoins de rafraîchissement plus important en été. Ce type de besoins varie durant la journée en terme de puissance mais reste assez stable en terme de température, celle-ci est comprise entre 10 et 15 °C. Ces besoins en rafraîchissement sont principalement présents en été.

Dans le cas des bâtiments industriels nécessitant de la chaleur ou du froid pour des applications spécifiques autre que le chauffage, rafraîchissement ou production d'ECS, ces besoins étant extrêmement variés et très spécifique au type d'application, ils ne seront pas étudiés dans ce projet.

1.1.2 Réseaux de chaleur

Un réseau de chaleur est une infrastructure qui transfère de la chaleur à différents bâtiments (résidentiels, industriels, ...)(figure 1.1) [6]. Il possède donc une ou plusieurs sources de chaleur de forte capacité, chaleur qui est ensuite transmise à un fluide caloporteur (le plus souvent de l'eau). Ce fluide est ensuite acheminé vers les consommateurs, qui vont y puiser la chaleur dont ils ont besoin, c'est le réseau primaire. Le lien entre le réseau de chaleur et les bâtiments est fait par les sous-stations, qui est généralement composée d'un ou de plusieurs échangeurs. Ces échangeurs permettent de transférer la chaleur du réseau primaire, lié au réseau de chaleur et donc aux sources de chaleur, aux réseaux secondaires : les réseaux du bâtiment, qui répondent à ses différents besoins : ECS, chauffage, ...

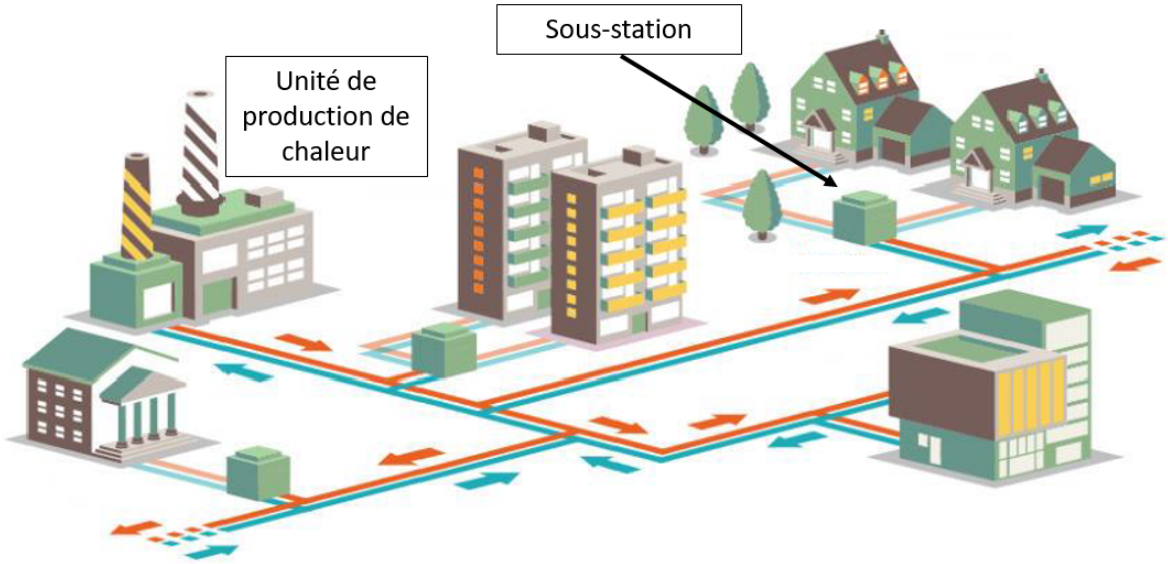


Figure 1.1 – Description schématique du fonctionnement d'un réseau de chaleur [7]

Les réseaux de froid existent mais sont plus rares. En effet, en 2017, seul 3% des bâtiments connectés à un réseau étaient reliés à une réseau de froid [6]. Ces réseaux vont lier une ou plusieurs sources froides à des bâtiments pour, l'été, répondre aux besoins de rafraîchissement de ceux-ci.

Les réseaux de chaleur ont évolué au cours du temps [8] (figure 1.2) en diminuant leur niveau de température et en augmentant leur efficacité. Les premiers, entre 1880 et 1930, produisaient de la vapeur surchauffée pour transmettre la chaleur en utilisant la condensation en sous-station (c'est la 1ère génération). Puis, avec l'évolution des matériaux et des technologies de production de cha-

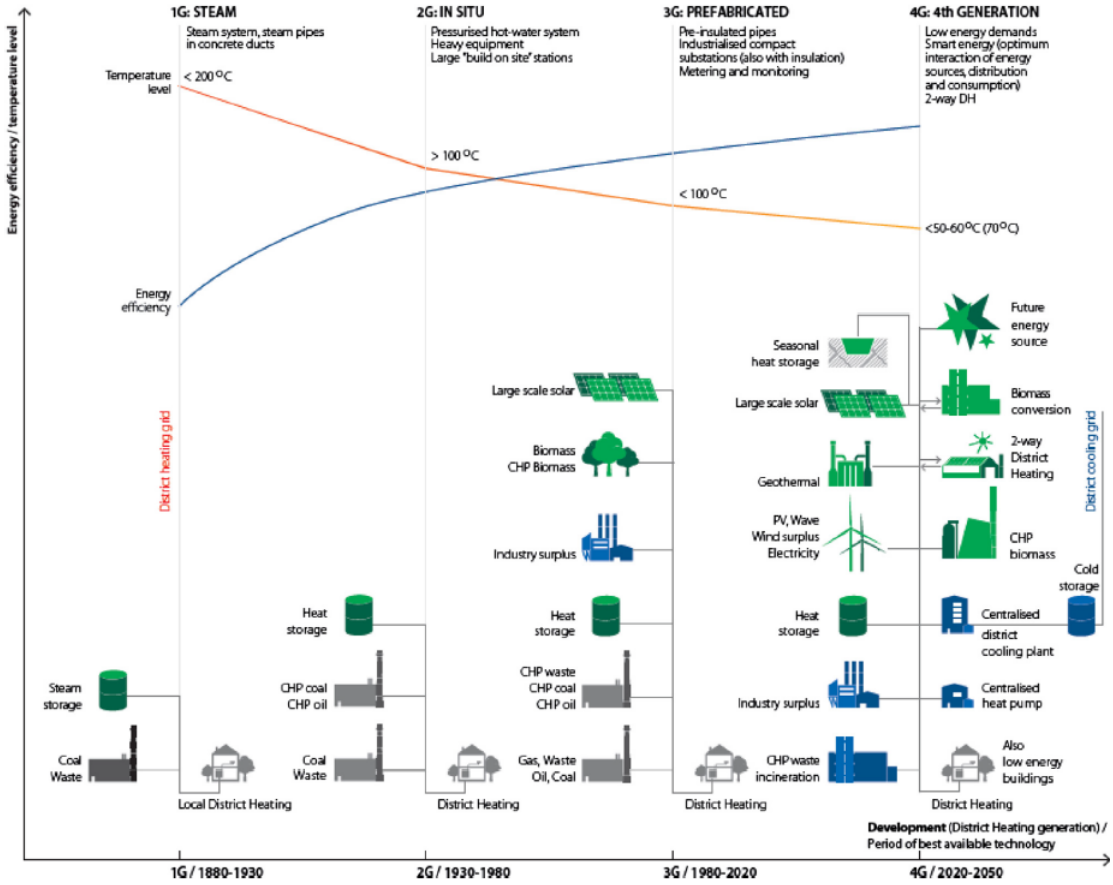


Figure 1.2 – Evolution des températures, de l'efficacité et des sources de production des réseaux de chaleur au cours du temps [8]

leur, les températures dans les réseaux primaires ont baissées jusqu'à des températures inférieures à 100 °C pour utiliser de l'eau sous forme liquide, comme c'est le cas dans les réseaux de chaleur les plus récents (3 ème génération) depuis 1980 environ. La diminution de ces températures a permis de réduire les pertes de chaleur en ligne et d'augmenter l'efficacité des unités de production. De plus, les plus faibles températures des fluides caloporteurs permettent d'utiliser de nouvelles sources de chaleur à faible température comme la chaleur fatale des industries par exemple.

Lund et al. [8] décrivent une future 4 ème génération de réseaux de chaleur qui utilise des températures inférieures à 60 °C. Cette génération pose un défi majeur pour la production d'ECS. En effet, comme vu précédemment, l'ECS doit être à une température supérieure à 55 °C et donc incompatible avec un réseau de chaleur à une température inférieure à 60 °C et de simples échangeur en sous-station.

Actuellement, certains réseaux de chaleur fonctionnent avec des températures de réseau primaire inférieures à 60 °C car ils ne répondent pas aux besoins d'ECS des bâtiments, ces besoins sont comblés par l'utilisation de ballons d'eau chaude électriques ou de chaudières directement dans les bâtiments. Cela permet aussi à ces réseaux de ne pas fonctionner l'été quand il n'y a pas de besoins de chauffage. Ces méthodes permettent la réduction des températures du réseaux mais réduisent l'utilisation de ceux-ci en ne répondant pas à tous les besoins des bâtiments. L'utilisation de PàCs en sous-station pourrait résoudre les problèmes de production d'ECS dans les réseaux de chaleur 4ème génération tout en répondant à de nouveaux besoins comme la climatisation.

1.2 Pompe à chaleur à absorption

1.2.1 Introduction

Une pompe à chaleur classique (à compression de vapeur) permet de transférer de la chaleur d'une source à faible température vers une source à plus haute température [9](figure 1.3). Elle repose sur la forte thermicité des réactions de changement de phase (liquide/gaz) d'un fluide. La réaction exothermique de condensation à haute pression permet de fournir de la chaleur à haute température à la source chaude. Le liquide est ensuite détendu pour être évaporé à basse pression, et donc basse température, en puisant de la chaleur dans la source froide, avant d'être à nouveau comprimé pour boucler le cycle. Les pompes à chaleur les plus communément utilisées sont à compression mécanique. Elles possèdent 4 composants principaux : un évaporateur et un condenseur pour les transferts thermiques et un détendeur et un compresseur pour les changements de pressions.

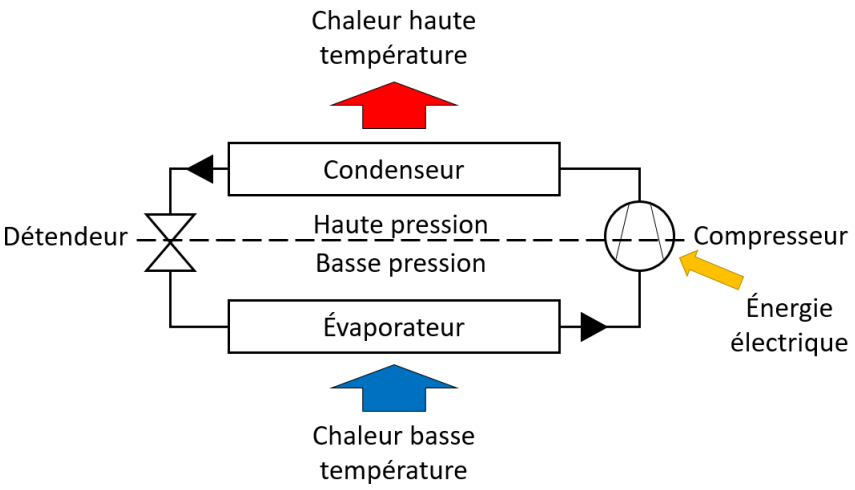


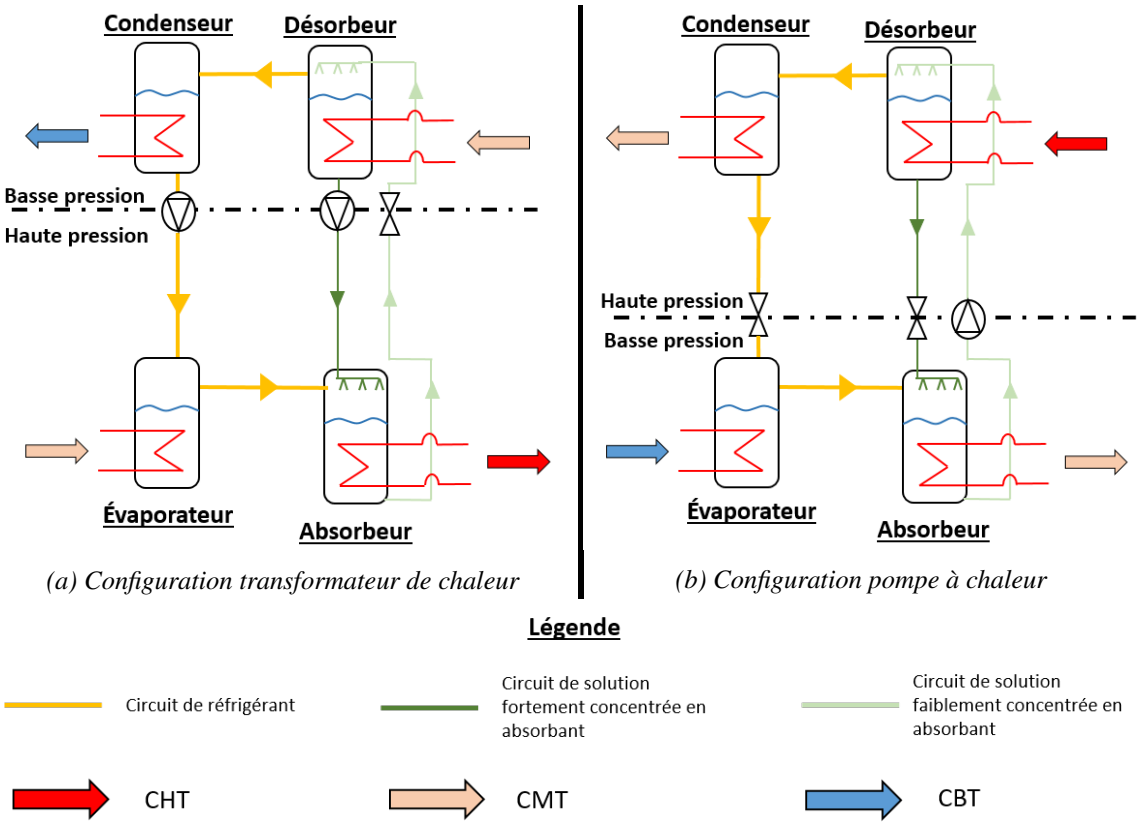
Figure 1.3 – Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à compression de vapeur

Les pompes à chaleur à sorption permettent de remplacer la compression mécanique par une compression thermochimique résultant des phénomènes d'adsorption ou d'absorption (réaction exothermique) et de désorption (réaction endothermique) d'un réfrigérant par un solide ou une solution absorbante. Le principe de fonctionnement de ces systèmes est détaillé dans la suite.

Le développement des cycles à absorption a commencé dans les années 1700 pour la production de glace [10]. En effet, la glace était produite par évaporation de l'eau dans un réservoir hermétique connecté à un autre réservoir contenant de l'acide sulfurique qui absorbait la vapeur d'eau. Mais les fuites dues aux réservoirs sous vide et les problèmes de corrosion ont fortement limité le développement de cette technologie. En 1860, Ferdinand Carre dépose le brevet aux États-Unis d'un système de réfrigération par absorption utilisant le couple ammoniac-eau. Ce système s'est répandu aux États-Unis pour la production de glace et la conservation des aliments sans électricité. Les systèmes utilisant le couple H_2O-LiBr sont apparus plus tard, vers 1950, pour mener aux systèmes de pompe à chaleur à absorption d'aujourd'hui [11].

1.2.2 Principe de fonctionnement

Le principe des pompes à chaleur à sorption est le changement de pression par adsorption (sorption d'un gaz par un solide) ou absorption (sorption d'un gaz par un liquide) du réfrigérant par un autre composant. En effet, une PàCs possède une partie adsorption ou absorption où le réfrigérant à faible pression sortant de l'évaporateur est adsorbé ou absorbé par un autre composant



(a) Configuration transformateur de chaleur

(b) Configuration pompe à chaleur

Figure 1.4 – Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption dans les deux configurations envisagées

en émettant de la chaleur. Puis, le mélange est transféré à haute pression où de la chaleur à haute température permet de désorber le réfrigérant qui se condense dans le condenseur et est ensuite détendu pour recommencer le cycle dans l'évaporateur. Dans la suite du projet, le nom "PàCs" fera référence à une pompe à chaleur à absorption, qui constitue l'objet de cette étude.

Une PàCs est donc un système qui permet d'échanger de la chaleur entre trois niveaux de températures. Selon les besoins, deux configurations sont possibles (figure 1.4) :

— La configuration transformateur de chaleur permet de consommer de la Chaleur à Moyenne Température (CMT) et de produire de la Chaleur à Haute et Faible Température (CHT et CBT)

— À l'inverse, la configuration pompe à chaleur, permet de consommer de la CHT et CBT pour produire de la CMT.

Une PàCs utilise un couple de fluides pour fonctionner : un réfrigérant et une solution (mélange du réfrigérant avec un absorbant). La concentration d'équilibre (condition à laquelle la solution est en équilibre avec la vapeur de réfrigérant, la vapeur n'est ni absorbée ni désorbée) en absorbant dans la solution varie en fonction de la température et de la pression. Le réfrigérant pur circule dans le circuit de réfrigérant. La différence entre une PàCs et une pompe à chaleur classique réside dans la méthode de compression. En effet, une PàCs utilise une compression thermochimique pour changer la pression de son réfrigérant en utilisant deux phénomènes : l'absorption et la désorption, respectivement exothermique et endothermique.

Certains points de fonctionnement peuvent être représentés sur un diagramme d'Oldham (figure 1.5). Ce diagramme n'affiche que la solution à l'équilibre et le réfrigérant à saturation (concen-

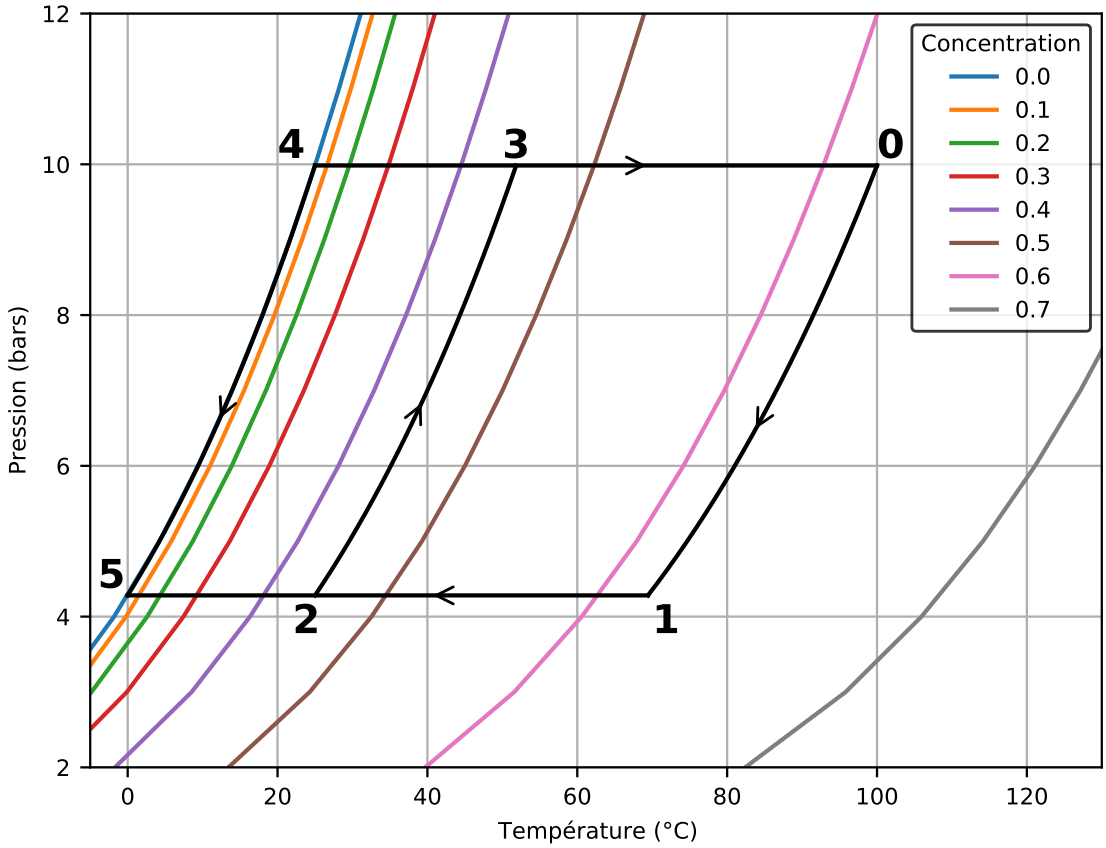


Figure 1.5 – Diagramme d'Oldham du couple NH_3-$LiNO_3$ (concentration en $kg_{absorbant}/kg_{solution}$) [12] avec une représentation du cycle de fonctionnement en mode pompe à chaleur

tration égale à 0). Comme dans une pompe à chaleur classique, dans une PàCs (en configuration pompe à chaleur, figure 1.4b), le réfrigérant entre dans le condenseur sous forme gazeuse et est condensé en produisant de la chaleur à moyenne température, il sort du composant à saturation (figure 1.5 : point 4). Ensuite, il est détendu et rejoint l'évaporateur où il s'évapore en consommant de la chaleur à basse température (et donc en produisant du froid). Il quitte l'évaporateur à saturation (figure 1.5 : point 5). Ce réfrigérant est ensuite absorbé par la solution au niveau de l'absorbeur. La solution absorbe le réfrigérant en produisant de la chaleur à moyenne température et sort du composant proche de la saturation (figure 1.5 : point 2). La fraction massique d'absorbant dans la solution diminue. Cette solution est pompée pour rejoindre le désorbeur à haute pression. Le désorbeur consomme de la chaleur à haute température pour désorber le réfrigérant. La solution sortant de ce composant est proche de l'équilibre (figure 1.5 : point 0). Ce réfrigérant sous forme gazeuse retourne dans le condenseur pendant que la solution, avec une fraction massique en absorbant plus importante, est renvoyée vers l'absorbeur à travers un détendeur pour terminer le cycle. Dans cette configuration, le désorbeur et le condenseur sont à haute pression alors que l'évaporateur et l'absorbeur sont à basse pression.

La configuration transformateur de chaleur présente quelques différences avec la précédente configuration. Dans cette configuration, c'est le désorbeur et condenseur qui sont à basse pression et l'évaporateur et l'absorbeur qui sont à haute pression. Par conséquent, le détendeur dans le circuit de réfrigérant est remplacé par une pompe et dans le circuit de solution, les positions du détendeur et de la pompe sont échangées (figure 1.4a). L'inversion des pressions permet une consommation de chaleur à moyenne température dans le désorbeur et une production de chaleur

à haute température dans l'absorbeur. De plus, pour maintenir ces pressions, l'évaporateur doit consommer de la chaleur à moyenne température proche de celle du désorbeur et le condenseur doit être maintenu à basse température.

Ainsi, une PàCs permet de transférer de la chaleur entre trois niveaux de température avec une faible consommation électrique. En effet, seules les pompes consomment de l'électricité pour transporter les fluides en phase liquide d'une basse pression à une haute pression et leur consommation est beaucoup plus faible que celle des compresseurs utilisés dans les pompes à chaleur à compression de vapeur. De plus, la faible quantité de pièces en mouvement implique une longévité importante et un risque de pannes faible.

1.2.3 Couples d'absorption

Comme expliqué précédemment, une PàCs fonctionne avec un réfrigérant et une solution qui est le mélange entre le réfrigérant et un absorbant. Il existe un très grand nombre de couples réfrigérant/absorbant différents. Selon Sun et al. [13], un couple doit respecter autant que possible les conditions suivantes :

— La température de désorption de l'absorbant dans la solution doit être la plus élevée possible par rapport à la température de désorption du réfrigérant (l'absorbant doit rester en solution lors de la désorption)

— Le réfrigérant doit posséder une forte énergie latente de vaporisation

— La solution doit être la moins concentrée possible en absorbant dans les conditions de fonctionnement pour maintenir le débit de circulation de la solution le plus faible possible.

— Les propriétés de la solution et du réfrigérant pur doivent permettre un bon transfert thermique (viscosité faible, conductivité thermique importante, ...)

— Le couple doit être respectueux de l'environnement, le moins dangereux possible (corrosivité, toxicité, ...) et avoir un coût faible

Sun [13] ont classé les différents couples d'absorption selon 5 catégories différentes en fonction du type de réfrigérant utilisé : l'ammoniac, l'eau, les alcools, les hydrofluocarbures (HFC) et les réfrigérants non cités précédemment. Tous les couples énoncés dans cette thèse sont classés ainsi : réfrigérant-absorbant comme H_2O-LiBr par exemple.

Il existe plusieurs couples utilisant de l'ammoniac comme réfrigérant tels que : NH_3-H_2O, NH_3-$LiNO_3$ ou NH_3-NaSNC par exemple. Ces couples permettent d'atteindre des températures d'évaporation très faibles dû à la température de solidification de l'ammoniac proche de -80 °C. Le couple NH_3-H_2O plus particulièrement est un des couples le plus utilisé actuellement dû à son utilisation historique, ses performances et à son coût faible. Cependant, avec ce couple, lors de la désorption de l'ammoniac, les températures d'évaporation de l'ammoniac et de l'eau étant proches, une faible quantité d'eau est désorbée ce qui réduit grandement les performances du système. Par conséquent, il nécessite l'installation d'un rectifieur après le désorbeur pour condenser l'eau présente dans les vapeurs et avoir uniquement de l'ammoniac pur dans le circuit de réfrigérant. Des recherches existent pour améliorer cette désorption, principalement en utilisant un absorbant en plus de l'eau comme du LiBr [14] ou du NaOH [15] ou en utilisant d'autres absorbants que l'eau comme le $LiNO_3$ ou le NaSCN [16]. Les principaux inconvénients des couples utilisant l'ammoniac résident dans leur toxicité, leur corrosivité et les fortes pressions mises en jeu dans le système.

L'eau est le second réfrigérant le plus utilisé actuellement principalement avec le couple H_2O-LiBr. Mais il existe aussi d'autres couples tels que : H_2O-LiI [17] ou H_2O-CaCl [18]. L'eau possède l'avantage d'être un fluide peu dangereux et très économique et le couple H_2O-LiBr possède des performances supérieures aux couples utilisant de l'ammoniac [19]. Cependant, la solution H_2O-LiBr est un fluide très corrosif et nécessite donc des mesures en conséquence. De plus, il

est impossible d'avoir des températures d'évaporateur inférieures à 0 °C et les pressions de travail sont inférieures à la pression atmosphérique et demande donc de travailler en dépression ce qui augmente les frais de construction du système. Il existe aussi beaucoup de mélanges pour améliorer les rendements principalement avec le LiBr tels que H_2O- (LiBr +$(CH_2OH)_2$) [20], H_2O-(LiBr + $H_2N(CH_2)_2OH$) [21] ou H_2O-(LiBr + CH_3COOK) [22].

Les couples utilisant des alcools comme réfrigérant ont les avantages de posséder une forte stabilité thermique et de hautes températures de fonctionnement mais ils sont des composés nocifs et toxiques. Les couples utilisant des alcools sont par exemple : TFE($C_2H_3F_3O$)-NMP(C_5H_9NO), TFE-E181($C_{10}H_{22}O_5$) et TFE-PYR($C_3H_4O_3$) [23]. Ils permettent d'atteindre des températures jusqu'à 200 °C là où les couples comme H_2O-LiBr deviennent inutilisables après 150 °C dû à la corrosivité de la solution à haute température. Ces couples sont donc appropriés pour satisfaire des besoins à hautes températures.

Suite aux problèmes de toxicité, de corrosivité et de pollution avec les couples utilisant de l'eau ou de l'ammoniac, des couples utilisant des hydrofluocarbures comme réfrigérant et des absorbants organiques ont été développés. Plusieurs réfrigérants ont été utilisés tels que le R22, R32 et le R134a et ont été utilisés avec plusieurs absorbants tels que le DMETEG ($H_3CO(CH_2CH_2O)_4CH_3$), DMEU ($C_5H_{10}N_2O_3$) ou DMAC C_4H_9NO) par exemple [24].

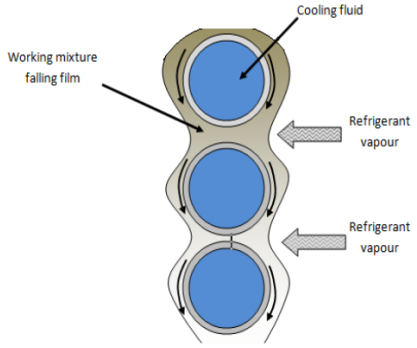
D'autres réfrigérants peuvent être utilisés comme par exemple l'acétone avec le couple acétone/$ZnBr_2$. Ce couple permet d'utiliser de faibles températures de désorbeur (47- 60 °C) [25].

Dans le cadre de cette thèse, une PàCs fonctionnant dans une sous-station d'un réseau de chaleur a été étudiée et plusieurs couples ont été comparés pour observer leurs différentes performances. En accord avec les températures de fonctionnement des réseaux de chaleur décris dans la section 1.1.2, leur évolution et les températures nécessaires pour répondre aux besoins des bâtiments décrits dans la section1.1.1, les couples utilisant des températures de désorption inférieures à 150 ˚C ont été privilégiés. De plus, pour permettre un développement et une intégration plus simples de ces systèmes dans les sous-stations de réseaux de chaleur, les réfrigérants les plus connus et utilisés ont été préférés : l'ammoniac et l'eau. Par conséquent, 5 couples ont été retenus, deux utilisant l'eau comme réfrigérant et trois utilisant l'ammoniac : H_2O-LiBr, H_2O-LiI, NH_3-H_2O, NH_3-$LiNO_3$ et NH_3-NaSNC.

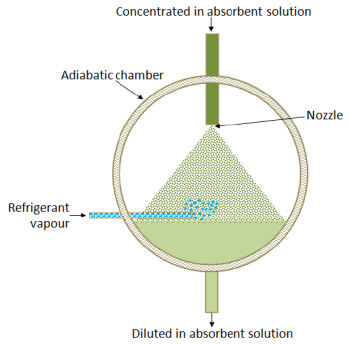
1.2.4 Technologies

Plusieurs technologies ont été et sont encore développées pour améliorer l'efficacité des PàCs. Ces technologies peuvent porter sur un composant comme par exemple l'absorbeur ou sur la structure du système avec l'ajout de nouveaux composants ou de nouvelles structures pour améliorer le système.

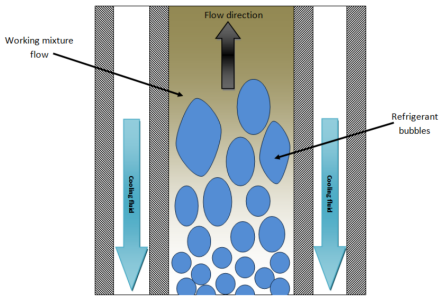
Le composant le plus critique des PàCs est l'absorbeur [26], il permet l'absorption du réfrigérant gazeux par la solution. Il doit permettre la bonne évacuation de la chaleur produite par l'absorption tout en diffusant le réfrigérant dans toute la solution pour une bonne absorption (figure 1.6). Plusieurs technologies ont été développées pour permettre une bonne absorption du réfrigérant par la solution. La technologie des films ruisselants par exemple consiste en un film qui parcourt de haut vers le bas des parois ou des tubes qui sont refroidis par un fluide caloporteur pour évacuer la chaleur de l'absorption. La vapeur de réfrigérant parcourt aussi le composant (le plus souvent dans le sens opposé). Cette technologie permet d'avoir une grande surface de contact entre le réfrigérant et la solution tout en dissipant la chaleur via la paroi pour garantir une bonne absorption. Cependant, cette méthode nécessite un volume d'absorbeur important [27].



(a) Schéma du fonctionnement d'un absorbeur à film ruisselant



(b) Schéma du fonctionnement d'un absorbeur adiabatique



(c) Schéma du fonctionnement d'un absorbeur bullé

Figure 1.6 – Schémas des différentes technologies d'absorption selon Ibarra-Bahena et al. [26]

L'absorption adiabatique est une autre méthode qui consiste en deux étapes : la première est le refroidissement de la solution (le plus souvent avec un échangeur à plaques) puis la seconde consiste à pulvériser cette solution dans une chambre adiabatique où est présent le réfrigérant sous forme gazeuse. Cette pulvérisation permet une grande surface d'échange entre le réfrigérant et la solution et permet l'absorption. Cette solution est plus simple que les films ruisselants mais demande aussi des volumes d'absorbeur importants et produit des températures d'absorbeur plus faibles.

Il existe aussi les absorbeurs bullés. Ces absorbeurs consistent en un échangeur à plaques noyé parcouru par la solution. En entrée de l'absorbeur, la vapeur du réfrigérant est injectée sous forme de bulles pour être absorbée le long de l'absorbeur. La surface de contact entre la solution et le réfrigérant est la surface des bulles. Cette méthode permet de réduire la place utilisée par l'absorbeur mais n'est pas praticable avec tous les couples. Dans le cas du couple H_2O-LiBr par exemple, la pression de travail étant très faible (de l'ordre du mbar), la taille des bulles est très importante et donc la surface d'échange est beaucoup plus faible.

Le désorbeur est un composant plus simple que l'absorbeur, il permet de séparer le réfrigérant de la solution. L'augmentation de la température de la solution dans le désorbeur permet la désorption du réfrigérant qui, étant un gaz, peut être séparé de la solution avec un séparateur liquide-gaz. Contrairement à l'absorbeur, il n'y a donc pas besoin d'avoir de composant spécifique, un simple échangeur de chaleur peut être utilisé comme un échangeur à plaques ou un échangeur à tubes et calandre par exemple.

Les deux autres composants sont l'évaporateur et le condenseur. Ces composants sont très

connus et ont été très étudiés dans la domaine des pompes à chaleur car ils sont identiques à ceux présents dans une pompe à chaleur à compression de vapeur. Actuellement, les condenseurs et évaporateurs permettant d'échanger au mieux de la chaleur avec un autre fluide caloporteur tout en conservant un volume faible (compatible avec une installation en sous-station de réseau de chaleur) sont les échangeurs à plaques car ils permettent une importante surface d'échange tout en conservant un faible volume.

Certains composants peuvent être ajoutés pour améliorer les performances d'une PàCs. Un échangeur de chaleur de solution (SHX) entre l'entrée et la sortie du désorbeur en configuration pompe à chaleur ou l'entrée et la sortie de l'absorbeur en configuration transformateur de chaleur est très souvent utilisé pour améliorer le rendement de la machine. Il permet, dans le cas de la configuration pompe à chaleur, de réchauffer la solution avant son entrée dans le désorbeur et de refroidir la solution sortante avant son entrée dans l'absorbeur. Un échangeur de chaleur de réfrigérant (RHX) peut aussi être ajouté entre la sortie du condenseur (avant le détendeur ou la pompe de réfrigérant) et la sortie de l'évaporateur avant son injection dans l'absorbeur. George et al. [28] ont analysé numériquement l'influence de l'efficacité de ces échangeurs (SHX et RHX) sur les performances du système dans le cas d'un transformateur de chaleur avec deux couples : R21-DMF et R21-DMETEG. Ils ont démontré l'importance de ces composants pour obtenir de meilleures performances mais surtout pour obtenir des plages de fonctionnement plus importantes. Par exemple, pour une température de désorbeur de 70 °C et 40 °C pour le condenseur, une efficacité de 0.3 sur ces deux composants permet d'obtenir une température d'absorbeur maximum de 94 °C alors que 100 °C peut être atteint avec une efficacité de 0.9.

La recirculation est aussi une méthode qui peut améliorer les performances de la PàCs. Elle permet d'améliorer l'absorption et la désorption. En effet, dans l'absorbeur par exemple, plus la température de la solution est proche de la température d'équilibre, plus l'absorption est lente. Par conséquent, pour améliorer le taux d'absorption du réfrigérant par la solution, la taille de l'absorbeur doit être plus importante pour augmenter le temps de séjour de la solution.

La recirculation permet d'éviter ces difficultés en renvoyant dans l'absorbeur une partie de la solution sortante pour que l'absorption continue (figure 1.7). Les inconvénients de cette méthode sont l'augmentation du prix du système dû à l'achat de pompes supplémentaires et la consommation électriques de celles-ci qui peuvent contrebalancer l'amélioration des performances observées. Les effets de ce type de système dépendent des technologies d'absorbeur et de désorbeur étudiées précédemment. Ventas et al. [29] ont étudié ces effets avec un absorbeur adiabatique à l'aide d'un modèle numérique pour le couple NH_3-$LiNO_3$. Dans un absorbeur adiabatique, l'évacuation de la chaleur et l'absorption se déroulent dans deux composants différents. Par conséquent, la solution a plus de difficultés pour atteindre l'équilibre. Ventas et al. ont observé que, dans leur cas, un ratio de recirculation entre 4 et 6, soit entre 80 % et 86 % du débit sortant de l'absorbeur renvoyé vers celui-ci, entrainait les meilleures performances.

Différentes structures de PàCs peuvent être mises en places pour améliorer les performances ou permettre d'augmenter les plages de température de fonctionnement. Herold et al. [30] décrivent plusieurs PàCs à double ou triple effets (aussi appelé double ou triple étages). Dans le cas décrit par la figure 1.8, un étage a été ajouté pour permettre une meilleure désorption et améliorer les performances du système. Un second désorbeur et condenseur ont été ajoutés et ajoutent donc un troisième niveau de pression. La chaleur du nouveau condenseur à haute pression est transmise au premier désorbeur à moyenne pression. Cette méthode permet d'augmenter le COP du système. Cependant, elle requiert une pompe en plus et donc une consommation électrique supplémentaire et une chaleur pour la désorption à une température plus importante que dans le cas d'un simple étage. Plusieurs structures de ce type existent avec l'addition d'autres composants ou l'ajout d'étages supplémentaires [31–33].

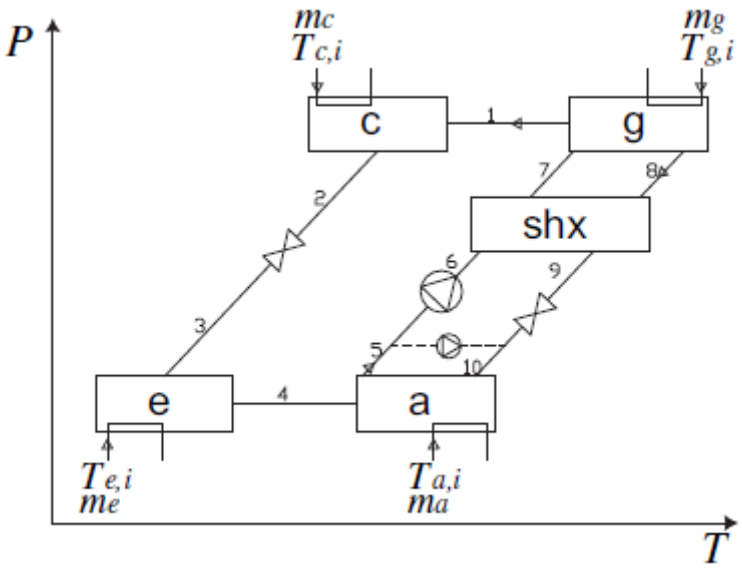


Figure 1.7 – Schéma d'une PàCs avec une recirculation au niveau de l'absorbeur (pompe 10) [29]

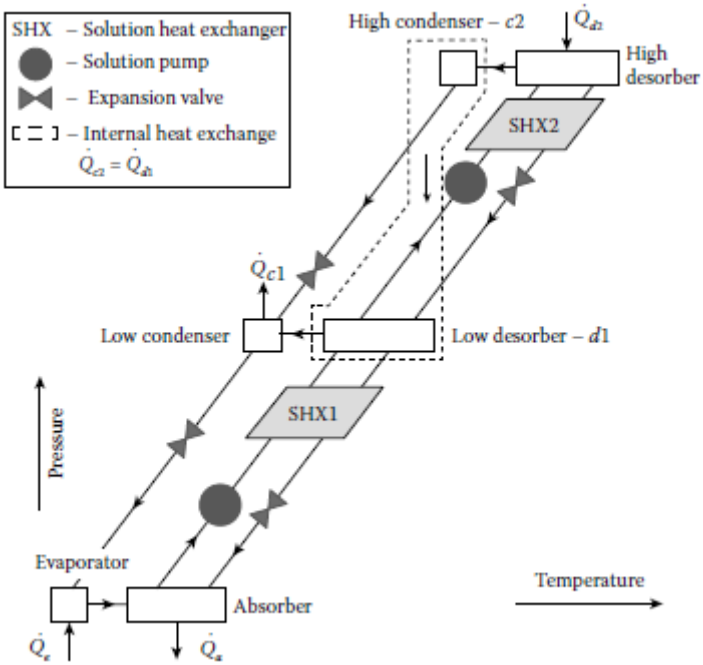


Figure 1.8 – Schéma d'une PàCs à double étages [30]

1.3 Les pompes à chaleur à absorption dans les réseaux de chaleur

Après la description du fonctionnement des réseaux de chaleur et des besoins des bâtiments dans la section 1.1 et des deux configurations possibles pour les PàCs dans la section 1.2.2, il semble que l'association des PàCs et des réseaux de chaleur peut être pertinente. Cette section décrit donc certains modes possibles de fonctionnement d'une PàCs dans une sous-station d'un réseau de chaleur qui permettraient de répondre à de nouveaux besoins des bâtiments et/ou augmenter l'efficacité globale du réseau.

1.3.1 Le mode upgrade

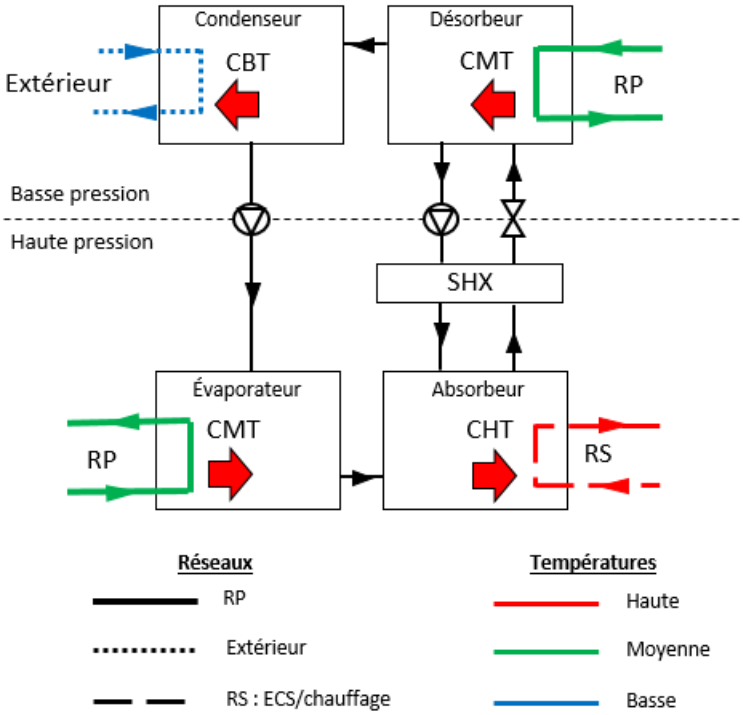


Figure 1.9 – Principe de fonctionnement d'un transformateur de chaleur en mode upgrade

Le premier mode considéré dans ce projet est le mode upgrade qui utilise une pompe à chaleur dans la configuration transformateur de chaleur. Dans ce mode, le réseau primaire transfère la chaleur à moyenne température à la PàCs qui va produire de la chaleur à haute température pour le bâtiment et dissiper de la chaleur à faible température à l'extérieur (figure 1.9). Cette chaleur à haute température peut être utilisée pour la production d'ECS ou du chauffage haute température en utilisant un réseau à une température inférieure à 50 °C. En effet, dans un réseau de chaleur classique utilisant de simples échangeurs de chaleur en sous-station, pour avoir une production d'ECS, le réseau primaire doit avoir une température d'au moins 60 °C pour que le transfert se produise. Par conséquent, l'utilisation de ce mode de fonctionnement d'une PàCs en sous-station permet la réduction de la température du réseau primaire. Cette réduction permet elle-même une réduction des pertes en lignes et surtout l'amélioration de l'efficacité des sources de production de chaleur et leur diversification.

L'ADEME [34] a étudié un cas de réduction de la température de départ d'un réseau de chaleur. Ils ont montrés, qu'en effet, une réduction de 25 °C (de 90 à 65 °C) de la température de départ du réseau permettrait d'augmenter les performances du réseau de 1.5 %.

Pour analyser les performances de ce mode, le coefficient de performance ($COP_{upgrade}$) est

utilisé. Il est défini ainsi :

$$COP_{upgrade} = \frac{Q_{CHT}}{Q_{CMT}} \tag{1.1}$$

L'absorbeur est le seul composant à produire de la CHT (chaleur à haute température) alors que l'évaporateur et le désorbeur consomment de la CMT (chaleur à moyenne température) pendant que le condenseur dissipe de la CBT (chaleur à basse température) dans l'environnement. La chaleur transmise à haute température au bâtiment est donc inférieure à celle prélevée à moyenne température sur le réseau primaire, donc le COP dans ce mode de fonctionnement est inférieur à 1, et de l'ordre de 0.5.

Ibarra-Bahena et al. [35] ont travaillé sur un prototype de transformateur de chaleur fonctionnant avec un mélange H_2O-Carrol (mélange de LiBr aqueux avec un inhibiteur de cristallisation (éthylène glycol) avec un ratio massique de 1 : 4,5) avec des échangeurs de chaleur à plaques. Le système a un $COP_{upgrade}$ de 0,35 pour une température d'absorbeur de 103 °C, une température de désorbeur/évaporateur de 85 °C et une température de 25 °C au condenseur.

Sekar et al. [36] ont également travaillé sur un prototype de transformateur de chaleur avec le couple H_2O-LiBr et des échangeurs à tubes et calandre. Pour une température d'absorbeur de 100 °C, une température de désorbeur/évaporateur de 80 °C et une température de condenseur de 25 °C, le prototype a un $COP_{upgrade}$ de 0,35.

Au vu des faibles performances, l'utilisation de ce mode en sous-station est intéressant dans un réseau de chaleur de moyenne température où seuls quelques bâtiments requièrent une haute température. L'installation de PàCs diminuerait l'efficacité des sous-stations de ces bâtiments, cependant, l'augmentation de l'efficacité globale du réseau due à la réduction de la température de celui-ci peut compenser ces pertes. Les performances et les avantages de l'utilisation de ce mode dans un réseau de chaleur seront discutés dans la section 2.2.3.1.

1.3.2 Le mode climatisation

Le mode climatisation utilise une PàCs en configuration pompe à chaleur. La CHT provenant du réseau de chaleur primaire est fournie au désorbeur, de la CMT est dissipée dans l'environnement au niveau de l'absorbeur et du condenseur et de la CBT est consommée au niveau de l'évaporateur pour produire le froid nécessaire pour le bâtiment (figure1.10).

Le principal avantage de ce mode est de permettre la production de froid avec de la chaleur à haute température. En effet, en été, la demande en rafraîchissement peut être importante en milieu urbain et de la chaleur à haute température peut être facilement produite en utilisant des panneaux solaires thermiques par exemple. De plus, beaucoup de réseaux de chaleur possèdent des sources de production de chaleur permanentes, comme les incinérateurs de déchets ménagers ou la chaleur fatale des industries. Actuellement, cette chaleur est dissipée dans l'environnement durant l'été car les consommations, pour produire de l'ECS par exemple, sont très faibles. Par conséquent, l'installation de PàCs en mode climatisation en sous-station des réseaux de chaleur permettrait de consommer cette chaleur inutilisée en produisant du froid pour les bâtiments et en évitant son rejet dans l'environnement.

Les performances des PàCs dans ce mode peuvent être analysées avec le $COP_{climatisation}$:

$$COP_{climatisation} = \frac{Q_{CBT}}{Q_{CHT}} \tag{1.2}$$

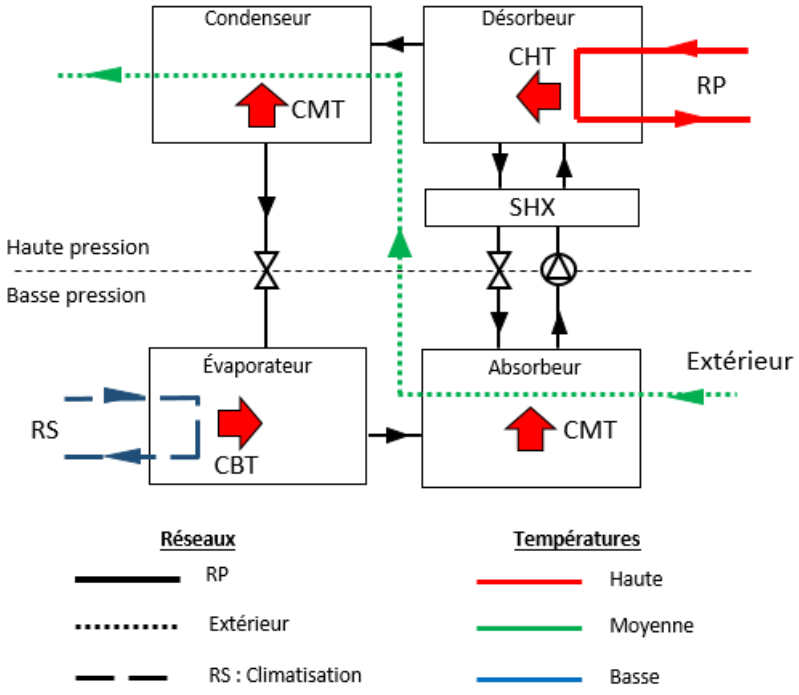


Figure 1.10 – Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption en mode climatisation

Florides et al. [37] ont travaillé sur un modèle de PàCs avec des échangeurs de chaleur à tube horizontal pour le couple H_2O-LiBr. Le système a un $COP_{climatisation}$ de 0,72 pour une température de désorbeur de 85 °C, une température extérieure de 30 °C et une température de rafraîchissement à 6 °C.

Avec le couple H_2O-LiI, Patil et al. [17] ont proposé un modèle de système de refroidissement par absorption. Pour une température extérieure de 30 °C, une production de froid à 15 °C et une température de générateur de 80 °C, ils ont rapporté un $COP_{climatisation}$ de 0,77.

Altamirano et al. [19] ont répertorié plusieurs climatiseur à absorption commerciaux et prototypes de faible capacité. Comme indiqué dans la figure 1.11, certains climatiseur à absorption peuvent atteindre des COP supérieurs à 0.7.

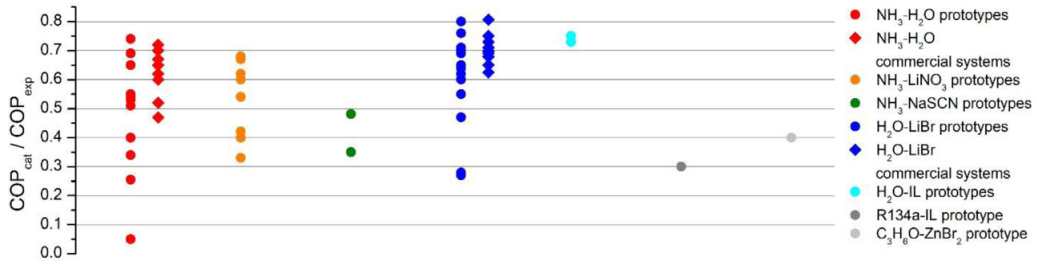


Figure 1.11 – Comparaison des différents COP de différents systèmes de climatiseur à absorption de faible capacité [19]

Le COP d'une PàCs en mode climatisation est différent de celui d'une PàC à compression de vapeur. En effet, dans le cas de la PàCs, l'énergie consommée est de l'énergie thermique alors que c'est de l'énergie électrique dans le cas d'une PàC à compression de vapeur. La source de

cette énergie thermique peut être moins chère, renouvelable et/ou provenant de chaleur fatale. Les performances et les avantages de l'utilisation de ce mode dans un réseau de chaleur sont discutés dans la section 2.2.3.2.

1.3.3 Le mode chauffage

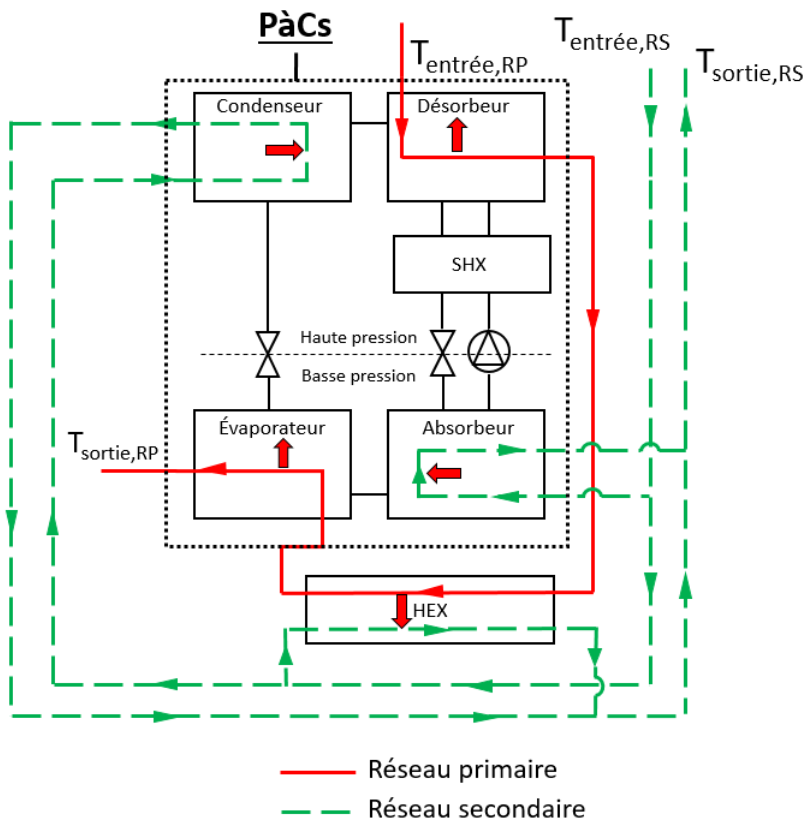
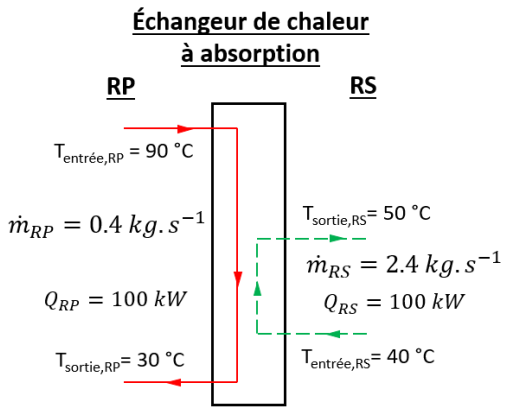


Figure 1.12 – Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption en mode chauffage

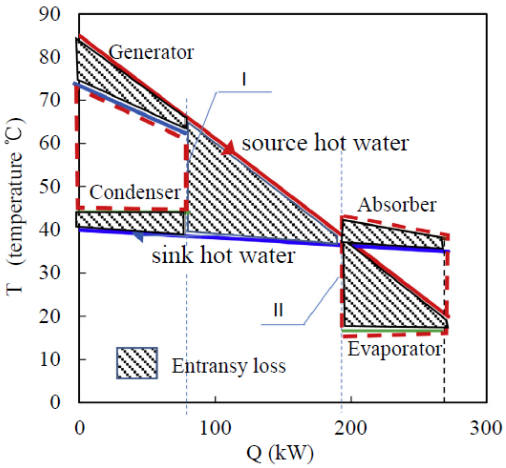
Le mode chauffage, décrit par Xie et al. [39], utilise un échangeur de chaleur à absorption. En effet, dans ce mode, la PàCs, qui fonctionne dans la configuration pompe à chaleur, est couplée à un échangeur classique (déjà présent dans les sous-stations) pour améliorer l'efficacité des transferts entre le réseau primaire et le réseau secondaire. Comme indiqué sur la figure 1.12, le réseau de chaleur fournit de la chaleur à haute température à la PàCs au niveau du désorbeur. Ensuite, ce réseau primaire fournit de la chaleur directement au réseau secondaire via un échangeur de chaleur puis, pour finir, il fournit de la chaleur basse température à l'évaporateur. Par conséquent, le désorbeur, l'échangeur de chaleur externe et l'évaporateur sont connectés en série. Le réseau secondaire reçoit de la chaleur en parallèle dans l'absorbeur, le condenseur et l'échangeur classique. Grâce à ce mode, la température du réseau primaire en sortie de la sous-station est plus faible que dans le cas où un échangeur seul est utilisé et, la plupart du temps, celle-ci est inférieure à la température d'entrée du réseau secondaire, comme indiqué sur l'exemple de la figure 1.13.

Pour analyser les performances de ce mode, on utilise la définition de l'efficacité par analogie à un échangeur de chaleur classique :

$$\varepsilon = \frac{T_{RP,in} - T_{RP,out}}{T_{RP,in} - T_{RS,in}} \tag{1.3}$$



(a) Exemple de températures et débits de fonctionnement d'un échangeur de chaleur à absorption



(b) Graphique des différentes températures dans les composants dans le mode chauffage selon Xie et al. [38]

Figure 1.13 – Exemples des conditions de fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption en mode chauffage

La température de sortie de la sous-station du réseau primaire peut être inférieure à la température d'entrée du réseau secondaire, grâce à l'évaporateur qui abaisse la température du fluide primaire après l'échangeur, donc l'efficacité globale de cette sous-station (PàCs et HEX) peut être supérieure à 1.

Hu et al. [40] ont étudié un prototype de PàCs d'une puissance d'environ 180 kW utilisant le couple H_2O-LiBr dans ce mode chauffage. Avec une température d'entrée de réseau primaire de 86,7 °C et des températures d'entrée et de sortie de réseau secondaire de respectivement 39,6 °C et 46,6 °C, ils ont mesuré une température de sortie de réseau secondaire de 29,5 °C, conduisant à une efficacité de 1,21.

Zhu et al. [41] ont modélisé une PàCs multi-étagée fonctionnant avec le couple H_2O-LiBr. Ils ont observé l'influence du rapport de débit massique (défini comme le débit massique du réseau secondaire divisé par le débit massique du réseau primaire) sur l'efficacité de la PàCs pour optimiser ce paramètre. Pour un débit massique de 6, ils ont trouvé une efficacité de 1,2 pour une PàCs à trois étages avec des températures d'entrée et de sortie de réseau primaire, respectivement, à 90 °C et 30 °C et des températures d'entrée et de sortie du réseau secondaire, respectivement, à 40 °C et 50 °C.

Mirl et al. [42] ont étudié l'efficacité théorique d'une sous-station utilisant le mode chauffage avec une PàCs utilisant le couple ammoniac-eau. Pour une température d'entrée de réseau primaire à 120 °C, un réseau secondaire à 40/70 °C et une puissance de 50 kW, ils ont observé une augmentation de l'efficacité éxergétique de la sous-station de 12.7 % (de 0.613 à 0.691).

Ce mode permet donc de réduire la température de retour du réseau de chaleur. En réduisant cette température, comme cité précédemment, l'efficacité des différentes sources de chaleur augmentent, les pertes en lignes diminuent et, de plus, la différence de température entre l'entrée et la sortie de la sous-station est augmentée ce qui permet de faire diminuer le débit du réseau primaire pour fournir la même quantité de chaleur et donc de diminuer les consommations des pompes. Les performances et les avantages de l'utilisation de ce mode dans un réseau de chaleur seront discutés dans la section 2.2.3.3.

1.3.4 Le mode stockage

Le mode stockage permet de stocker la chaleur pour la restituer en différé au bâtiment. Il peut fonctionner en mode simple (sans modification des niveaux de température) comme indiqué dans les figures 1.14 et 1.15a. Dans ce cas, il permet de stocker la chaleur du réseau et de la restituer à la même température à un autre moment grâce à l'ajout de deux à trois réservoirs pour le réfrigérant et la solution concentrée et diluée. Comme décrit par N'Tsoukpoe et al. [43], uniquement deux composants peuvent être utilisés au lieu de quatre car la désorption/absorption et l'évaporation/condensation ne sont jamais réalisées au même moment et peuvent donc être effectuées dans un même composant.

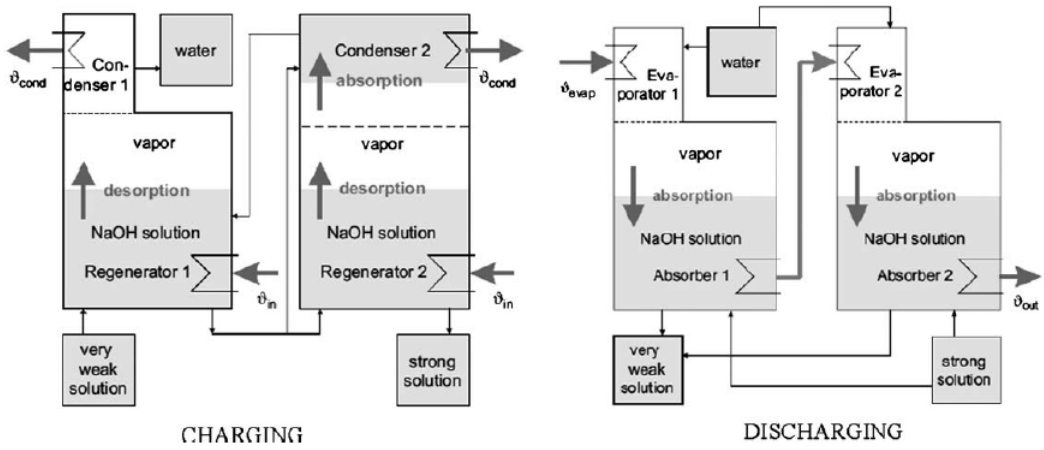


Figure 1.14 – Description schématique du fonctionnement d'une PàCs en mode stockage selon [43]

Mais ce mode peut aussi fonctionner avec le mode climatisation et upgrade. En mode stockage-climatisation (figure 1.15c), il permet de consommer la chaleur à haute température du réseau primaire pour désorber et condenser le réfrigérant à moyenne température puis dans un second temps, d'évaporer ce réfrigérant à faible température en produisant du froid en dissipant de la chaleur à moyenne température au niveau de l'absorbeur.

De la même façon en mode stockage-upgrade (figure 1.15b), le réfrigérant est désorbé à moyenne température et condensé à faible température puis, lors de la phase de décharge, l'évaporateur consomme le stock de réfrigérant en consommant de la chaleur à basse température et l'absorption du réfrigérant produit de la chaleur à haute température dans l'absorbeur.

L'utilisation de ce mode stockage dans les sous-stations d'un réseau de chaleur permet de lisser les pics de consommation et/ou de production en, respectivement, chargeant ou déchargeant la PàCs au cours d'une journée mais aussi à l'horizon d'une année. Cependant, ce mode ne sera ni modélisé ni expérimenté dans cette thèse. En effet, cette technologie est encore à un faible stade de maturité et les différents processus mis en jeu restent difficiles à contrôler [44]. De plus, ce mode nécessite des réservoirs de grandes capacités pour stocker les différents fluides et les faibles volumes des sous-stations de réseaux de chaleur rendent difficiles la mise en place de ce mode.

1.3.5 Changement de mode

Les différents modes décrits précédemment permettent de répondre à certains besoins des bâtiment en améliorant l'efficacité des sous-stations et en permettant une réduction des température du réseau de chaleur. Cependant, les besoins d'un bâtiment varient au cours de l'année (besoin de froid en été et de chauffage en hiver) et même au cours de la même journée (production d'ECS et chauffage par exemple). Par conséquent, au vu de l'investissement important que représente une

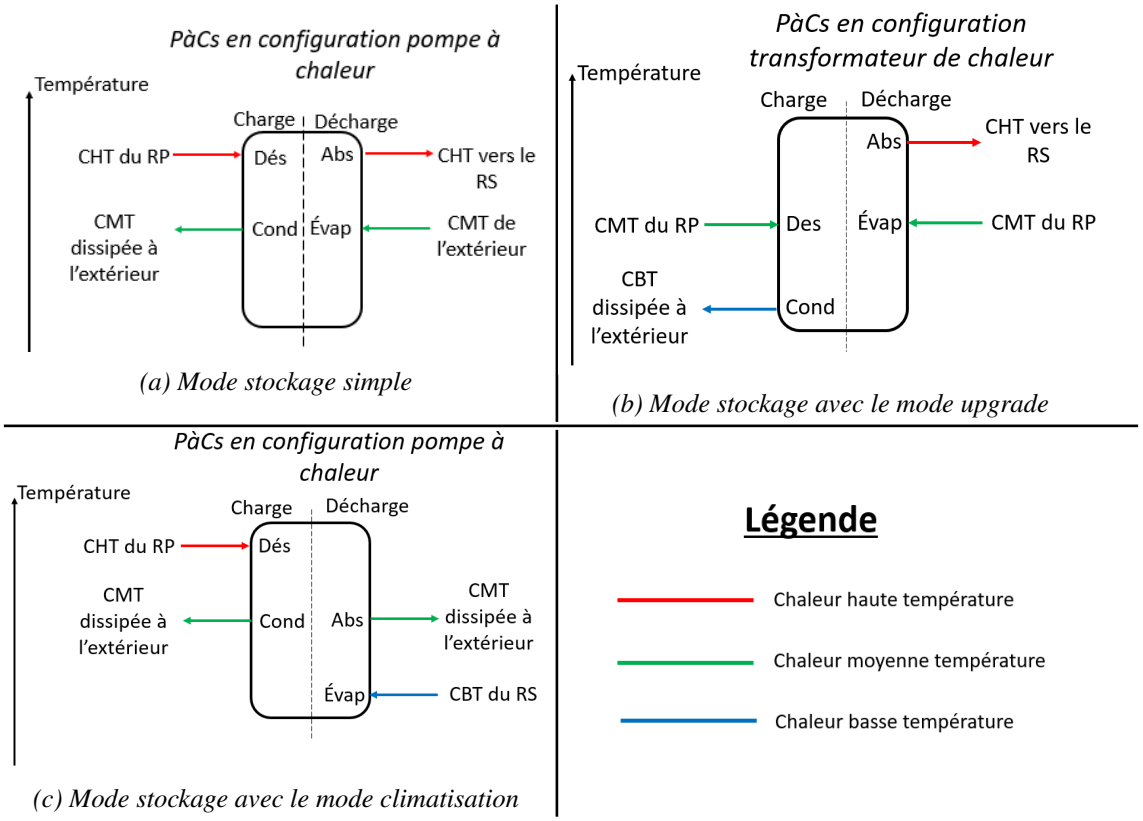


Figure 1.15 – Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption dans les deux configurations envisagées

PàCs, la capacité de celle-ci de répondre à différents besoins du bâtiment permettrait d'augmenter sa rentabilité. C'est pourquoi les changements de modes au cours de l'année mais aussi au cours d'une même journée seront aussi analysés dans ce projet. Par exemple, en été, la PàCs peut alternativement répondre aux besoins de rafraîchissement du bâtiment en mode climatisation et fournir de la chaleur pour la production d'ECS en mode chauffage. De même, en hiver, il est possible d'alterner entre le mode upgrade pour produire de l'ECS et le mode chauffage pour chauffer le bâtiment, à partir d'un réseau primaire à basse température.

Les différents modes et la possibilité de changer entre ceux-ci ont donc été étudiés dans cette thèse.

1.4 Projet de thèse

Le projet dans lequel s'inscrit cette thèse vise à étudier l'opportunité d'intégrer les technologies innovantes des procédés à sorption en sous-station des réseaux de chaleur, en vue de l'amélioration des leurs performances globales. Le projet INTERREG « PACs-CAD » allie de nombreux partenaires institutionnels, scientifiques et industriels suisses et français autour de la conception de pompes à chaleur à sorption et de leur intégration dans les réseaux, afin d'améliorer la performance énergétique des réseaux de chauffage urbain. Ces procédés n'étant pas encore matures du point de vue industriel, le projet se concentre sur des tests et simulations en laboratoire. Trois instituts de recherche portent le projet :

— La Fédération de Recherche sur l'efficience énergétique des Bâtiments (FRESBE) de l'Université Savoie Mont Blanc intégrant le laboratoire LOCIE
— Le laboratoire d'Énergie Solaire et de Physique du Bâtiment (LESBAT) de la Haute École d'Ingénieur et de Gestion du canton de Vaud (HEIG-VD), membre de la HES-SO
— Le Centre de Recherches Énergétiques et Municipales (CREM)

D'autres acteurs industriels français et suisses participent au projet tels que : IDEX Énergies ou SEVE (filiale d'ENGIE).

Cette thèse étudie plus particulièrement l'intégration des pompes à chaleur à absorption dans un réseau de chaleur. Cette analyse s'appuie sur des outils de modélisation (en régime permanent et en régime transitoire) et un prototype développé au sein du laboratoire LOCIE (Laboratoire Optimisation et de la Conception et Ingénierie de l'Environnement), laboratoire de l'université Savoie Mont-Blanc.

L'objectif de ces travaux vise à évaluer les performances énergétiques de ces systèmes innovants dans des conditions de fonctionnement représentatives de leur application en sous-station de réseaux de chaleur urbains, pour les différents modes de fonctionnement précédemment présentés (incluant les phases transitoires liées aux changements de mode). Les avantages et inconvénients de cette nouvelle technologie permettant de contribuer à l'amélioration des performances globales des réseaux de chaleur et de diversifier les besoins couverts seront discutés.

2
Étude numérique

Sommaire

1.1 Production, distribution et consommation d'énergie thermique 11
1.1.1 Bâtiments 11
1.1.2 Réseaux de chaleur 12
1.2 Pompe à chaleur à absorption 14
1.2.1 Introduction 14
1.2.2 Principe de fonctionnement 14
1.2.3 Couples d'absorption 17
1.2.4 Technologies 18
1.3 Les pompes à chaleur à absorption dans les réseaux de chaleur 22
1.3.1 Le mode upgrade 22
1.3.2 Le mode climatisation 23
1.3.3 Le mode chauffage 25
1.3.4 Le mode stockage 27
1.3.5 Changement de mode 27
1.4 Projet de thèse 28

Dans le but d'étudier l'intérêt d'installer des PàCs dans les sous-stations des réseaux de chaleur fonctionnant dans les différents modes décrits précédemment, une analyse numérique a été faite. Ce chapitre présente les deux approches de modélisation numérique (statique et dynamique) qui ont été développées pour décrire les PàCs en sous-station de réseau de chaleur.

La première section détaille les propriétés physiques des couples étudiés qui seront utilisés dans les modèles. L'ammoniac et le couple NH_3-$LiNO_3$ sont plus détaillés car ils sont utilisés pour le modèle numérique dynamique et le prototype qui sera présenté dans le chapitre 3.

Ensuite, le modèle statique est décrit. Ce modèle préliminaire a été développé pour permettre le choix du couple le plus pertinent pour les conditions de fonctionnement d'un réseau de chaleur, les besoins des bâtiments et de la température extérieure.

Puis, un second modèle, dynamique, est présenté. Ce modèle vise à décrire le fonctionnement de la PàCs dans un réseau de chaleur, en régime permanent mais aussi lors de changements de modes pour modéliser la réponse temporelle du système à ces changements. Ce modèle sera ensuite comparé avec les résultats expérimentaux dans le chapitre 3.

2.1 Propriétés des fluides

2.1.1 Introduction

Dans le but de modéliser une PàCs, plusieurs propriétés du réfrigérant sont nécessaires :

— la température de saturation en fonction de la pression (conditions à laquelle le réfrigérant liquide est en équilibre avec sa phase vapeur)

— l'enthalpie en phase liquide et vapeur en fonction des conditions considérées (température et pression)

Pour le couple (mélange du réfrigérant et de la solution) les propriétés suivantes sont nécessaires :

— la température en fonction de la pression et de la concentration à l'équilibre (conditions à laquelle la solution est en équilibre avec la vapeur)

— l'enthalpie de la solution à l'équilibre en fonction des conditions opératoires (température, pression, concentration)

— les conditions de cristallisation de la solution (apparition de cristaux dans la solution qui peuvent endommager certains composants, conditions de fonctionnement à éviter)

Cette section détaille ces propriétés physiques nécessaires à l'établissement des modèles qui seront décrits plus loin. Comme indiqué dans la section 1.2.3, les couples suivants ont été sélectionnés pour des raisons de plages de températures : H_2O-LiBr, H_2O-LiI, NH_3-H_2O, NH_3-$LiNO_3$ et NH_3-NaSCN. Ici, nous présenterons l'exemple de l'ammoniac et de la solution NH_3-$LiNO_3$. Les propriétés des autres couples ont été trouvées dans [45] pour le couple H_2O-LiBr, [46] pour le couple H_2O-LiI, [47] pour le couple NH_3-H_2O et [48] pour le couple NH_3-NaSCN,.

Pour d'autres comparaisons, tout autre couple fluide frigorigène/absorbant pourrait être facilement mis en œuvre avec le modèle statique proposé, en implémentant ses propriétés thermodynamiques.

2.1.2 Propriétés de l'ammoniac

L'ammoniac est un réfrigérant, les propriétés décrites ici ne concernent que le réfrigérant pur. Les propriétés de l'ammoniac en solution avec un absorbant sont décrites dans la section suivante pour le couple NH_3-$LiNO_3$. Les propriétés de l'ammoniac proviennent de l'article de Patek

et al. [47]. Cet article décrit les propriétés du couple NH_3-H_2O et il permet aussi de déterminer celles de l'ammoniac pur en considérant une concentration en eau de 0%.

La température de saturation du réfrigérant est calculée grâce à l'équation 2.1 :

$$TK(P) = TK_0 * \sum_{i=1}^{6} a_i [ln(\frac{P_0}{P})]^{n_i} \tag{2.1}$$

$$TK_0 = 100\ K$$
$$P_0 = 20\ bars$$

Les coefficients a_i et n_i sont donnés dans le tableau 2.1. La pression de saturation peut être trouvée en fonction de la température en inversant l'équation (2.1).

i	n_i	a_i
1	0	3.22302
2	1	-0.384206
3	2	0.0460965
4	3	-0.00378945
5	4	0.000135610

Table 2.1 – Tableau des coefficients de l'équation (2.1)

i	m_i	b_i
1	1	-7.296510
2	3/2	1.618053
3	5/2	-1.956546
4	5	-2.114118

Table 2.2 – Tableau des coefficients de l'équation (2.2)

i	p_i	c_i
1	0	-0.761080*10
2	0	$0.256905*10^2$
3	0	$-0.247092*10^3$
4	0	$0.325952*10^3$
5	0	$-0.158854*10^3$
6	0	$0.619084*10^2$
7	1	$0.114314*10^2$
8	1	0.118157*10
9	2	0.284179*10
10	3	0.741609*10
11	5	$0.891844*10^3$
12	5	$-0.161309*10^4$
13	5	$0.622106*10^3$
14	6	$-0.207588*10^3$
15	6	-0.687393*10
16	8	0.350716*10

Table 2.3 – Tableau des coefficients de l'équation (2.3)

L'équation (2.1) a été comparée avec l'équation (2.2) provenant de l'article de Haar et al. [49] qui décrit aussi les propriétés de l'ammoniac pur.

$$log(\frac{P_{sat}}{P_0}) = \frac{TK_0}{TK} \sum_{i=1}^{4} b_i (1 - \frac{TK}{TK_0})^{m_i} \tag{2.2}$$

$$P_0 = 112,47\ bars$$
$$TK_0 = 405.4\ K$$

Les coefficients utilisés sont explicités dans le tableau 2.2.

La figure 2.1 compare les deux équations de la pression de saturation de l'ammoniac sur les plages de températures de fonctionnement du projet. La différence entre les deux est maximale à 60 °C, et dans ce cas la valeur donnée par Patek et al. [47] est 0.14 bars supérieure à celle donnée par Haar et al. [49], soit 0.5 % d'écart. Cela permet donc de valider les valeurs indiquées par ces équations. Par la suite l'équation (2.1) sera utilisée pour calculer la température et pression de saturation de l'ammoniac.

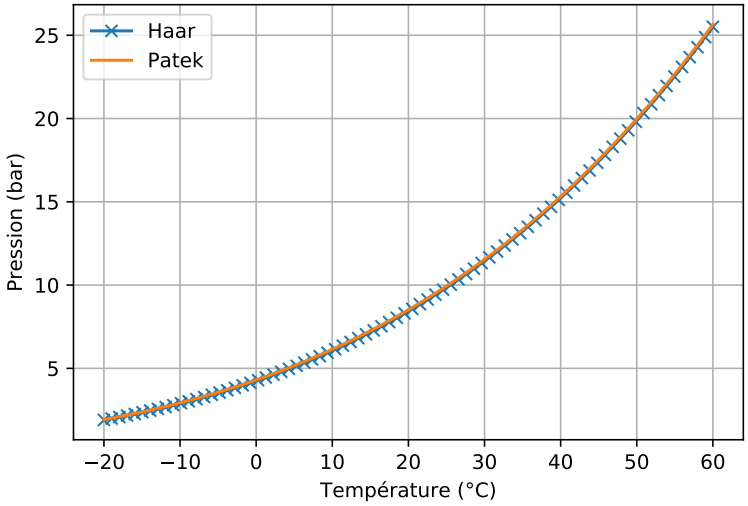


Figure 2.1 – Comparaison du calcul de la pression de saturation en fonction de la température entre l'équation proposée par Patek et al. [47] et celle proposée par Haar et al. [49]

Patek et al. [47] décrivent aussi l'enthalpie de l'ammoniac liquide à saturation (équation (2.3)) :

$$h_{l,sat}(TK) = h_0 \sum_{i=1}^{16} c_i (\frac{TK}{TK_0} - 1)^{p_i} \tag{2.3}$$

$$TK_0 = 273.15\ K$$
$$h_0 = 100\ kJ.kg^{-1}.K^{-1}$$

Les coefficients a_i et n_i pour cette équation sont donnés dans le tableau 2.3.

Il est aussi possible de déterminer l'enthalpie de la vapeur d'ammoniac à saturation avec l'équation (2.4) :

$$h_{g,sat}(TK) = h_0 \sum_{i=1}^{4} d_i (1 - \frac{TK}{TK_0})^{q_i} \tag{2.4}$$

$$TK_0 = 273.15\ K$$
$$h_0 = 100\ kJ.kg^{-1}.K^{-1}$$

Les coefficients a_i et n_i sont donnés dans le tableau 2.4. L'enthalpie de changement de phase se déduit alors de la différence entre $h_{g,sat}$ et $h_{l,sat}$.

i	q_i	d_i
1	0	1.28827
2	1	0.125247
3	2	-2.08748
4	3	2.17696

Table 2.4 – Tableau des coefficients de l'équation (2.4)

i	e_i
1	83.57524472
2	0.603133
3	-4669.7
4	-257.676
5	-834.214
6	1883.3
7	-5422.44
8	-11.607
9	0.01719

Table 2.5 – Tableau des coefficients de l'équation (2.5)

i	f_i
1	200
2	-768.23
3	-615.94
4	2266.1
5	-837.17
6	2.1662
7	-2.0375
8	0.008899
9	-0.005756

Table 2.6 – Tableau des coefficients de l'équation (2.6)

2.1.3 Propriétés du couple NH_3-$LiNO_3$

Le couple NH_3-$LiNO_3$ est utilisé dans le modèle en régime permanent, mais aussi dans le modèle dynamique et dans le prototype expérimental. Les propriétés de ce couple proviennent de l'article de Hernandez et al. [12]. L'équation (2.5) décrit la pression d'équilibre de la solution :

$$P_{eq}(T,x) = exp(e_1 + e_2 * x + \frac{e_3 + e_4 * x + e_5 * x^2 + e_6 * x^3 + e_7 * x^4}{TK} + e_8 * ln(TK) + e_9 * TK) * \frac{1}{100} \tag{2.5}$$

Les coefficients a_i sont explicités dans le tableau 2.5. L'inversion de cette équation permet de trouver la température d'équilibre à une pression donnée. Cette équation a permis de produire la figure 1.5.

L'article de Hernandez et al. [12] permet aussi de calculer l'enthalpie d'équilibre de la solution de NH_3-$LiNO_3$ grâce à l'équation (2.6) :

$$h_{eq}(T,x) = f_0 + f_1 * x + f_2 * x^2 + f_3 * x^3 + f_4 * x^4 + (f_5 + f_6 * x) * TK + 0.5 * (f_7 + f_8 * x)) * (TK^2 - 273.15^2) \tag{2.6}$$

Les coefficients a_i sont explicités dans le tableau 2.6.

Hernandez et al. [12] décrivent également a courbe de cristallisation de la solution. Les équations (2.7) - (2.9) permettent de déterminer la température maximale avant cristallisation en fonction de la concentration massique en $LiNO_3$ dans la solution.

$$\text{Pour } x \in [0;0.5689] : \quad TK_{cris} = (-3302 * x^2 + 3326 * x - 559) \tag{2.7}$$

$$\text{Pour } x \in [0.5689;0.6847] : \quad TK_{cris} = (-2480 * x^2 + 3293 * x - 806.4) \tag{2.8}$$

$$\text{Pour } x \in [0.6847;1] : \quad TK_{cris} = (2879 * x^2 - 2953 * x + 953.7) \tag{2.9}$$

De plus, la densité de la solution à l'équilibre peut aussi être calculée grâce à l'équation (2.10).

$$d(T,x) = \frac{g_1 + g_2 * x + g_3 * x^2}{(g_4 + g_5 * x + g_6 * x^2)^{(1+(1-\frac{TK}{g_7+g_8*x})^{g_9})}} \tag{2.10}$$

Les coefficients sont donnés dans la table 2.7.

i	g_i
1	60.257249
2	376.38
3	568.11
4	0.25443
5	0.7712
6	-0.28135
7	405.65
8	0.1086
9	0.2888

Table 2.7 – Tableau des coefficients de l'équation (2.10)

2.2 Modèle statique

2.2.1 Description

Pour permettre le choix du couple le plus pertinent pour les conditions de fonctionnement (températures et débits massiques internes et externes) d'un réseau de chaleur, un modèle statique a été réalisé sous Python l'aide d'un solveur d'équations non linéaire. Ce langage a été choisis car il est open-source, facile à apprendre et multiplateforme. Le modèle est donc facilement exportable, utilisable et modifiable par d'autres utilisateurs. De plus, Python est très polyvalent : le modèle, l'acquisition des données du prototype expérimental et le traitement de celles-ci ont été réalisés sous python. Pour finir, Python est facilement intégrable avec d'autres langages de programmation comme le C++ ce qui est très intéressant au vu du projet PàCs-CàD qui comporte plusieurs acteurs travaillant avec différents langages de programmation. Le modèle est basé sur les équations de conservation de masse, de matière et d'énergie à l'état stationnaire.

Le système possède les composants suivants (figure 2.2) : absorbeur, désorbeur, condenseur, évaporateur, échangeur de solution (SHX), deux pompes et un détendeur pour le mode upgrade, deux détendeurs et une pompe pour les modes climatisation et chauffage et un échangeur supplémentaire (HEX) utilisé uniquement pour le mode chauffage.

2.2.2 Les équations du modèle

Le modèle a pour but de comparer une PàCs fonctionnant en régime permanent dans les trois modes décrits précédemment avec différents couples. Par conséquent les inerties de masse, matière et d'énergie sont négligées. Les bilans internes (sur la solution et le réfrigérant) et externes (fluide caloporteur) de tous les composants s'écrivent donc (équations (2.11), (2.12) et (2.13) pour, respectivement, le bilan de masse, matière et énergie) :

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \tag{2.11}$$

$$\sum \dot{m}_{in} x_{in} = \sum \dot{m}_{out} x_{out} \tag{2.12}$$

$$0 = \sum \dot{Q} + \sum \dot{W} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} \tag{2.13}$$

Pour la modélisation des transferts de chaleur du modèle, plusieurs hypothèses ont été posées :

— Des pincements de 5 °C sont considérés sur chaque échangeur (excepté SHX), c'est-à-dire l'absorbeur, le désorbeur, le condenseur, l'évaporateur et le HEX [50–52] (figure 2.3). Le

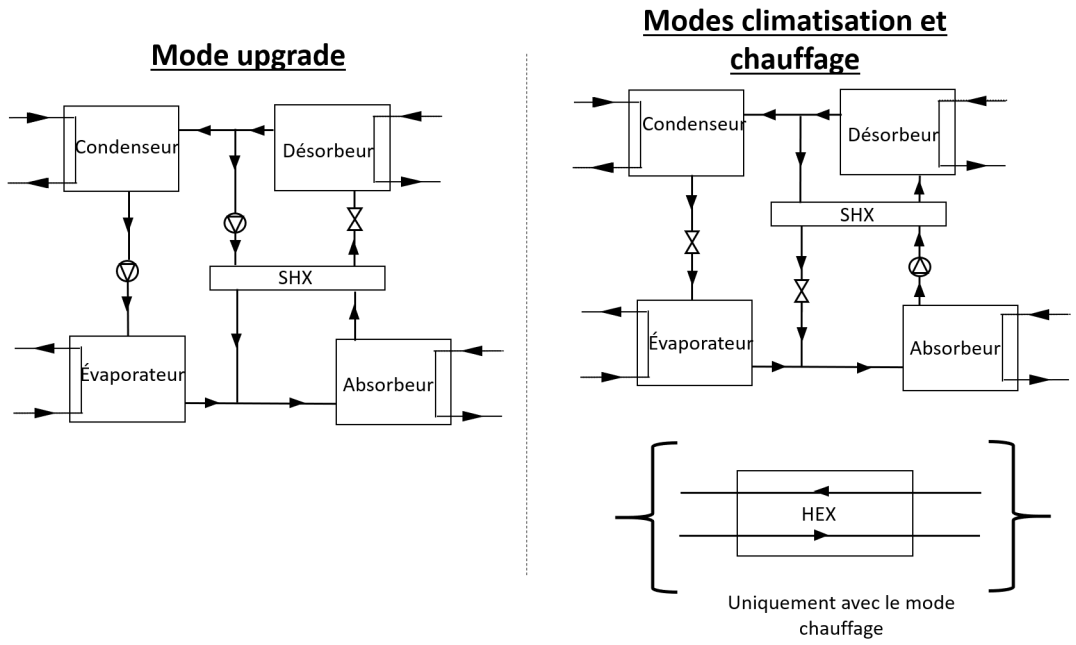


Figure 2.2 – Description schématique des composants constituant le modèle statique

pincement de 5 °C se situe entre la sortie du fluide avec le plus faible débit calorifique ($\dot{m}Cp$ - fluide limitant) et l'entrée de l'autre fluide. Ces pincements permettent de trouver les températures des fluides internes (réfrigérant ou solution) en fonction des températures des fluides caloporteurs excepté pour SHX qui contient de la solution des deux côtés de l'échangeur. De plus, pour SHX une efficacité de 0.8 est considérée pour cet échangeur au lieu des pincements.

— Les chutes de pression dues aux pertes de charges dans les échangeurs et les conduites sont négligées, seuls deux niveaux de pression sont donc pris en compte : le niveau de pression dans le condenseur et désorbeur et celui dans l'évaporateur et absorbeur.

— La solution sortant de l'absorbeur et du désorbeur est considérée à l'équilibre. Les concentrations d'absorbant dans la solution entrant et sortant dans le désorbeur et dans l'absorbeur déterminent les débits de réfrigérant et de solution. À chaque point du système, la température de cristallisation de la solution est calculée. Si la température de la solution est supérieure à la température de cristallisation au même point, les conditions de cristallisation sont atteintes et ces conditions de cristallisation sont signalées par le modèle qui arrête la simulation.

— La détente est supposée isenthalpique, par conséquent, l'enthalpie du réfrigérant et de la solution sortant d'un détendeur est égale à son enthalpie d'entrée. Le pompage est supposé être un processus isentropique.

— La vapeur quittant le circuit de solution pour aller dans le circuit de réfrigérant est toujours pure (pas de présence d'H_2O dans le cas du couple NH_3-H_2O par exemple)

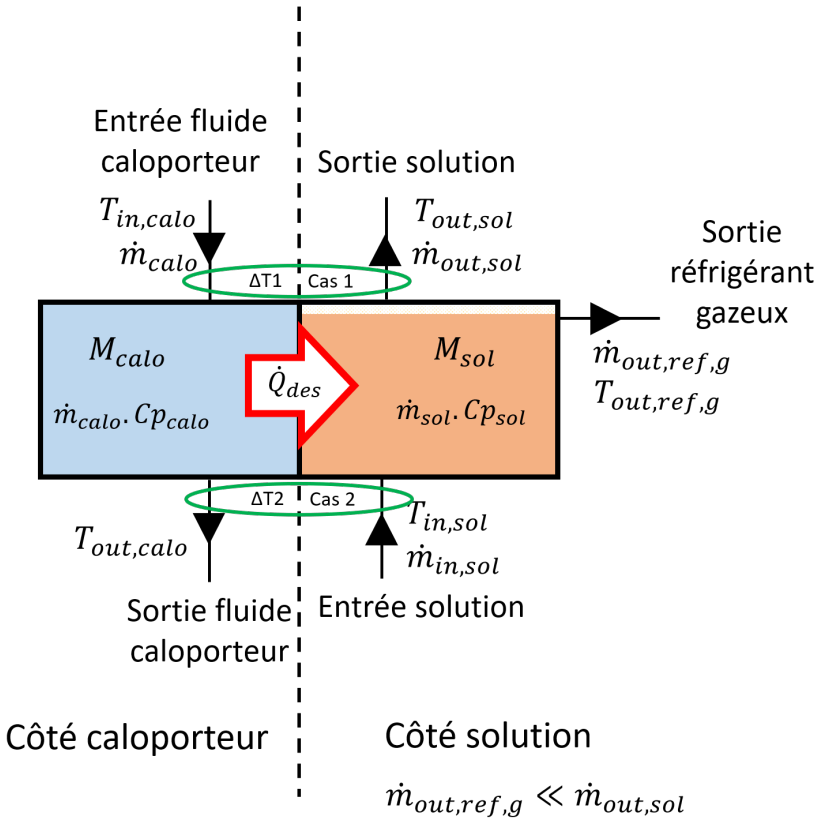
Toutes les équations décrivant le modèle statique sont résumées dans la table 2.8.

Par exemple, dans le cas du désorbeur (figure 2.4), les bilans internes sur la solution et le réfrigérant sont :

$$\dot{m}_{in,sol} = \dot{m}_{out,sol} + \dot{m}_{out,ref} \tag{2.14}$$

$$x_{in,sol} * \dot{m}_{in,sol} = x_{out,sol} * \dot{m}_{out,sol} \tag{2.15}$$

$$\dot{m}_{in,sol} * h_{in,sol} + \dot{Q}_{des} = \dot{m}_{out,sol} * h_{out,sol} + \dot{m}_{out,ref} * h_{out,ref} \tag{2.16}$$



Cas 1 : $|\Delta T_1| < |\Delta T_2|$: Pincement = $T_{out,sol} - T_{in,calo}$ = 5 °C
Cas 2 : $|\Delta T_2| < |\Delta T_1|$: Pincement = $T_{in,sol} - T_{out,calo}$ = 5 °C

Figure 2.3 – Description schématique des pincements dans le désorbeur

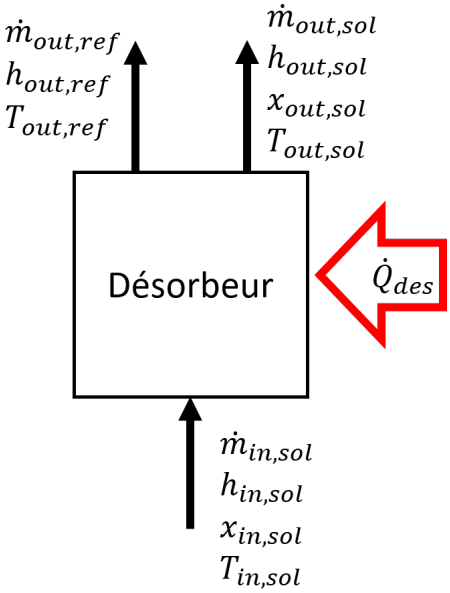


Figure 2.4 – Description schématique de la partie interne du désorbeur dans le modèle statique (la chaleur est apportée par le fluide caloporteur non-représenté ici)

Composant	Fluide interne (solution ou réfrigérant)	Fluide caloporteur externe
Absorbeur	$\dot{m}_{in,sol} + \dot{m}_{in,ref} = \dot{m}_{out,sol}$ $\dot{m}_{in,sol} \cdot h_{in,sol} + \dot{m}_{in,ref} \cdot h_{vap,in,ref} = \dot{m}_{out,sol} \cdot h_{out,sol} + \dot{Q}_{abs}$ $\dot{m}_{in,sol} \cdot x_{in,sol} = \dot{m}_{out,sol} \cdot x_{out,sol}$	$\dot{m}_{in,calo} = \dot{m}_{out,calo}$ $\dot{Q} = \dot{m}_{calo} \cdot Cp_{calo} \cdot (T_{out,calo} - T_{in,calo})$
Désorbeur	$\dot{m}_{in,sol} = \dot{m}_{out,sol} + \dot{m}_{out,ref}$ $\dot{m}_{in,sol} \cdot h_{in,sol} = \dot{m}_{out,ref} \cdot h_{vap,out,ref} + \dot{m}_{out,sol} \cdot h_{out,sol} + \dot{Q}_{des}$ $\dot{m}_{in,sol} \cdot x_{in,sol} = \dot{m}_{out,sol} \cdot x_{out,sol}$	
Condenseur	$\dot{m}_{in,ref} = \dot{m}_{out,ref}$ $\dot{m}_{in,ref} \cdot h_{in,ref} = \dot{m}_{out,ref} \cdot h_{out,ref} + \dot{Q}_{cond}$	
Evaporateur	$\dot{m}_{in,ref} = \dot{m}_{out,ref}$ $\dot{m}_{in,ref} \cdot h_{in,ref} = \dot{m}_{out,ref} \cdot h_{out,ref} + \dot{Q}_{evap}$	
HEX	Fluide caloporteur des deux côtés	
SHX	$\dot{m}_{in,sol} = \dot{m}_{out,sol}$ $\dot{m}_{in,sol} \cdot h_{in,sol} = \dot{m}_{out,sol} \cdot h_{out,sol} + \dot{Q}_{SHX}$ $\dot{m}_{in,sol} \cdot x_{in,sol} = \dot{m}_{out,sol} \cdot x_{out,sol}$	Solution des deux côtés
Détendeur	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$ $h_{in} = h_{out}$ $x_{in,sol} = x_{out,sol}$	Pas de fluide caloporteur
Pompe	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$ $\dot{m}_{in,sol} \cdot h_{in,sol} + \dot{W} = \dot{m}_{out,sol} \cdot h_{out,sol}$ $\dot{W} = \rho \cdot \Delta P$ $x_{in,sol} = x_{out,sol}$	

Table 2.8 – Résumé des équations décrivant le modèle statique

D'autres hypothèses plus spécifiques à chaque mode de fonctionnement ont été prises en compte :

— En mode chauffage, le débit massique du fluide caloporteur circulant dans le réseau primaire (figure 1.12) est 3,4 fois supérieur au débit massique de la solution [53] ; les débits massiques des fluides caloporteurs, répartis en parallèle dans l'absorbeur, le condenseur et l'échangeur externe, sont régulés pour obtenir la même température de sortie de fluide caloporteur pour les trois composants (mélange des trois branches à la même température).

— En mode refroidissement, le ratio de débit massique de la solution et des fluides caloporteurs du désorbeur, absorbeur et du condenseur sont respectivement de 1 :20 :20 :20 [54].

— En mode upgrade, le ratio de débit massique de la solution et des fluides caloporteurs du désorbeur, évaporateur, condenseur sont respectivement de 1 :30 :30 :17 [55], le débit massique dans l'absorbeur est fixé par la différence de température entre l'entrée et la sortie du réseau secondaire et la puissance dissipée.

Ce modèle préliminaire permet d'analyser l'influence des paramètres externes de fonctionnement (température du réseau primaire, du réseau secondaire et extérieure) sur les performances de la PàCs pour les différents couples étudiés. Sur la base de ces résultats, les performances des différents couples et les plages de températures de fonctionnement possibles sont évaluées afin de

choisir le couple le plus adapté, en fonction des plage de fonctionnement visées. D'autres investigations, non étudiées dans ce travail, pourraient également être menées sur l'influence d'autres paramètres, tels que les débits massiques et le dimensionnement des échangeurs (pincement ou efficacité).

2.2.3 Résultats

2.2.3.1 Mode upgrade

Pour étudier la fiabilité de ce modèle simplifié en mode upgrade, une comparaison a été faite avec le travail expérimental de Garone et al. [55] : un transformateur de chaleur utilisant le couple NH_3-H_2O avec une puissance chaude de 4.5 kW. Dans ce prototype, le désorbeur et l'évaporateur sont en série contrairement au modèle présenté précédemment, le modèle a donc été adapté pour cette comparaison. La figure 2.5 décrit les différentes températures mesurées et chaleurs transférées durant un test statique du prototype. Pour comparer le modèle actuel et le prototype, les paramètres suivants ont été utilisés dans le modèle :

— Température d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur : 14 °C

— Température d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur : 62 °C

— Température d'entrée du fluide caloporteur dans l'évaporateur : température de sortie du désorbeur

— Température d'entrée du fluide caloporteur dans l'absorbeur : 78 °C

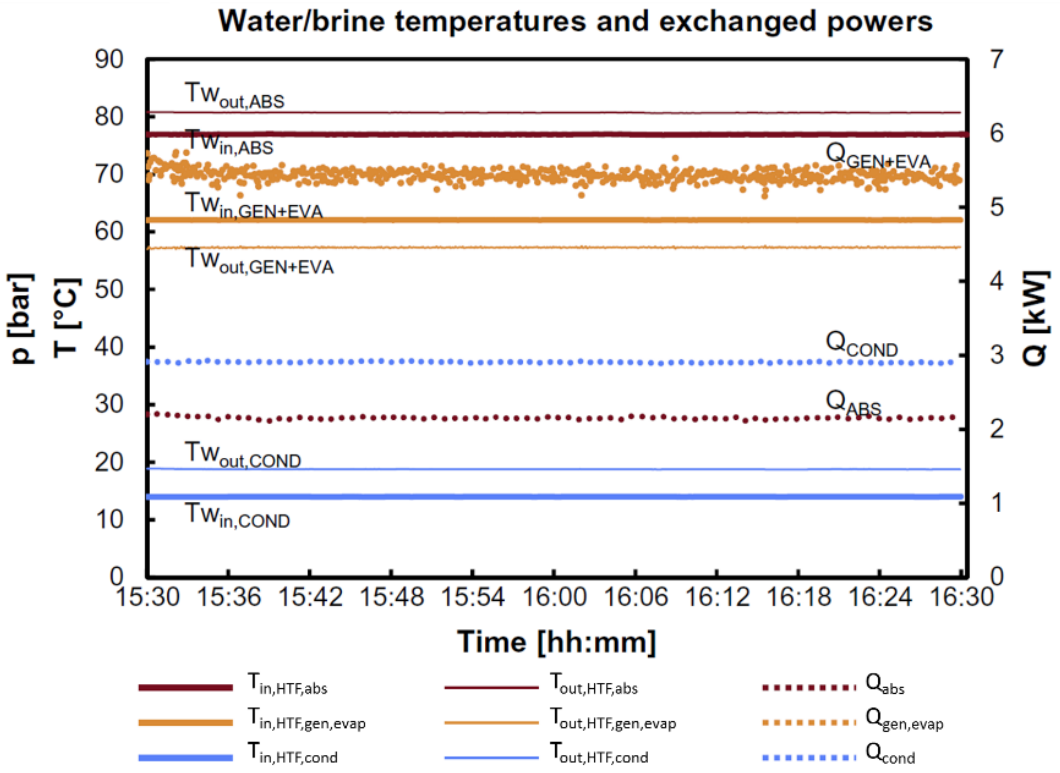


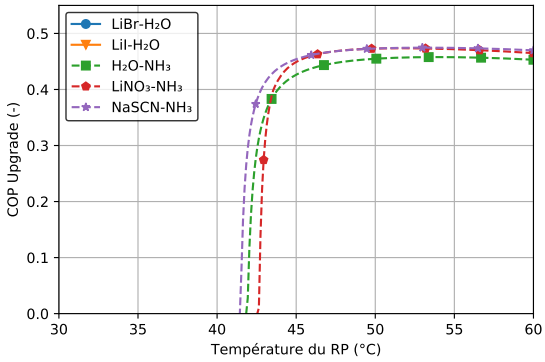
Figure 2.5 – Résultats expérimentaux de Garone et al. [55] avec un prototype utilisant le couple NH_3-H_2O

Le $COP_{upgrade}$ obtenu par le modèle est de 0.398. Selon [55], la chaleur échangée dans le désorbeur et l'évaporateur est approximativement 5.4 kW et 2.1 kW (figure 2.5) au niveau de l'absorbeur soit un $COP_{upgrade}$ expérimental (équation 1.1) de 0.389. La différence entre le modèle

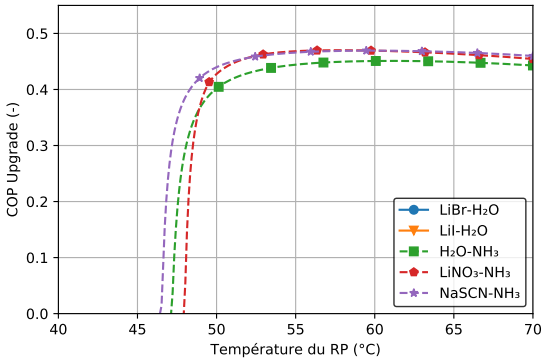
étudié et le prototype est de 2.3 % sur ce paramètre. Cette comparaison permet de valider partiellement le modèle développé, qui sera utilisé dans la suite.

Les performances du mode upgrade ont donc été analysées avec les 5 couples étudiés dans 3 cas représentatifs en faisant varier la température du réseau primaire du réseau de chaleur, les températures d'entrée/sortie du réseau secondaire et la température extérieure. La température du réseau primaire varie pour chaque cas entre une température haute égale à la température d'entrée du réseau secondaire et une température basse égale à 30 °C de moins que la température haute (des températures inférieures ne sont pas pertinentes car elles ne permettent pas à la PàCs de fonctionner). La température extérieure représente l'été avec 30 °C (figure 2.6a et 2.6b) et l'hiver avec 0 °C (figure 2.6c et 2.6d). Le réseau secondaire représente 2 cas représentatifs : un chauffage haute température (température d'entrée à 50 °C et température de sortie à 60 °C)(figure 2.6a et 2.6c) et une production d'ECS (entrée à 60 °C et sortie à 70 °C)(figure 2.6b et 2.6d).

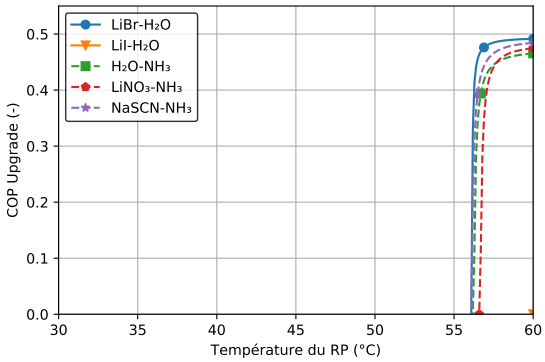
La figure 2.6 permet de distinguer que certains couples présentent des comportements identiques : une augmentation rapide du COP à partir d'une certaine température de réseau primaire (température minimum de fonctionnement) puis une stabilisation du COP entre 0.45 et 0.5 alors que d'autres couples n'apparaissent que partiellement sur certaines figures, deux types de limite existent donc.



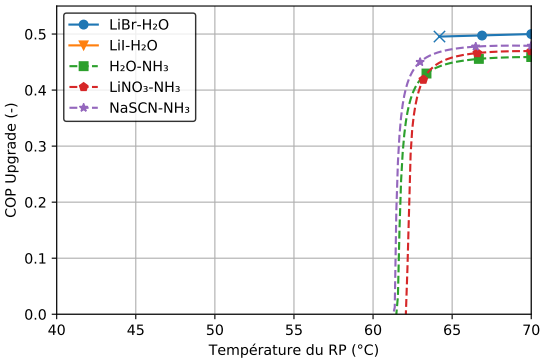
(a) Réseau secondaire à 50/60 °C et une température extérieure de 0 °C



(b) Réseau secondaire à 60/70 °C et une température extérieure à 0 °C



(c) Réseau secondaire à 50/60 °C et une température extérieure à 30 °C



(d) Réseau secondaire à 60/70 °C et une température extérieure à 30 °C

Figure 2.6 – Résultats du mode upgrade avec différentes températures de réseau secondaire et extérieure

La première limite concerne les faibles températures de réseau primaire. En effet, la pression et la concentration en sortie d'absorbeur déterminent la température limite d'absorption (solution à l'équilibre en sortie d'absorbeur : figure 1.5 : point 2). Si la concentration en sortie de désorbeur

(figure 1.5 : point 0) est trop faible (liée à une température d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur trop faible), l'absorption de réfrigérant dans l'absorbeur est impossible et la PàCs ne peut pas fonctionner. La concentration en sortie de désorbeur dépend aussi de la pression dans le désorbeur/condenseur. Cette pression est déterminée par la température extérieure qui fixe la température dans le condenseur et donc la pression dans celui-ci et dans le désorbeur. En effet, une haute température extérieure implique une plus forte pression dans le condenseur et le désorbeur donc une désorption plus faible, une concentration plus faible en sortie de désorbeur et par conséquent une absorption plus limitée.

La seconde limite apparaît uniquement pour certains couples (H_2O-LiBr et H_2O-LiI) (figure 2.6) dans la plage de température étudiée : c'est la limite due à la cristallisation de l'absorbant dans la solution. Son effet est plus important pour des températures du réseau primaire et extérieure faibles. La cristallisation a une forte influence sur la plage de température de fonctionnement des couples utilisant l'eau comme réfrigérant. En effet, dans le cas d'une température extérieure de 0 °C, aucun couple utilisant de l'eau comme réfrigérant ne fonctionne à cause de la cristallisation. Pour des températures extérieures de 30 °C, uniquement le couple LiBr-H_2O peut fonctionner mais sa plage de fonctionnement est très restreinte. Par conséquent, les couples avec un fort risque de cristallisation ne semblent pas pertinents pour ce mode de fonctionnement.

Pour toutes les températures extérieures et de réseau secondaire étudiées, les couples utilisant de l'ammoniac comme réfrigérant fonctionnent et ont des comportements et performances similaires : forte augmentation des performances puis atteinte d'un plateau. Les courbes se stabilisent rapidement à leur valeur finale (écart de 3.5 °C en moyenne entre la température de régime permanent de fonctionnement minimale et la température de début du plateau du COP), cela permet d'avoir des températures de réseau primaire proches de la limite de fonctionnement en gardant des performances élevées. De plus, la figure 2.6 montre que de faibles températures extérieures permettent de réduire la température du réseau primaire en gardant des performances élevées. En effet, par exemple, pour le couple H_2O-NH_3, la température de fonctionnement minimale pour un réseau secondaire à 50/60 °C et une température extérieure de 0 °C est de 42.5 °C alors qu'elle est de 57 °lorsque la température extérieure augmente à 30 °C. Par conséquent, ce mode fonctionne mieux en hiver avec des températures extérieures faibles. La figure 2.6b montre qu'il est possible de produire de la chaleur pour la production d'ECS dans un réseau de chaleur avec une température primaire de 55 °C alors que cette teméprature de réseau primaire serait de 75 °avec l'utilisation d'un échangeur classique, ce mode permet bien de réduire la température du réseau primaire d'au moins 20 °C en hiver dans un réseau de chaleur où quelques sous-stations requièrent de la chaleur haute température pour la production d'ECS. Une diminution de 20 °C du réseau permet d'augmenter les efficacités des sources de production de chaleur de ce réseau et de diminuer les pertes en ligne du réseau. Le couple NH_3-H_2O a des performances légèrement plus faibles que les autres couples dans ce mode (hors couples ayant cristallisés). Par exemple, pour une température de réseau secondaire de 50/60 °C, une température extérieure de 0 °C et une température d'entrée du réseau primaire de 60 °C, le $COP_{upgrade}$ du couple H_2O-NH_3 est 5% plus faible que celui des autres couples (hors couples ayant cristallisé). Les deux autres couples possèdent des performances très proches. Cependant, la faible différence entre les performances des trois couple indique que, hors cristallisation, ce modèle ne permet pas de choisir définitivement le couple le plus pertinent pour ce mode.

Dû au $COP_{upgrade}$ faible (entre 0.4 et 0.5), ce mode est pertinent pour les réseaux de chaleur avec une faible température de réseau primaire où seulement une minorité de sous-stations nécessitent une chaleur à haute température. Par conséquent, l'installation d'une PàCs en mode upgrade dans cette minorité de sous-stations permettrait de continuer de répondre aux besoins des bâtiments tout en permettant d'avoir une basse température dans le réseau primaire. Les pertes

locales dues au faible COP peuvent être compensées par les gains dus à la diminution des pertes thermiques en ligne du réseau primaire ou l'amélioration de l'efficacité des moyens de production.

Pour conclure, les couples H_2O-LiBr et H_2O-LiI, montrent de forts risques de cristallisation, ce qui les éliminent pour ce mode de fonctionnement. De plus, comme les couples NH_3-H_2O, NH_3-$LiNO_3$ et NH_3-NaSCN ont des performances similaires, ils semblent intéressants pour ce mode de fonctionnement 'upgrade'.

2.2.3.2 Mode climatisation

Les résultats de notre modèle en mode climatisation ont été comparés avec le modèle de Sun et al. [13] qui ont étudié les performances de trois couples : NH_3-H_2O, NH_3-$LiNO_3$ et NH_3-NaSCN. Les résultats, présentés sur la figure 2.7, analysent l'influence de la température de l'évaporateur sur le $COP_{climatisation}$ (équation (1.2)). Les paramètres du modèle ont été choisis pour correspondre aux paramètres de [13] :

— Débit massique de solution : 0.0593 kg./s

— Température d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur : 105 °C

— Température d'entrée du fluide caloporteur dans l'absorbeur : 20 °C

— Température d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur : 25 °C

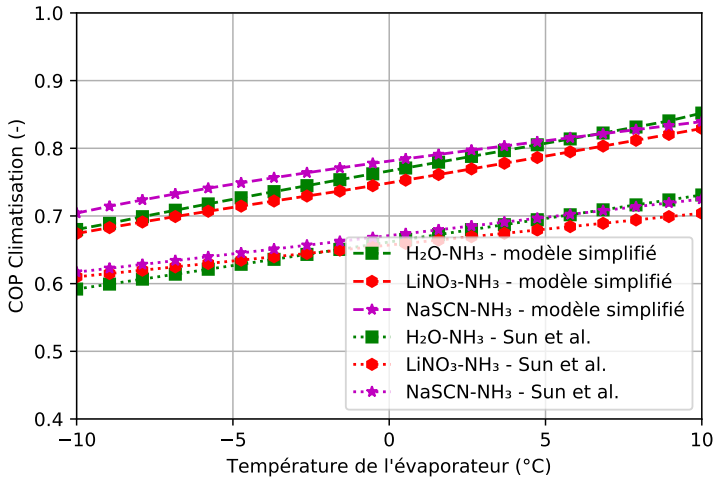
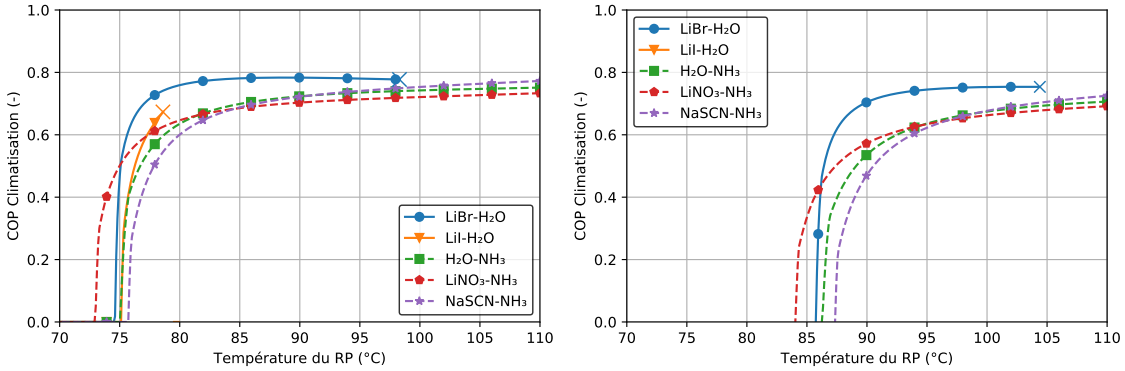


Figure 2.7 – Comparaison des $COP_{climatisation}$ du modèle simplifié avec le modèle de Sun et al. [13] pour 3 couples et pour différentes températures de réseau primaire

La tendance des courbes obtenue est similaire (figure 2.7). Cependant, la différence entre le modèle développé ici et la référence est entre 10 et 15 %. Le modèle surestime les performances de la PàCs, comme dans le mode upgrade vu précédemment. Cette différence peut être expliquée en partie par l'utilisation des efficacités pour modéliser les échangeurs dans [13] contrairement aux pincements utilisés dans notre modèle. Au vu de cette différence entre le modèle et la référence, celui-ci sera utilisé pour simuler les dans la PàCs en mode climatisation, cependant les résultats devront être analysés avec précaution.

Les performances des 5 couples cités précédemment ont été analysées dans le mode climatisation pour une température de rafraîchissement de 15/10 °C (températures de fonctionnement des climatiseurs) et une température de réseau primaire variant de 70 °C à 110 °C (températures de fonctionnement des réseaux de chaleur les plus communs). La figure 2.8 montre les résultats de simulation avec une température extérieure de 30 °C (figure 2.8a) et de 35 °C (figure 2.8b)

(températures estivales en France métropolitaine).



(a) Température extérieure de 30 °C *(b) Température extérieure de 35 °C*

Figure 2.8 – Résultats du mode climatisation avec deux températures extérieures différentes pour des températures de refroidissement de 10/15 °C

Le $COP_{climatisation}$ de chaque couple augmente rapidement puis atteint un plateau qui augmente légèrement. Par exemple, pour le couple NH_3-H_2O, la température de réseau primaire minimale de fonctionnement est de 75.1 °C (pour une température extérieure de 30 °C) et il atteint 90 % de son COP maximal à une température de 78.6 ˚C puis le COP augmente lentement avec la température du réseau primaire de 78.6 ˚C jusqu'à 110 °C (température de son COP maximal pour la plage de température étudiée) .

Cette température minimum de fonctionnement de réseau primaire est liée aux conditions et au couple. Comme expliqué dans la section 2.2.3.1, la température d'entrée du réseau primaire ainsi que la température extérieure influent sur la concentration en sortie de désorbeur et donc la capacité de la PàCs à absorber le réfrigérant dans l'absorbeur. Si ces températures sont, respectivement, trop basses et/ou trop hautes le système ne peut pas fonctionner (figure 1.5).

Les températures de fonctionnement minimales pour tous les couples sont similaires. Par exemple, pour une température extérieure de 30 °C, la température minimum de réseau primaire de fonctionnement pour le couple NH_3 -$LiNO_3$ est de 73 °C et 76 °C pour le couple NH_3-H_2O. En prenant en compte la précision de 10 % du modèle déterminée précédemment, cette température minimum de fonctionnement n'est pas pertinente pour choisir le meilleur couple dans ce mode.

De plus, les températures minimales de fonctionnement varient avec la température extérieure, en effet, une augmentation de 5 °C de la température extérieure augmente la température minimale de fonctionnement du réseau primaire de chaque couple d'environ 10 °C. Sachant qu'il est difficile d'ajuster la température du réseau primaire d'un réseau de chaleur en fonction de la température extérieure dans une application réelle, ce mode semble donc pertinent uniquement dans les réseaux de chaleur capables de fonctionner avec de la chaleur à haute température en été.

La cristallisation est un critère de comparaison pertinent. Dans ce mode, la cristallisation a aussi un fort impact, plus spécialement pour de hautes températures extérieures. En effet, le fonctionnement du couple H_2O-LiI est impossible pour une température extérieure de 35 °C et la plage de fonctionnement du couple H_2O-LiBr est faible (plage de 18 °C : de 85.7 °C à 104.7 °C).

Les couples utilisant de l'eau comme réfrigérant ont de meilleures performances que ceux utilisant de l'ammoniac hors cristallisation. En effet, dans le cas d'une température extérieure de 35 °C, dans une plage de température de réseau primaire comprise entre 88.8 °C et 104.7 °C, soit entre la température du début du plateau et celle de la cristallisation du couple H_2O-LiBr, l'écart

moyen entre le couple H_2O-LiBr et le couple NH_3-H_2O est de 0.1 soit 13 % (COP moyen de 0.735 pour le couple H_2O-LiBr et 0.635 pour le coupleNH_3-H_2O).

Dans le cas des couples utilisant l'ammoniac, les COP sont très proches, en effet, pour une température extérieure de 30 °C, l'écart moyen entre le COP du couple NH_3-$LiNO_3$ et NH_3-NaSCN est de 0.027 soit environ 4 %.

Par conséquent, les couples utilisant de l'eau comme réfrigérant semblent intéressants dans ce mode en raison de leurs meilleures performances. Cependant, la température minimale de fonctionnement de réseau primaire varie fortement en fonction de la température extérieure, par conséquent, comme il est difficile de faire varier la température du réseau primaire en fonction de la température extérieure, maintenir une température de réseau primaire élevée permet à la PàCs de fonctionner tout le temps. Cette température de primaire élevée est incompatible avec les couples utilisant l'eau comme réfrigérant en raison de leurs forts risques de cristallisation. Par conséquent, malgré des performances légèrement plus faibles, les couples utilisant de l'ammoniac semblent plus fiables dans ce mode de fonctionnement également.

2.2.3.3 Mode chauffage

Dans le mode chauffage, la PàCs fonctionne dans la configuration pompe à chaleur. Le modèle a été comparé aux résultats de Zhu et al. [41]. L'influence du rapport des débits massiques des fluides caloporteurs (débit massique du réseau secondaire sur le débit massique du réseau primaire) a été analysé, des rapports de 4 à 14 ont été simulés et la valeur de l'efficacité du système (équation 1.3) est présentée (figure 2.9). Les paramètres du modèle ont été choisis pour correspondre aux paramètres de [41] :

— Débit massique de solution : 0.5 kg./s

— Température d'entrée du fluide caloporteur du réseau primaire : 90 °C

— Température d'entrée du fluide caloporteur du réseau secondaire : 40 °C

La tendance des deux courbes est similaire : l'efficacité augmente avec l'augmentation du rapport des débits massiques et les ordres de grandeur des deux efficacités sont similaires. La performance estimée par [41] est entre 3.5 % et 7 % plus élevée que les résultats du modèle développé ici. De plus, le modèle semble plus précis avec la diminution du rapport des débits. Cette différence peut être expliquée par l'utilisation des surfaces de transfert de chaleur équivalentes internes ($kW.K^{-1}$) pour décrire les transferts de chaleur dans les échangeurs pour [41] là où des pincements fixes ont été utilisés dans notre modèle. Comme pour le mode climatisation, ce modèle va être utilisé pour simuler une PàCs dans un réseau de chaleur dans le mode chauffage avec les différents couples de sorption mais les résultats devront être analysés avec précaution.

L'influence de la température du réseau primaire (de 50 °C à 110 °C) est analysée pour deux besoins typiques :

— Un chauffage à basse température, soit un réseau secondaire entrant à 30 °C et sortant à 40 °C

— Un chauffage à haute température, soit un réseau secondaire entrant à 50 °C et sortant à 60 °C

— Une production d'ECS, soit un réseau secondaire entrant à 60 °C et sortant à 70 °C

L'efficacité obtenue par chaque couple dans le mode chauffage est décrite dans la figure 2.10a pour le chauffage basse température, 2.10b pour le chauffage à haute température et 2.10c pour la production d'ECS en fonction de différentes températures de réseau primaire.

Les efficacités obtenues dans ce mode pour chaque couple augmentent à partir d'une température minimale (55 °pour le cas du chauffage basse température 80 °C pour la chauffage haute

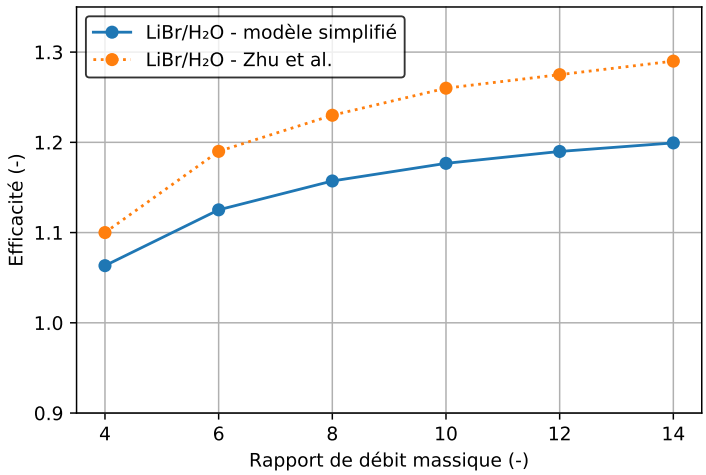
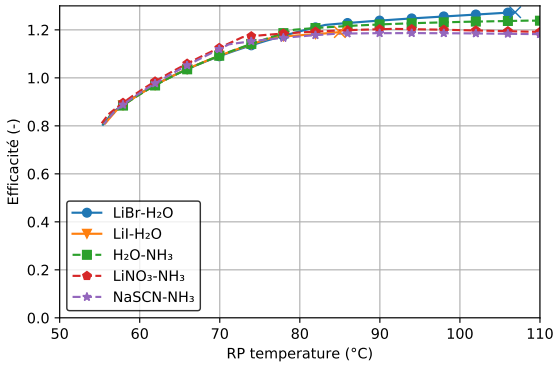


Figure 2.9 – Comparaison de l'efficacité du couple H_2O-LiBr avec modèle simplifié et avec le modèle de Zhu et al. [41] pour différents rapports de débit du réseau secondaire sur le débit du réseau primaire

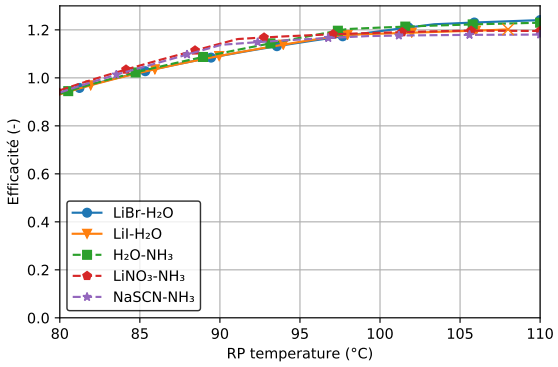
température et 85 °C pour le cas de la production d'ECS). L'efficacité de 0.8 obtenue avec cette température minimum de fonctionnement représente un cas où la PàCs ne fonctionne pas : uniquement l'échangeur de chaleur externe (d'efficacité supposée à 0.8 ici) transmet la chaleur du réseau primaire au réseau secondaire. Par exemple, pour le cas du chauffage basse température : pour une entrée du réseau primaire de 55 °C, avec une température de réseau secondaire entrant de 30 °C (figure 2.10a), la température de sortie du réseau primaire est de 35 °C soit une efficacité de 0.8. La PàCs n'a donc pas d'effet sur le transfert de chaleur, cette efficacité minimale de fonctionnement ne dépend donc pas du couple, mais uniquement du HEX.

Les efficacités obtenues augmentent rapidement avec l'augmentation de la température du réseau primaire puis atteignent un plateau. La transition entre ces régimes est soudaine et apparaît à différentes températures pour chaque couple, par exemple dans le cas d'un réseau secondaire à 30/40 °C, elle apparaît à respectivement 83.2 °C, 76.6 °C, 79.3 °C, 72.8 °C et 71.1 °C pour les couples H_2O-LiBr, H_2O-LiI, NH_3-H_2O, NH_3-$LiNO_3$ et NH_3-NaSCN.
Ce phénomène est lié à l'utilisation du pincement de 5 °C dans les échangeurs de chaleur. Par exemple, la rupture de pente pour le couple NH_3-$LiNO_3$, dans le cas d'un réseau secondaire à 30/40 °C et à une température primaire de 72.8 °C, est causée par le pincement dans l'absorbeur : pour des températures inférieures à 72.8 °C, le pincement de 5°C est entre l'entrée de la solution et la sortie du fluide caloporteur, car le fluide caloporteur est le fluide limitant (possède le débit le plus faible)(figure 2.3). Par la suite, l'augmentation de la température du réseau primaire augmente la chaleur transférée via la PàCs et, la température d'entrée et de sortie du réseau secondaire étant fixe, le débit de celui-ci augmente et la solution devient le fluide limitant : le pincement devient donc entre la sortie de la solution et l'entrée du fluide caloporteur ce qui cause une rupture de pente dans l'évolution de l'efficacité.

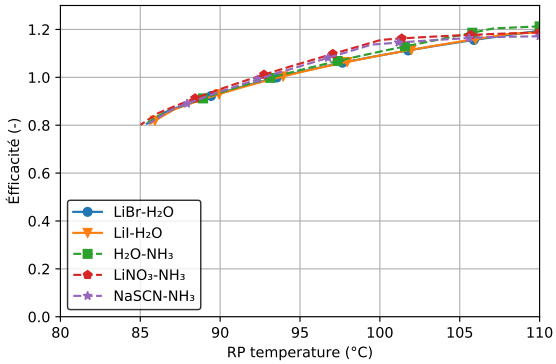
Plus la température du réseau secondaire est haute plus la température du réseau primaire doit l'être pour fonctionner et maintenir de hautes performances. Par conséquent, ce mode est pertinent dans des réseaux de chaleur avec des hautes températures de réseau primaire et des sous-stations avec des réseaux secondaires à faibles températures. Avec l'évolution des réseaux de chaleur (figure 1.2), ce mode peut devenir de moins en moins pertinent. Mais, actuellement, la plupart des réseaux existants utilisent encore des températures proches de 100 °C [6] et le développement des normes européennes pour la construction des bâtiments mènent vers des chauffage utilisant des



(a) Réseau secondaire à 30/40 °C



(b) Réseau secondaire à 50/60 °C



(c) Réseau secondaire à 60/70 °C

Figure 2.10 – Résultats du mode chauffage avec trois températures de réseau secondaire

températures de plus en plus faibles. Ce mode reste donc pertinent dans ces cas.

L'efficacité la plus importante est 1.27 et est atteinte par le couple H_2O-LiBr avec une température de réseau secondaire de 30/40 °C et une température de réseau primaire de 105 °C. Pour une température de réseau primaire de 100 °C et une température de réseau secondaire entre 30 et 40 °C, la différence entre le couple H_2O-LiBr (le couple ayant la plus haute efficacité à ce point) et le couple NH_3 -NaSCN (couple ayant la plus basse efficacité à ce point) est de 8 %. En prenant en compte la précision du modèle vue précédemment, les performances des couples dans ce mode ne semblent pas pertinentes pour choisir le couple le plus adapté.

Une fois encore, la cristallisation est un critère pertinent pour choisir le meilleur couple. En effet, il y a une température de réseau primaire maximum de 105 °C pour le couple H_2O-LiBr et de 85 °C pour le couple H_2O-LiI pour de faibles températures de réseau secondaire. Ces limites peuvent être un critère en faveur des autres couples utilisant de l'ammoniac comme réfrigérant dans le cas de réseaux primaires à hautes températures et de réseaux secondaires à faibles températures.

2.2.4 Discussion

2.2.4.1 Les modes selon différents scénarios

Le modèle simplifié permet une estimation des performances des différents couples étudiés sous différentes conditions et modes (upgrade, climatisation et chauffage) en fonction des températures de fonctionnent, c'est-à-dire, de la température d'entrée du réseau primaire, de la température du réseau secondaire et de la température extérieure.

Un résumé (tableau 2.9) est proposé pour analyser les performances des différents couples sous différentes conditions réalistes de fonctionnement en lien avec l'implémentation d'un tel système dans une sous-station d'un réseau de chaleur. Dans le tableau, les températures du réseau primaire varient de 50 °C à 110 °C, soit de la quatrième génération (faible température) aux réseaux de chaleur actuellement utilisés. Deux saisons avec des températures extérieures représentatives ont été mises en évidence : l'été et l'hiver, avec des températures extérieures respectivement de 30 ° C et 0 ° C. Les cinq couples énoncés précédemment ont été analysés pour les besoins les plus pertinents pour chaque saison : les systèmes de refroidissement et de chauffage d'ECS pendant l'été et les systèmes de chauffage basse température, haute température et d'ECS pendant l'hiver.

Le tableau 2.9 présente aussi certains cas particuliers :

— "X" indique des conditions de fonctionnement impossibles pour le couple

— les cases grises indiquent des conditions impossibles pour tous les couples dans les trois modes

— "Échangeur de chaleur" est spécifié lorsque les conditions sont impossibles pour tous les couples dans les trois modes mais qu'un simple échangeur de chaleur peut être utilisé

Pour le fonctionnement en hiver, la PàCs peut être utilisée en mode chauffage ou en mode upgrade, en fonction des températures du réseau primaire et secondaire, pour répondre aux exigences des systèmes de chauffage basse température, haute température et d'ECS dans les bâtiments. Lorsque la température du réseau primaire est suffisamment élevée pour répondre à la demande, le mode chauffage permet d'obtenir des efficacités supérieures à l'unité. Plus la différence de température entre le réseau primaire et secondaire est élevée, plus l'efficacité est élevée.

Par exemple, dans le cas d'un réseau de chaleur avec un réseau primaire à une température de 100 °C, dans une sous-station nécessitant 100 kW de chaleur pour un plancher chauffant à 30/40 °C et possédant un échangeur d'efficacité 0.8, sans PàCs, la température de sortie du réseau primaire sera de 44 °C et le débit de 0.43 $kg.s^{-1}$. Si une PàCs en mode chauffage est installée, ces températures permettent d'avoir un efficacité d'environ 1.2 soit une température de sortie du réseau primaire de 16 °C et donc un débit de 0.285 $kg.s^{-1}$. Par conséquent, le débit est réduit d'environ 34 %. De plus, en considérant, par exemple, une température du sol de 14 °C (température moyenne annuelle en France), la différence entre la température du réseau primaire et le sol est de 3 °C et donc les pertes thermiques en lignes sont réduites de 90 %. Les efficacités des sources de production sont aussi augmentés et cette faible température permet la récupération de chaleur de nouvelles sources à basse température.

Par ailleurs, lorsque la température requise est supérieure à la température du réseau primaire (pour la production d'ECS, par exemple), la PàCs doit fonctionner en mode upgrade. Le faible COP thermique de ce mode montre que, dans des conditions de fonctionnement favorables à la PàCs, 45 % de la chaleur fournie à la sous-station par le réseau primaire est transmise au réseau secondaire. Ce taux peut être comparé au rendement de production de l'énergie électrique consommée par d'un chauffe-eau électrique (rendement moyen de production d'électricité en France de 38.8 % selon la RT2012) qui est le moyen plus couramment utilisé pour la production d'ECS dans les sous-stations de réseaux de chaleur qui ne répondent pas au besoin d'ECS. Par conséquent, dans le cas de sous-stations qui utilisent une production d'ECS par chauffe-eau électrique, l'installation d'une PàCs en mode upgrade est pertinente. Cependant, l'installation de PàCs en sous-station en mode upgrade doit rester limité à quelques sous-stations. En effet, dans le cas d'un grand nombre de sous-stations nécessitant une haute température, l'augmentation de la température du réseau primaire et l'utilisation des PàCs en mode chauffage ou de simples échangeurs semble plus pertinent pour répondre à ces besoins.

	Hiver (température extérieure : 0 °C)			**Eté (température extérieure : 30 °C)**	
Température du réseau primaire (°C)	Chauffage basse température (30/40 °C)	Chauffage haute température (50/60 °C)	ECS (60/70 °C)	ECS (60/70 °C)	Climatisation (15/10 °C)
110	Chauffage (X/X/1.24/1.20/1.18)	Chauffage (1.24/X/1.23/1.20/1.18)	Chauffage (1.19/1.19/1.21/1.19/1.17)	Chauffage (1.19/1.19/1.21/1.19/1.17)	Climatisation (X/X/0.75/0.73/0.77)
100	Chauffage (1.26/X/1.23/1.20/1.19)	Chauffage (1.20/1.18/1.21/1.19/1.18)	Chauffage (1.09/1.09/1.11/1.15/1.14)	Chauffage (1.09/1.09/1.11/1.15/1.14)	Climatisation (X/X/0.74/0.72/0.75)
90	Chauffage (1.24/X/1.22/1.20/1.19)	Chauffage (1.09/1.09/1.1/1.14/1.14)	Chauffage (0.93/0.93/0.94/0.95/0.94)	Chauffage (0.93/0.93/0.94/0.95/0.94)	Climatisation (0.78/X/0.72/0.70/0.72)
80	Chauffage (1.19/1.18/1.20/1.19/1.17)	Chauffage (0.93/0.93/0.93/0.95/0.94)	Echangeur de chaleur	Echangeur de chaleur	Climatisation (0.76/X/0.64/0.65/0.60)
70	Chauffage (1.09/1.09/1.09/1.13/1.12)	Echangeur de chaleur	Upgrade (X/X/0.44/0.45/0.46)	Upgrade (0.5/X/0.46/0.47/0.48)	-
60	Chauffage (0.93/0.93/0.93/0.95/0.94)	Upgrade (X/X/0.45/0.46/0.47)	Upgrade (X/X/0.45/0.47/0.47)	-	-
50	Echangeur de chaleur	Upgrade (X/X/0.45/0.47/0.47)	Upgrade (X/X/0.45/0.47/0.47)	-	-

Les performances des couples sont classées comme suit : H_2O-LiBr / H_2O-LiI / NH_3-H_2O / NH_3-$LiNO_3$ / NH_3-NaSCN. Les performances sont calculées avec les indicateurs décrits précédemment pour chaque mode de fonctionnement dans la partie 1.3 ($COP_{upgrade}$, $COP_{climatisation}$ et ε) ; «X» indique des conditions de fonctionnement impossibles pour le couple ; les cases grises indiquent des conditions impossibles pour tous les couples dans les trois modes ; «Échangeur de chaleur» est spécifié lorsque les conditions sont impossibles pour tous les couples dans les trois modes mais qu'un simple échangeur de chaleur peut être utilisé.

Table 2.9 – Évaluation des performances d'une PàCs dans différents modes en fonction de la saison, de la température du réseau secondaire et de la température du réseau primaire pour les 5 couples considérés

En été, les principaux besoins des bâtiments considérés sont liés à la production d'ECS et au refroidissement pour la climatisation.

Pour les besoins en eau chaude sanitaire, le fonctionnement de la PàCs en mode upgrade est fortement limité en raison de la température extérieure élevée. Cependant, dans le cas d'un réseau de chaleur avec un réseau primaire avec une température supérieure à 70 °C, le mode chauffage peut-être utilisé comme en hiver car ses performances ne dépendent pas de la température extérieure.

Le mode climatisation peut fonctionner en été mais nécessite une température de réseau primaire élevée (supérieure à 80 °C). De plus, bien que les couples utilisant de l'eau comme réfrigérant présentent des performances supérieures dans certaines conditions de fonctionnement, la plage de température est très limitée pour ce mode de fonctionnement en raison de la limite de cristallisation des couples utilisant l'eau, par conséquent les couples utilisant de l'ammoniac sont à privilégier. Le COP de 0.75 en mode climatisation peut sembler peu intéressant comparé à un climatiseur classique à compression, cependant, en prenant en compte le rendement de production d'électricité français moyen de 38.8 %, un climatiseur classique avec, par exemple, un $COP_{\text{électrique}}$ de 3 à 3.5 correspond à un $COP_{\text{thermique}}$ de 1.16 à 1.36. de plus la PàCs permet de valoriser en sous-station de réseau de chaleur de l'énergie calorifique qui serait sinon de la chaleur fatale, comme celle issue de l'incinération des ordures ménagères par exemple.

En conclusion, l'opportunité de mettre en œuvre des PàCs dans les sous-stations de réseaux de chaleur est fortement liée aux besoins en chaleur et à la température du réseau primaire considérés. Les besoins de chauffage à basse température, haute température et ECS peuvent être couverts par des PàCs lorsque la température extérieure est suffisamment basse (saison d'hiver). L'utilisation des PàCs pourrait ainsi contribuer à abaisser la température du réseau primaire des réseaux de chaleur en réduisant les températures de sortie du circuit primaire des sous-stations (mode chauffage) et/ou en satisfaisant les besoins en haute température de quelques sous-stations qui contraignent la température du réseau primaire (mode upgrade).

Le fonctionnement de la PàCs avec une température extérieure élevée (saison estivale) n'est possible qu'avec une température de réseau primaire élevée pour satisfaire les demandes de chauffage d'ECS et de refroidissement. Le mode chauffage permet de réduire la température du réseau primaire lors de la production d'ECS et l'utilisation des PàCs en mode climatisation offre de nouvelles opportunités pour faire fonctionner les réseaux de chaleur en été en couvrant les besoins supplémentaires de refroidissement des bâtiments.

2.2.4.2 Changements de mode

Le tableau 2.9 met également en évidence l'opportunité de changer le fonctionnement de la PàCs pour satisfaire plusieurs besoins au cours de l'année ou d'une même journée dans un bâtiment. Les changements de modes améliorent la rentabilité du système. En effet, ceux-ci augmentent le temps d'utilisation de la PàCs, en augmentant les besoins thermiques couverts par le réseau de chaleur sur l'année. De plus, cette commutation nécessite un faible investissement (nécessite seulement 2 pompes et 2 vannes supplémentaires, comme décrit dans la section 1.3), par conséquent, en augmentant l'utilisation de la PàCs avec une faible augmentation des investissements, la rentabilité du système peut être améliorée considérablement. Plusieurs changements peuvent être envisagés :

— Entre deux réseaux secondaires à différentes températures (pour chauffage basse température, haute température ou production d'eau chaude sanitaire) avec le même mode de fonctionnement (modes chauffage ou upgrade).

— Entre deux modes de fonctionnement (modes chauffage, upgrade ou climatisation), permettant de couvrir plusieurs besoins à différents niveaux de température.

Les changements de réseau secondaire en conservant le même mode sont principalement rencontrés en hiver pour satisfaire divers besoins à différents niveaux de température au cours de la même journée dans un bâtiment. Ces variations des conditions de fonctionnement permettent de couvrir divers besoins thermiques tels que l'ECS, les chauffages à haute ou basse température avec des performances optimales du système dans le même mode de fonctionnement. Par exemple, en hiver, dans un réseau de chaleur avec une température de réseau primaire de 100 °C, le mode chauffage permet de répondre au besoin de chauffage basse température en produisant de la chaleur à 40 °C et lorsqu'un besoin d'ECS est présent, le mode chauffage peut aussi produire de la chaleur à 70 °C pour répondre à ce besoin (table 2.9). De même, le mode upgrade peut être utilisé dans une sous-station d'un réseau de chaleur avec un réseau primaire à basse température pour produire de la chaleur pour un chauffage haute température (à 60 °C) et aussi couvrir les besoins d'ECS (à 70 °C). La réponse temporelle de la PàCs doit être évaluée pour confirmer que le système peut passer rapidement d'une condition de fonctionnement à une autre, en fonction des exigences thermiques.

Comme indiqué dans la table 2.9, des changements de modes de fonctionnement peuvent également être rencontrés (saisonniers ou au cours de la même journée). Premièrement, dans le cas des changements saisonniers, la PàCs peut couvrir, par exemple, les besoins de chauffage ou d'ECS avec le mode chauffage ou upgrade en hiver (en fonction de la température du réseau primaire) et les besoins de refroidissement en été. Cependant, une attention particulière doit être accordée au changement upgrade/climatisation ou upgrade/chauffage car les modes chauffage et climatisation utilisent une PàCs en configuration pompe à chaleur alors que le mode upgrade nécessite une PàCs en configuration transformateur de chaleur (figure 1.4). Le passage d'une configuration à l'autre requiert le changement de la circulation des fluides (et donc des pompes et vannes utilisées), en inversant les composants à haute et basse pression. Par conséquent, dans ce type de changement saisonnier, la PàCs doit être étudiée plus précisément pour analyser l'évolution de ses performances dans le deux configurations.

De plus, des changements quotidiens peuvent être rencontrés : dans des conditions hivernales (à température extérieure basse) et pour des températures de réseau primaire basses (60 °C), la PàCs peut être utilisée à la fois en mode chauffage (pour le chauffage à basse température) et en mode upgrade (chauffage de l'ECS) en fonction des besoins thermiques du bâtiment sur la journée.

De même, dans des conditions estivales (à température extérieure élevée), la PàCs peut alterner du mode chauffage au mode climatisation pour satisfaire à la fois les exigences de chauffage ECS et de rafraichissement du bâtiment (pour des températures de réseau primaire supérieures à 90 °C). Dans les deux cas (hiver et été), la PàCs doit être capable de rapidement changer de mode, potentiellement plusieurs fois par jour. Le changement du mode chauffage/climatisation ne repose que sur un changement de gestion des fluides caloporteurs, avec un changement des conditions de fonctionnement alors que le changement chauffage/upgrade requiert un changement de mode de fonctionnement (et donc des pressions de fonctionnement des composants) dans un temps court. Une stratégie de contrôle doit donc être mise en place sur la base de la stratégie de gestion de la demande de stockage potentiel de la chaleur, notamment dans le cas de l'ECS ou en mettant à profit l'inertie structurelle des bâtiments et de la réponse transitoire de la PàCs.

Enfin, le tableau 2.9 montre qu'en combinant les changements de mode saisonniers et journaliers, la PàCs peut être utilisée toute l'année pour couvrir différents besoins thermiques. Par exemple, pour une température de réseau primaire élevée, la PàCs peut fonctionner en mode chauffage pour la production d'ECS et en mode climatisation pour refroidir le bâtiment en été, et en mode chauffage avec différents niveaux de température du réseau secondaire pour couvrir les besoins en chauffage basses et/ou hautes températures et/ou la demande de production ECS en hiver.

La variation de la température du réseau primaire en fonction de la température extérieure pourrait également être un moyen intéressant de couvrir les besoins d'été et d'hiver avec des performances optimales. En effet, le tableau 2.9 montre qu'en gardant une faible température de réseau primaire en hiver, la PàCs peut changer de modes dans la même journée pour couvrir les besoins de chauffage basse température en mode chauffage et la production d'ECS en mode upgrade puis en augmentant la température du réseau l'été, la PàCs peut couvrir les besoins de production d'ECS avec le mode chauffage et permettre le rafraîchissement du bâtiment avec le mode climatisation. La PàCs serait donc utilisée toute l'année et le réseau de chaleur augmenterait son efficacité en diminuant sa température l'hiver.

2.2.5 Choix du couple

En se basant sur les résultats de la section 2.2.3 et de la table 2.9, les couples utilisant de l'eau comme réfrigérant semblent avoir de meilleures performances dans les différentes conditions de fonctionnement possibles. Cependant leur fort risque de cristallisation rend leurs plages de fonctionnement très réduites et ils sont donc moins pertinents pour ce type d'utilisation. De plus, lors des changements de mode et donc, dans certains cas, de configuration, les variations des conditions internes de la PàCs peuvent mener à de fortes augmentations ou diminutions locales des températures, pressions ou concentrations ce qui rend donc plus risqué l'utilisation de couples avec un fort risque de cristallisation. Par conséquent, les couples utilisant de l'ammoniac comme réfrigérant semblent préférables.

Les performances des couples utilisant l'ammoniac étant proche et la précision du modèle étant limitée, celui-ci ne permet pas de choisir le couple le plus pertinent. Cependant, le modèle étant simplifié, la présence d'un rectifieur dans le cas du couple NH_3-H_2O n'est pas prise en compte. Ce composant est nécessaire pour permettre une bonne séparation de la vapeur d'ammoniac de la vapeur d'eau et réduit les performances du couple, on peut donc estimer que les performances modélisées ici sont surestimées. Par conséquent, les couples NH_3-$LiNO_3$ et NH_3-NaSCN semblent être les meilleurs choix de couples parmi ceux considérés à opérer tout au long de l'année dans les trois modes de fonctionnement considérés.

Les propriétés du couples NH_3-$LiNO_3$ étant plus facilement accessibles et connues, celui-ci a donc été préféré au couple NH_3-NaSCN pour le modèle dynamique et le prototype expérimental. Cependant, la différence entre les propriétés de ces deux couples est faible, le modèle dynamique et le prototype expérimental pourraient donc facilement fonctionner avec le couple NH_3-NaSCN.

2.3 Le modèle dynamique

2.3.1 Introduction

Comme expliqué précédemment, le couple NH_3-$LiNO_3$ a été sélectionné pour être utilisé dans le modèle dynamique et le prototype expérimental en raison de ses performances, ses faibles risques de cristallisation et ses propriétés chimiques connues et facilement accessibles.

Cette section décrit le modèle dynamique développé dans le but de modéliser la PàCs en régime permanent mais aussi lors d'un changement de conditions externes ou de modes de fonctionnement pour étudier les dynamiques de ces changements. Ce modèle permettra de dimensionner

le prototype expérimental dans le but de valider les résultats (chapitre 3). De même que le modèle statique, ce modèle a été développé sous Python.

Chaque composant du modèle est indépendant et les équations qui décrivent son comportement permettent de calculer les grandeurs de sortie (débits, températures, ...) en fonction de ses grandeurs d'entrée (débits, températures, ...) et de ses paramètres propres (masse, surface d'échange, ...).

2.3.2 Description du modèle

2.3.2.1 Généralités

Les composants de la PàCs sont ordonnés comme sur le schéma de la figure 2.11. La circulation des fluides dans les différents composants varie en fonction du mode utilisé comme décrit dans la section 1.3. Les sections suivantes décrivent chaque composant et les équations qui leur sont appliquées. Cependant, certaines hypothèses sont communes à tous ou une majorité de composants :

— Tous les composants sont parfaitement isolés et hermétiques vis-à-vis de l'extérieur du système, ils n'échangent donc pas de chaleur ou de matière avec l'environnement (les échanges avec l'extérieur de la PàCs ne se font que via les fluides caloporteurs, cette zone adiabatique est représentée sur la figure 2.12)

— Les composants qui permettent un échange thermique entre le fluide interne et le fluide caloporteur (condenseur, évaporateur, absorbeur et désorbeur) sont composés de deux parties : une partie qui permet l'échange de chaleur et une partie réservoir interne qui contient une quantité du fluide interne qui n'échange pas avec le fluide caloporteur (figure 2.13 par exemple)

— Tous les échangeurs sont des échangeurs à contre-courant excepté l'évaporateur qui est à co-courant pour améliorer ses échanges thermiques (entrée caloporteur et réfrigérant au pied de l'échangeur donc création de l'ébullition au point le plus bas de l'échangeur pour améliorer son brassage et donc les échanges thermiques)

— Aucune inertie (thermique, de masse ou de matière) n'est considérée dans les conduites entre les composants

— Les pertes de charges dans les conduites sont négligées, il n'existe donc que deux niveaux de pression dans tout le système

2.3.2.2 Côtés caloporteurs

Chaque composant interne à la PàCs qui échange de la chaleur avec l'extérieur de celle-ci (environnement, bâtiment ou réseau de chaleur) le fait via des circuits de fluides caloporteurs. Ces composants sont : le désorbeur, l'absorbeur, le condenseur et l'évaporateur. La figure 2.12 décrit schématiquement les échanges entre le côté caloporteur et la partie interne du composant (excepté pour l'évaporateur qui est co-courant). Le fluide caloporteur est supposé être de l'eau glycolée avec une concentration en glycol de 30 % (propriétés déterminées via [56]). Les équations qui décrivent le comportement de ces échanges du côté des fluides caloporteurs sont communes à tous les échangeurs et sont donc décrites dans cette section.

Plusieurs hypothèses ont été faites pour permettre la modélisation des échanges avec le fluide caloporteur :

— Le fluide caloporteur externe (eau glycolée à 30%) possède un Cp constant (Cp_{calo} dans l'équation (2.17))

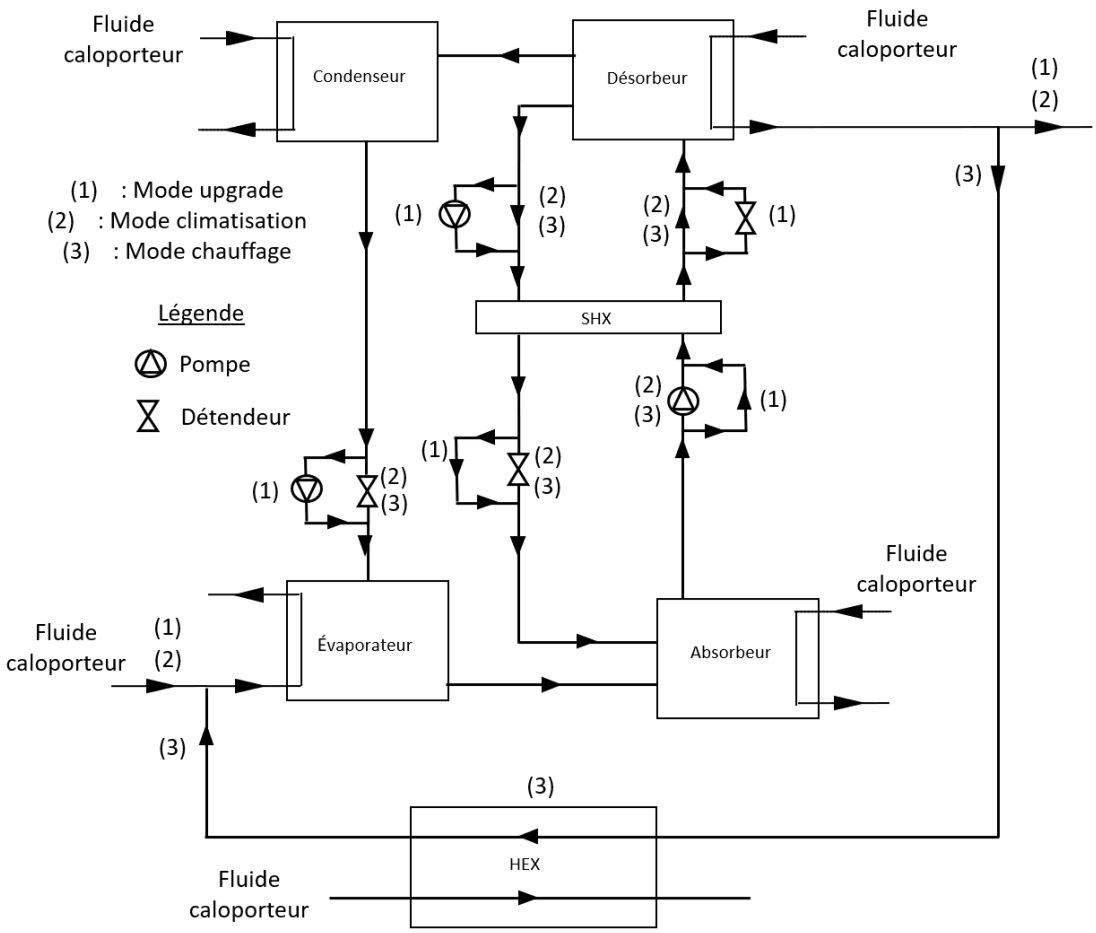


Figure 2.11 – Description schématique des composants constituant le modèle dynamique

— Tous les composants sont noyés du côté du fluide caloporteur donc il n'y pas d'inertie de matière sur ce côté donc $\dot{m}_{in,calo} = \dot{m}_{out,calo}$

— Afin de prendre en compte l'inertie thermique des parois constituant le composant, la moitié de la masse du composant est considérée à la température moyenne du caloporteur et l'autre moitié à la température moyenne de la solution ou du réfrigérant ($\frac{M^{inox}}{2}$ dans l'équation (2.17))

L'équation (2.17) décrit les transferts thermiques entre le fluide interne du composant (réfrigérant ou solution) et le fluide caloporteur. L'inertie thermique de la moitié de la masse des parois de l'échangeur et celle du fluide caloporteur est prise en compte dans le terme $(\frac{M^{inox}}{2} \cdot Cp^{inox} + M_{calo} \cdot Cp_{calo}) \cdot \frac{dT_{out,calo}}{dt}$. Les équations (2.18) et (2.19) sont utilisées pour décrire la puissance échangée et le DTML (Différence de Température Moyenne Logarithmique) pour tous les composants, excepté pour l'évaporateur où l'équation (2.20) est utilisée du fait de la circulation à co-courant dans ce composant.

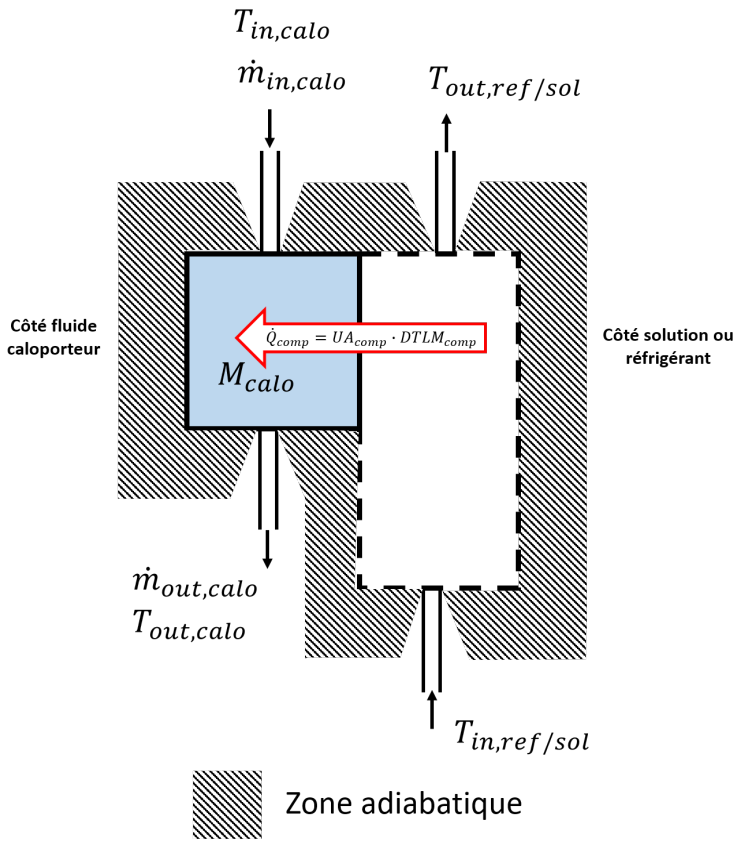


Figure 2.12 – Schéma des composants utilisant un fluide caloporteur

$$\left(\frac{M^{inox}}{2} \cdot Cp^{inox} + M_{calo} \cdot Cp_{calo}\right) \cdot \frac{dT_{out,calo}}{dt} = \dot{Q}^{comp} + \dot{m}_{calo} \cdot Cp_{calo} \cdot (T_{in,calo} - T_{out,calo}) \tag{2.17}$$

$$\dot{Q}^{comp} = UA^{comp} \cdot DTLM^{comp} \tag{2.18}$$

$$Où : DTLM^{comp} = \frac{(T_{in,ref/sol} - T_{out,calo}) - (T_{out,ref/sol} - T_{in,calo})}{ln\left(\frac{T_{in,ref/sol} - T_{out,calo}}{T_{out,ref/sol} - T_{in,calo}}\right)} \tag{2.19}$$

$$et : DTLM^{evap} = \frac{(T_{in,ref} - T_{in,calo}) - (T_{out,ref} - T_{out,calo})}{ln\left(\frac{T_{in,ref} - T_{in,calo}}{T_{out,ref} - T_{out,calo}}\right)} \tag{2.20}$$

L'équation (2.21) décrit l'évolution de la température du fluide caloporteur sortant en fonction de la variation de la température calculée par l'équation (2.17) et de sa valeur au pas de temps (t - Δt) précédent de la modélisation.

$$T^{t}_{out,calo} = T^{t-dt}_{out,calo} + \frac{dT_{out,calo}}{dt} \cdot dt \tag{2.21}$$

2.3.2.3 Condenseur

Le condenseur (figure 2.13) permet de condenser la vapeur de réfrigérant provenant du désorbeur en transférant la chaleur de cette condensation au fluide caloporteur. La température dans le

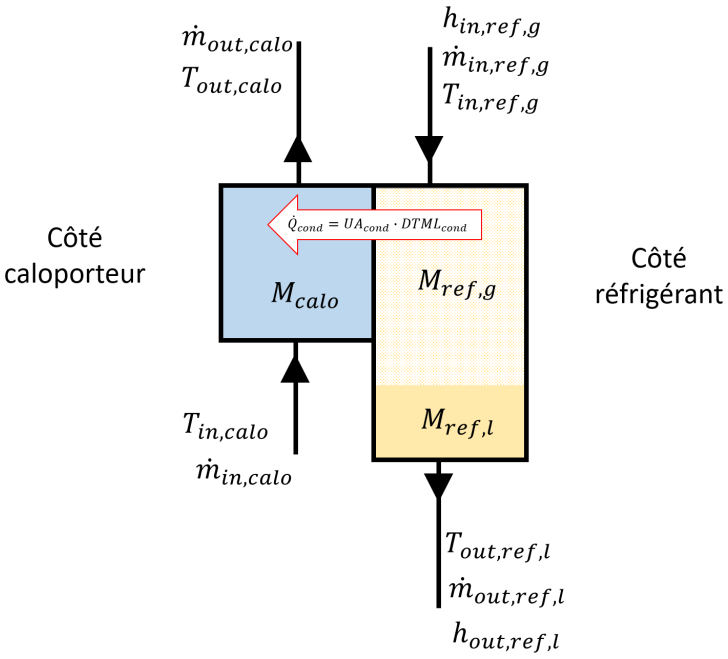


Figure 2.13 – Schéma du condenseur

condenseur fixe la pression dans celui-ci et donc la pression haute ou basse de la PàCs. Dans le cadre de la modélisation de ce composant, plusieurs hypothèses ont été faites :

— Le réfrigérant liquide sort sous forme de liquide saturé. Le condenseur étant composé d'une partie haute qui permet l'échange de chaleur et la condensation, d'une partie basse composé d'un réservoir adiabatique et d'une sortie de liquide située en bas du composant, le réfrigérant quittant ce composant est donc 100 % liquide.

— La vapeur de réfrigérant entre surchauffée, atteint rapidement sa température de condensation puis garde cette température le temps de la condensation. Par conséquent, on considère le gaz comme étant majoritairement à sa température de condensation. Plusieurs hypothèses en résultent :

  — La pression dans le condenseur est déterminée grâce à la loi des gaz parfaits en utilisant la température de saturation du réfrigérant (équation (2.28))

  — La moitié de la masse de métal composant les parois du condenseur n'est pas considérée à la température moyenne du réfrigérant (comme décrit dans la section 2.3.2.2) mais à sa température de saturation

Les enthalpies du réfrigérant en entrée du composant ($h^{g}_{in,ref}$) et son enthalpie et température de saturation en sortie ($h^{l,sat}_{out,ref}$ et $T^{sat}_{out,ref}$) sont déterminées avec les équations des propriétés de l'ammoniac décrites dans la section 2.1.

L'équation (2.22) décrit les transferts de chaleur entre le réfrigérant et le fluide caloporteur. Les termes $Cp^{l}_{ref} \cdot T^{sat}_{out,ref} \cdot \frac{dM^{l}_{ref}}{dt}$ et $Cp^{g}_{ref} \cdot T^{sat}_{out,ref} \cdot \frac{dM^{g}_{ref}}{dt}$ permettent la prise en compte de la variation de matière (des phases gazeuse et liquide) dans le condenseur. De même, l'inertie thermique du gaz, du liquide et de la moitié de la masse du composant est modélisée par le terme $(\frac{M^{inox}}{2} \cdot Cp^{inox} + Cp^{g}_{ref} \cdot M^{g}_{ref} + Cp^{l}_{ref} \cdot M^{l}_{ref}) \cdot \frac{dT^{sat}_{out,ref}}{dt}$. Le flux de chaleur échangé dans le condenseur $\dot{Q}_{cond}$ est

déterminé dans la section 2.3.2.2.

$$Cp^l_{ref} \cdot T^{sat}_{out,ref} \cdot \frac{dM^l_{ref}}{dt} + Cp^g_{ref} \cdot T^{sat}_{out,ref} \cdot \frac{dM^g_{ref}}{dt} + \left(\frac{M^{inox}}{2} \cdot Cp^{inox} + Cp^g_{ref} \cdot M^g_{ref} + Cp^l_{ref} \cdot M^l_{ref} \right) \cdot \frac{dT^{sat}_{out,ref}}{dt} = -\dot{Q}^{cond} + \dot{m}^g_{in,ref} \cdot h^g_{in,ref} - \dot{m}^l_{out,ref} \cdot h^{l,sat}_{out,ref} \quad (2.22)$$

L'équation (2.23) permet de calculer la température du réfrigérant en sortie de condenseur en fonction de la variation de température issue de l'équation précédente.

$$T^{sat,t}_{out,ref} = T^{sat,t-dt}_{out,ref} + \frac{dT^{sat}_{out,ref}}{dt} \cdot dt \quad (2.23)$$

Les équations (2.24)-(2.27) permettent de déterminer le débit de condensation du réfrigérant dans le condenseur et la variation de la quantité de gaz et de liquide dans celui-ci.

$$\frac{dM^l_{ref}}{dt} = \dot{m}^{condensé} - \dot{m}_{out,ref} \quad (2.24)$$

$$M^{l,t}_{ref} = M^{l,t-dt}_{ref} + \frac{dM^l_{ref}}{dt} \cdot dt \quad (2.25)$$

$$\frac{dM^g_{ref}}{dt} = \dot{m}^g_{in,ref} - \dot{m}^{condensé} \quad (2.26)$$

$$M^{g,t}_{ref} = M^{g,t-dt}_{ref} + \frac{dM^g_{ref}}{dt} \cdot dt \quad (2.27)$$

L'équation (2.28) décrit la pression dans le condenseur avec l'utilisation de la loi des gaz parfaits.

$$P_{cond} \cdot \left(V_{cond} - \frac{M^l_{ref}}{\rho^l_{ref}} \right) = M^g_{ref} \cdot r \cdot T^{sat}_{out,ref} \quad (2.28)$$

2.3.2.4 Détendeurs

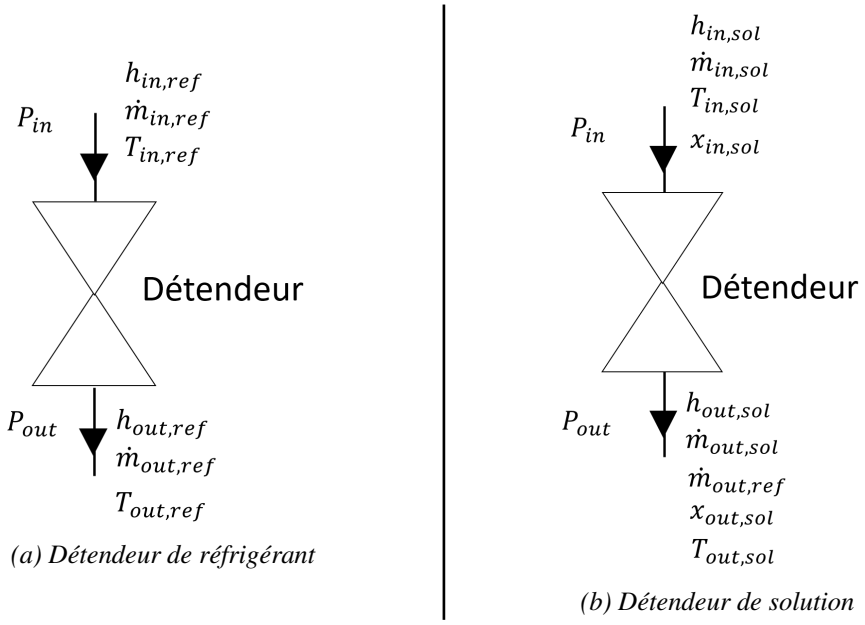
Les détendeurs (figure 2.14) du système induisent une perte de charges réglable. Cette perte de charges permet de conserver une partie du système à haute pression et l'autre partie à basse pression. Cette section décrit les deux types de détendeurs qui ont été utilisés dans le modèle dynamique : le détendeur de réfrigérant et le détendeur de solution (figures 2.14a et 2.14b). Le détendeur de solution est utilisé dans tous les modes mais à des emplacements différents et le détendeur de réfrigérant n'est utilisé que dans le mode climatisation et chauffage (configuration pompe à chaleur). Différents phénomènes peuvent apparaître en fonction du fluide qui traverse le détendeur. Par conséquent, deux composants avec des équations légèrement différentes ont été modélisés.

En premier lieu, les deux détendeurs possèdent un volume de liquide interne très faible, par conséquent, les inerties thermique et massique sont négligées pour les deux détendeurs (inertie massique : équation (2.29) pour le détendeur de réfrigérant et équation (2.30) pour celui de solution).

$$\dot{m}_{in,ref} = \dot{m}_{out,ref} \quad (2.29)$$

$$\dot{m}_{in,sol} = \dot{m}_{out,sol} + \dot{m}_{out,ref} \quad (2.30)$$

$$\dot{m}_{in,sol} \cdot x_{in,sol} = \dot{m}_{out,sol} \cdot x_{out,sol} \quad (2.31)$$



(a) Détendeur de réfrigérant

(b) Détendeur de solution

Figure 2.14 – Schémas des détendeurs du modèle dynamique

La détente est supposée isenthalpique, par conséquent l'enthalpie d'entrée du réfrigérant ou de la solution est égale à celle de sortie (équation (2.32) pour le détendeur de réfrigérant et (2.33) pour le détendeur de solution).

$$h_{in,ref} = h_{out,ref} \tag{2.32}$$

$$h_{in,sol} = h_{out} \tag{2.33}$$

Le fluide sortant d'un détendeur est à une pression plus faible que le fluide entrant dans celui-ci. Dans le cas du réfrigérant, celui-ci entre à saturation (car sort du condenseur à saturation : hypothèse de la section 2.3.2.3). Par conséquent, en diminuant la pression du réfrigérant, une partie de celui-ci s'évapore et en diminue la température jusqu'à la température à saturation de la pression de sortie. Il est donc possible de calculer le titre de vapeur en sortie du détendeur (équations (2.34)-(2.36)).

$$\dot{m}_{out,ref} = \dot{m}^{l}_{out,ref} + \dot{m}^{g}_{out,ref} \tag{2.34}$$

$$\dot{m}^{g}_{out,ref} = X^{vap} \cdot \dot{m}_{out,ref} \tag{2.35}$$

$$X^{vap} = \frac{h_{in,sol} - h_{out,sol}}{h^{g}_{out,ref} - h^{eq}_{out,sol}} \tag{2.36}$$

Dans le cadre du détendeur de solution, le phénomène est aussi présent mais dépend des conditions d'entrée, en effet, la solution n'entre pas obligatoirement à l'équilibre (température d'entrée inférieure à la température d'équilibre possible). Dans la configuration pompe à chaleur par exemple, la solution sort du désorbeur à l'équilibre (hypothèse de la section 2.3.2.9) et est ensuite refroidit dans l'échangeur de solution. Par conséquent, les pressions en entrée et en sortie du détendeur peuvent être supérieures à la pression d'équilibre. Dans ce cas, il n'y a aucune évaporation et la concentration en sortie est égale à la concentration en entrée (équation (2.37) et les équations (2.30) et (2.33) deviennent respectivement les équations (2.38) et (2.39)).

$$x_{in,sol} = x_{out,sol} \tag{2.37}$$

$$\dot{m}_{in,sol} = \dot{m}_{out,sol} \tag{2.38}$$

$$h_{in,sol} = h_{out,sol} \tag{2.39}$$

Dans ce cas de non-équilibre, la température de sortie de la solution est considérée égale à la température d'entrée car les propriétés des fluides hors de leurs conditions d'équilibre ne sont pas connues.

Cependant, si la pression en sortie est inférieure à la pression d'équilibre, une partie du réfrigérant est désorbée. Le fluide sortant est donc composé d'une partie de réfrigérant sous forme vapeur et d'une partie de solution à l'équilibre. Le pourcentage de vapeur de ce fluide peut être calculé grâce aux équations (2.40) et (2.41).

$$\dot{m}^{g}_{out,ref} = X^{vap} \cdot \dot{m}_{in,sol} \tag{2.40}$$

$$X^{vap} = \frac{h_{out} - h^{eq}_{out,sol}}{h^{g}_{out,ref} - h^{eq}_{out,sol}} \tag{2.41}$$

En connaissant le coefficient de perte de charges (K) du détendeur (paramètre réglable), le débit traversant la vanne peut-être déterminé grâce à l'équation (2.42) pour le détendeur de réfrigérant et l'équation (2.43) pour le détendeur de solution. la quantité de vapeur évaporée ou désorbée lors du changement de pression est supposée faible, elle est donc négligée (seule la phase liquide est prise en compte).

$$\Delta P = 0.5 \cdot \rho^{l}_{ref} \cdot K \cdot (\frac{\dot{V}^{l}_{out,ref}}{S})^2 \tag{2.42}$$

$$\Delta P = 0.5 \cdot \rho^{l}_{sol} \cdot K \cdot (\frac{\dot{V}_{out,sol}}{S})^2 \tag{2.43}$$

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \tag{2.44}$$

Les propriétés des fluides décrites dans la section 2.1 permettent de déterminer la masse volumique, la concentration, la température et l'enthalpie de la solution à l'équilibre et l'enthalpie, la température et la masse volumique du réfrigérant.

2.3.2.5 Pompes

Les pompes (figure 2.15) du système permettent d'augmenter la pression du fluide et maintiennent donc les deux niveaux de pressions du système. Il existe deux pompes dans le prototype : une pompe de solution et une pompe de réfrigérant. La pompe de solution est utilisée dans tous les modes mais à différents emplacements alors que la pompe de réfrigérant est utilisée uniquement dans le mode upgrade (configuration transformateur de chaleur). Dans le modèle, deux pompes ont été modélisées.

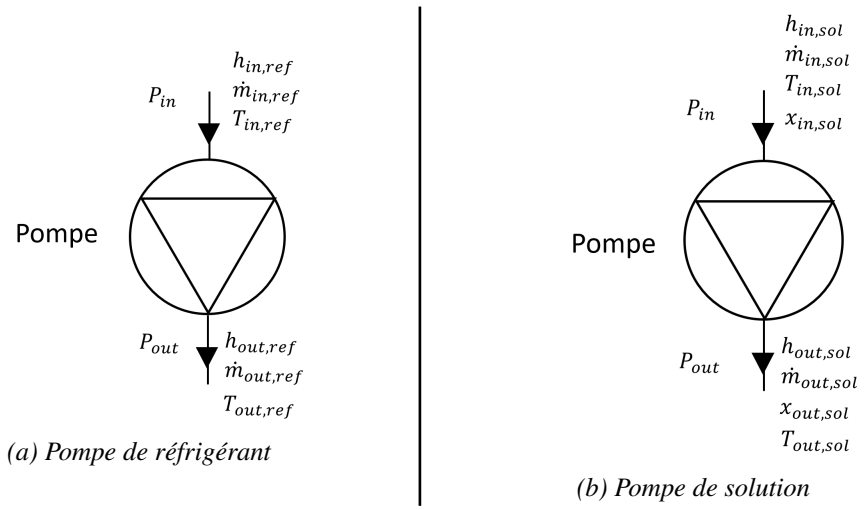
De même que le détendeur décrit dans la section 2.3.2.4, les volumes de fluides contenus dans les pompes sont très faibles, par conséquent les inerties thermique et massique sont négligées (inertie massique : équation (2.45) pour la pompe de réfrigérant et équation (2.46) pour la pompe de solution). Le débit de sortie des pompes est un paramètre réglable par l'utilisateur.

$$\dot{m}_{in,ref} = \dot{m}_{out,ref} \tag{2.45}$$

$$\dot{m}_{in,sol} = \dot{m}_{out,sol} \tag{2.46}$$

$$\dot{m}_{in,sol} \cdot x_{in,sol} = \dot{m}_{out,sol} \cdot x_{out,sol} \tag{2.47}$$

Les pompes sont considérées isentropiques, par conséquent, en connaissant la différence de pression en entrée et sortie de celles-ci (équation (2.48) : pressions fixées par le condenseur et l'évaporateur), la variation d'enthalpie du fluide les traversant (liquide incompressible) peut être



(a) Pompe de réfrigérant

(b) Pompe de solution

Figure 2.15 – Schémas des pompes du modèle dynamique

déterminée (équation (2.49) pour la pompe de réfrigérant et équation (2.50) pour la pompe de solution).

$$\Delta P = P_{out} - P_{in} \tag{2.48}$$

$$\Delta h_{ref} = \Delta P \frac{1}{\rho^l_{ref}} \tag{2.49}$$

$$\Delta h_{sol} = \Delta P \frac{1}{\rho^l_{sol}} \tag{2.50}$$

Cette variation d'enthalpie permet de déterminer l'enthalpie du fluide en sortie de la pompe (équations (2.51) pour la solution et (2.52) pour le réfrigérant). De plus, en utilisant la capacité calorifique du fluide traversant la pompe, la température de sortie du fluide peut être déterminée (équations (2.53) pour la solution et (2.54) pour le réfrigérant).

$$h_{out,ref} = h_{in,ref} + \Delta h_{ref} \tag{2.51}$$

$$h_{out,sol} = h_{in,sol} + \Delta h_{sol} \tag{2.52}$$

$$T_{out,ref} = \frac{h_{out,ref} - h_{in,ref}}{Cp^l_{ref}} + T_{in,ref} \tag{2.53}$$

$$T_{out,sol} = \frac{h_{out,sol} - h_{in,sol}}{Cp^l_{sol}} + T_{in,sol} \tag{2.54}$$

Les propriétés des fluides décrites dans la section 2.1 permettent de déterminer la masse volumique, la concentration, la capacité calorifique et l'enthalpie de la solution à l'équilibre et l'enthalpie, la capacité calorifique et la masse volumique du réfrigérant.

2.3.2.6 Évaporateur

L'évaporateur (figure 2.16) permet d'évaporer le réfrigérant via la chaleur transmise par le fluide caloporteur. Ce réfrigérant sous forme de vapeur rejoint ensuite l'absorbeur. La température dans l'évaporateur fixe une des deux pressions (haute ou basse) de la PàCs. Pour modéliser ce composant plusieurs hypothèses générales ont été faites :

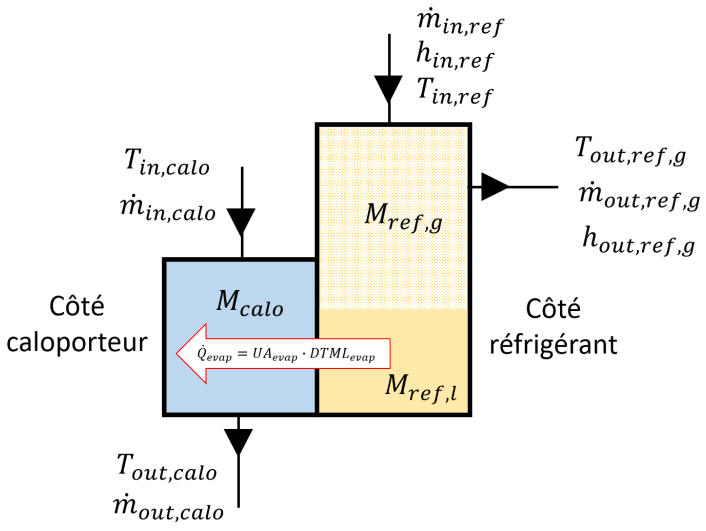


Figure 2.16 – Schéma de l'évaporateur

— La sortie de l'évaporateur étant située sur le haut du composant, le réfrigérant sortant est 100% gazeux (figure 2.16)

— Dès son évaporation, le réfrigérant gazeux quitte le composant, il est donc considéré à saturation, par conséquent $T_{out,ref}$ et $h_{out,ref}$ sont déterminés dans les conditions de saturation $T^{sat}_{out,ref}$ et $h^{sat}_{out,ref}$.

Les propriétés du réfrigérant liquide et gazeux sont déterminées grâce aux équations décrites dans la section 2.1.

Dans certains cas, et, plus spécifiquement, avec la configuration pompe à chaleur (et donc l'utilisation d'un détendeur avant l'évaporateur), le réfrigérant entrant peut être sous forme liquide et gazeuse comme vu dans la section 2.3.2.4. Par conséquent, le réfrigérant entrant dans le composant peut être décrit avec l'équation (2.55).

$$m_{in,ref} = m^{l}_{in,ref} + m^{g}_{in,ref} \tag{2.55}$$

L'équation (2.56) décrit le transfert de chaleur entre le réfrigérant et le fluide caloporteur. Le terme $Cp^{l}_{ref} \cdot T^{sat}_{out,ref} \cdot \frac{dM_{ref,l}}{dt}$ permet de prendre en compte l'inertie massique de réfrigérant liquide dans le composant (l'inertie massique de la phase gazeuse est négligée). Le terme $(\frac{M^{inox}}{2} \cdot Cp^{inox} + Cp^{l}_{ref} \cdot M^{l}_{ref}) \cdot \frac{dT^{sat}_{out,ref}}{dt}$ permet la prise en compte de l'inertie thermique du réfrigérant liquide et de la moitié de la masse du composant. Le flux de chaleur $\dot{Q}^{evap}$ échangé dans ce composant est déterminé dans la section 2.3.2.2.

$$Cp^{l}_{ref} \cdot T^{sat}_{out,ref} \cdot \frac{dM^{l}_{ref}}{dt} + \left(\frac{M^{inox}}{2} \cdot Cp^{inox} + Cp^{l}_{ref} \cdot M^{l}_{ref}\right) \frac{dT^{sat}_{out,ref}}{dt} = -\dot{Q}^{evap} + \dot{m}_{in,ref} \cdot h_{in,ref} - \dot{m}_{out,ref} \cdot h^{sat}_{out,ref} \tag{2.56}$$

La variation de la température de sortie du réfrigérant gazeux est décrite par l'équation (2.57).

$$T^{sat,t}_{out,ref} = T^{sat,t-dt}_{out,ref} + \frac{dT^{sat}_{out,ref}}{dt} \cdot dt \tag{2.57}$$

La variation de la masse de liquide dans le composant est décrite par les équations (2.58) et (2.59).

$$\frac{dM^l_{ref}}{dt} = \dot{m}^l_{in,ref} - \dot{m}^{évaporé} \tag{2.58}$$

$$M^{l,t}_{ref} = M^{l,t-dt}_{ref} + \frac{dM^l_{ref}}{dt} \cdot dt \tag{2.59}$$

De même la variation de la masse de réfrigérant gazeux dans le composant est décrite par les équations (2.60) et (2.61) en prenant en compte l'entrée de réfrigérant gazeux dans le composant.

$$\frac{dM^g_{ref}}{dt} = \dot{m}^g_{in,ref} + \dot{m}^{évaporé} - \dot{m}^g_{out,ref} \tag{2.60}$$

$$M^{g,t}_{ref} = M^{g,t-dt}_{ref} + \frac{dM^g_{ref}}{dt} \cdot dt \tag{2.61}$$

Comme indiqué sur la figure 2.16, les échanges entre l'évaporateur et le fluide caloporteur se font en bas du composant et le niveau de liquide peut varier dans le composant, par conséquent, si ce niveau est inférieur à une certaine limite V^{lim}_{ref}, on considère qu'il influe proportionnellement sur les échanges avec le fluide caloporteur (équation (2.62) si $V_{ref} < V^{lim}_{ref}$ sinon équation (2.63)). UA^{evap} est le coefficient d'échange utilisé dans la section 2.3.2.2 pour calculer $\dot{Q}^{evap}$.

$$UA^{evap} = \frac{V^l_{ref}}{V^{lim}_{ref}} \cdot UA^{evap,max} \tag{2.62}$$

$$UA^{evap} = UA^{evap,max} \tag{2.63}$$

L'équation (2.64) décrit la pression dans l'évaporateur en utilisant la loi des gaz parfaits.

$$P^{evap} \cdot \left(V^{evap} - \frac{M^l_{ref}}{\rho^l_{ref}} \right) = M^g_{ref} \cdot r \cdot T^{sat}_{out,ref} \tag{2.64}$$

2.3.2.7 Absorbeur

L'absorbeur (figure 2.17) est un composant qui permet l'absorption du réfrigérant gazeux par la solution concentrée en $LiNO_3$. Certaines hypothèse ont dû être définies pour permettre la modélisation de ce composant :

- La totalité du réfrigérant inséré dans l'absorbeur y est absorbé, par conséquent uniquement de la solution sort du composant : $\dot{m}_{out} = \dot{m}_{out,sol}$
- La solution sort à l'équilibre par conséquent $T_{out,sol}$ et $h_{out,sol}$ sont déterminées par les conditions à l'équilibre $T^{eq}_{out,sol}$ et $h^{eq}_{out,sol}$
- Au vu de l'important volume de solution présent dans le système et du volume des autres composants du circuit de solution, la surface d'échange entre la solution et le fluide caloporteur est considérée comme toujours noyée (contrairement à l'évaporateur vu dans la section 2.3.2.6), par conséquent le coefficient d'échange UA de l'absorbeur est constant.

Les propriétés du réfrigérant ou de la solution à l'équilibre sont déterminées grâce aux équations de la section 2.1.

Le composant possède une entrée de réfrigérant et une entrée de solution. Dans la configuration pompe à chaleur, cette solution provient du détendeur de solution par conséquent la solution entrante peut aussi contenir une partie de réfrigérant gazeux (équations (2.65) et (2.66)) comme

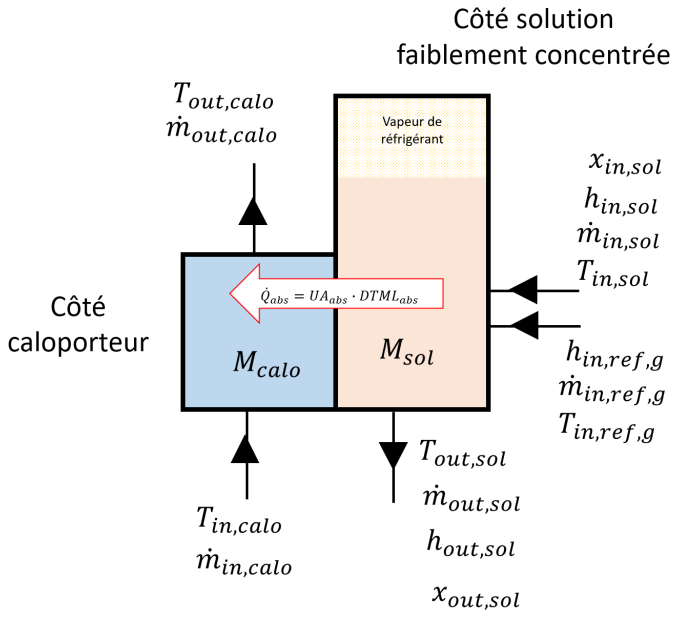


Figure 2.17 – Schéma de l'absorbeur

vu dans la section 2.3.2.4 (équation (2.30)). L'enthalpie du réfrigérant entrant dans l'absorbeur dans ce cas là est décrite par l'équation (2.67). Dans la configuration transformateur de chaleur, la solution entrante ne contient pas de réfrigérant gazeux par conséquent le terme $\dot{m}^{det}_{out,ref}$ est nul.

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{in,sol} + \dot{m}^{g,tot}_{in,ref} \tag{2.65}$$

$$\dot{m}^{g,tot}_{in,ref} = \dot{m}^{evap}_{out,ref} + \dot{m}^{det}_{out,ref} \tag{2.66}$$

$$\dot{m}^{g,tot}_{in,ref} \cdot h^{g,tot}_{in,ref} = \dot{m}^{evap}_{out,ref} \cdot h^{evap}_{out,ref} + \dot{m}^{det}_{out,ref} \cdot h^{det}_{out,ref} \tag{2.67}$$

Le transfert de chaleur s'effectue de la solution vers le fluide caloporteur. Ce transfert est décrit par l'équation (2.68). Plusieurs termes de cette équation permettent de prendre en compte les différentes inerties :

— $Cp_{sol} \cdot T_{out,sol} \cdot \frac{dM^l_{sol}}{dt}$ pour la variation massique de solution liquide dans le composant

— $(\frac{M^{inox}}{2} \cdot Cp^{inox} + Cp_{sol} \cdot M_{sol}) \cdot \frac{dT_{out,sol}}{dt}$ pour l'inertie thermique de la solution liquide et de la moitié de la masse du composant

La valeur de $\dot{Q}^{abs}$ est décrit dans la section 2.3.2.2.

$$Cp_{sol} \cdot T_{out,sol} \frac{dM^l_{sol}}{dt} + \left(\frac{M^{inox}}{2} \cdot Cp^{inox} + Cp_{sol} \cdot M_{sol} \right) \frac{dT_{out,sol}}{dt} = -\dot{Q}^{abs} + \dot{m}^{g,tot}_{in,ref} \cdot h^{g,tot}_{in,ref} + \dot{m}_{in,sol} \cdot h_{in,sol} - \dot{m}_{out,sol} \cdot h_{out,sol} \tag{2.68}$$

L'équation (2.69) permet de décrire la variation de la température de la solution sortante de l'absorbeur.

$$T^t_{out,sol} = T^{t-dt}_{out,sol} + \frac{dT_{out,sol}}{dt} \cdot dt \tag{2.69}$$

De la même façon, les équations (2.70) et (2.71) décrivent la variation de la masse de solution dans l'absorbeur.

$$\frac{dM_{sol}^{l}}{dt} = \dot{m}_{in,sol} + \dot{m}_{in,ref}^{tot} - \dot{m}_{out,sol} \tag{2.70}$$

$$M_{sol}^{l,t} = M_{sol}^{l,t-dt} + \frac{dM_{sol}^{l}}{dt} \cdot dt \tag{2.71}$$

Les équations (2.72) et (2.73) décrivent le bilan de matière. L'influence de la variation de la masse de solution est prise en compte avec le terme $x_{out,sol} \cdot \frac{dM_{sol}^{l}}{dt}$. Le terme $M_{sol}^{l} \cdot \frac{dx_{out,sol}}{dt}$ permet de représenter la variation de la concentration en $LiNO_3$ dans le composant.

$$x_{out,sol} \cdot \frac{dM_{sol}^{l}}{dt} + M_{sol}^{l} \cdot \frac{dx_{out,sol}}{dt} = \dot{m}_{in,sol} \cdot x_{in,sol} - \dot{m}_{out,sol} \cdot x_{out,sol} \tag{2.72}$$

$$x_{out,sol}^{t} = x_{out,sol}^{t-dt} + \frac{dx_{out,sol}}{dt} \cdot dt \tag{2.73}$$

2.3.2.8 Échangeur de solution

L'échangeur de solution (figure 2.18) est un échangeur qui permet un transfert de chaleur entre les solutions concentrée et non-concentrée. Dans la configuration pompe à chaleur, il permet de réchauffer la solution entrante dans le désorbeur en refroidissant celle sortante pour diminuer la chaleur nécessaire à la désorption dans le désorbeur et la chaleur produite à l'absorbeur lors de l'absorption et donc améliorer les performances du système. À l'inverse, dans la configuration transformateur de chaleur, il est placé entre l'entrée et la sortie de l'absorbeur. Les propriétés de la solution sont déterminées avec les équations de la section 2.1.

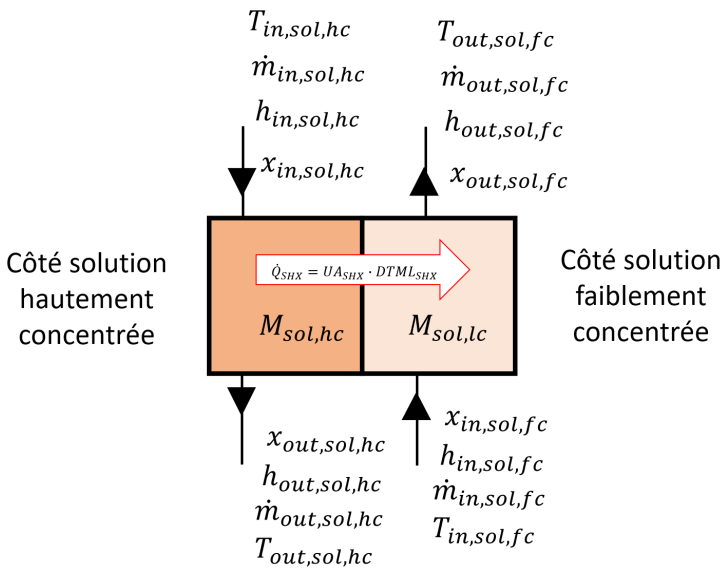


Figure 2.18 – Schéma de l'échangeur de solution interne

L'échange de chaleur entre les deux côtés de l'échangeur est décrit par les équations (2.74) et (2.75).

$$\dot{Q}^{SHX} = UA^{SHX} \cdot DTLM^{SHX} \tag{2.74}$$

$$DTLM^{SHX} = \frac{(T^{hc}_{in,sol} - T^{fc}_{out,sol}) - (T^{hc}_{out,sol} - T^{fc}_{in,sol})}{ln\left(\frac{T^{hc}_{in,sol} - T^{fc}_{out,sol}}{T^{hc}_{out,sol} - T^{fc}_{in,sol}}\right)} \tag{2.75}$$

Les équations suivantes (équations (2.76) à (2.80)) sont exprimées du côté de la solution hautement concentrée (indice "hc"). Ces équations s'appliquent aussi au côté de la solution faiblement concentrée en remplaçant "hc" par "fc" et en replaçant $-\dot{Q}^{SHX}$ par $\dot{Q}^{SHX}$.

L'échangeur est noyé, par conséquent il n'y a pas de variation de masse dans ce composant et l'équation (2.76) peut donc s'appliquer.

$$\dot{m}^{hc}_{in,sol} = \dot{m}^{hc}_{out,sol} \tag{2.76}$$

Dans le cas de l'échangeur de solution interne, l'équation (2.77), qui permet de décrire le transfert de chaleur entre les deux solutions, prends en compte l'inertie thermique avec l'utilisation du terme $(\frac{M^{inox}}{2} \cdot Cp^{inox} + Cp^{hc}_{sol} \cdot M^{hc}_{sol}) \cdot \frac{dT^{hc}_{out,sol}}{dt}$.

$$(\frac{M^{inox}}{2} \cdot Cp^{inox} + Cp^{hc}_{sol} \cdot M^{hc}_{sol})\frac{dT^{hc}_{out,sol}}{dt} = -\dot{Q}^{SHX} + \dot{m}^{hc}_{out,sol} \cdot Cp^{hc}_{sol} \cdot (T^{hc}_{in,sol} - T^{hc}_{out,sol}) \tag{2.77}$$

$$Avec : T^{hc,t}_{out,sol} = T^{hc,t-dt}_{out,sol} + \frac{dT^{hc}_{out,sol}}{dt} \cdot dt \tag{2.78}$$

Le bilan de matière dans le composant est pris en compte avec l'équation (2.79). La variation de la concentration est décrite par l'équation (2.80).

$$M^{hc}_{sol} \cdot \frac{dx_{out}}{dt} = \dot{m}_{in} \cdot x_{in} - \dot{m}_{out} \cdot x_{out} \tag{2.79}$$

$$x^{hc,t}_{out,sol} = x^{hc,t-dt}_{out,sol} + \frac{dx^{hc}_{out,sol}}{dt} \cdot dt \tag{2.80}$$

2.3.2.9 Désorbeur

Le désorbeur (figure 2.19) est un composant qui permet de désorber le réfrigérant de la solution, il possède donc une entrée et deux sorties. Encore une fois, pour permettre de simuler ce composant, plusieurs hypothèses ont dû être posées :

— La solution sortant du composant est considérée à l'équilibre, par conséquent les termes $T_{out,sol}$ et $h_{out,sol}$ sont déterminés dans les conditions d'équilibre $T^{eq}_{out,sol}$ et $h^{eq}_{out,sol}$.

— La solution et la vapeur de réfrigérant désorbée sortent du composant à la même température donc $T^{eq}_{out,sol} = T_{out,ref}$

— Le désorbeur est considéré comme toujours noyé par conséquent le coefficient d'échange UA du désorbeur est constant.

Les propriétés de la solution à l'équilibre et du réfrigérant sont déterminées avec les équations de la section 2.1.

Dans la configuration transformateur de chaleur, l'entrée du désorbeur est connectée à la sortie du détendeur de solution. Dans certains cas décrits dans la section 2.3.2.4, la sortie du détendeur de solution peut être composée de solution liquide et de réfrigérant gazeux. L'équation (2.81) décrit

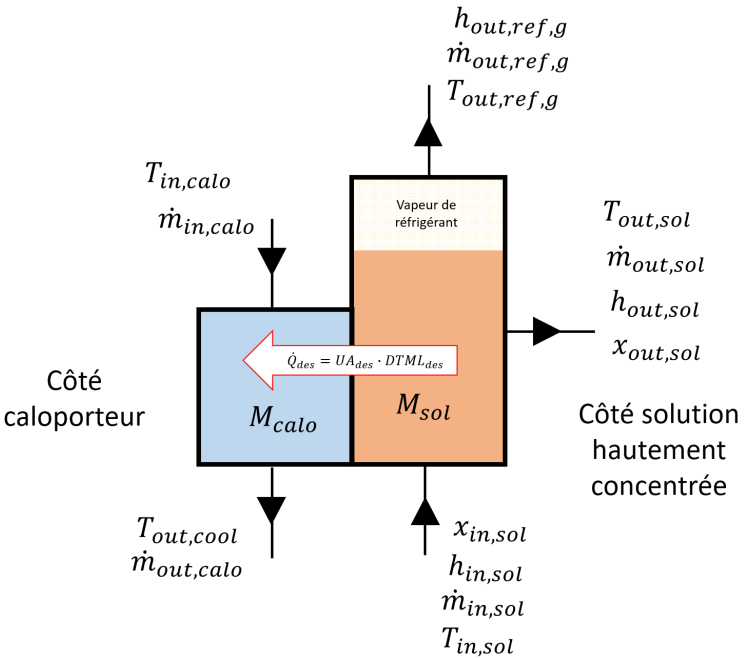


Figure 2.19 – Schéma du désorbeur

le débit de réfrigérant sortant du composant. Dans la configuration pompe à chaleur, la pompe est connectée à l'entrée du désorbeur par conséquent il n'y a pas d'entrée de réfrigérant et donc $\dot{m}^g_{in,ref}$ est nul. Les équations (2.82) et (2.83) décrivent les variations de la quantité de solution liquide au cours du temps.

$$\dot{m}^g_{out,ref} = \dot{m}^{désorbé}_{ref} + \dot{m}^g_{in,ref} \tag{2.81}$$

$$\frac{dM^l_{sol}}{dt} = \dot{m}_{in,sol} - \dot{m}^{désorbé}_{ref} - \dot{m}_{out,sol} \tag{2.82}$$

$$M^{l,t}_{sol} = M^{l,t-dt}_{sol} + \frac{dM^l_{sol}}{dt} \cdot dt \tag{2.83}$$

Le bilan énergétique sur la solution est décrit par l'équation (2.84). De même que pour l'absorbeur, les deux termes de gauche permettent de prendre en compte l'inertie thermique.

$$\begin{aligned} Cp_{sol} \cdot T^{eq}_{out,sol} \frac{dM^l_{sol}}{dt} + \left(\frac{M^{inox}}{2} \cdot Cp^{inox} + Cp_{sol} \cdot M_{sol} \right) \cdot \frac{dT^{eq}_{out,sol}}{dt} \\ = -\dot{Q}^{des} + \dot{m}_{in,sol} \cdot h_{in,sol} + \dot{m}^g_{in,ref} \cdot h^g_{in,ref} - \dot{m}_{out,sol} \cdot h^{eq}_{out,sol} - \dot{m}^g_{out,ref} \cdot h^g_{out,ref} \end{aligned} \tag{2.84}$$

La variation de la température de sortie de la solution est décrite par l'équation (2.85).

$$T^{eq,t}_{out,sol} = T^{eq,t-dt}_{out,sol} + \frac{dT^{eq}_{out,sol}}{dt} \cdot dt \tag{2.85}$$

Ce composant, de même que l'absorbeur et l'échangeur de solution interne, présente une variation de matière. celle-ci est décrite par les équations (2.86) et (2.87).

$$x_{out,sol} \cdot \frac{dM^l_{sol}}{dt} + M^l_{sol} \cdot \frac{dx_{out,sol}}{dt} = \dot{m}_{in,sol} \cdot x_{in,sol} - \dot{m}_{out,sol} \cdot x_{out,sol} \tag{2.86}$$

$$x^t_{out,sol} = x^{t-dt}_{out,sol} + \frac{dx_{out,sol}}{dt} \cdot dt \tag{2.87}$$

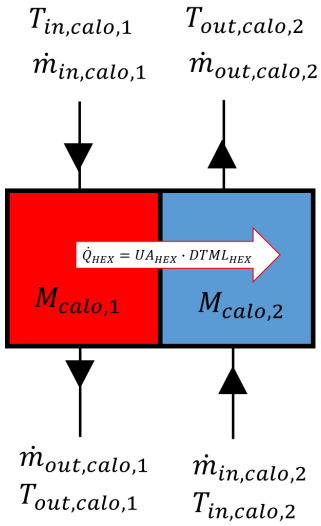


Figure 2.20 – Schéma de l'échangeur externe

2.3.2.10 Échangeur externe

L'échangeur externe (HEX, figure 2.20) est un échangeur qui est utilisé uniquement dans le mode chauffage pour transférer de la chaleur du réseau primaire au réseau secondaire (section 1.3.3) via deux fluides caloporteurs. Ce composant possède un fluide caloporteur des deux côtés, par conséquent, les hypothèse utilisées pour permettre sa simulation sont très proches de celles utilisées dans la section 2.3.2.2 :

— Le fluide caloporteur externe (eau glycolée à 30%) possède un Cp constant (Cp_{calo} dans l'équation (2.88))

— Le composant est noyé des deux côtés donc il n'y pas de variation massique ($\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$)

— La moitié de la masse du composant est considérée à la température moyenne du caloporteur d'un côté et l'autre moitié à la température moyenne du caloporteur de l'autre côté

Les équations (2.88) et (2.89) permettent de faire le bilan thermique et de déterminer la température de sortie du fluide contenu du côté primaire de l'échangeur. Par conséquent, ces deux équations doivent aussi être réalisées du côté secondaire (remplacement de "prim" par "sec" dans les températures et $-\dot{Q}^{HEX}$ par $\dot{Q}^{HEX}$). Le bilan thermique du côté primaire est décrit par l'équation (2.88)).

$$\left(\frac{M^{inox}}{2} \cdot Cp^{inox} + Cp_{calo} \cdot M_{calo}\right) \cdot \frac{dT^{prim}_{out,calo}}{dt} = \dot{Q}^{HEX} + \dot{m}_{calo} \cdot Cp_{calo} \cdot (T^{prim}_{in,calo} - T^{prim}_{out,calo}) \quad (2.88)$$

$$T^{prim,t}_{out,calo} = T^{prim,t-dt}_{out,calo} + \frac{dT^{prim}_{out,calo}}{dt} dt \quad (2.89)$$

Les équations (2.90) et (2.91) permettent de déterminer la puissance échangée entre les deux fluides.

$$\dot{Q}^{HEX} = UA^{HEX} \cdot DTLM^{HEX} \quad (2.90)$$

$$DTLM^{HEX} = \frac{(T^{prim}_{in,calo} - T^{sec}_{out,calo}) - (T^{prim}_{out,calo} - T^{sec}_{in,calo})}{ln\left(\frac{T^{prim}_{in,calo} - T^{sec}_{out,calo}}{T^{prim}_{out,calo} - T^{sec}_{in,calo}}\right)} \quad (2.91)$$

2.3.2.11 Paramètres et contrôle du modèle

Les équations décrites précédemment permettent de modéliser la PàCs en configuration pompe à chaleur et transformateur de chaleur en régime transitoire. Ce modèle possède des constantes physiques propres au fluides et matériaux utilisés (table 2.10) qui sont indépendantes des conditions extérieures, du mode de fonctionnement ou de la taille du prototype.

Constante	Valeur	unité
Cp_{calo}	3.8	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$
Cp^{inox}	0.5	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$
r	488.17	$J.kg^{-1}.K^{-1}$

Table 2.10 – Constantes physiques du modèle dynamique

Le modèle possède aussi plusieurs paramètres qui sont constants et propres à la PàCs étudiée (table 2.11), ils ne varient pas entre les différentes simulations et sont principalement liés aux échangeurs :

— Les masses des différents échangeurs

— Les volumes des différents échangeurs

— Les coefficients d'échanges UA des différents échangeurs

— La section de passage S des détendeurs

Ces paramètres sont décrits dans la table 2.11. Ces paramètres vont permettre une première approche du dimensionnement du prototype expérimental utilisé dans le chapitre 3 qui a pour but de valider le modèle. Les descriptions des différents volumes et masses des échangeurs prennent aussi en compte les réservoirs ou séparateurs liquide-gaz associés.

D'autres paramètres peuvent être réglés par l'utilisateur et peuvent varier au cours des simulations :

— Les débits de solution liés au débit de la pompe et au coefficient K du détendeur de solution

— Le débit de réfrigérant lié au coefficient K du détendeur de réfrigérant en configuration pompe à chaleur ou au débit de la pompe de réfrigérant en configuration transformateur de chaleur

— Les températures d'entrée des fluides caloporteurs

— Les débits des fluides caloporteurs

Tous les autres variables du modèle sont des résultats provenant de la résolution du système d'équations décrit précédemment.

Dans le but de maintenir des niveaux constants dans les différents composants, un système de contrôle à été mis en place. Le débit de solution en sortie de la pompe (solution non-concentrée) est fixé par l'utilisateur alors que le débit de solution concentrée sortant du détendeur de solution est considéré égal au débit de la pompe moins le débit de réfrigérant désorbé. Ce contrôle permet de conserver des niveaux constants dans l'absorbeur et le désorbeur. Au niveau du circuit de réfrigérant, un PID (Proportionnel Intégral Dérivé) est utilisé pour régler le coefficient K du détendeur de réfrigérant ou le débit de la pompe de réfrigérant. Le but de celui-ci est de conserver un niveau constant dans l'évaporateur (assez élevé pour maintenir la surface d'échange de celui-ci noyée).

Paramètre du prototype	Notation	Valeur	Unité
Coefficient d'échange du condenseur	UA^{cond}	0.96	kW/K
Coefficient d'échange de l'évaporateur	UA^{evap}	0.59	kW/K
Coefficient d'échange de l'absorbeur	UA^{abs}	0.50	kW/K
Coefficient d'échange du désorbeur	UA^{des}	0.30	kW/K
Coefficient d'échange de SHX	UA^{SHX}	0.56	kW/K
Coefficient d'échange de HEX	UA^{HEX}	0.27	kW/K
Masse métal du condenseur	$M^{inox,cond}$	6.41	kg
Masse métal de l'évaporateur	$M^{inox,evap}$	4.48	kg
Masse métal de l'absorbeur	$M^{inox,abs}$	10.81	kg
Masse métal du désorbeur	$M^{inox,des}$	6.21	kg
Masse métal de SHX	$M^{inox,SHX}$	4.00	kg
Masse métal de HEX	$M^{inox,HEX}$	1.36	kg
Volume condenseur interne	V_{ref}^{cond}	4.46	l
Volume évaporateur interne	V_{ref}^{cond}	0.480	l
Masse de fluide caloporteur condenseur	M_{calo}^{cond}	0.450	l
Masse de fluide caloporteur évaporateur	M_{calo}^{evap}	0.350	l
Masse de fluide caloporteur absorbeur	M_{calo}^{abs}	0.950	l
Masse de fluide caloporteur désorbeur	M_{calo}^{des}	0.700	l
Masse de fluide caloporteur échangeur externe côté réseau primaire	$M_{calo}^{HEX,prim}$	0.170	l
Masse de fluide caloporteur échangeur externe côté réseau secondaire	$M_{calo}^{HEX,sec}$	0.170	l

Table 2.11 – Paramètres du modèle

2.3.3 Résultats et étude qualitative

2.3.3.1 Introduction

Pour analyser la pertinence de l'installation de PàCs en sous-station de réseau de chaleur, le modèle décrit dans la section 2.3.2 a été utilisé. Les conditions de températures, débits et puissances de sous-stations de réseau de chaleur ont été appliquées pour simuler le comportement de la PàCs dans des cas de fonctionnement représentatifs des conditions opératoires rencontrées en sous-stations.

La PàCs est d'abord étudiée en régime permanent pour analyser ses performances générales et la cohérence des résultats. Par la suite, des régimes transitoires sont étudiés pour analyser la réponse de la PàCs à un changement des conditions de fonctionnement. Enfin, un changement de mode est analysé et une discussion sur les limites du modèle et des pistes d'amélioration est faite.

2.3.3.2 Mode climatisation

2.3.3.2.1 Régime permanent

Le modèle dynamique a été testé en mode climatisation en régime permanent. Les différents paramètres imposés sont indiqués dans la table 2.12 et les résultats dans la table 2.13. Ce régime

permanent représente un fonctionnement dans un réseau de chaleur à faible température (70 °C) pour produire du froid à une température inférieure à 15 °C avec une température extérieure à 25 °C. Ces paramètres seront aussi utilisés pour le test numéro 1 du prototype en mode climatisation (chapitre 3).

Paramètre	Notation	Valeur	Unité
Température d'entrée du condenseur	$T_{in,calo}^{cond}$	25.3	°C
Température d'entrée de l'évaporateur	$T_{in,calo}^{evap}$	15.1	°C
Température d'entrée de l'absorbeur	$T_{in,calo}^{abs}$	25.1	°C
Température d'entrée du désorbeur	$T_{in,calo}^{des}$	69.5	°C
Débit d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur	$\dot{m}_{in,calo}^{cond}$	0.16	kg/s
Débit d'entrée du fluide caloporteur dans l'évaporateur	$\dot{m}_{in,calo}^{evap}$	0.18	kg/s
Débit d'entrée du fluide caloporteur dans l'absorbeur	$\dot{m}_{in,calo}^{abs}$	0.17	kg/s
Débit d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur	$\dot{m}_{in,calo}^{des}$	0.20	kg/s
Débit de solution non concentrée	$\dot{m}_{out,sol}^{pompe}$	0.017	kg/s

Table 2.12 – Paramètres du modèle dans un régime permanent en mode climatisation

Différents indicateurs peuvent donner des informations sur la cohérence du modèle. En premier lieu, la somme des puissances doit être nulle dans le cas d'un régime permanent et d'un modèle cohérent. Dans le cas décrit dans cette section la somme des puissances dissipées à l'absorbeur et au condenseur est très proche de la somme des puissances consommées au désorbeur et à l'évaporateur. L'écart entre la somme des puissances provient de la consommation de la pompe (Δh d'environ 0.316 kJ/kg) qui est d'environ 0.01 kW. Ensuite, la somme du débit de réfrigérant et du débit de solution concentrée est bien égale au débit de solution concentrée ce qui montre que le régime permanent est stable.

Une hypothèse du modèle suppose que les fluides en sortie du condenseur, évaporateur, absorbeur et désorbeur sont à l'équilibre ou à saturation. Les propriétés des fluides décrits dans la section 2.1 et des températures et pressions des fluides permettent de calculer les températures de saturation et d'équilibre et permettent de vérifier que cette hypothèse est respectée dans ce cas.

Les différents calculs du COP avec le modèle statique montrent que celui-ci se situe environ entre 0.6 et 0.8 dès que la température du réseau primaire est à plus de 5 °C au delà de sa température limite de fonctionnement. Il semble donc que le modèle dynamique soit proche des résultats obtenus avec le modèle statique.

2.3.3.2.2 Régime transitoire

Suite à l'analyse d'un régime permanent, un test a été effectué en régime transitoire en mode climatisation. La transition s'effectue à t = 600 s avec la température d'entrée du fluide caloporteur dans l'évaporateur qui est augmentée de 15 °C à 20 °C de façon linéaire en 250 secondes. Ce type de variations de conditions de fonctionnement peut représenter le changement de production de froid d'une climatisation classique à un plancher rafraîchissant. Les différents paramètres (excepté la température d'entrée du fluide caloporteur dans l'évaporateur) sont identiques à ceux du régime permanent précédemment décrit (table 2.13).

La variation de température du fluide caloporteur dans l'évaporateur est visible sur la figure 2.21. L'augmentation de la température d'entrée du fluide caloporteur est immédiatement suivie

Paramètre	Notation	Valeur	Unité
Débit de réfrigérant	$\dot{m}^{det}_{out,ref}$	2.05	g/s
Débit de solution concentrée	$\dot{m}^{pompe}_{out,sol}$	0.015	kg/s
Pression évaporateur/absorbeur	P^{evap}, P^{abs}	6.07	bar
Pression condenseur/désorbeur	P^{cond}, P^{des}	10.21	bar
Température caloporteur sortie condenseur	$T^{cond}_{out,calo}$	26.5	°C
Température caloporteur sortie évaporateur	$T^{vap}_{out,calo}$	12.0	°C
Température caloporteur sortie absorbeur	$T^{abs}_{out,calo}$	29.0	°C
Température caloporteur sortie désorbeur	$T^{des}_{out,calo}$	65.8	°C
Température réfrigérant sortie condenseur	$T^{cond}_{out,ref}$	25.3	°C
Température réfrigérant sortie d'évaporateur	$T^{evap}_{out,ref}$	9.3	°C
Température solution sortie d'absorbeur	$T^{abs}_{out,sol}$	21.3	°C
Température solution sortie de désorbeur	$T^{des}_{out,sol}$	60.1	°C
Concentration haute	$x^{des}_{out,sol}$	0.487	kg/kg
Concentration basse	$x^{abs}_{out,sol}$	0.428	kg/kg
Puissance du condenseur	$\dot{Q}^{cond}$	2.77	kW
Puissance de l'évaporateur	$\dot{Q}^{evap}$	2.37	kW
Puissance de l'absorbeur	$\dot{Q}^{abs}$	2.72	kW
Puissance du désorbeur	$\dot{Q}^{des}$	3.13	kW
COP	COP	0.755	-

Table 2.13 – Résultats du régime permanent réalisé avec le modèle en mode climatisation

par l'augmentation de sa température de sortie à cause de la faible inertie du composant côté caloporteur. Les autres températures varient à cause des variations de puissances mais ces changements sont très faibles.

La température interne de l'évaporateur augmente rapidement dès l'augmentation de la température externe (figure 2.22). Cependant, l'augmentation de la température interne est légèrement moins rapide que celle de la température extérieure, par conséquent, la différence de température entre le réfrigérant et le fluide caloporteur augmente et donc la différence de température logarithmique (DTML) aussi. Cette augmentation provoque une augmentation de la puissance échangée au niveau de l'évaporateur, visible sur la figure 2.23.

Cette augmentation de puissance à l'évaporateur provoque une augmentation de la quantité de réfrigérant évaporé et de la pression et donc la quantité de réfrigérant absorbé augmente. Par conséquent, la concentration en absorbant dans la solution diminue (figure 2.24) en sortie d'absorbeur et diminue aussi en sortie de désorbeur mais plus faiblement donc la différence de concentration haute et basse augmente, la quantité de réfrigérant désorbée et donc condensée augmente aussi. Cela implique donc une augmentation de la puissance échangée dans tous les composants. Les différentes inerties provoquent un déphasage entre l'augmentation de la puissance consommée à l'évaporateur et au désorbeur donc une montée rapide du COP avant une diminution et sa stabilisation.

Après l'augmentation en température du fluide caloporteur dans l'évaporateur, celui-ci se sta-

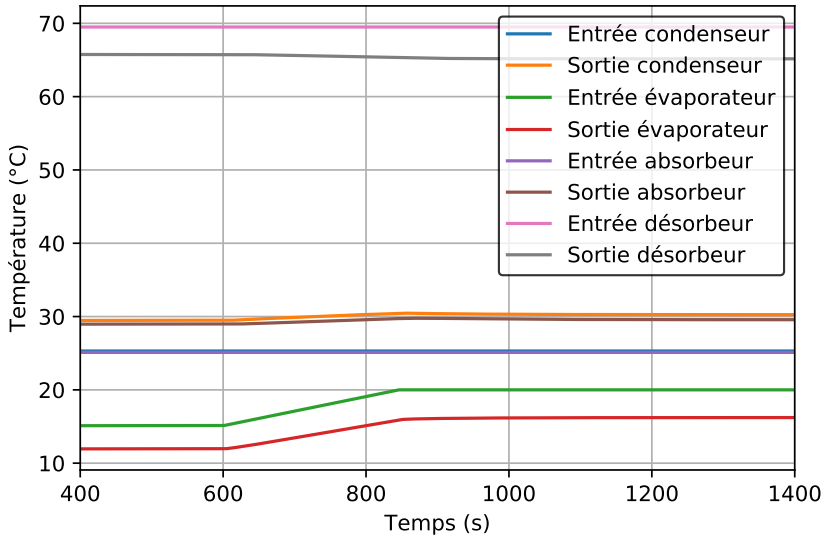


Figure 2.21 – Variation des températures externes au système au cours du régime transitoire du mode climatisation

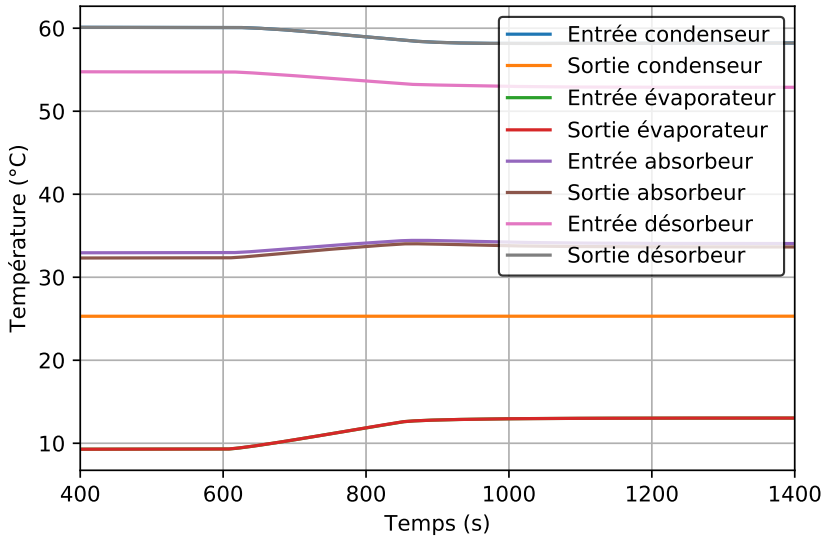


Figure 2.22 – Variation des températures internes du système au cours du régime transitoire du mode climatisation

bilise à la température de 20 °C. La température du réfrigérant dans l'évaporateur augmente toujours après 850 s en raison de l'inertie thermique du composant et donc le DTML dans le composant diminue. Cette diminution provoque la diminution de la puissance échangée dans l'évaporateur et donc de la quantité de réfrigérant absorbée, désorbée et condensée et donc une diminution des puissances pour le désorbeur et l'absorbeur. Cela se traduit enfin par une stabilisation de la puissance échangée dans le condenseur car cette variation de débit est lissée par les inerties massiques et les stockages de matière dans les différents composants.

La figure 2.24 permet d'observer les conséquences de l'hypothèse d'équilibre de la solution en sortie de composant. En effet, les concentrations haute et basse du système suivent les pressions de celui-ci. Le modèle semble donc cohérent.

Le COP (figure 2.23) atteint son régime permanent 600 secondes après le début de la phase

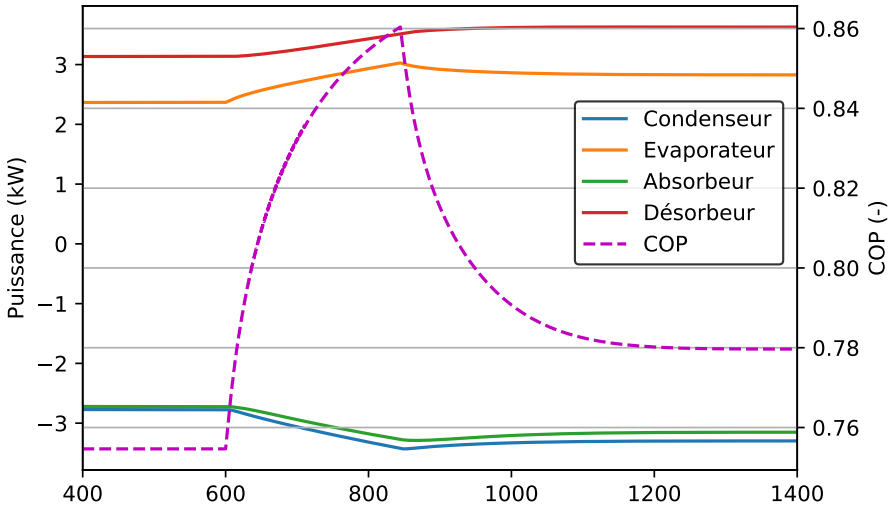


Figure 2.23 – Variation des puissances au cours du régime transitoire du mode climatisation

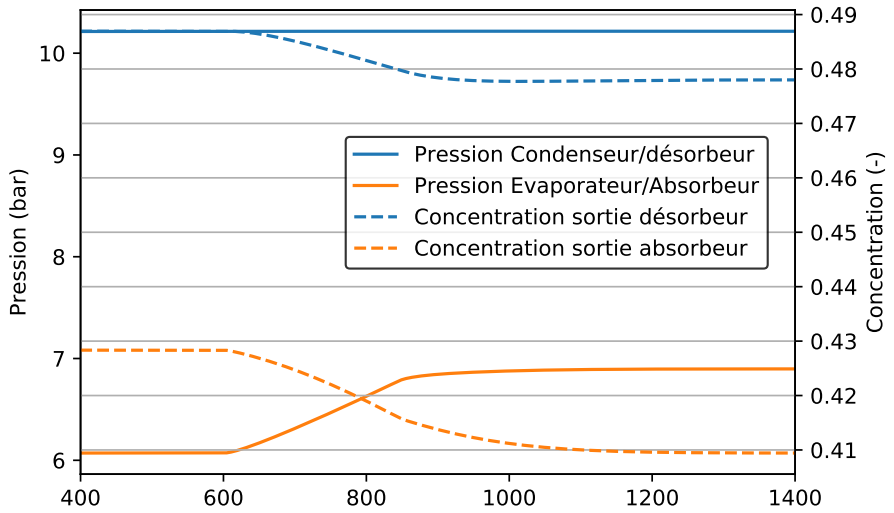


Figure 2.24 – Variation des pressions au cours du régime transitoire du mode climatisation

transitoire (t = 1200 s) soit 350 secondes après la fin de la transition. Le temps de réponse du système est plutôt faible, le système s'adapte donc rapidement à une variation de température de production de froid. Il semble que ce système pourrait changer de température de production de froid plusieurs fois par jour selon les besoins. De plus, ce temps de réponse pourrait être diminué dans le cas d'une dynamique plus forte (rampe de 60 s au lieu de 250 s).

2.3.3.3 Mode chauffage

2.3.3.3.1 Régime permanent

Le modèle a été testé en régime permanent avec le mode chauffage pour analyser sa cohérence générale. Les paramètres du test sont décrits dans la table 2.14. Les conditions représentent un réseau primaire (réseau de chaleur) à une température d'entrée de 86.2 °C et un réseau secondaire (réseau du bâtiment) à une température d'entrée de 34.7 °C pour le chauffage via un plancher chauffant par exemple. Le réseau primaire a un débit de 0.01 kg/s et le débit du réseau secondaire est d'environ 0.1 kg/s (il varie légèrement en fonction du composant), soit un rapport de 10 entre le réseau primaire et secondaire. Le débit de solution est de 0.009 kg/s. Ces différents paramètres

seront ensuite utilisés pour effectuer le test 16 du prototype décrit dans le chapitre 3. Les résultats de ce régime permanent sont décrits dans la table 2.15.

Paramètre	Notation	Valeur	Unité
Température d'entrée du fluide caloporteur du réseau secondaire	$T_{in,calo}^{cond}$	34.6	°C
Température d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur	$T_{in,calo}^{des}$	86.2	°C
Débit d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur	$\dot{m}_{in,calo}^{cond}$	0.12	kg/s
Débit d'entrée du fluide caloporteur du réseau primaire	$\dot{m}_{in,calo}^{prim}$	0.01	kg/s
Débit d'entrée du fluide caloporteur dans l'absorbeur	$\dot{m}_{in,calo}^{abs}$	0.08	kg/s
Débit d'entrée du fluide caloporteur dans l'échangeur externe	$\dot{m}_{in,calo}^{HEX,sec}$	0.14	kg/s
Débit de solution non concentrée	$\dot{m}_{out,sol}^{pompe}$	0.009	kg/s

Table 2.14 – Paramètres du modèle dans un régime permanent en mode chauffage

Plusieurs indicateurs permettent d'analyser la cohérence du modèle. Pour commencer, la chaleur consommée au niveau du réseau primaire (désorbeur, échangeur externe et évaporateur) est presque équivalente à la chaleur dissipée par le réseau secondaire (absorbeur, échangeur externe et condenseur). La différence est due à la pompe qui consomme 0.005 kW (différence d'enthalpie de 0.546 kJ/kg).

Ensuite, pour vérifier le régime permanent et la cohérence du modèle, la somme du débit de réfrigérant et de la solution concentrée doit être comparée au débit de solution non concentrée qui sont égaux dans ce cas.

Par ailleurs, il est possible de vérifier que les hypothèses de sortie du condenseur et de l'évaporateur à saturation et de la sortie du désorbeur et de l'absorbeur à l'équilibre sont bien respectées en utilisant les températures de sortie des fluides de ces composants, les pressions haute et basse et les propriétés des fluides décrit dans la section 2.1. Dans ce cas, les températures d'équilibre et de saturation correspondent.

Les efficacités obtenues avec ce modèle sont supérieures aux valeurs obtenues avec le modèle statique en mode chauffage. En effet, la figure 2.10a indique les efficacités du système en mode chauffage du modèle statique pour un plancher chauffant de température 30/40 °C pour différentes températures de réseau primaire. Dans le cas d'un réseau primaire à 90 °C, l'efficacité du système est d'environ 1.2 pour le couple NH_3-$LiNO_3$. Cette efficacité est 20 % inférieure à celle estimée avec le modèle dynamique. Cette différence peut-être due à l'utilisation de coefficients d'échanges au lieu des pincements de 5 °C. En effet, les pincements peuvent être calculés dans le modèles dynamiques : ils sont de très proches de zéro dans le condenseur et évaporateur, 0.8 °C dans l'absorbeur, 0.04 °C dans le désorbeur et 0.06 °C dans HEX.

2.3.3.3.2 Régime transitoire

Suite à l'analyse d'un régime permanent du modèle, un régime transitoire a aussi été analysé pour observer la cohérence du modèle et l'influence de la variation du débit du réseau primaire sur les résultats de celui-ci. La variation du débit est de 0.01 kg/s à 0.02 kg/s de façon linéaire et commence à t = 600 s pour finir à t = 650 s, la transition est donc très brusque. Ce type de variation de débit peut représenter le réglage de la puissance fournit au bâtiment. Les différents paramètres

Paramètre	Notation	Valeur	Unité
Débit de réfrigérant	$\dot{m}^{det}_{out,ref}$	0.716	g/s
Débit de solution concentrée	$\dot{m}^{abs}_{out,sol}$	0.0083	kg/s
Pression évaporateur/absorbeur	P^{evap}, P^{abs}	7.50	bar
Pression condenseur/désorbeur	P^{cond}, P^{des}	13.45	bar
Température caloporteur sortie condenseur	$T^{cond}_{out,calo}$	36.5	°C
Température caloporteur entrée évaporateur	$T^{evap}_{in,calo}$	34.7	°C
Température caloporteur sortie évaporateur	$T^{evap}_{out,calo}$	15.6	°C
Température caloporteur sortie absorbeur	$T^{abs}_{out,calo}$	37.4	°C
Température caloporteur sortie désorbeur	$T^{des}_{out,calo}$	61.1	°C
Température caloporteur sortie échangeur externe	$T^{HEX,sec}_{out,calo}$	36.5	°C
Température réfrigérant sortie condenseur	$T^{cond}_{out,ref}$	34.6	°C
Température réfrigérant sortie évaporateur	$T^{evap}_{out,ref}$	15.6	°C
Température solution sortie absorbeur	$T^{abs}_{out,sol}$	38.0	°C
Température solution sortie désorbeur	$T^{des}_{out,sol}$	64.3	°C
Concentration haute	$x^{des}_{out,sol}$	0.458	kg/kg
Concentration basse	$x^{abs}_{out,sol}$	0.422	kg/kg
Puissance du condenseur	$\dot{Q}^{cond}$	0.94	kW
Puissance de l'évaporateur	$\dot{Q}^{evap}$	0.80	kW
Puissance de l'absorbeur	$\dot{Q}^{abs}$	0.90	kW
Puissance du désorbeur	$\dot{Q}^{des}$	1.05	kW
Puissance de l'échangeur externe	$\dot{Q}^{HEX}$	1.10	kW
Efficacité	ε	1.43	-

Table 2.15 – Résultats du régime permanent réalisé avec le modèle en mode chauffage

(excepté le débit du réseau primaire) sont identiques à ceux du régime permanent précédemment décrit (table 2.15).

La figure 2.25 montre l'augmentation du débit du fluide caloporteur du réseau primaire de 0.01 à 0.02 kg/s. La conséquence immédiate de cette augmentation est l'augmentation de la quantité de réfrigérant désorbée et évaporée.

Par conséquent, le débit de réfrigérant entrant dans le condenseur augmente fortement puis diminue et se stabilise à une valeur supérieure à sa valeur initiale. Cette forte variation est due à l'inertie du système car le débit du fluide caloporteur dans le désorbeur augmente rapidement alors que les températures externes et internes de celui-ci varient plus lentement en raison de l'inertie thermique importante du composant. Par conséquent, la puissance consommée par le désorbeur augmente rapidement (figure 2.26) et donc la quantité de réfrigérant désorbée aussi. Par la suite, après la stabilisation du débit de fluide caloporteur du réseau primaire à 0.02 kg/s à 650 s, les températures internes de la PàCs continuent d'augmenter (figure 2.27), donc la différence de température entre la solution et le fluide caloporteur dans le désorbeur diminue et donc la puissance consommée aussi. Par conséquent, la quantité de réfrigérant désorbée diminue pour atteindre une nouvelle valeur plus importante que celui avant la transition.

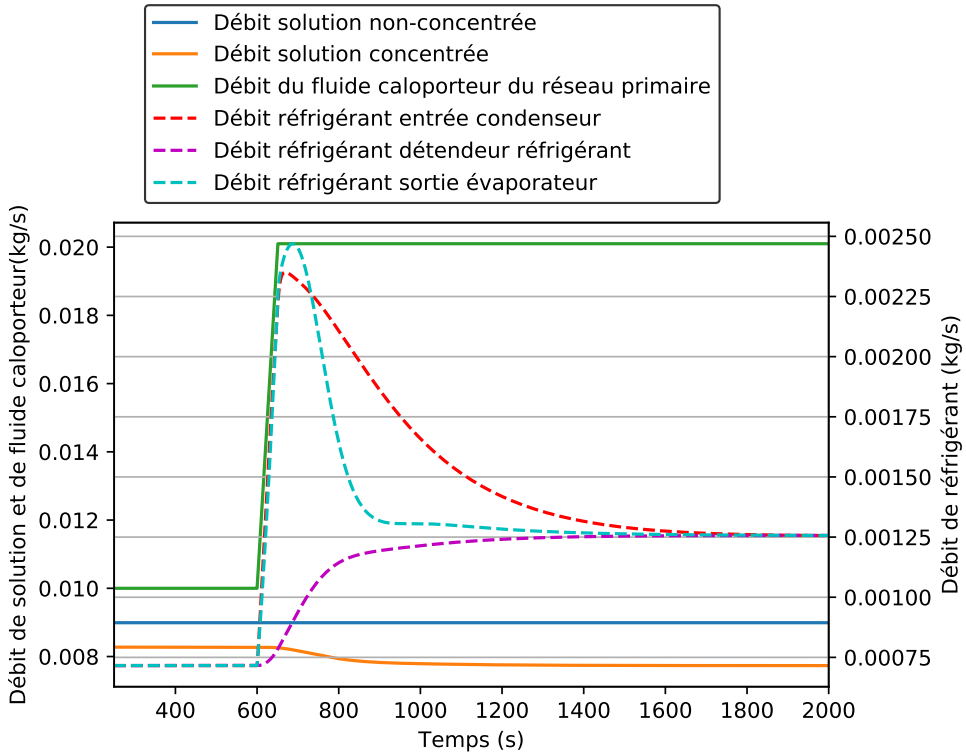


Figure 2.25 – Variation des débits au cours du régime transitoire du mode chauffage

Le fonctionnement est identique dans l'évaporateur avec l'augmentation soudaine du débit de réfrigérant évaporé puis l'augmentation de la température interne de celui-ci et donc la diminution du débit évaporé et sa stabilisation à une valeur supérieure à celle avant la transition.

La figure 2.25 montre aussi l'évolution du débit de réfrigérant en sortie de détendeur de réfrigérant qui augmente lentement de sa valeur initiale à sa valeur finale sans changement brusque. Ce débit dépend de la perte de charge du détendeur réglé par l'utilisateur. Un PID est utilisé pour régler ce débit et conserver un niveau constant dans l'évaporateur tout en évitant de transmettre les pics d'évaporation au condenseur. En effet, dans le cas d'une forte évaporation et d'un mauvais réglage du PID du détendeur, le débit de réfrigérant sortant du condenseur (donc du détendeur) peut fortement augmenter. Cette forte augmentation peut provoquer une chute de la quantité de réfrigérant dans le condenseur qui peut provoquer une forte chute de pression dans celui-ci et donc augmenter le temps nécessaire pour atteindre un nouveau régime permanent. Par conséquent, le contrôle du système a une forte influence sur le temps de transition de celui-ci et pourrait donc être amélioré pour réduire le temps de transition nécessaire.

L'efficacité du système (figure 2.26) augmente très légèrement (pic à 600 s) avant de commencer à chuter car avant l'augmentation de la pression dans l'évaporateur, une augmentation de la puissance échangée permet de faire chuter très légèrement la température de sortie du fluide caloporteur et donc augmente l'efficacité. Par la suite, entre 605 et 750 s, l'efficacité du système diminue fortement puis réaugmente pour se stabiliser à une valeur plus faible qu'avant la transition en raison de la variation de la température de sortie du fluide caloporteur de l'évaporateur (figure 2.26).

La variation du débit s'effectue en 50 secondes et 99 % de l'efficacité finale est atteint 600 se-

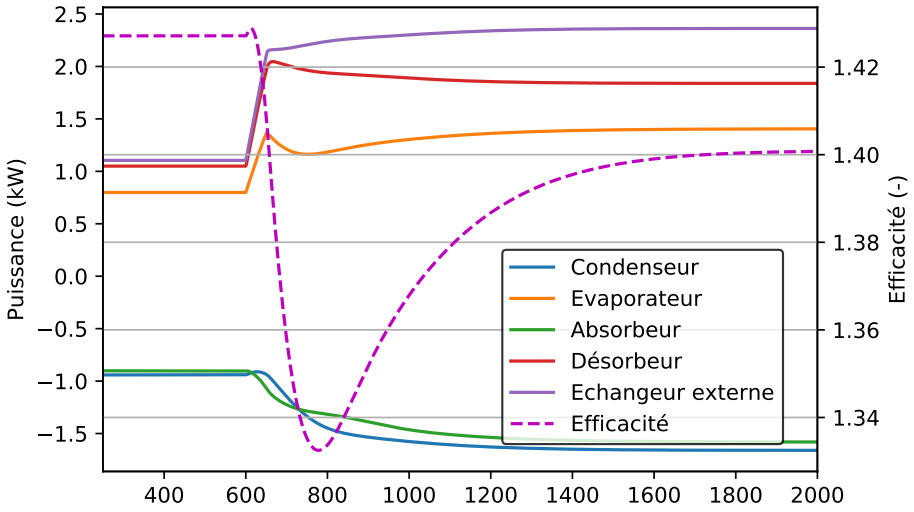


Figure 2.26 – Graphique de la variation des puissances au cours du régime transitoire du mode chauffage

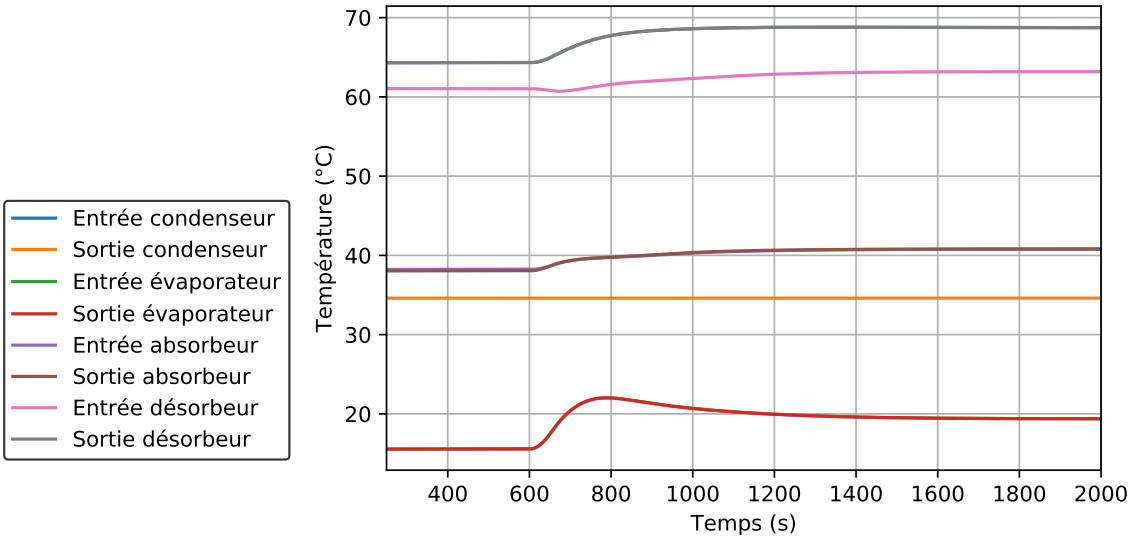


Figure 2.27 – Variation des températures internes du système au cours du régime transitoire du mode chauffage

condes après le début de la transition. Le temps de réponse est assez rapide au vu de l'importante variation (multiplication par deux du débit de réseau primaire). De plus, comme décrit précédent, l'optimisation du contrôle de la PàCs (débit traversant les détendeurs de solution et de réfrigérant) pourrait permettre la réduction de ce temps de réponse déjà faible.

Dans un cas de fonctionnement plus réaliste, une augmentation du débit de fluide caloporteur aussi importante augmente la turbulence dans les échangeurs et donc augmente les coefficients d'échanges. Par conséquent, l'hypothèse des coefficients d'échanges constants ne serait plus valide, cette hypothèse sera vérifiée expérimentalement.

2.3.3.4 Mode upgrade

2.3.3.4.1 Régime permanent

Le modèle a aussi été testé avec le mode upgrade. Un test en régime permanent a été effectué pour analyser la cohérence du modèle dans ce mode. Les paramètres de ce test sont listés dans la table 2.16 et les résultats dans la table 2.17. Ce fonctionnement simule les conditions d'un réseau de chaleur à basse température (60 °C), une température extérieure de 10 °C et un réseau secondaire à chauffer entrant à une température de 60 °C (chauffage eau chaude sanitaire par exemple).

Paramètres	Notation	Valeur	Unité
Température d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur	$T_{in,calo}^{cond}$	0.0	°C
Température d'entrée du fluide caloporteur dans l'évaporateur	$T_{in,calo}^{evap}$	60.0	°C
Température d'entrée du fluide caloporteur dans l'absorbeur	$T_{in,calo}^{abs}$	60.0	°C
Température d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur	$T_{in,calo}^{des}$	60.0	°C
Débit d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur	$\dot{m}_{in,calo}^{cond}$	0.10	kg/s
Débit d'entrée du fluide caloporteur dans l'évaporateur	$\dot{m}_{in,calo}^{evap}$	0.10	kg/s
Débit d'entrée du fluide caloporteur dans l'absorbeur	$\dot{m}_{in,calo}^{abs}$	0.10	kg/s
Débit d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur	$\dot{m}_{in,calo}^{des}$	0.10	kg/s
Débit de solution non concentrée	$\dot{m}_{out,sol}^{pompe}$	0.030	kg/s

Table 2.16 – Paramètres du modèle dans un régime permanent en mode upgrade

Dans ce régime permanent, plusieurs indicateurs permettent de vérifier la cohérence du modèle. En effet, la somme des puissances consommées (évaporateur et désorbeur) et dissipées (condenseur et absorbeur) est très proche de 0 (écart de 0.04 kW dû aux pompes). En effet, la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de la pompe de solution est de 1.4 kJ/kg, la puissance de celle-ci est donc de 0.037 kW et la différence d'enthalpie au niveau de la pompe de réfrigérant est de 2.15 kJ/kg, la puissance consommée est donc de 0.007 kW, la somme de ces puissances est bien égal à l'écart précédent. De plus, la somme du débit de solution concentrée et de réfrigérant est bien proche du débit de solution non concentrée. Enfin, les fluides en sortie du condenseur, évaporateur, absorbeur et désorbeur sont bien à saturation ou à l'équilibre. Le modèle semble donc cohérent.

Le COP du système modélisé avec le modèle statique dans les mêmes conditions de fonctionnement est d'environ 0.47 soit 3.5% supérieur à la valeur du modèle dynamique (figure 2.6b). Il semble donc que le modèle dynamique soit proche du modèle statique.

2.3.3.4.2 Régime transitoire

Suite à l'étude d'un régime permanent, un régime transitoire simule avec le modèle dynamique en mode upgrade a été étudié. Le régime précédent la transition est le régime permanent décrit dans la section précédente (tables 2.16 et 2.17). À t = 600 secondes, la température extérieure (température d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur) diminue de 10 °C à 0 °C de façon linéaire en 50 secondes. Cette transition représente la variation rapide de la température extérieure. Cette transition est très brusque et a un effet immédiat sur la PàCs.

Paramètre	Notation	Valeur	Unité
Débit de réfrigérant	$\dot{m}^{det}_{out,ref}$	3.32	g/s
Débit de solution concentrée	$\dot{m}^{des}_{out,sol}$	0.027	kg/s
Pression évaporateur/absorbeur	P^{evap}, P^{abs}	18.1	bar
Pression condenseur/désorbeur	P^{cond}, P^{des}	4.40	bar
Température caloporteur sortie condenseur	$T^{cond}_{out,calo}$	14.3	°C
Température caloporteur sortie évaporateur	$T^{evap}_{out,calo}$	45.5	°C
Température caloporteur sortie absorbeur	$T^{abs}_{out,calo}$	71.9	°C
Température caloporteur sortie désorbeur	$T^{des}_{out,calo}$	47.2	°C
Température réfrigérant sortie condenseur	$T^{cond}_{out,ref}$	0.3	°C
Température réfrigérant sortie évaporateur	$T^{evap}_{out,ref}$	45.3	°C
Température solution sortie absorbeur	$T^{abs}_{out,sol}$	77.3	°C
Température solution sortie désorbeur	$T^{des}_{out,sol}$	40.9	°C
Concentration haute	$x^{des}_{out,sol}$	0.524	kg/kg
Concentration basse	$x^{abs}_{out,sol}$	0.466	kg/kg
Puissance du condenseur	$\dot{Q}^{cond}$	6.03	kW
Puissance de l'évaporateur	$\dot{Q}^{evap}$	6.04	kW
Puissance de l'absorbeur	$\dot{Q}^{abs}$	4.98	kW
Puissance du désorbeur	$\dot{Q}^{des}$	4.94	kW
COP	COP	0.454	-

Table 2.17 – Résultats du régime permanent réalisé avec le modèle en mode upgrade

La variation de la température d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur est visible sur la figure 2.28. La diminution de cette température influe sur les autres températures à cause de la variations des puissances échangées et des conditions d'équilibre (figure 1.5).

La figure 2.29 décrit les températures internes de la PàCs lors de la variation de température de fluide caloporteur. La température de sortie du condenseur chute rapidement mais moins rapidement que la température du fluide caloporteur à cause de l'inertie de la masse de fluide caloporteur, de métal et de réfrigérant liquide à l'intérieur de celui-ci.

Cette chute de température interne moins rapide implique une plus forte différence de température entre l'intérieur et l'extérieur du condenseur, donc un DTML plus important et, par conséquent, une puissance dissipée par le condenseur plus importante (figure 2.30). Cette forte puissance échangée implique une forte condensation de réfrigérant, donc une forte augmentation de la désorption et, par conséquent, une forte augmentation de la puissance consommée au désorbeur. Par la suite, la différence de température entre le fluide caloporteur et le réfrigérant dans le condenseur diminue car le réfrigérant se refroidit et donc la puissance échangée diminue et se stabilise à une valeur supérieure à celle avant le transitoire.

La forte augmentation de puissance consommée au niveau du désorbeur provoque une chute du COP qui remonte ensuite dû à la stabilisation des différentes puissances. Cette tendance confirme celle observée avec le modèle statique : les performances de la PàCs en mode upgrade augmentent

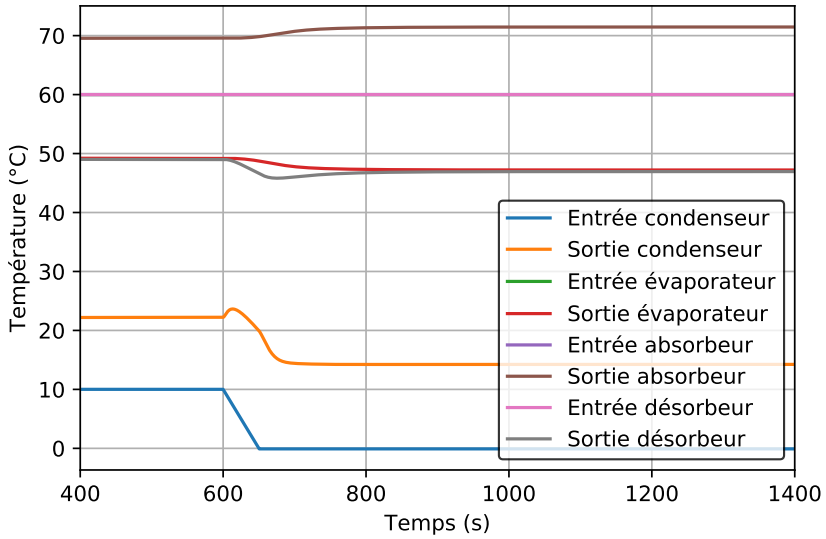


Figure 2.28 – Variation des températures externes au système au cours du régime transitoire du mode upgrade

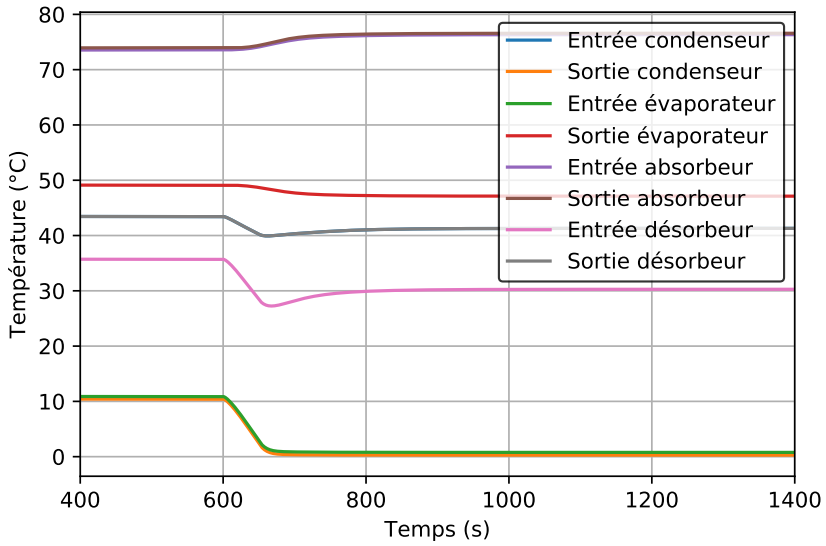


Figure 2.29 – Variation des températures internes du système au cours du régime transitoire du mode upgrade

avec la diminution de la température extérieure.

Comme expliqué dans la section 2.3.3.3.2, le détendeur de réfrigérant augmente lentement le débit le traversant pour l'égaliser avec le débit condensé pour lisser le pic de condensation (figure 2.31). La puissance au niveau de l'absorbeur ne présente pas non plus de pic (figure 2.30) car elle dépend fortement de la quantité de réfrigérant évaporée qui augmente de façon régulière grâce au lissage effectué par le détendeur.

La figure 2.32 montre l'influence directe de la variation de la puissance consommée au condenseur et donc de la pression sur la concentration. En effet, la solution sortant à l'équilibre du désorbeur et de l'absorbeur, la diminution ou augmentation de la pression à un effet directe sur celle-ci.

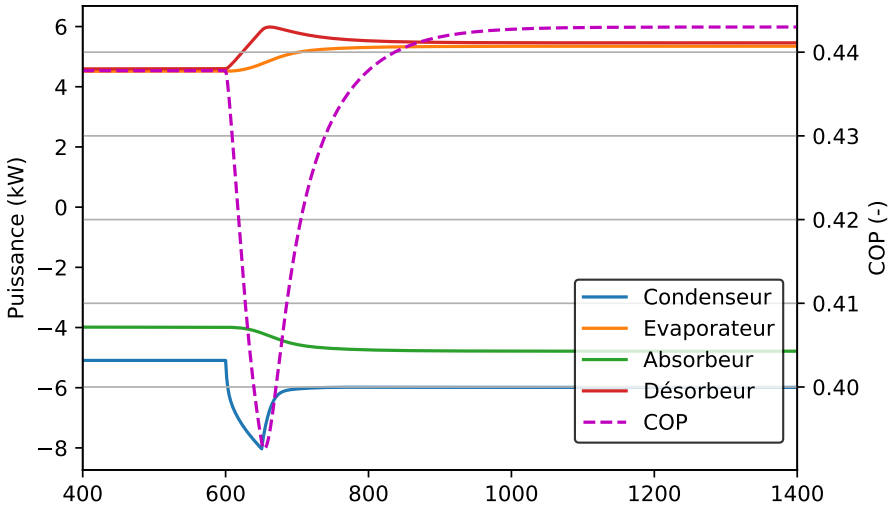


Figure 2.30 – Variation des puissances au cours du régime transitoire du mode upgrade

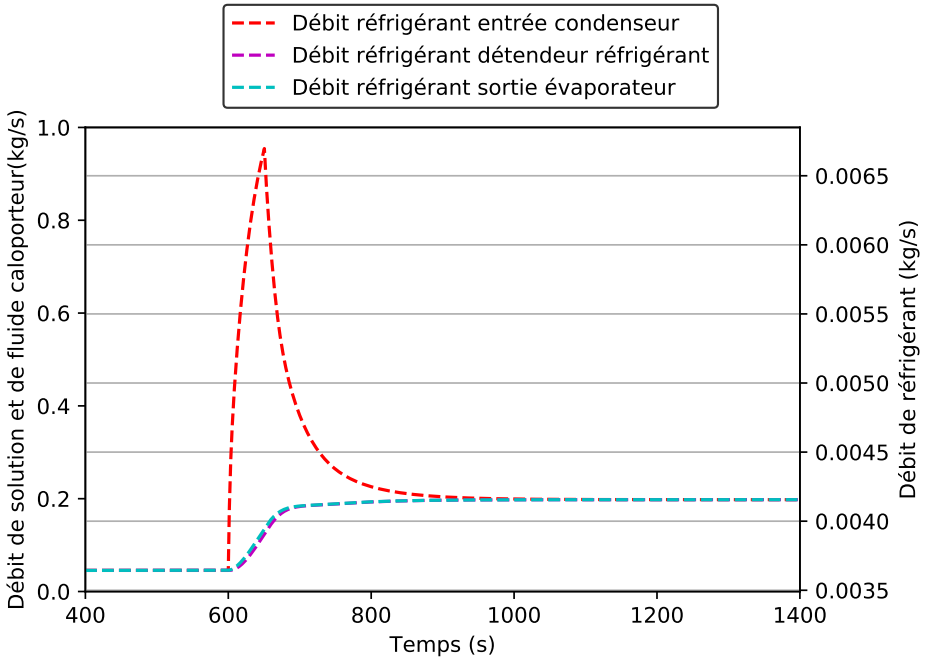


Figure 2.31 – Variation des débits de réfrigérant au cours du régime transitoire du mode upgrade

Le COP du système atteint 99 % de sa valeur finale à t = 870 secondes soit 4 minutes et 30 secondes après le début de la transition ou 3 minutes et 40 secondes après la fin de la variation de la température. Ce temps de réponse est faible et dépend fortement de la dynamique appliquée mais aussi des différents paramètres de la PàCs qui influent sur son inertie. Ce faible temps de réponse est intéressant pour l'installation de PàCs en sous-station de réseau de chaleur car elle montre que celle-ci peut s'adapter très rapidement aux différentes variations de conditions extérieures.

2.3.3.5 Changement de mode de fonctionnement

Le modèle dynamique développé permet donc de simuler le fonctionnement d'une PàCs dans un réseau de chaleur dans différents modes de fonctionnement pour répondre à différents besoins du bâtiment. Comme décrit dans la section 1.3.5, le changement de mode, annuel ou journalier,

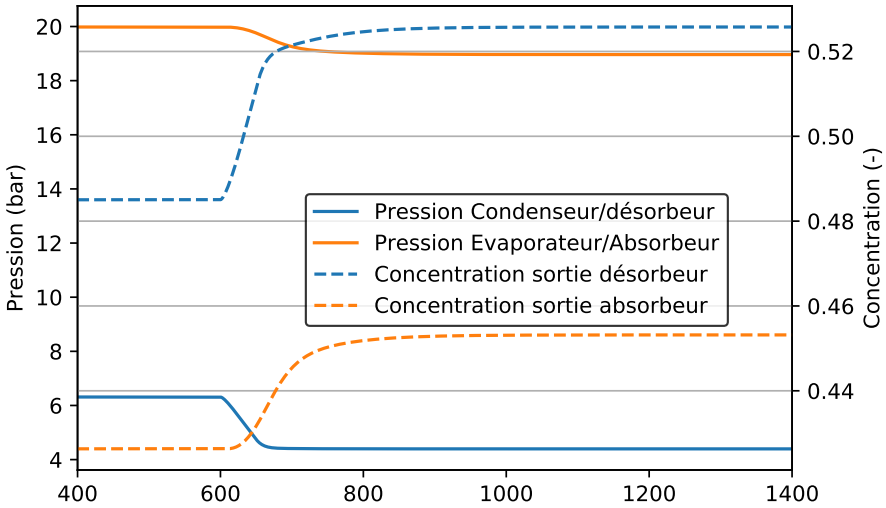


Figure 2.32 – Variation des pressions au cours du régime transitoire du mode upgrade

permet de couvrir un plus grand nombre de besoin du bâtiment et d'augmenter le temps d'utilisation du système et donc sa rentabilité. Le modèle dynamique a donc été utilisé pour simuler un changement du mode de la PàCs du mode chauffage au mode climatisation. Ce changement de mode simule un changement estival (température extérieure de 30 °C) entre un mode chauffage pour la production d'ECS (température d'entrée du fluide caloporteur de 60 °C) vers un système de climatisation qui permet une production de froid à 15 °C à partir d'un réseau de chaleur avec une température de 110 °C. Ce changement de mode est étudié car il représente un transitoire rapide (possibilité de répondre à plusieurs besoins du bâtiment dans la même journée) avec une PàCs dans la même configuration (pompe à chaleur). Un changement de configuration est plus compliqué a effectuer suite aux difficultés numériques présentées dans la section 2.3.3.6. Les transitoires lents (annuels) sont moins pertinents à étudier car ils peuvent être réalisés dans la durée, leur vitesse de transition importe moins.

La configuration étant identique entre les deux modes (configuration pompe à chaleur), ce changement de mode nécessite uniquement des variations de températures, de débits et le retrait de l'échangeur externe (figure 2.33). En effet, l'absorbeur et le condenseur ne sont plus liés au réseau secondaire du bâtiment (mode chauffage) mais à l'extérieur (mode climatisation), leur température d'entrée de fluide caloporteur diminue donc. De même, le fluide caloporteur entrant dans l'évaporateur ne provient plus de la sortie de l'échangeur externe (mode chauffage) mais du réseau de climatisation, sa température diminue donc fortement. D'autre part, le débit de fluide caloporteur augmente dans l'évaporateur et le désorbeur. En effet, en mode chauffage le débit de fluide caloporteur dans le désorbeur et l'évaporateur (en série) est très faible pour avoir une température en sortie d'évaporateur la plus faible possible (différence de température entrée/sortie la plus élevée possible), alors qu'en mode climatisation les débits de fluides caloporteurs sont importants pour conserver une faible différence de température entre l'entrée et la sortie de chaque composant et donc maintenir la température de paroi de l'échangeur proche de la température du fluide caloporteur.

Le changement de mode (figure 2.34) commence à t = 100 s avec la diminution de la température d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur, l'absorbeur et l'évaporateur. Ces diminutions de températures régulières sont supposées de 0.2 °C par seconde (figure 2.34). Les températures d'entrée des fluides caloporteurs dans le condenseur et dans l'absorbeur varient donc de 60 °C à 30 °C en 150 secondes, alors que la température d'entrée du fluide caloporteur dans

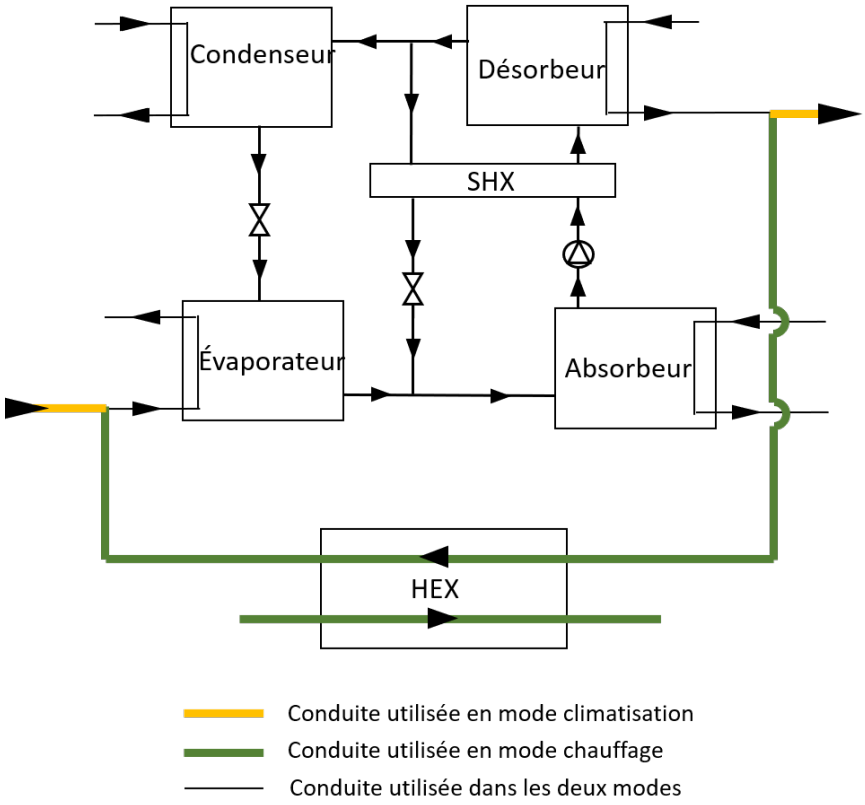


Figure 2.33 – Différences de fonctionnement entre le mode climatisation et chauffage

l'évaporateur varie de 61 °C à 15 °C en 225 secondes. De plus, les débits de fluide caloporteur dans le désorbeur et l'évaporateur (qui ne sont plus connectés en série) augmentent de 0.002 kg/s par seconde, soit de 0.01 à 0.1 kg/s en 45 secondes (figure 2.35). Les variations devraient être quasiment instantanées car elles représentent un changement de circuit : fermeture de la vanne liant le circuit de chauffage à la PàCs et ouverture de celui de la climatisation. Cependant, les limites du modèle décrites dans la section 2.3.3.6 ne permettent pas de faire des transitoires aussi rapides, ceux-ci sont donc limités aux valeurs décrites précédemment.

Le figure 2.36 décrit la variation des différentes puissances échangées. L'échangeur externe étant déconnecté à t = 100 s, la PàCs est donc considérée en mode climatisation à partir de ce moment donc la figure 2.36 décrit l'efficacité (en mode chauffage, calculé uniquement jusqu'au début du changement à t = 100 s) et du COP (en mode climatisation, calcul débutant avec le changement à t = 100 s) au cours du temps. Le COP atteint 95 % de sa valeur finale à t = 565 s soit 465 secondes après le début du changement de mode et 240 secondes (4 minutes) après la fin de la variation de la température d'entrée du fluide caloporteur dans l'évaporateur (variation la plus longue). Par conséquent, le temps de changement total du mode chauffage au mode climatisation est de 7 minutes et 45 secondes durant lesquelles les variations des différentes température d'entrée et débits des fluides caloporteurs nécessitent 4 minutes 45 secondes. La vitesse de variation des conditions externes a donc une influence importante sur la durée totale nécessaire pour changer de mode. L'augmentation de cette vitesse de variation en utilisant des pas de température plus importants permettrait de réduire encore le temps nécessaire au changement de mode. Cependant, cette vitesse de variation est limitée par des difficultés numériques décrites dans la section 2.3.3.6.

Ce temps (inférieur à la dizaine de minutes) pour changer de mode est un temps relativement court à l'échelle du fonctionnement annuel d'un bâtiment et rend donc pertinent les changements

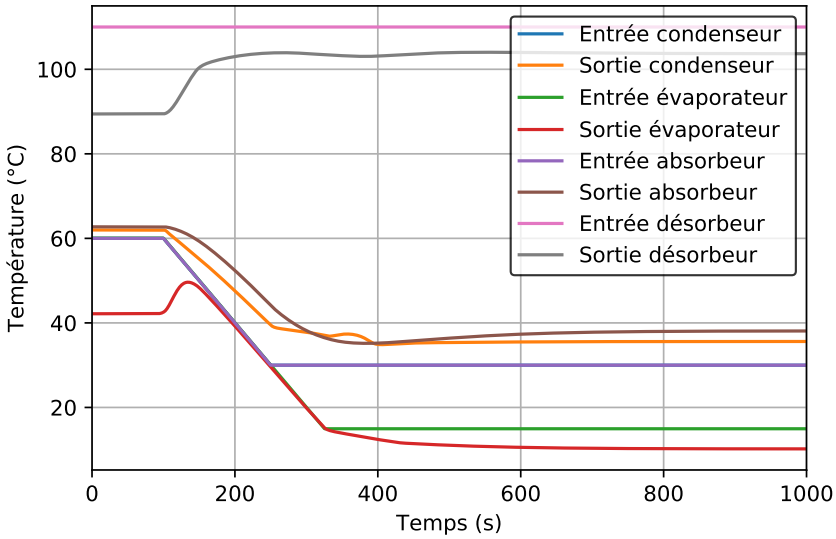


Figure 2.34 – Variation des température du circuit externe lors d'un changement du mode chauffage au mode climatisation

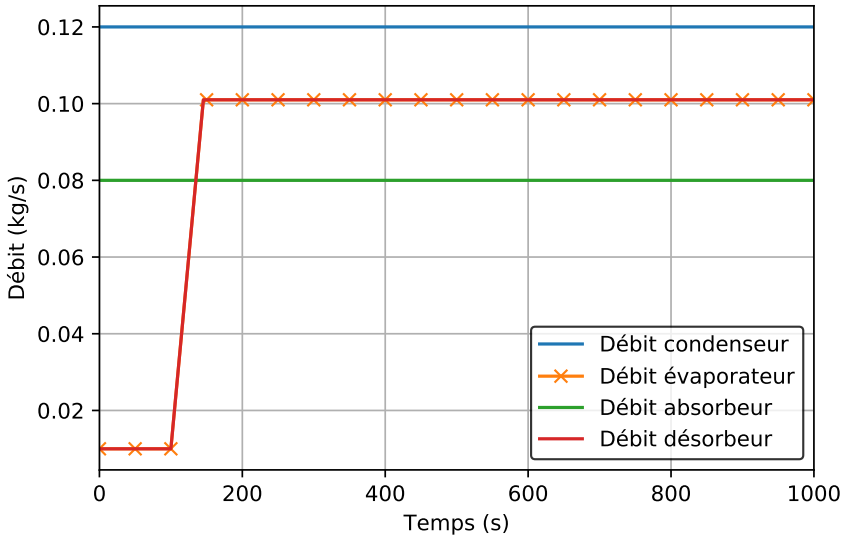


Figure 2.35 – Variation des débits du circuit externe lors d'un changement du mode chauffage au mode climatisation

de mode d'une PàCs en sous-station de réseau de chaleur pour répondre à plusieurs besoins du bâtiment. De plus, l'augmentation des vitesses de variation des différentes températures et débits d'entrée des fluides caloporteurs permettrait d'avoir des simulations plus réalistes et de diminuer le temps nécessaire à ce changement. Cependant, le modèle décrit ici est utilisé pour représenter le prototype d'environ 3 kW de puissance froide construit et analysé dans le chapitre 3. Par conséquent, pour étudier le temps de changement de mode nécessaire dans un cas plus réaliste d'une PàCs dans une sous-station de réseau de chaleur, de nouvelles simulations devront être effectuées en augmentant les inerties, les débits et la puissance du système.

Le changement de mode met en lumière les difficultés de dimensionnement d'une PàCs capable de fonctionner dans différents modes. En effet, la puissance échangée entre le réseau primaire et secondaire en mode chauffage est d'environ 3 kW et lors du passage en mode climatisa-

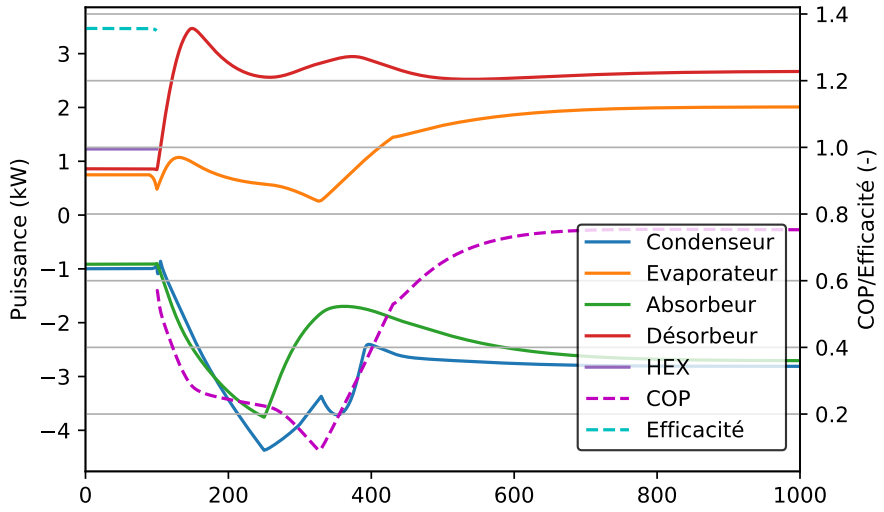


Figure 2.36 – Variation des puissances échangées, du COP du mode climatisation et de l'efficacité du mode chauffage lors d'un changement du mode chauffage au mode climatisation

tion, la puissance de froid fournie au bâtiment est d'environ 2 kW. Cependant, dans un fonctionnement réaliste d'un bâtiment, les puissances de chauffage et de climatisation varient en fonction des température extérieures et des caractéristiques des bâtiments et donc les puissances de chauffage et de refroidissement ne sont pas égales.

Par exemple, en hiver, un bâtiment peut nécessiter une puissance de chauffage de 20 kW (celle-ci variant de 20 à 0 kW en fonction de la température extérieure) et, en été, ce bâtiment peut ne nécessiter que 5 kW de puissance de climatisation maximum (entre 5 et 0 kW en fonction de la température extérieure). Par conséquent, les débits vont fortement varier entre les modes et donc la question de la puissance pour laquelle la PàCs doit être dimensionnée et l'influence de la variation de puissance sur les performances de la PàCs se pose. Des études sur l'influence de la variation de puissances et donc des débits sur les performances du système devront donc être menées pour analyser cette difficulté.

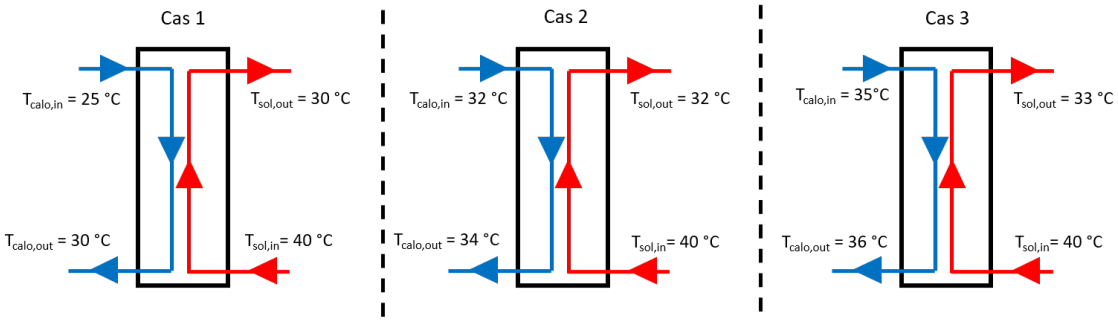
2.3.3.6 Les limites du modèle

Les régimes transitoires effectués et le changement de mode ont permis de mettre en évidence une limitation du modèle dû à l'utilisation du DTML. En effet, le DTML permet de quantifier les échanges dans un échangeur en utilisant les températures d'entrée et de sortie des deux fluides dans l'échangeur en régime permanent. Par exemple, dans le cas d'un échangeur (échange de chaleur de la solution vers fluide caloporteur) où le fluide caloporteur entre à 25 °C et sort à environ 29.2 °C alors que la solution entre à 40.4 °C et sort à 36.2 °C (valeur avant la transition), le DTML est d'environ 16.6 °C (cas 1 de la figure 2.37).

L'augmentation rapide de la température d'entrée du fluide caloporteur dans notre cas de changement brutal de mode de fonctionnement se traduit par une augmentation des températures de sortie des fluides caloporteurs et de la solution. Cependant, l'inertie thermique de la solution et de la paroi ralentit la vitesse d'augmentation de la température de sortie de la solution. Comme représenté sur l'exemple du cas 2 sur la figure 2.37, la température d'entrée du fluide caloporteur peut alors égaliser la température de sortie de la solution si l'augmentation est très rapide.

Par la suite, comme représenté sur le cas 3 de la figure 2.37, si la température d'entrée du fluide caloporteur augmente encore, l'inertie thermique de la solution et de la paroi peut mener à une température de sortie de la solution inférieure à la température d'entrée du fluide caloporteur. Dans ce cas, le dénominateur du DTML est incalculable et donc le calcul du flux de chaleur est

impossible. Dans cette situation, l'échange de chaleur aurait lieu du fluide caloporteur vers la solution dans une portion de l'échangeur, et inversement dans la seconde portion.



$$DTML = \frac{(T_{sol,in} - T_{calo,out}) - (T_{sol,out} - T_{calo,in})}{\ln\left(\frac{T_{sol,in} - T_{calo,out}}{T_{sol,out} - T_{calo,in}}\right)}$$

Figure 2.37 – Description schématique de la limite numérique du DTML

Par conséquent, les variations de température d'entrée des fluides caloporteurs ne doivent pas être trop rapides et ces températures doivent toujours être inférieures aux températures de sortie des fluides internes correspondants (ou de l'entrée dans le cas de l'évaporateur : échangeur co-courant). L'utilisation des DTML pour décrire les flux de chaleur dans un modèle dynamique d'une PàCs a déjà été réalisé de nombreuses fois [50,52,57] mais avec de faibles vitesses de transition, par conséquent ces limites ne sont pas apparues. Le modèle que nous avons proposé n'a donc pas permis de simuler certaines variations de températures pouvant correspondre à la fermeture de vannes ou le changement de circuit (variations quasi instantanées de la température et du débit). Par conséquent, les changements de mode ne sont pas représentatifs d'un cas de fonctionnement réaliste.

De plus, la simulation des phases d'arrêt et de démarrage de la PàCs ne sont pas possibles à cause de certaines hypothèses. En effet, pour représenter l'arrêt ou le démarrage de la PàCs, un débit de réfrigérant nul doit être obtenu. Pour cela, le désorbeur et l'absorbeur ne doivent plus ni désorber ni absorber. Par conséquent, sachant que la solution entrante dans le désorbeur et l'absorbeur n'est pas à l'équilibre du fait de l'échange de chaleur interne dans le SHX, qui écarte la solution de son état d'équilibre en entrée de ces composants et qu'aucune puissance n'est échangée dans ces composants, il devient impossible de satisfaire l'hypothèse de sortie de la solution à l'équilibre sans avoir une désorption/absorption. Il n'est donc pas possible de modéliser l'arrêt ou le démarrage de la PàCs. Pour résoudre cette difficulté, l'hypothèse d'une sortie de la solution à l'équilibre devrait être retirée du modèle.

Pour résoudre cette difficulté liée au DTML au niveau du condenseur, évaporateur, SHX et HEX, l'utilisation de l'efficacité thermique peut-être envisagée (décrite par l'équation (2.92) dans le cas où la solution est le fluide limitant). En effet, cette modélisation des flux de chaleur permet de simuler de fortes variations de températures sans limite numérique. Dans le cas de l'absorbeur et du désorbeur, pour résoudre les difficultés liées au DTML et à l'équilibre de la solution en sortie des composants, Altamirano et al. [58] proposent une description des flux thermiques et massiques avec l'utilisation des efficacités thermique (décrite par l'équation (2.93) dans le cas du désorbeur : ratio de la chaleur transférée sur la chaleur maximum transférable) et massique (décrite par l'équation (2.94) dans le cas du désorbeur : ratio de la quantité de réfrigérant désorbée sur la quantité maximum de réfrigérant désorbable). La chaleur maximum transférable et la quantité de matière maximum désorbable sont les valeurs dans le cas d'une sortie de la solution à l'équilibre (pour un échangeur infiniment long). L'utilisation des efficacités a l'avantage de prendre en compte

la capacité des composants à absorber et désorber de la vapeur de réfrigérant en plus de capacité à transférer la chaleur d'un composant à l'autre et peuvent s'appliquer à des régimes transitoires.

$$\varepsilon_{thermique} = \frac{T_{in,sol} - T_{out,sol}}{T_{in,sol} - T_{in,calo}} \tag{2.92}$$

$$\varepsilon_{thermique}^{abs,des} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{maximum}} \tag{2.93}$$

$$\varepsilon_{massique} = \frac{\dot{m}_{désorbé}}{\dot{m}_{maximum\ désorbable}} \tag{2.94}$$

2.4 Conclusion

Pour conclure, les propriétés des différents fluides (réfrigérants et absorbants) présentées dans la section 2.1 permettent la création des deux modèles numériques qui décrivent le fonctionnement de la PàCs dans les différents modes envisagés.

Le premier modèle développé est mis en œuvre dans des conditions de fonctionnement représentatives des différentes conditions envisageables dans un réseau de chaleur en régime permanent. Il permet de montrer la pertinence de l'installation de PàCs dans les sous-stations de réseau de chaleur pour le chauffage et/ou le rafraîchissement des bâtiments. En effet, à l'aide de ce modèle, des COP de 0.78 ont été estimés en mode climatisation, 0.5 en mode upgrade et des efficacités maximum de 1.24 en mode chauffage. De plus, le modèle permet de montrer l'opportunité de changer de mode durant les journées ou durant l'année en fonction des différents besoins du bâtiment. Pour finir, le modèle statique a permis d'identifier les couples NH_3-$LiNO_3$ et NH_3-NaSCN comme étant les couples avec les meilleures performances au cours de l'année, tout en écartant les risques de cristallisation.

Le couple NH_3-$LiNO_3$ a donc été choisi pour le modèle dynamique en raison de ses performances et de ses propriétés physiques largement documentées. Ce modèle a permis de simuler les performances de la PàCs lors de changements de conditions de fonctionnement. Les résultats du modèle dynamique sont cohérents. Les différences relevées entre le modèle statique et dynamique sont liées à la description différente des transferts de chaleur dans les échangeurs (coefficients d'échange dans le modèle dynamique au lieu des pincements dans le modèle statique). Les performances de la PàCs en régime permanent dans les conditions d'un réseau de chaleur semblent bonnes avec un COP jusqu'à 0.8 en mode climatisation, une efficacité de 1.4 en mode chauffage et un COP de 0.4 en mode upgrade. Le modèle étant idéal (pas de pertes thermiques, pompe isentropique, solution en sortie de composant à l'équilibre, ...) les performances d'un système réel seront probablement légèrement inférieures.

Les temps de réponses de la PàCs dans des changements de modes et conditions de fonctionnement semblent assez faibles pour envisager des changements de modes dans des sous-stations de réseaux de chaleur. Le modèle a permis de simuler un changement de mode (mode chauffage vers mode climatisation) avec une PàCs de 3 kW de puissance froide. Le temps de réponse obtenu de la PàCs semble compatible pour un fonctionnement dans plusieurs modes au cours d'une journée. Cependant, pour valider ces résultats, d'autres simulations devront être menées avec une PàCs d'une puissance plus proches des puissances requises en sous-station (impactant notamment les inerties du système et les débits de fluide).

Les différents régimes transitoires et le changement de modes ont mis en lumière les limites du modèle développé liées à des variations de température de fluide caloporteur trop rapides, difficultés qui pourraient être résolues avec l'utilisation des efficacités thermiques et massiques au lieu du DTML pour décrire les échanges de chaleur et de masse dans les échangeurs.

La comparaison, présentée dans le chapitre 3, entre les simulations obtenues et les résultats expérimentaux du prototype développé va permettre de valider la précision de ce modèle dynamique.

3

Étude expérimentale

Sommaire

2.1 Propriétés des fluides **31**
2.1.1 Introduction 31
2.1.2 Propriétés de l'ammoniac 31
2.1.3 Propriétés du couple NH_3-$LiNO_3$ 34
2.2 Modèle statique **35**
2.2.1 Description 35
2.2.2 Les équations du modèle 35
2.2.3 Résultats 39
2.2.4 Discussion 46
2.2.5 Choix du couple 51
2.3 Le modèle dynamique **51**
2.3.1 Introduction 51
2.3.2 Description du modèle 52
2.3.3 Résultats et étude qualitative 68
2.4 Conclusion **86**

Suite à l'élaboration et aux résultats des modèles statique et dynamique, un prototype de PàCs pour une sous-station d'un réseau de chaleur, capable de fonctionner avec les trois modes étudiés dans cette thèse, a été construit et expérimenté. Ce prototype utilise le couple NH_3-$LiNO_3$, identifié comme le couple le plus pertinent dans la section 2.2 en raison de ses performances, ses faibles risques de cristallisation et le fait que ses propriétés chimiques sont bien documentées.

Ce chapitre décrit, en première partie, le prototype en abordant son dimensionnement, son fonctionnement général et ses composants (incluant les circuits interne et externe), l'instrumentation, le contrôle et la sécurité de celui-ci. Puis, il présente les différents tests qui ont été effectués dans différents modes, les conditions opératoires étudiées et l'analyse des résultats, en discutant les contraintes et les avantages du prototype et des pistes d'améliorations pour celui-ci. Pour finir, une comparaison des résultats expérimentaux est faites avec le modèle numérique dynamique pour analyser sa capacité à simuler le fonctionnement d'une PàCs dans une sous-station de réseau de chaleur.

3.1 Description générale du prototype

3.1.1 Introduction

Le but du prototype est d'expérimenter le fonctionnement d'une PàCs en sous-station d'un réseau de chaleur dans les trois modes décrits dans la section 1.3. Son objectif est de comprendre le fonctionnement du système dans les conditions de fonctionnement visées, notamment dans les phases transitoires fortes de changement de mode, et de comparer les résultats avec le modèle numérique dynamique décrit dans la section 2.3.

Le prototype fonctionne avec le couple NH_3-$LiNO_3$. Ses caractéristiques sont très proches du couple NH_3-NaSCN (qui présente aussi de bonnes performances et un faible risque de cristallisation). Par conséquent, le prototype développé devrait pouvoir aussi fonctionner avec ce second couple. Cette caractéristique devrait permettre, à terme, de changer de couple pour comparaison sans modification majeure du prototype.

Le prototype doit être capable de fonctionner dans les trois modes envisagés dans le projet. Par conséquent, une attention particulière a été apportée au réseau de conduites de solution et de réfrigérant pour permettre d'alterner entre la configuration transformateur de chaleur et pompe à chaleur. Cette modularité a nécessité la mise en œuvre d'une conception originale du circuit interne afin de permettre la circulation appropriée des fluides internes dans les différents composants (pompes/détendeurs, échangeur intermédiaire) en fonction du mode de fonctionnement, à l'aide d'un jeu de vannes. Le réseau externe de fluides caloporteurs représentant la sous-station du réseau de chaleur a aussi été réalisé pour permettre de connecter les composants (évaporateur, absorbeur, ...) à différents bains thermostatés pour être capable de simuler les conditions de fonctionnement représentatives pour chacun des modes étudiés (extérieur, bâtiment, ...).

3.1.2 Dimensionnement

La PàCs doit être capable de fonctionner selon trois modes différents. Ces différents modes impliquent différentes pressions, températures et débits de fluides de fonctionnement (solution, réfrigérant, caloporteur) dans la plupart des composants.

En terme de température, en mode upgrade pour une production d'ECS en hiver, le réseau primaire produit une évaporation du réfrigérant dans l'évaporateur à une température d'environ 60 °C et une condensation à environ 10 °C (température extérieure) alors que dans le cas du mode climatisation en été, l'évaporateur permet la production de froid et fonctionne donc à une température proche de 10 °C et en mode chauffage, pour une production d'ECS la température dans le condenseur est proche de 65 °C. La largeur de la plage de température de fonctionnement de l'évaporateur est donc d'environ 50 °C (entre 10 et 60 °C) et elle est de 55 °C (entre 10 et 65 °C) pour le condenseur.

Les températures d'évaporation et de condensation varient donc fortement entre le mode climatisation et le mode upgrade, par conséquent les pressions de fonctionnement aussi. Par exemple, en mode upgrade avec un réseau de chaleur à 60 °C comme décrit dans la section 2.3.3.4 la pression haute dans l'évaporateur et l'absorbeur est d'environ 20 bars et elle est d'environ 6 bars au niveau du condenseur et du désorbeur.

En mode climatisation, comme décrit dans la section 2.3.3.2, la pression à l'évaporateur et à l'absorbeur est d'environ 6 bars et en mode chauffage pour une production d'ECS, la température d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur est d'environ 60 °C soit une pression interne supérieure à 25 bars (car température interne supérieure à 60 °C). Les largeurs des plages de pressions sont donc de 14 bars au niveau de l'évaporateur et de l'absorbeur (entre 6 et 20 bars, ratio de 3.3) et de 19 bars au niveau du condenseur/désorbeur (de 6 à 25 bars, ratio de 4.1).

Les débits de fluides caloporteur varient également beaucoup entre les modes. Le mode climatisation fonctionne avec des débits de fluide caloporteur proches de 0.1 kg/s dans tous les échangeurs, des débits assez importants pour conserver une faible différence de température entre l'entrée et la sortie des fluides caloporteurs et donc conserver une température de paroi proche de celle du fluide caloporteur. Dans le cas du mode chauffage, les débits de fluides caloporteurs du réseau secondaire (condenseur, absorbeur et HEX côté secondaire) restent égaux à 0.1 kg/s alors que le débit de fluide caloporteur du réseau primaire diminue fortement pour avoir la plus grande différence de température entre l'entrée du réseau primaire dans le désorbeur et la sortie de l'évaporateur, pour des puissances échangées de même ordre de grandeur (puissances limitées par les capacités des bains thermostatés présents), soit environ un débit de 0.01 kg/s. Par conséquent, le rapport de débit du caloporteur dans le désorbeur et l'évaporateur est de 10 entre les deux modes.

La puissance du prototype de PàCs varie d'un mode à l'autre. En effet, en mode chauffage, environ la moitié de la chaleur est transférée de la source représentant le réseau primaire au puits de chaleur représentant le bâtiment via l'échangeur externe et l'autre moitié est transférée via la PàCs. En mode climatisation, toute la puissance est transférée via la PàCs. Par conséquent, entre le mode climatisation et chauffage, la puissance transférée par la PàCs est divisée par deux et donc le débit de réfrigérant est environ divisé par deux dans le condenseur et l'évaporateur.

Pour résumer, dans le cas de l'évaporateur par exemple, celui-ci doit être capable d'évaporer le réfrigérant à une température de 60 °C, à une pression interne d'environ 20 bars, avec un débit de réfrigérant d'environ 0.001 kg/s et un débit de fluide caloporteur de 0.015 kg/s mais il doit aussi être capable de fonctionner avec une température de 10 °C, une pression de 6 bars, un débit de réfrigérant de 0.003 kg/s et un débit de fluide caloporteur de 0.1 kg/s. Le dimensionnement des composants est donc beaucoup plus compliqué que dans le cas d'une PàCs qui fonctionne dans un seul mode.

Dans un cas de fonctionnement réaliste, pour le dimensionnement de la PàCs, on devrait prendre en compte le taux de fonctionnement dans chaque mode pour voir lequel est à privilé-

gier. Dans notre cas, pour résoudre ces problème de dimensionnement, le prototype de PàCs a été dimensionné pour le mode climatisation et permettre une production de froid de 3 kW à 15 °C avec une température extérieure de 30 °C et un réseau primaire à 90 °C. En effet, le fonctionnement en mode climatisation est le plus fréquent et le plus connu des constructeurs et il permet donc de déterminer les caractéristiques des composants avec moins de difficultés. Par la suite, tous les composants ont été étudiés pour valider leur capacité à fonctionner aux plages de températures, pressions et débits prévues dans les autres modes avec des performances acceptables. Les modèles développés dans les sections 2.2 et 2.3 montrent que les températures de fonctionnement sont comprises entre 40 et 100 °C pour le désorbeur, 20 et 80 °C pour l'absorbeur, SHX et HEX. Les pressions peuvent varier de 5 à 25 bars et que les débits sont de maximum 0.004 $kg.s^{-1}$ pour le circuit de réfrigérant, de 0.05 $kg.s^{-1}$ pour le circuit de solution et de 0.1 kg/s pour le circuit externe.

Ces difficultés de dimensionnement pourraient s'amplifier dans un à cas taille réel d'installation de PàCs dans une sous-station de réseau de chaleur. En effet, pour un même bâtiment, les puissances nécessaires à la climatisation, au chauffage du bâtiment ou au chauffage de l'ECS sont très différentes et donc mener à de très fortes variations des conditions de fonctionnement de la PàCs et donc affecter ses performances. Les débits seront particulièrement impactés par les variations de puissance, une diminution de la puissance implique une diminution du débit de fluide caloporteur pour conserver les même températures de fonctionnement et, par conséquent, les coefficients d'échanges des échangeurs vont diminuer et les échanges thermiques seront donc moins efficaces, la PàCs sera donc en dehors de sa plage de fonctionnement nominal. Des études approfondies sur le dimensionnement de la PàCs pour permettre les meilleures performances possibles devront donc être menées.

3.1.3 Le circuit interne : la PàCs

Le circuit interne (figures 3.1 à 3.3) est la PàCs en elle-même. Les matériaux le constituant sont principalement l'acier inoxydable 316L et le PTFE pour résister à la corrosion de l'ammoniac et du nitrate de lithium. Il échange avec le circuit externe qui représente le bâtiment, le réseau de chaleur et/ou l'extérieur à travers 4 échangeurs : l'absorbeur, le désorbeur, l'évaporateur et le condenseur.

Ces 4 composants sont des échangeurs à plaques. Le condenseur est un échangeur B5TH de la marque SWEP, d'une puissance de 3 kW, avec 40 plaques espacées de 2.30 mm et une surface d'échange de 0.456 m^2 . L'évaporateur est un échangeur B85SH de la marque SWEP, co-courant et possède une puissance de 3 kW, avec 8 plaques espacées d'une distance de 2 mm et une surface d'échange de 0.360 m^2. De plus, l'évaporateur a été couplé à un séparateur liquide-gaz pour permettre une meilleure séparation de la vapeur et du liquide de réfrigérant.

L'absorbeur utilise la technologie d'absorbeur à plaques décrite dans la section 1.2.4 : le réfrigérant est injecté dans la canalisation avec la solution juste avant l'entrée de l'absorbeur, l'absorption se déroule le long de l'absorbeur et de la solution peu concentrée en $LiNO_3$ sort du composant. Cet échangeur est un AlfaNova 27-40H d'une puissance de 3.5 kW, possédant 40 plaques espacées de 2.7 mm et possédant une surface d'échange de 1 m^2 produit par Alfa-Laval. Le phénomène inverse se déroule au niveau du désorbeur (désorbeur à plaques) : la solution peu concentrée en $LiNO_3$ entre dans l'échangeur à plaques, modèle AlfaNova 27-30H d'une puissance de 3.5 kW, possédant 30 plaques espacées de 2.8 mm et d'une surface de 0.75 m^2. En chauffant, le réfrigérant est désorbé de la solution le long du désorbeur et de la vapeur de réfrigérant et de la solution concentrée en $LiNO_3$ sortent du composant. Par la suite, un séparateur liquide-gaz permet de séparer la vapeur de réfrigérant de la solution liquide. Le désorbeur a aussi été produit par Alfa-Laval.

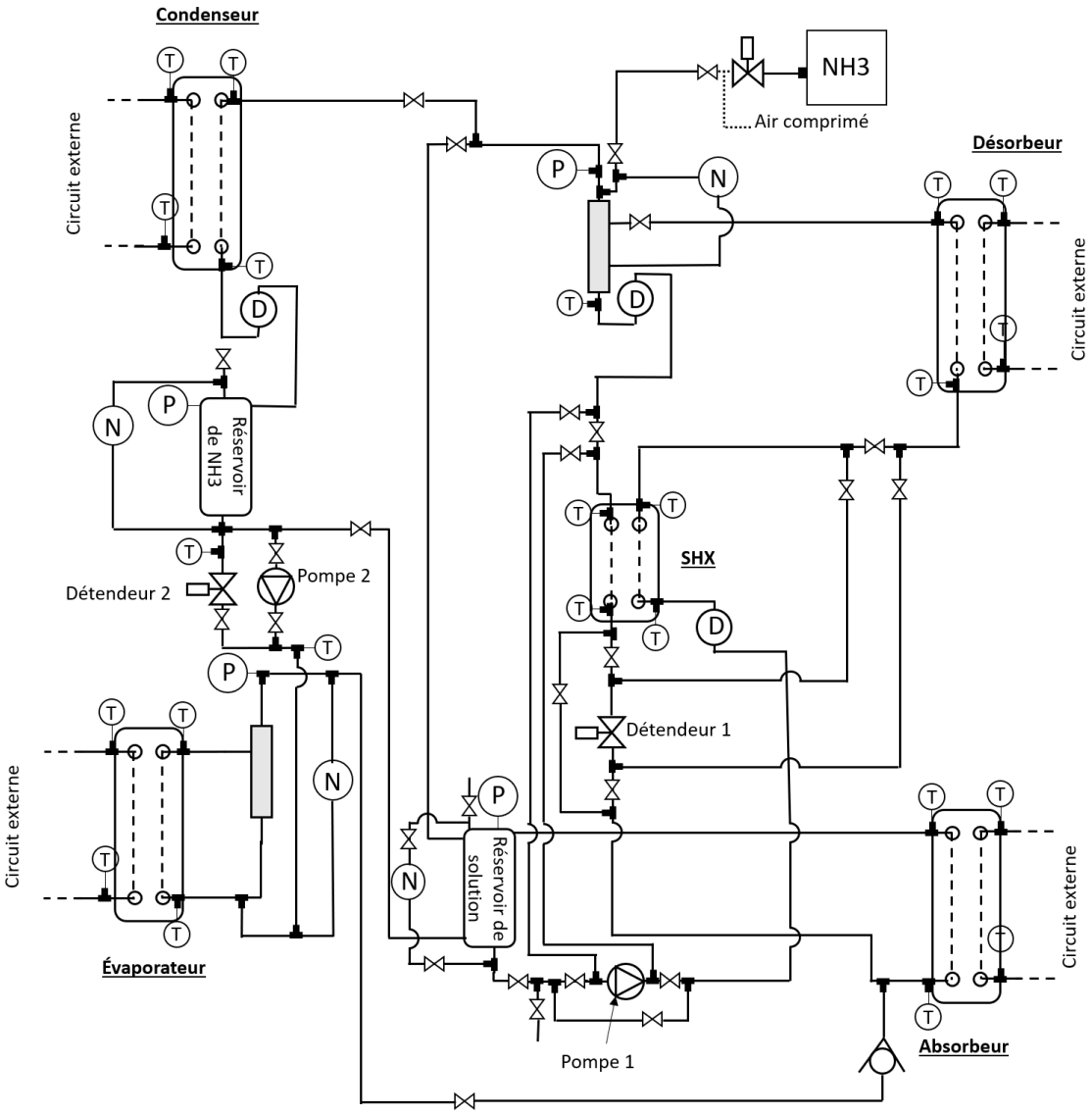


Figure 3.1 – Description schématique du circuit interne du prototype (légende : figure 3.2)

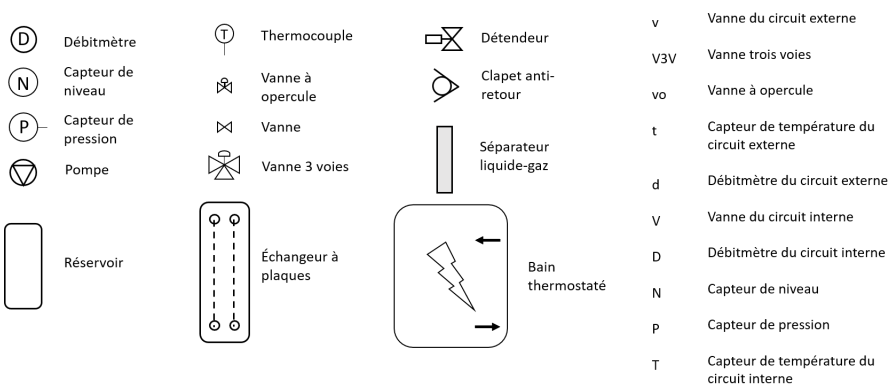


Figure 3.2 – Légende des figures 3.1 et 3.4

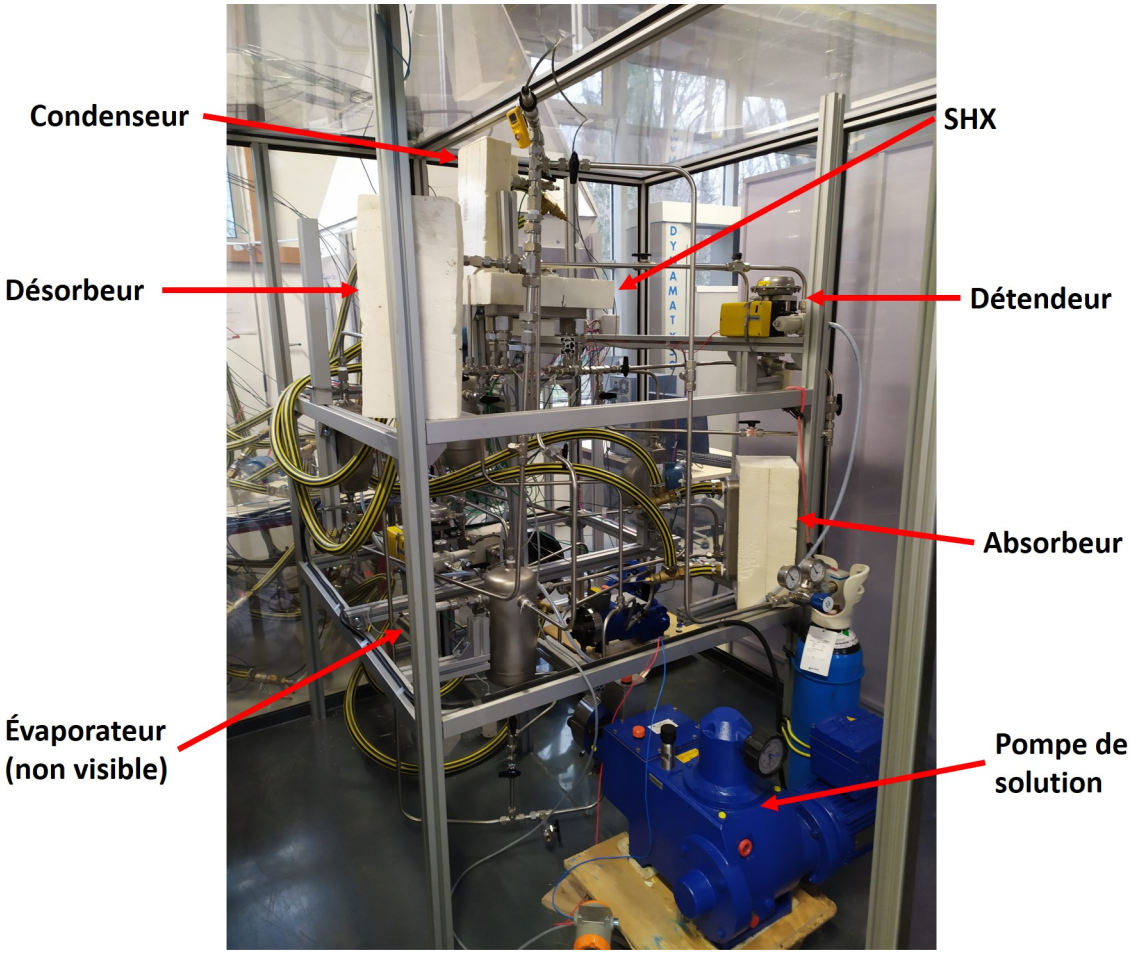


Figure 3.3 – Photo du circuit interne du prototype

Un autre échangeur est présent dans le circuit interne : SHX (solution heat exchanger : l'échangeur de solution interne), il permet un échange de chaleur entre la solution concentrée sortante du désorbeur et la solution non-concentrée sortante de l'absorbeur. Cet échangeur, modèle B10TS, est d'une puissance de 3.7 kW, comprend 20 plaques espacées de mm 2.4 mm pour une surface de 0.558 m^2 et a été produit par SWEP.

Les différents coefficients d'échanges des échangeurs du prototype issus des données fournies par les constructeurs sont décrits dans la table 3.1.

Deux réservoirs situés dans le circuit de solution et dans le circuit de réfrigérant, permettent la variation des concentrations de $LiNO_3$ dans la solution en fonction des conditions et modes de fonctionnement. En effet, de fortes températures de désorption et d'absorption à pression donnée provoquent une augmentation de la concentration moyenne de $LiNO_3$ dans le circuit de solution. Dans ce cas, l'excédant d'ammoniac est stocké dans le réservoir de réfrigérant. À l'opposé, une diminution des températures d'absorbeur et de désorbeur provoque une diminution de la concentration dans la solution. Pour diminuer cette concentration une quantité plus importante de réfrigérant est évaporée puis absorbée, le réservoir de réfrigérant se vide et celui de solution se remplit.

Dans le cadre d'un fonctionnement avec plusieurs modes et des plages de températures très variées, la variation de la concentration est importante, par conséquent d'importants réservoirs sont présents pour permettre cette variation. Les deux réservoirs possèdent un volume de 4 litres, sont dimensionnés pour résister aux pressions et températures du système et ont été produit sur mesure par Ravanat.

Composant	Coefficient d'échange (kW/K)
Condenseur	0.96
Évaporateur	0.59
Absorbeur	0.50
Désorbeur	0.30
SHX	0.56
HEX	0.27

Table 3.1 – Coefficients d'échanges des échangeurs du prototype

Le circuit interne comprend aussi deux pompes situées dans le circuit de solution et dans le circuit de réfrigérant, la seconde n'étant utilisée que pour le mode upgrade.

La pompe de solution (pompe 1 sur la figure 3.1) est une pompe doseuse Bran Luebbe H3. Cette pompe produit un débit maximum de 197 $L.h^{-1}$ (environ 0.055 $kg.s^{-1}$ pour la solution) et peut résister à des pressions d'aspiration de maximum 25 bars et des pressions de refoulement de maximum 33 bars. La seconde pompe est une pompe doseuse Bran Luebbe H1 (pompe 2 sur la figure 3.1). Les pressions de travail sont les mêmes et le débit maximum est de 18 $L.h^{-1}$ (environ 0.005 $kg.s^{-1}$ pour l'ammoniac). Les deux pompes ont été fournies par la société Axflow.

Ces pompes sont des pompes à membranes, elles sont composées d'une tête de pompe qui contient le liquide, une membrane (en PTFE dans notre cas pour résister à la corrosivité de l'ammoniac) et d'un piston qui exerce une force sur la membrane et qui met donc le liquide sous pression. Les avantages de ces pompes sont :

— un fonctionnement sans contact avec le fluide,

— la capacité de faire varier le débit en faisant varier la course du piston,

— la résistance à de fortes pressions,

— la capacité à garder un débit indépendant des pressions.

Cependant, ces pompes possèdent l'inconvénient d'avoir un débit pulsé, qui peut être visible pendant les essais sur les mesures de débit de solution.

Pour maintenir les deux niveaux de pression et pour réguler les débits, deux détendeurs sont situés dans le circuit de solution et dans le circuit de réfrigérant. Ils permettent d'ajouter une perte de charges (K). Les deux détendeurs sont des vannes de régulation Kammer modèle P-16. Elles sont commandées par des actionneurs pneumatiques décrits dans la section 3.1.5. Le détendeur présent sur le circuit de solution (détendeur 1 sur la figure 3.1) possède une perte de charge (K) minimum de 0.16 et 0.0067 pour celui présent dans le circuit de réfrigérant (détendeur 2 sur la figure 3.1). Cette différence s'explique par le débit et la densité plus faible dans le circuit de réfrigérant.

Deux séparateurs liquide-gaz sont présents sur le circuit interne. Un séparateur est connecté à l'évaporateur, il permet de séparer le réfrigérant liquide de la vapeur de réfrigérant. L'autre séparateur est situé en sortie du désorbeur et permet de séparer la vapeur de réfrigérant qui est présent dans la solution pour la diriger vers le circuit de réfrigérant alors que la solution riche en absorbant reste dans le circuit de solution. Les séparateurs liquide-gaz sont des tuyaux de 2.5 cm de diamètre et de 50 cm de long. Le mélange liquide-gaz entre dans le séparateur à la moitié de la hauteur et le liquide quitte le séparateur par le bas tandis que la vapeur sort par le haut.

Le circuit interne est aussi composé de vannes à boisseau sphérique en acier inoxydable 316L et de raccords pour tubes de diamètre 12 mm de la société Swagelok. Ces vannes permettent de gérer les différentes phases du circuit comme le remplissage, vidange ou le changement de mode. Les tubes sont des tubes en acier inoxydable 316 L de diamètre externe 12 mm et d'épaisseur 1 mm pour résister à la pression et à la corrosion de l'ammoniac.

3.1.4 Le circuit externe

Pour simuler une sous-station d'un réseau de chaleur dans laquelle la PàCs est située, un réseau externe à la PàCs a été créé (figure 3.4). Il permet de reproduire les différentes sources ou puits de chaleur d'une sous-station.

Pour représenter le réseau de chaleur primaire, un thermorégulateur Vulcatherm de 6 kW permettant uniquement le chauffage est utilisé. Il permet de chauffer de l'eau glycolée (propriétés déterminées via [56]) jusqu'à une température maximum de 95 °C avec un débit maximum de 2.4 $m^3.h^{-1}$ et un différentiel de pression maximum de 3 bars. Trois autres bains (décrits dans la table 3.2) permettent de simuler le bâtiment (avec une consommation de chaleur pour du chauffage à différentes températures ou une production de chaleur pour la climatisation) ou l'extérieur en ayant la capacité de chauffer ou de refroidir l'eau glycolée, fluide caloporteur utilisé dans les circuits externes.

Un échangeur (HEX) est présent sur le circuit externe. L'échangeur est le modèle BX8TH d'une puissance de 2.6 kW possédant 10 plaques espacées de 2 mm d'une surface totale de 0.184 m^2. Cet échangeur est utilisé uniquement dans le mode chauffage comme expliqué dans la section 1.3 pour transférer la chaleur du réseau primaire au réseau secondaire. Il a été construit par la société SWEP.

Les canalisations du circuit externe sont composées de tuyaux de diamètre interne de 2.5 cm souple en caoutchouc. Le circuit possède aussi 4 vannes trois voies, dont le contrôle sera détaillé dans la section 3.1.5, des vannes quart de tour pour changer de mode et des vannes à opercule pour réguler les différents débits externes.

Les différents circuits utilisés en fonction des modes sont décrits dans l'annexe A.

Bains	**Puissance de chauffe (kW)**	**Puissance climatisation à 15 °C (kW)**	**Différentiel de pression maximum (bar)**	**Débit délivré avec 1 bars de perte de charges** ($L.min^{-1}$)
Unichiller-055T-H	2	5.5	5.6	50
Unichiller-055T-H4	4	5.5	5.6	50
Unichiller-060T-H	2	5.6	5.6	101

Table 3.2 – Différents bains thermostatés présents dans le prototype

3.1.5 Instrumentation et contrôle

Plusieurs composants permettent l'analyse et le contrôle de l'état du prototype. Ces composants permettent de suivre l'évolution du prototype lors des différents phases, d'agir sur certaines grandeurs pour obtenir les conditions voulues et d'obtenir les données nécessaires pour exploiter

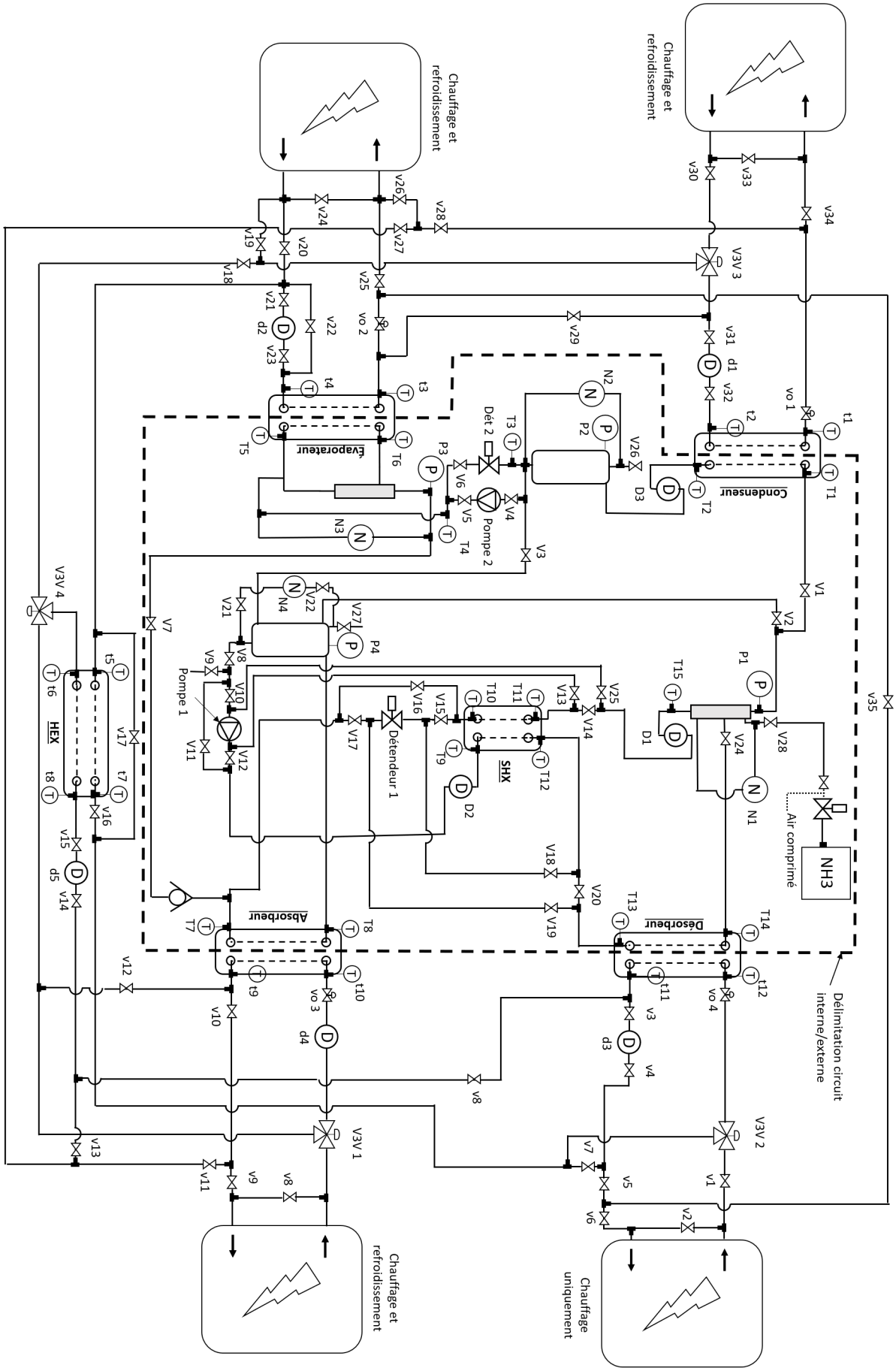


Figure 3.4 – Description schématique du circuit externe et interne avec numérotation des vannes et capteurs du prototype

les résultats finaux, analyser les performances et le comportement du système. Tous les capteurs et leur précision sont décrits dans la table 3.3.

La température en différents points du circuit interne et externe est mesurée à l'aide de thermocouples de type K chemisés en acier inoxydable d'un diamètre de 1 mm dans le circuit interne et 3 mm dans le circuit externe. Les thermocouples sont connectés à deux boîtiers de compensation (un pour le circuit interne et un pour le circuit externe). Chaque boîtier est à une température connue mesurée à l'aide d'une sonde PT100 et permet de mesurer l'écart de tension dû à la soudure froide pour compenser cette erreur de mesure. Chaque boîtier est ensuite relié à une carte d'acquisition 20 voies dans une centrale d'acquisition Agilent 34970A. Les thermocouples ont été étalonnés avec une sonde PT100 de référence.

Des débitmètres sont aussi présents sur le prototype. 5 débitmètres (2 débitmètres électromagnétiques (d4 et d5) et 3 débitmètres à rotor (d1 à d3)) situés sur le circuit externe permettent de déterminer les débits de fluide caloporteur dans chaque échangeur : absorbeur, condenseur, évaporateur, désorbeur et échangeur externe. Dans le circuit interne, 3 débitmètres Coriolis (D1 à D 3) permettent de de déterminer le débit, la densité et la température des fluides qui les traversent.

4 capteurs de pression (P1 à P4) sont présents sur le prototype dans les réservoirs de solution et de réfrigérant mais aussi dans les deux séparateurs liquide-gaz au niveau de l'évaporateur et du désorbeur pour mesurer les pertes de charges entre le circuit de solution et le circuit de réfrigérant pour vérifier la validité de l'hypothèse des pressions égales dans le désorbeur/condenseur et dans l'évaporateur/absorbeur. Ces capteurs de pression sont de modèle PR33X du constructeur Keller. Ils permettent une mesure de la pression jusqu'à 200 bars.

En parallèle des 4 capteurs de pression décrits précédemment, des capteur de pression différentielle (N1 à N4) sont présents sur les mêmes composants (réservoirs et séparateurs). Ces capteurs mesurent la différence de pression entre le haut et le bas du composant qui contient du liquide. Cette différence de pression associée à la densité du liquide permet de connaître le niveau de liquide dans ces 4 composants.

Certaines grandeurs sont calculées à l'aide de la combinaison de différents capteurs, en effet, les différentes températures et débits dans les fluides caloporteurs les échangeurs permettent de calculer les puissances échangées qui permettent de calculer le COP. Les erreurs liées à ces grandeurs sont décrits en annexe B. De même, la concentration de la solution en $LiNO_3$ peut être calculée à l'aide de la densité et la température en utilisant les équations des propriétés des fluides de la section 2.1.

Plusieurs types de contrôles sont possibles sur le prototype. Au niveau du circuit interne, les pompes de solution et de réfrigérant possèdent un réglage de débit manuel lié à la course du piston.

Les détendeurs de solution et de réfrigérant possèdent un contrôle qui permet de régler le coefficient de perte de charge K de la vanne. Celui-ci s'effectue via un contrôleur 4-20 mA relié au programme d'acquisition/contrôle sur l'ordinateur.

Au niveau du circuit externe, le réglage des températures des différents fluides caloporteurs est possible directement sur les bains thermostatés.

Les débits de ces fluides caloporteurs sont réglables à l'aides des vannes 3 voies contrôlées en 0-10 Volts via le programme d'acquisition et de contrôle (utilisée principalement pour répartir le débit d'un bain thermostaté vers 2 échangeurs) et par des vannes à opercule (utilisé lorsqu'un bain thermostaté et lié à un échangeur).

Le relevé de tous les mesures des capteurs (directement ou via la centrale d'acquisition) et

Lettre du capteur sur la figure 3.4	Type	Modèle	Fabricant	Quantité	Grandeur mesurée	Plage de mesure	Précision
T (1 à 15)	Thermocouple circuit interne	Type K diamètre 1 mm	TC Direct	15	Température	0-1100 °C	+/- 0.1 °C
t (1 à 12)	Thermocouple circuit externe	Type K diamètre 3 mm	TC Direct	12	Température	0-1100 °C	+/ 0.1 °C
D (1 à 2)	Débitmètre Coriolis	R025S	Micromotion	2	Débit	0.01 - 0.2 kg/s	0.50 %
					Masse volumique	max 0.8 kg/m^3	0.002 kg/m^3
D (3)	Débitmètre Coriolis	CMF007	Micromotion	2	Débit	0.0001 - 0.002 kg/s	0.10 %
					Masse volumique	max 0.8 kg/m^3	0.002 kg/m^3
d (1 à 2)	Débitmètre à hélice	DRG	Kobold	2	Débit	0.003 - 0.42 l/s	3 %
d (3)	Débitmètre à hélice 2	DRG	Kobold	1	Débit	0.16 - 2.33 l/s	3 %
d (4)	Débitmètre électromagnétique	UF25b100	Cynergy 3	1	Débit	0.008 - 0.42 l/s	5 %
d (5)	Débitmètre électromagnétique	8750 W	Rosemount	1	Débit	0.002 - 2.3 l/s	0.5 %
P (1 à 4)	Capteur pression	PR33X	Keller	4	Pression	max 200 bars	0.10 %
N (1 à 4)	Capteur pression différentielle	PAD GEE3S2NS00	KOBOLD	4	Pression différentielle	1.5 - 75 mbar	0.075 %

Table 3.3 – Capteurs utilisés pour le prototype

la sauvegarde de ces différentes mesures dans une base de données se fait via Python. De plus, ce programme permet aussi la régulation du prototype via les différents organes de contrôle (détendeurs et vannes trois voies). Les mesures s'effectuent toutes les 30 secondes. La description schématique du programme se trouve en annexe C.

3.1.6 La sécurité

Le prototype utilise le couple NH_3-$LiNO_3$. L'ammoniac est un gaz corrosif, toxique et inflammable et le nitrate de lithium est un composé toxique et irritant (fiche sécurité dans l'annexe D). Par conséquent, des mesures de sécurité ont été mises en place pour limiter les dangers du prototype. Tous les matériaux en contact direct ou risquant d'être en contact direct avec les fluides internes à la PàCs en cas de fuites sont composés de matériaux capable de résister aux pressions et températures présentes dans le système et à la corrosivité de l'ammoniac et du nitrate de lithium (acier inoxydable 316L, PTFE, ...).

Le circuit interne du prototype (circuit contenant l'ammoniac et le nitrate de lithium) a été isolé de l'environnement par une enceinte de protection en PVC (figure 3.5) dans le but d'éviter toute fuite d'ammoniac vers l'environnement. Un circulateur d'air TT pro 315 capable de produire un débit minimum de 1570 $m^3.h^{-1}$ permet de faire circuler l'air de l'enceinte à travers un filtre au charbon actif contenant 25 kg de charbon DACRAB 4x8 CP 10 (charbon dimensionné et traité pour permettre l'absorption de 10 kg d'ammoniac) avant de le renvoyer dans l'enceinte (circuit fermé). En cas de fuite, le débit d'air du circulateur peut être augmenté jusqu'à 2050 $m^3.h^{-1}$ soit 4 fois le volume de l'enceinte par minute.

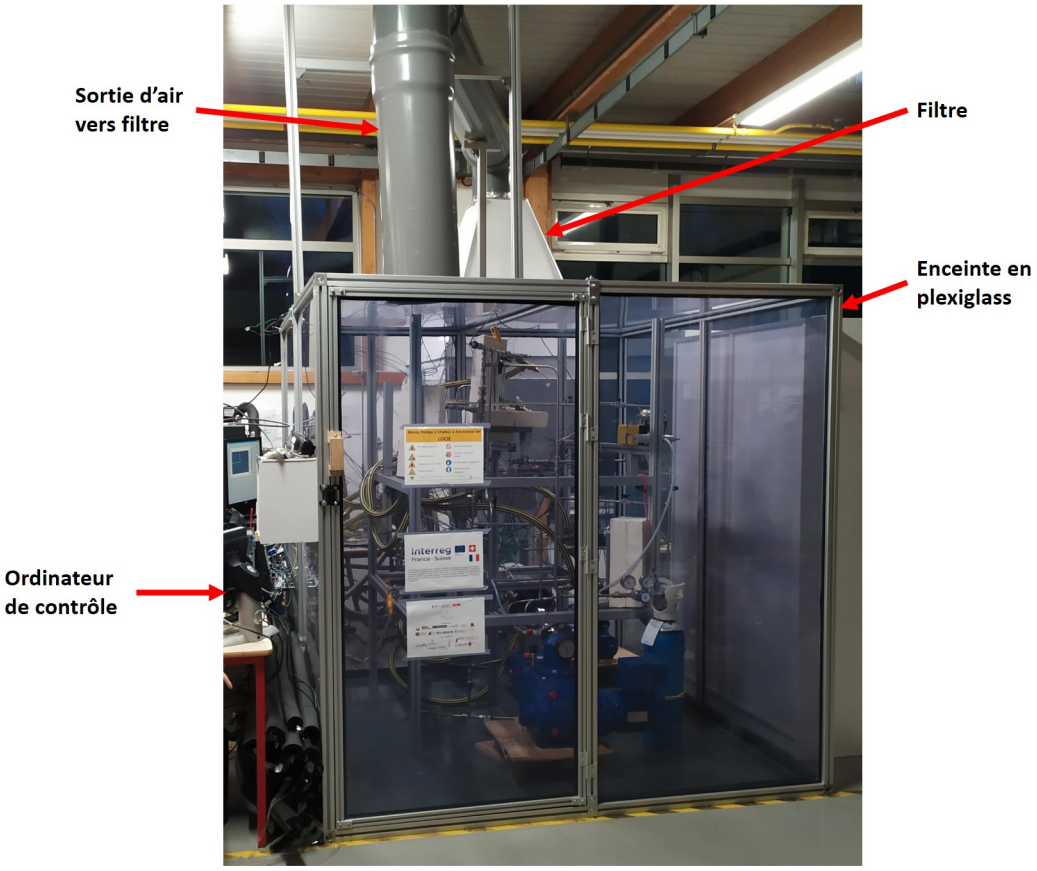


Figure 3.5 – Enceinte contenant la PàCs (sortie d'air vers le filtre en haut de la photo)

De plus, un détecteur d'ammoniac et un masque à cartouches sont présents pour contrôler la concentration d'ammoniac dans l'air de l'enceinte et protéger les utilisateurs qui y entrent en cas de besoin.

3.2 Analyses des données expérimentales

Suite au dimensionnement des composants décrits précédemment, la construction du prototype a eu lieu au laboratoire LOCIE, laboratoire de l'Université Savoie Mont-Blanc. Cette section décrit, en premier lieu, les difficultés expérimentales qui ont impactées les résultats voulus, puis elle aborde les résultats obtenus avec le prototype en mode climatisation puis en mode chauffage.

Chaque mode est décrit en premier lieu avec les régimes permanents effectués avec ce mode et différentes conditions de fonctionnement pour étudier l'influence de ces conditions sur le fonctionnement et les performances du prototype. Par la suite, un régime transitoire et une étude d'un démarrage ou d'un arrêt du système sont analysés pour observer la réponse transitoire du prototype.

3.2.1 Difficultés expérimentales

3.2.1.1 Principale difficulté expérimentale

Certaines difficultés expérimentales ont réduit le nombre de tests possibles avec le prototype ou leur précision.

La principale difficulté est apparue lors des premiers tests avec le séparateur liquide-gaz en sortie du désorbeur (figure 3.1). En sortie du désorbeur, le fluide est composé de solution et de réfrigérant sous forme vapeur et rejoint le séparateur liquide-gaz. Le but de ce composant est de séparer le réfrigérant gazeux de la solution pour qu'il rejoigne le condenseur alors que la solution reste dans le circuit de solution pour rejoindre l'absorbeur. Dans le cadre de ce prototype, ce séparateur a été sous-dimensionné (le volume du séparateur est trop faible : inférieur à 0.2 litres). Par conséquent, une partie du réfrigérant désorbé par le désorbeur est entraînée avec la solution et reste dans le circuit de solution. Ce réfrigérant est réabsorbé par la solution dans l'échangeur de solution interne ou dans l'absorbeur. Par conséquent, les performances du système sont fortement impactées dû à l'énergie perdue pour la désorption de ce réfrigérant qui ne rejoint pas le circuit de réfrigérant.

Ce sous-dimensionnement du séparateur liquide-gaz a aussi réduit la plage de fonctionnement du prototype et l'a limitée au mode climatisation et chauffage uniquement. En effet, le circuit de solution possède deux systèmes de régulation du débit : la pompe de solution avec un réglage de débit manuel et le détendeur de solution avec un réglage de la perte de charges (K) de la vanne contrôlable via le programme d'acquisition et de contrôle. Pour maintenir un régime permanent dans le circuit de solution, le débit de solution non-concentrée doit être égal à la somme du débit de solution concentré et du débit de réfrigérant. Dans le mode climatisation, la partie à basse pression contient l'absorbeur et le réservoir de solution et la partie à haute pression contient l'échangeur SHX, le désorbeur et le séparateur liquide-gaz. Pendant le fonctionnement, pour conserver les niveaux constants, le débit de la pompe de solution est fixe et le coefficient K (perte de charges) du détendeur est ajusté pour égaliser les débits. Cependant, lors de variations de pression, le coefficient K doit être en permanence ajusté pour garder un niveau de solution constant dans le réservoir de solution et le séparateur liquide-gaz. De plus, comme expliqué dans la section 3.2.1.2, les capteurs de niveaux (capteurs de pression différentielle) sont peu fiables, par conséquent, il est difficile

de conserver des niveaux constants.

Le risque principal est d'avoir un débit de solution concentrée trop faible et donc un débordement du séparateur liquide-gaz. Dans ce cas, de la solution peut s'écouler dans le circuit de réfrigérant (via la vanne numéro 1 du circuit interne (V1) sur la figure 3.4), atteindre, l'évaporateur, empêcher l'évaporation du réfrigérant et donc réduire fortement les performances de la PàCs. Plus le débit de solution est élevé, plus le contrôle doit être précis (variations de niveaux plus rapides) et donc plus le risque de débordement est important, c'est pourquoi le débit de solution est maintenu faible. Le débit de solution non-concentrée prévu par le prototype était d'environ 0.05 kg/s mais celui-ci a été conservé inférieur à 0.03 kg/s pour éviter les débordements.

De plus, la conservation d'un niveau de solution faible dans la partie solution concentrée du prototype empêche un des débitmètre Coriolis de faire ses mesures car il n'est pas maintenu noyé. Par conséquent il n'est pas possible d'avoir une mesure de débit et de densité en sortie du désorbeur et par extension la mesure de concentration à ce niveau.

Dans le cadre du mode upgrade, l'échangeur de solution interne SHX est à haute pression avec l'absorbeur et le réservoir de solution. La partie à basse pression dans le circuit de solution comprend le désorbeur et le séparateur liquide gaz associé. Par conséquent, le volume pouvant contenir la solution concentrée est encore plus faible qu'en mode climatisation, il n'est donc plus possible d'avoir un débit de solution sans faire déborder la solution dans le circuit de réfrigérant. De plus, si le débit de solution non concentrée est trop faible, le circuit de solution concentrée peut être entièrement vidé par la pompe qui remplit donc le réservoir de solution. La pompe n'est donc plus noyée et risque d'être endommagée. Par conséquent, aucun test en mode upgrade n'a pu être effectué.

Pour résoudre ces difficultés, un changement de séparateur liquide-gaz avec un plus grand volume permettrait d'avoir une meilleure séparation de la vapeur de réfrigérant et une inertie massique plus importante ce qui diminuerait les risques de débordement. De plus, l'installation et le réglage d'un contrôleur automatique de débit du détendeur lié à des capteurs de niveau fiables permettraient d'avoir plus de précision dans le réglage du débit et donc moins de risques de débordement.

En raison des contraintes de délai dans le cadre de cette thèse, la modification du prototype n'a pas pu être effectuée et dans la suite, uniquement des essais en mode climatisation et chauffage avec des débits de solution faibles (inférieurs à 0.03 kg/s) seront décrits et analysés.

3.2.1.2 Autres difficultés expérimentales

D'autres difficultés expérimentales ont réduit la précision des essais en étant moins contraignantes que celles évoquées dans la section 3.2.1.1. En premier lieu, les capteurs de niveaux n'ont pas pu être utilisés comme désiré. Ils ont été installés dans le prototype au niveau des deux réservoirs (réfrigérant et solution) et des deux séparateurs liquide-gaz (figure 3.1). Ces capteurs sont des capteurs de pression différentielle : ils mesurent une différence de pression entre le bas et le haut d'un réservoir (le point 1 et 2 sur la figure 3.6) et permettent de déterminer le niveau de liquide dans ce réservoir en utilisant sa densité. Leur but est d'éviter les débordement des séparateurs liquide-gaz en sortie de désorbeur et d'évaporateur et de mesurer les débit de réfrigérant évaporé en connaissant le débit entrant et la variation de son niveau dans le séparateur.

Cependant, dans le cadre du prototype, les conditions (pression, température, ...) de fonctionnement sont souvent à saturation ou à l'équilibre (dans le réservoir en sortie du condenseur ou d'évaporateur, le réfrigérant est à saturation et en sortie d'absorbeur ou de désorbeur, la solution est proche l'équilibre). Par conséquent, lors d'un remplissage rapide du réservoir avec un liquide à saturation, la vapeur située au point 1 (figure 3.6)) possède une pression légèrement supérieure

à celle du point 2 qui est à saturation. La pression de la vapeur au point 1 est donc supérieure à la pression de saturation. Par conséquent, le gaz situé au point 1 se condense sur les parois du tube et la pression diminue donc jusqu'à la pression de saturation : égale à celle du point 2. Le capteur de niveau ne mesure donc plus aucune différence de pression et la mesure du niveau est donc faussée.

De plus, si la température du fluide dans le réservoir est à une température supérieure à la température ambiante et que le fluide est à saturation, les pertes thermiques au niveau du tube au point 2 provoquent un refroidissement de la vapeur à cet endroit et donc une condensation qui remplit le tube au niveau du point 2 et fausse les mesures du capteur de niveau. Ce liquide reste présent tant que la température du fluide dans le réservoir n'est pas inférieure à la température ambiante et que le fluide s'évapore.

Pour résoudre ce problème, des barreaux chauffants ont été installés sur les tubes au niveau des points 1 et 2 pour maintenir une température élevée dans ces tubes et éviter toute condensation. Cependant, les mesures des capteurs restent imprécises et sont utilisées uniquement pour avoir un aperçu des niveaux dans les différents composants mais ne permettent pas de mesures fiables. Le changement de la technique de pression différentielle par des mesures de niveaux par ultrason ou éléments flottants permettrait de résoudre ces difficultés.

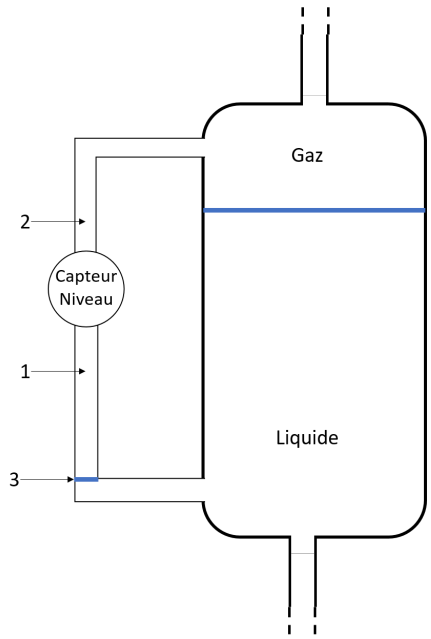


Figure 3.6 – Description schématique d'un capteur de niveau du prototype

Ensuite, 4 bains thermostatés sont présents sur le prototype pour simuler différents puits et/ou sources de chaleur. Ces bains possèdent des systèmes de contrôle internes qui permettent de conserver les températures d'entrée des fluides caloporteurs dans les composants de la PàCs constantes. Cependant, leur inertie est faible. Par conséquent, lors d'un changement rapide de puissance dans un composant, une fluctuation de la température d'entrée peut apparaître le temps que le bain adapte sa puissance à celle du composant, ce qui n'est pas représentatif d'un comportement en situation réelle (forte inertie des réseaux primaires et secondaires).

De plus, lors des tests en mode chauffage la PàCs est en association avec un échangeur de chaleur situé entre le réseau primaire et le réseau secondaire (comme décrit dans la section 1.3). Dans ce cas, le désorbeur, un côté de l'échangeur externe et l'évaporateur sont placés en série (sur le réseau primaire) dans le but d'atteindre la température la plus basse possible en sortie

d'évaporateur et donc la plus grande différence de température possible entre l'entrée et la sortie de ce réseau primaire. La puissance échangée étant fixée par la puissance maximale du bain chauffant le réseau primaire d'une part et celle de l'autre bain refroidissant le réseau secondaire d'autre part, le débit de fluide caloporteur du réseau secondaire est donc aussi fixe. La grande différence de température entre l'entrée et la sortie du réseau primaire impose donc un débit trop faible pour être mesuré par les débitmètres installés. Par conséquent, seules les températures du réseau primaire ont été mesurées dans ce mode.

Des bains thermostatés avec des puissances plus élevées permettraient d'augmenter la puissances échangées et donc le débit dans le réseau primaire à un niveau plus facilement mesurable par les débitmètres en place et l'augmentation des volumes des bains thermostatés permettraient d'avoir une plus forte inertie et donc d'éviter les variations de température d'entrée des fluides caloporteurs dans les composants.

La résolution de ces différentes difficultés expérimentales permettraient d'améliorer la précision et la fiabilité des tests du prototype mais n'est pas nécessaire pour son fonctionnement dans tous les modes contrairement aux difficultés évoquées dans la section 3.2.1.1.

3.2.2 Mode climatisation

Le mode climatisation a été le premier mode testé. Le circuit utilisé pour ces tests est décrit en annexe A, figure A.2. L'objectif de ce mode est donc de prélever de la chaleur à haute température à un réseau de chaleur au niveau du désorbeur, de rejeter de la chaleur vers l'extérieur au niveau du condenseur et de l'absorbeur et d'avoir une production de froid pour le bâtiment au niveau de l'évaporateur. Cette section décrit les différents résultats obtenus lors de différents régimes permanents, d'un régime transitoire et d'un démarrage du système.

3.2.2.1 Régimes permanents

La table 3.4 décrit les paramètres de fonctionnement choisis pour 8 tests effectués en régime permanent avec le prototype en mode climatisation décrit dans cette section. Les autres tests effectués sont décrit dans l'annexe E, table E.1. Le but de ces tests est d'analyser les différentes performances du prototype sous différentes conditions de fonctionnement. Les températures d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur représentent les températures d'un réseau de chaleur, les températures au niveau du condenseur et de l'absorbeur représentent les températures extérieures et pour finir, les températures au niveau de l'évaporateur sont les températures de fonctionnement des systèmes de climatisation. Les différents débits de fluide caloporteur ont été choisis pour maintenir des différence de température entre l'entrée et la sortie du fluide caloporteurs supérieures à 2 °C. Les résultats de ces tests sont décrits dans les tables 3.5 et dans l'annexe E, table E.2 pour les autres tests.

Les résultats sont calculés avec la moyenne des mesures sur la durée du régime permanent considéré. Les puissances sont calculées au niveau des fluides caloporteurs en utilisant l'équation (3.1). Le COP est calculé via l'équation 1.2 décrite dans la section 1.3.2. La figure 3.7 décrit les différents COP de chaque test avec l'erreur correspondante.

$$Q = \dot{m} \cdot (T_{out} - T_{in}) \tag{3.1}$$

Le test numéro 1 représente un système de climatisation classique. En effet, le prototype refroidit un fluide caloporteur entrant à 15.1 °C en dissipant de la chaleur à 25.1 et 25.3 °(fluides caloporteurs à température ambiante respectivement, à l'absorbeur et au condenseur) en utilisant de la chaleur entrante à 69.5 °C (le réseau de chaleur). La faible valeur du débit de solution (0.017 kg/s) est due au dimensionnement du séparateur liquide-gaz comme expliqué dans la section 3.2.1.1.

Les températures de sortie des fluides caloporteurs de la PàCs sont respectivement de 13.6, 29.2, 27, 66 °C dans l'évaporateur, l'absorbeur, le condenseur et le désorbeur. Les différences de

Numéro du test	1	2	3	4	5	6	7	8
Température d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur (t2) (°C)	25.3	25.3	25.3	25.2	25.2	25.4	25.3	25.3
Température d'entrée du fluide caloporteur dans l'évaporateur (t4) (°C)	15.1	15	15	15	15.6	20.1	15.2	15.1
Température d'entrée du fluide caloporteur dans l'absorbeur (t10) (°C)	25.1	24.3	27.3	24.8	24.9	25.5	24.8	24.8
Température d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur (t12) (°C)	69.5	78.5	87	74.1	74.3	73.9	74.4	74.4
Débit du fluide caloporteur dans le condenseur (d1) (kg/s)	0.16	0.16	0.16	0.14	0.14	0.18	0.18	0.18
Débit du fluide caloporteur dans l'évaporateur (d2) (kg/s)	0.18	0.18	0.18	0.15	0.04	0.19	0.18	0.18
Débit du fluide caloporteur dans l'absorbeur (d4) (kg/s)	0.17	0.17	0.17	0.12	0.12	0.16	0.16	0.16
Débit du fluide caloporteur dans le désorbeur (d3) (kg/s)	0.2	0.21	0.21	0.12	0.12	0.15	0.15	0.15
Débit solution peu concentrée (D2) (kg/s)	0.017	0.017	0.018	0.011	0.012	0.021	0.021	0.021

Table 3.4 – Paramètres des régimes permanents effectués en mode climatisation

températures entre l'entrée et la sortie des fluides caloporteurs sont faibles (respectivement 1.5, 4.1, 1.7 et 8.4 et 3.5 °C). Elle sont dues à la faible puissance de la PàCs et aux forts débits des fluides caloporteurs dans ces composants (respectivement 0.18, 0.17, 0.16 et 0.2 kg/s).

Les températures de sortie de la solution ou du réfrigérant dans les composants sont proches des températures d'entrée (ou de sortie dans le cas de l'évaporateur) des fluides caloporteurs. Les différences (pincements) sont respectivement de 2.9, 0.1, 6.7 et 4.2 °C pour l'évaporateur, l'absorbeur, le condenseur et le désorbeur. Ces faibles différences montrent que les échangeurs sont efficaces et que les transferts de chaleur sont bien effectués.

Le débit de réfrigérant lors du test est de 0.91 g/s. La température d'entrée du réfrigérant dans le condenseur est de 56.1 °C, selon les propriétés décrites dans la section 2.1 l'enthalpie d'entrée est donc de 1285.7 kJ/kg et 127.4 kJ/kg en sortie. La puissance normalement dissipée par le condenseur est donc de 1.05 kW, la puissance mesurée par le fluide caloporteur (avec les températures d'entrée, de sortie et le débit) de 1.17 kW soit une différence de 10 % qui prend également en compte la désurchauffe et sous-refroidissement du fluide. La précision des mesures de puissances des fluides caloporteurs semble donc correcte mais peu précise. Cela peut-être dû à la difficulté de mesurer le faible débit de réfrigérant.

Numéro du test	1	2	3	4	5	6	7	8
Durée du régime permanent considéré (min)	13	10	10	30	20	20	15	15
Température caloporteur sortie condenseur (t1) (°C)	27	27.7	27.3	26.6	26.5	27.6	26.7	27
Température caloporteur sortie l'évaporateur (t3) (°C)	13.6	13.2	13.4	13.9	11.9	18.2	14.1	13.6
Température caloporteur sortie l'absorbeur (t9) (°C)	29.2	29.4	33.4	28.3	28.4	32	30.5	30.8
Température caloporteur sortie désorbeur (t11) (°C)	66	73.8	81.5	69.8	70.2	67.1	68.3	68.2
Température réfrigérant sortie condenseur (T2) (°C)	25.4	27.7	25.5	25.4	25.3	26.2	25.3	25.7
Température réfrigérant sortie l'évaporateur (T6) (°C)	12.2	11.5	11.5	13	10.5	16.2	12.6	12
Température solution sortie l'absorbeur (T8) (°C)	31.8	32.4	36.3	33.8	32.9	33.5	32.4	32.1
Température solution sortie désorbeur (T14) (°C)	65.3	73.4	81.4	69	69.6	67.8	68.4	68.3
Concentration basse (D2) (kg/kg)	0.475	0.486	0.507	0.494	0.501	0.467	0.477	0.481
Débit de réfrigérant (D3) (g/s)	0.91	1.019	1.021	0.584	0.435	1.272	0.824	0.958
Pression du réservoir de solution (P4) (bar)	6.33	6.12	6.31	6.11	5.53	7.12	6.41	6.21
Pression du réservoir de réfrigérant (P2) (bar)	10.9	11	10.93	10.68	10.73	11.03	11.19	10.81
Puissance au niveau du fluide caloporteur du condenseur (t1, t2, d1) (kW)	1.17	1.57	1.32	0.8	0.73	1.73	1.06	1.26
Puissance au niveau du fluide caloporteur de l'évaporateur (t3, t4, d2) (kW)	-1.06	-1.36	-1.21	-0.68	-0.63	-1.56	-0.9	-1.16
Puissance au niveau du fluide caloporteur de l'absorbeur (t10, t6, d4) (kW)	2.87	3.55	4.26	1.68	1.7	4.32	3.8	3.99
Puissance au niveau du fluide caloporteur du désorbeur (t11, t12, d3) (kW)	-2.94	-4.01	-4.64	-2.2	-2.07	-4.37	-3.9	-4.01
COP (t11, t12, d3, t3, t4, d2) (-)	0.37	0.35	0.26	0.31	0.31	0.36	0.23	0.29

Table 3.5 – Résultats expérimentaux en régime permanent en mode climatisation

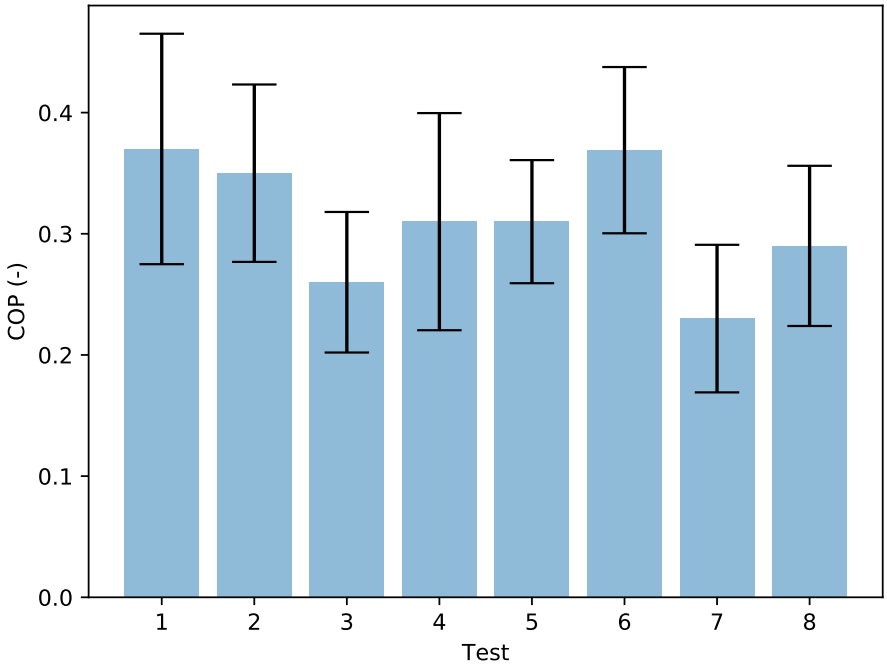


Figure 3.7 – COP des différents tests en mode climatisation décrits dans la table 3.5

La pression dans la partie condenseur/désorbeur est de 10.9 bars. Cette pression correspond à une température de saturation de l'ammoniac de 27.4 °C (propriétés de l'ammoniac section 2.1), donc l'ammoniac sortant du condenseur est sous-refroidi (25.4 °C). En effet, le faible débit, le faible espace entre les plaques et la tension de surface du réfrigérant peut ralentir l'écoulement par gravité, par conséquent, le réfrigérant peut rester dans le condenseur après sa condensation et peut être donc sous-refroidi.

La pression dans l'évaporateur/absorbeur est de 6.33 bars. La température de saturation de l'ammoniac à cette pression est de 10.5 °C (propriétés de l'ammoniac section 2.1). L'ammoniac vapeur sortant de l'évaporateur est à 12.2 °C, on peut donc en conclure qu'il est surchauffé. Cette surchauffe peut être due au fluide caloporteur qui sort en haut de l'évaporateur à une température de 13.6 °C et, en raison de difficultés de mesure de niveaux, l'évaporateur n'est pas complètement rempli du côté réfrigérant. Par conséquent, la vapeur d'ammoniac est surchauffée au sommet de l'évaporateur.

Le bilan énergétique de la PàCs permet d'avoir un aperçu de la fiabilité des mesures de puissance et des pertes thermiques. En effet, dans le cas du test 1, 1.06 et 2.94 kW de chaleur sont consommés au niveau de l'évaporateur et du désorbeur soit un total de 4.00 kW auquel il faut ajouter la consommation de la pompe qui n'est pas mesurée sur le prototype. De même, au niveau du condenseur et de l'absorbeur 1.17 et 2.87 kW sont dissipés, soit un total de 4.04 kW. Les deux valeurs sont très proches et donc les pertes thermiques semblent faibles, la majorité de la chaleur fournie à la PàCs est dissipée par celle-ci à une autre température via les échangeurs.

Toutes les analyses précédentes ont aussi été réalisées pour tous les tests et celles-ci semblent toutes cohérents.

Le système possède un COP relativement faible de 0.37. Ce COP peut être dû aux différents problèmes expérimentaux décrits dans la section 3.2.1.1. En effet, le séparateur liquide-gaz, en ne séparant pas toute la vapeur de réfrigérant, provoque donc une réabsorption de cette vapeur directement dans le circuit de solution, le débit de réfrigérant est plus faible que dans le cas avec un séparateur correctement dimensionné, la production de froid est donc plus faible pour la même consommation de chaleur au niveau du désorbeur ce qui diminue le COP.

Les tests 1, 2 et 3 sont des tests avec des conditions de fonctionnement proches, à l'exception de la température d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur qui augmente de 69.5 °C pour le test 1, à 78.5 °C pour le test 2 et 87 °C pour le test 3. Cette augmentation de la température d'entrée du désorbeur a une influence raisonnable sur les puissances au niveau du condenseur (entre 1.17 et 1.57 kW) ou de l'évaporateur (entre -1.06 et -1.36 kW) mais provoque une forte augmentation de la puissance consommée au désorbeur (de 2.94 kW à 4.64 kW). Cette augmentation provoque la diminution significative du COP du système. Cette différence, et ce comportement différent de celui attendu, peut s'expliquer par le mauvais fonctionnement du séparateur liquide gaz. En effet, quelle que soit la température d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur, le débit de réfrigérant dans le condenseur reste proche de la même valeur (entre 0.91 et 1.021 g/s) par conséquent le séparateur liquide-gaz du désorbeur sépare toujours la même quantité de réfrigérant. Comme expliqué dans la section 3.2.1.1, le séparateur laisse une partie de la vapeur de réfrigérant dans la solution lorsqu'elle retourne à l'absorbeur. Par conséquent, il semble que la proportion de bulles recirculées augmente lorsque la quantité d'ammoniac désorbée au niveau du désorbeur augmente. Cette variation démontre donc le sous-dimensionnement du séparateur liquide-gaz et ses conséquences sur les performances du système.

Les tests 4 et 5 sont identiques à l'exception du débit de fluide caloporteur dans l'évaporateur. En effet, le tests 4 a été réalisé avec un débit de fluide caloporteur de 0.15 kg/s alors que le test 5 a été réalisé avec un débit de 0.04 kg/s. Cette diminution du débit a peu impacté les puissances dissipées ou consommées dans les différents composants et donc le COP. En revanche, la température de sortie du fluide caloporteur de l'évaporateur a été impactée (de 13 à 10.5 °C). De plus, la température du réfrigérant sortant de l'évaporateur ainsi que la pression dans celui-ci ont diminué. Par conséquent, la diminution du débit du fluide caloporteur dans l'évaporateur permet d'obtenir des températures plus basses pour la production de froid tout en ne diminuant pas les performances de la PàCs.

Les tests 6 et 7 ont été réalisés avec les mêmes conditions de fonctionnement excepté la température d'entrée du fluide caloporteur dans l'évaporateur qui est de 15.2 °C durant le test 7 et 20.1 °C durant le test 6. L'augmentation de cette température influe fortement sur les performances du système. En effet, la température du réfrigérant dans l'évaporateur est plus élevée et par conséquent la pression basse du système aussi. Comme visible sur la figure 1.5 (diagramme Oldham), l'augmentation de la pression permet, pour une même température d'avoir une concentration plus faible en sortie d'absorbeur. Par conséquent, la quantité de réfrigérant absorbée est plus importante. L'augmentation de cette pression augmente l'absorption dans l'absorbeur et donc la concentration de la solution non concentrée diminue. Par conséquent, les puissances dissipées ou consommées pour la désorption, la condensation et l'évaporation augmentent. La PàCs consomme et produit donc plus de chaleur.

Les test 7 et 8 possèdent les même conditions de fonctionnement. En effet, le test 8 a été réalisé, puis la température d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur a été augmenté de 25.3 °C à 30.3 °C et un régime permanent a été atteint (test 10 dans l'annexe E). Ensuite, la température d'entrée du fluide caloporteur a été réduite à nouveau à 25.3 °C (test 7). Les deux tests possèdent des résultats très proches et prouvent donc la capacité de la PàCs à revenir dans un état précédent avec les même performances et la répétabilité des essais. Les légères différences peuvent s'expliquer par des différences de niveau dans l'évaporateur par exemple qui sont difficilement réglables dû aux problèmes des capteurs de niveaux vu dans la section 3.2.1.1.

Pour conclure, les mesures effectuées par les différents capteurs sont cohérentes avec un fonctionnement en mode climatisation. Le comportement de la machine correspond aux observations

basées sur la modélisation, et les différences quantitatives de comportement peuvent s'expliquer en raison du défaut de dimensionnement du séparateur liquide-gaz. Les performances de la PàCs restent acceptables mais faibles en raison des difficultés énoncées dans la partie 3.2.1.1. Cependant, certains paramètres permettent d'améliorer celles-ci comme la température du froid produit par exemple.

Les résultats confirment donc qu'une PàCs en mode climatisation peut produire du froid pour un bâtiment dans une sous-station de réseau de chaleur. En effet, les différents tests prouvent la capacité de la PàCs à produire du froid à 15 °C en utilisant de la chaleur à des températures comprises entre 88.6 °C (test 11 en annexe E) et 69.5 °C (test 1), températures de fonctionnement de certains réseaux de chaleur et une température extérieure maximum de 33 °C (test 12). De plus, l'amélioration de certains composants (notamment le séparateur liquide-gaz par exemple) permettrait d'augmenter les performances mais aussi de diminuer la température d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur pour simuler la capacité du système à fonctionner à des températures de réseau de chaleur de 4ème génération (températures inférieures à 60 °C).

3.2.2.2 Analyse d'un régime transitoire du prototype

L'analyse d'un régime transitoire du prototype permet d'observer la réponse dynamique de celui-ci face à la variation d'un paramètre d'entrée. Dans cette section, une variation de température d'entrée du fluide caloporteur dans l'évaporateur (température froide) va être étudiée pour évaluer le temps de réponse du système à changer sa température de production de froid (passage d'un système de climatisation à un autre). Cette température évolue de 20 °C (température d'un plancher rafraîchissant par exemple) vers une température de 15 °C (température d'une climatisation classique par exemple). Tous les paramètres et résultats des régimes permanents précédent et suivant cette phase transitoire sont décrits dans les tables 3.4 et 3.5 (test 6 vers test 7) : la température extérieure (entrée dans le condenseur et l'absorbeur) est d'environ 25 °C et la température du réseau de chaleur (entrée dans le désorbeur) est d'environ 74 °C.

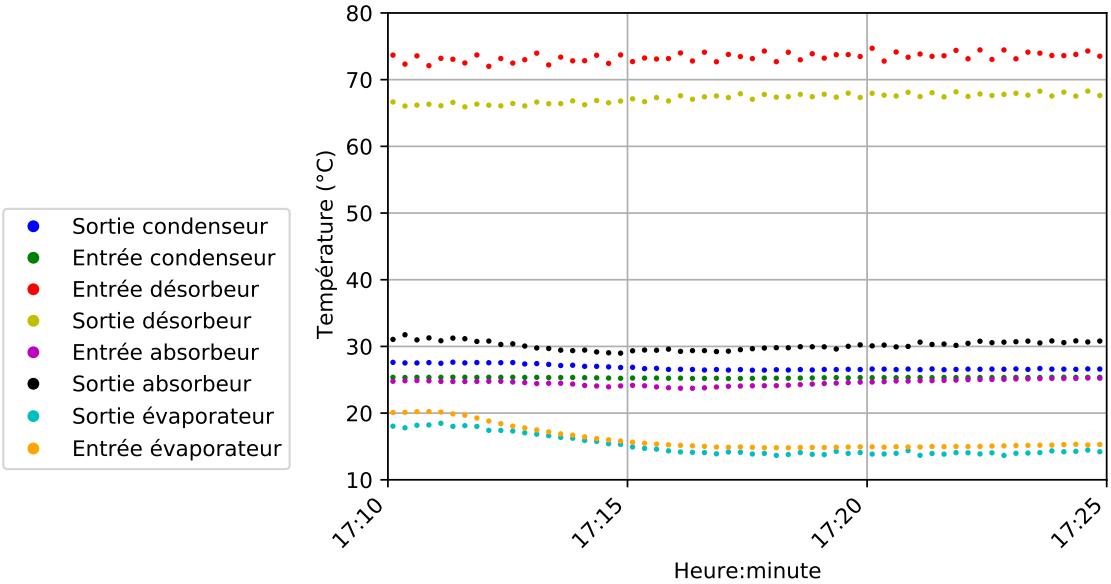


Figure 3.8 – Températures des circuits externes du prototype lors d'un régime transitoire en mode climatisation

Comme indiqué sur la figure 3.8 la température froide diminue de 20 °C à 15 °C entre 17h12 et 17h18 soit en 6 minutes. Ce changement est une variation rapide et a un impact immédiat sur

le prototype. En effet, on peut observer l'impact presque instantané sur les températures de sortie des fluides caloporteur de l'absorbeur, du condenseur et du désorbeur dû à la diminution des puissances échangées. La température d'entrée de l'absorbeur varie légèrement (de 25 °C à 23.7 °C) lors de la transition, cela est dû au bain thermostaté qui possède une faible inertie et nécessite un court temps d'adaptation à une variation de la puissance comme décrit dans la section 3.2.1.1.

Les températures internes (figure 3.9) sont instantanément impactées par le changement de température externe. En effet, la température d'entrée et de sortie du réfrigérant de l'évaporateur varie très rapidement car la température du fluide caloporteur ayant diminuée, celui-ci ne réchauffe plus l'évaporateur qui chute en température à cause de l'évaporation du réfrigérant. La température du réfrigérant en sortie d'évaporateur est de la vapeur surchauffée et présente une inertie un peu plus importante (la diminution de la température commence 1 minute plus tard et se termine 3 minutes après la variation de la température du réfrigérant liquide). La température en entrée de l'absorbeur est affectée par cette diminution de température froide car l'entrée de l'absorbeur est composée de solution et de réfrigérant. Par conséquent, la diminution de la température du réfrigérant fait légèrement diminuer la température du mélange en entrée de l'absorbeur. Les autres variations de températures des fluides internes du prototype sont principalement dues aux diminutions des puissances et de pressions dans les composants.

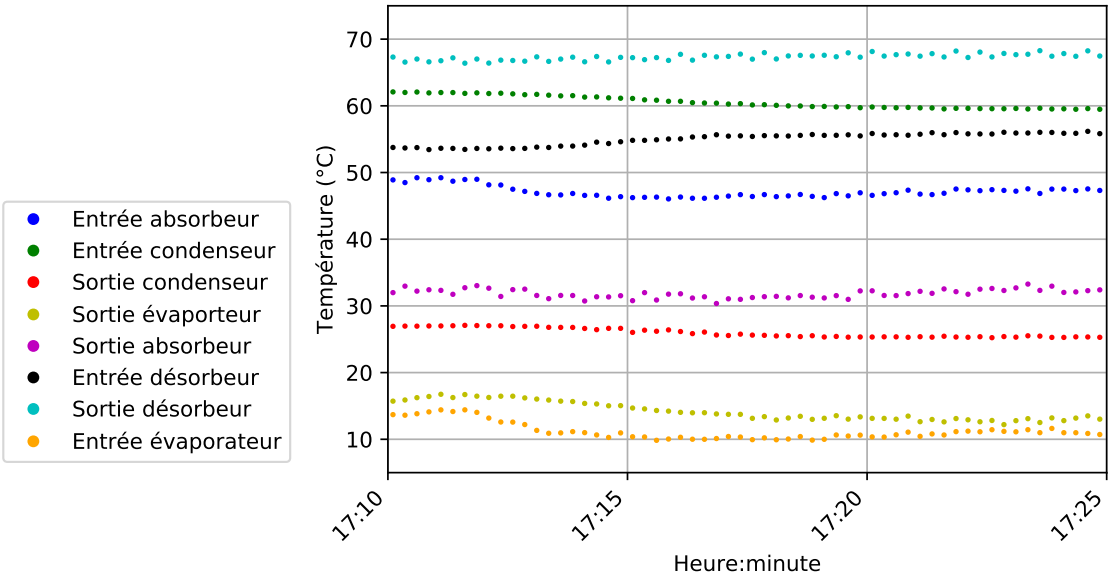


Figure 3.9 – Températures du circuit interne du prototype lors d'un régime transitoire en mode climatisation

Nous observons également sur la figure 3.10 que la diminution de la température de saturation du réfrigérant dans l'évaporateur a provoqué la diminution de la pression basse du système.

Comme indiqué précédemment, les puissances échangées par la PàCs sont fortement impactées par cette diminution des températures (figure 3.11). La chaleur consommée à l'évaporateur diminue rapidement puis les échanges sont presque nuls car la température du fluide caloporteur est très proche de celle du réfrigérant dans l'évaporateur (pic à 17h14). Puis, la température de réfrigérant continuant de diminuer (après la stabilisation de la température du fluide caloporteur à 15 °C) les échanges reprennent et par conséquent la puissance consommée à l'évaporateur augmente légèrement pour atteindre un régime permanent (17h16). La variation de cette puissance à l'évaporateur influe directement sur la puissance dissipée à l'absorbeur avec un pic identique puis

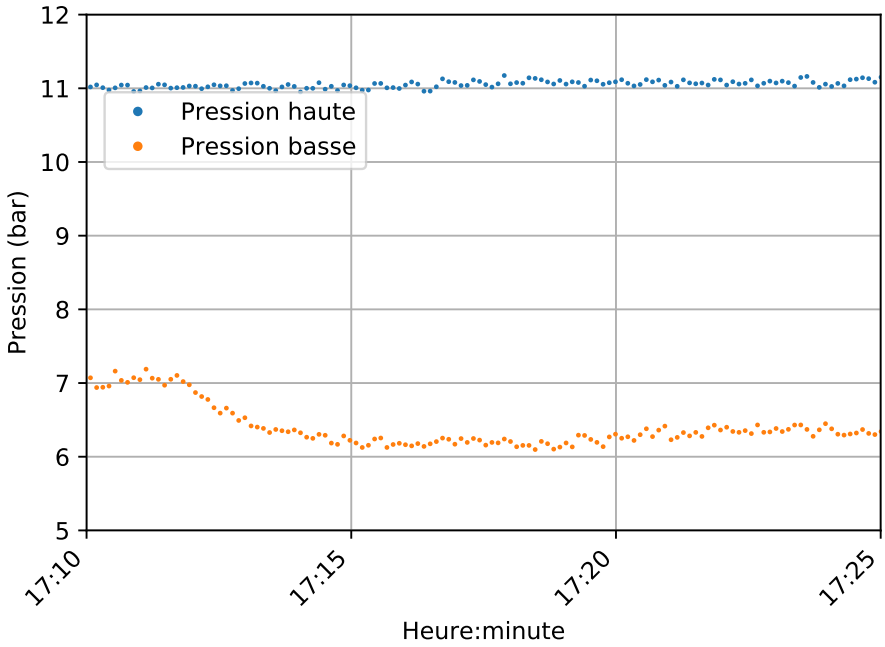


Figure 3.10 – Pressions dans le circuit interne du prototype lors d'un régime transitoire en mode climatisation

une stabilisation peu après.

La puissance consommée au désorbeur varie rapidement à cause de la forte variabilité de la température d'entrée du fluide caloporteur dans celui-ci. En effet, le bain thermostaté relié au désorbeur est un bain permettant uniquement le chauffage avec une régulation "on/off" et une faible inertie ce qui implique donc des variations de température de fluide caloporteur en entrée du désorbeur à chaque allumage du chauffage du bain pour atteindre la température de consigne (± 2 °C, figure 3.8).

La vitesse de transition entre les deux régimes permanents est élevée (environ 15 minutes), en effet, tous les résultats varient quasiment immédiatement après la variation de la température d'entrée du fluide caloporteur et la température de sortie du fluide caloporteur du désorbeur semble se stabiliser environ 15 minutes après le début de la transition. Cette vitesse de transition est intéressante pour permettre des changement de température de production de froid (changement d'une climatisation à un plancher refroidissant par exemple) plusieurs fois dans une journée. De plus, un réglage du contrôle de la pompe (débits de réfrigérant et de solution) plus précis et automatisé permettrait sûrement de réduire encore ce temps de transition.

3.2.2.3 Analyse d'un démarrage du prototype

La transition d'un démarrage de la PàCs vers une régime permanent permet d'étudier la pertinence de l'installation de celles-ci en sous-station. En effet, en fonction du mode utilisé ce système pourrait nécessiter des allumages et des arrêts fréquents et donc le temps nécessaire à ces transitions est important. Cette section décrit le démarrage de la PàCs en mode climatisation. Le démarrage s'effectue depuis un état "chaud" : la PàCs étant arrêtée aucun débit n'est présent et aucune puissance n'est transférée cependant les différentes températures et donc les pressions du système ne sont pas encore stables (visibles sur les figure 3.12 à 3.15). Dans cet état "chaud" deux vannes du circuit interne sont fermées pour isoler le circuit de solution du circuit de réfrigérant (vanne V1 et V7 sur la figure 3.4) : la vanne entre le séparateur liquide-gaz en sortie du désorbeur

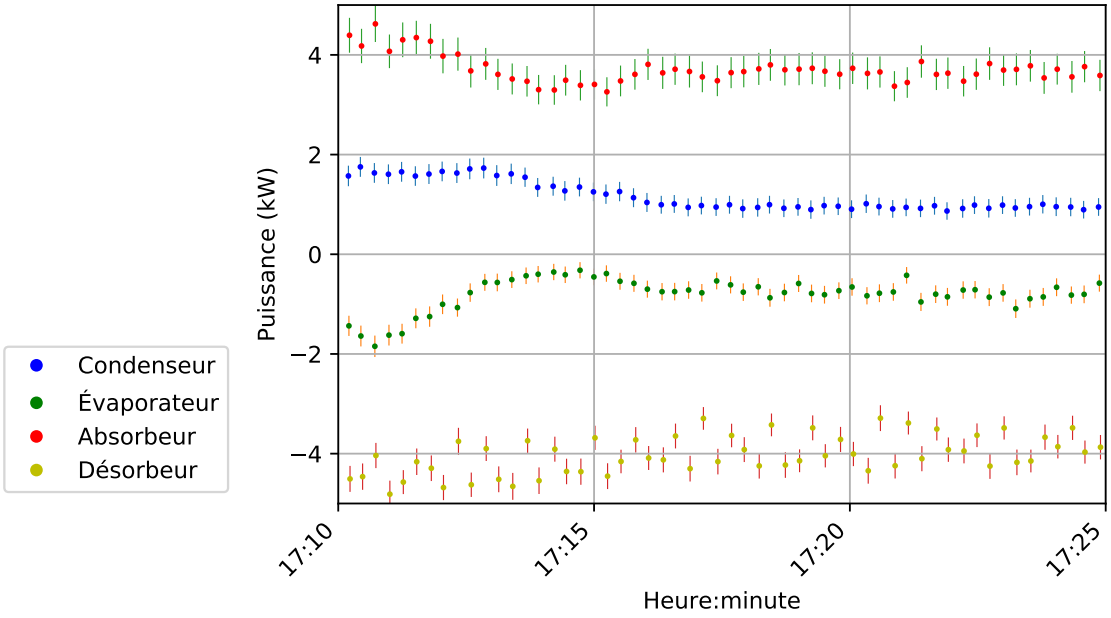


Figure 3.11 – Puissances échangées avec le circuit externe du prototype d'un régime transitoire en mode climatisation

et le condenseur et la vanne entre l'évaporateur et l'absorbeur, de plus le détendeur de réfrigérant est fermé et celui de solution est ouvert. Les résultats du régime permanent atteint à la fin du démarrage sont décrits dans la table 3.6.

Température d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur (t2) (°C)	25.3
Température d'entrée du fluide caloporteur dans l'évaporateur (t4) (°C)	15.1
Température d'entrée du fluide caloporteur dans l'absorbeur (t6) (°C)	24.8
Température d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur (t12) (°C)	74.4
Débit du fluide caloporteur dans le condenseur (d1) (kg/s)	0.19
Débit du fluide caloporteur dans l'évaporateur (d2) (kg/s)	0.18
Débit du fluide caloporteur dans l'absorbeur (d4) (kg/s)	0.16
Débit du fluide caloporteur dans le désorbeur (d3) (kg/s)	0.15
Débit solution peu concentrée (D2) (kg/s)	0.011

Table 3.6 – Paramètres du régime permanent réglés à la fin du démarrage en mode climatisation

Le démarrage s'effectue à 14h44, les vannes du circuit externe sont ouvertes pour permettre aux fluides caloporteurs de circuler dans les différents composants de la PàCs excepté dans l'évaporateur. Ce démarrage est visible sur la figure 3.12 avec l'augmentation soudaine des températures d'entrée et donc de sortie des fluides caloporteurs.

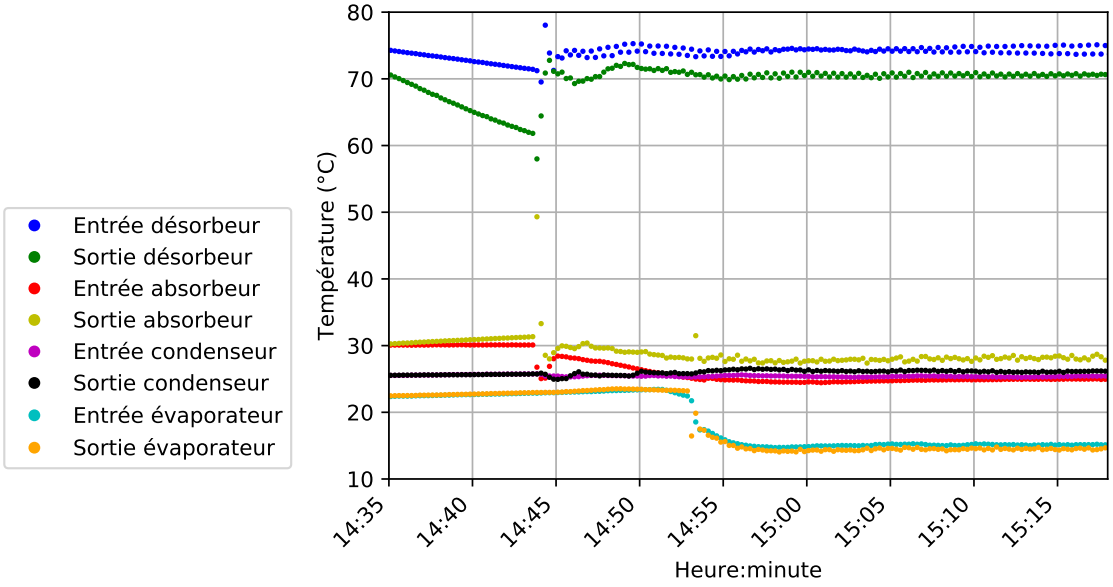


Figure 3.12 – Températures du circuit externe du prototype lors du démarrage présenté en mode climatisation

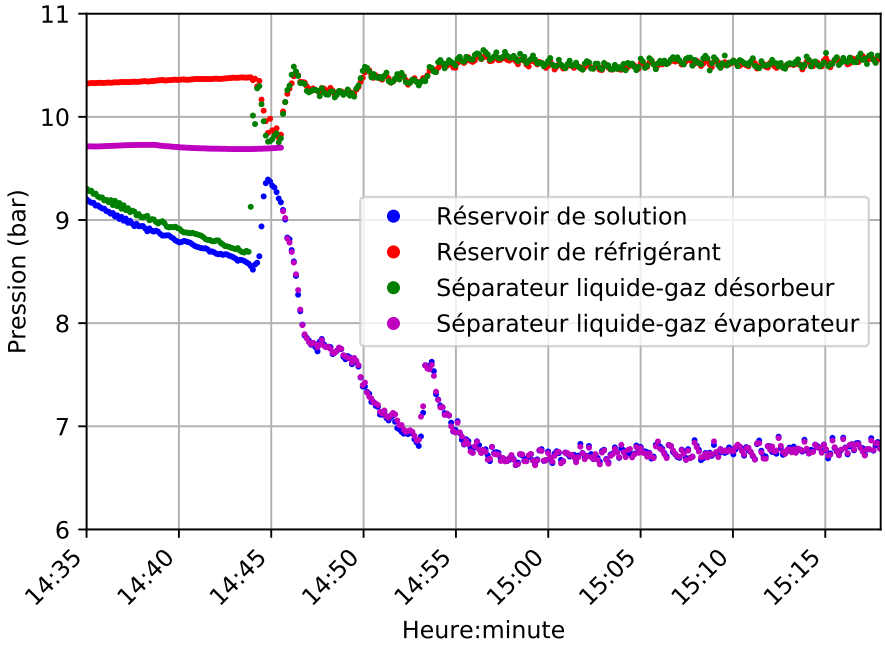


Figure 3.13 – Pressions du circuit interne du prototype lors du démarrage présenté en mode climatisation

À 14 h 45, la vanne reliant le séparateur liquide gaz du désorbeur et le condenseur est ouverte pour condenser le réfrigérant qui commence à être désorbé au niveau du désorbeur. Cette ouverture est visible sur la figure 3.13 avec l'égalisation de la pression dans le réservoir de réfrigérant (lié au condenseur) et le séparateur liquide-gaz du désorbeur. De plus, la pression dans le réservoir de solution augmente aussi car le détendeur de solution est complètement ouvert (perte de charges minimum).

En parallèle, le débit de solution est augmenté via la pompe de solution (figure 3.14) et le

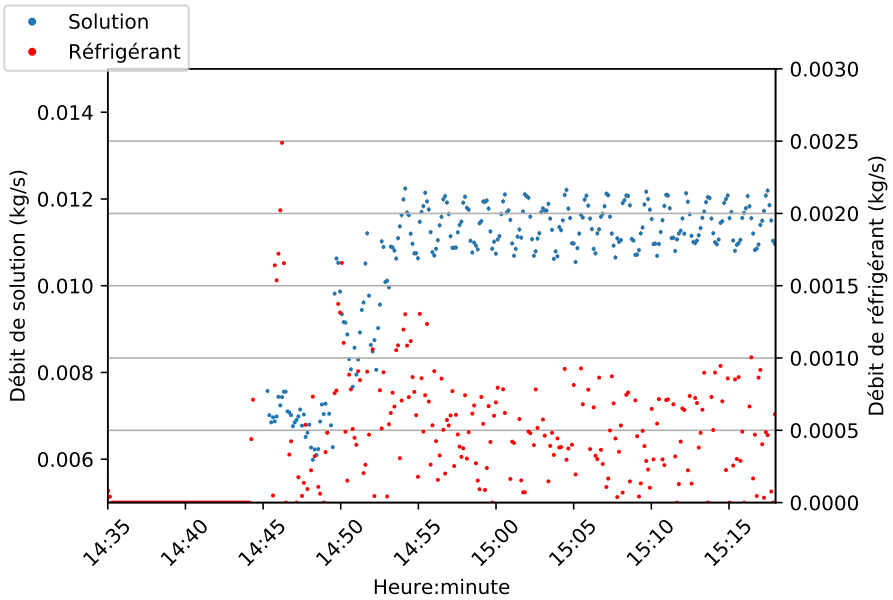


Figure 3.14 – Débits du circuit interne du prototype lors du démarrage présenté en mode climatisation

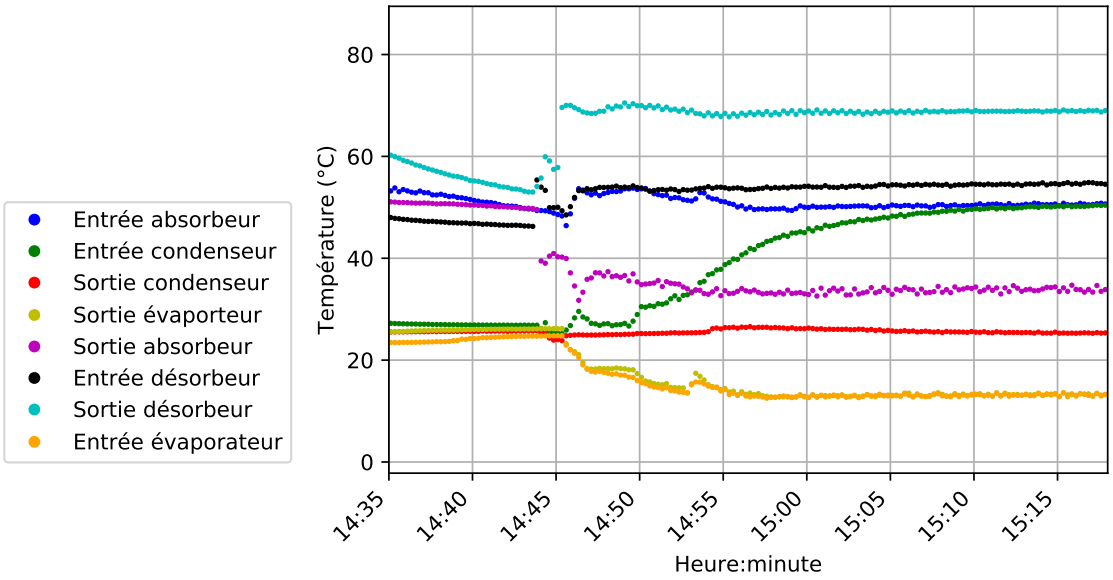


Figure 3.15 – Températures du circuit interne du prototype lors du démarrage présenté en mode climatisation

détendeur est ajusté en permanence pour maintenir les différents niveaux de solution constants pour éviter tout risque de débordement. L'augmentation du débit et le réglage du détendeur de solution se traduit par une augmentation de la différence de pression entre le désorbeur et l'absorbeur. Cependant, le désorbeur est maintenu à un pression constante via le condenseur qui empêche l'augmentation de la pression en condensant le réfrigérant gazeux. Par conséquent, uniquement la pression dans l'absorbeur et le réservoir de solution diminue car ils ne sont pas encore connectés à l'évaporateur.

Pendant cette augmentation de débit de solution, à 14h46, la vanne 7 du circuit interne (vanne

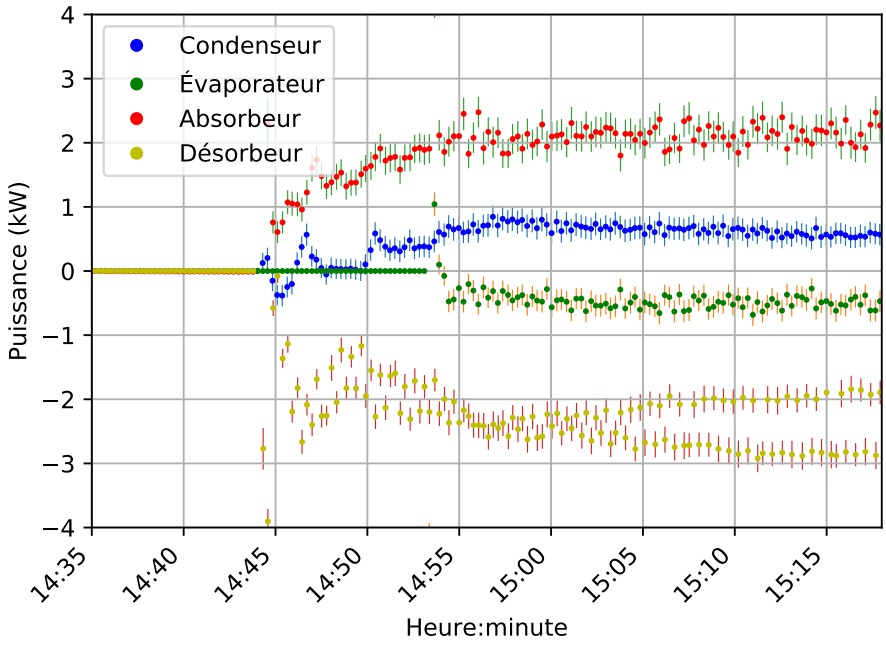


Figure 3.16 – Puissances échangées avec le circuit externe du prototype lors du démarrage en mode climatisation

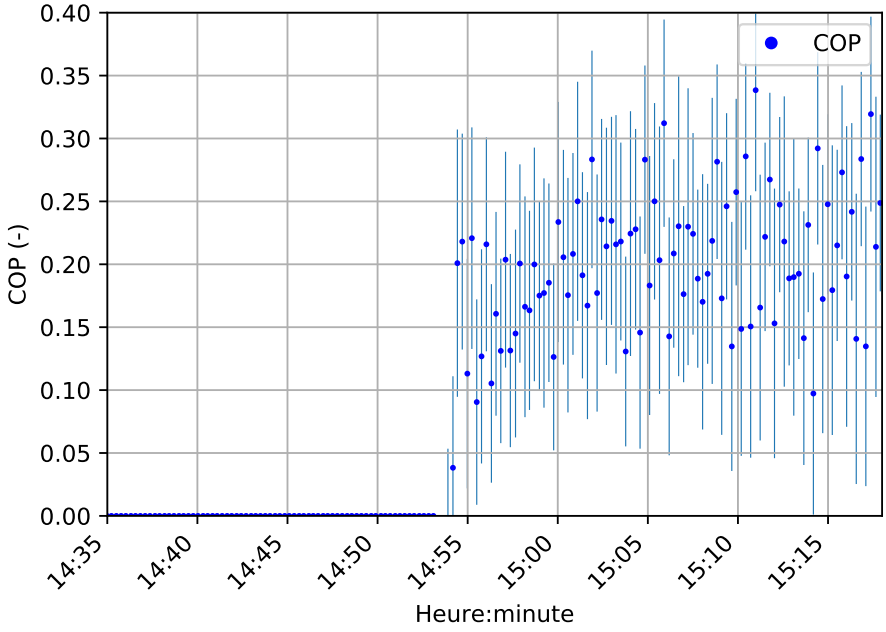


Figure 3.17 – COP du prototype lors du démarrage en mode climatisation

V7 sur la figure 3.4) reliant l'évaporateur et l'absorbeur est ouverte (figure 3.13 : la pression de l'évaporateur rejoint celle du réservoir de solution). Cette ouverture de vanne provoque l'évaporation du réfrigérant dans l'évaporateur et son absorption dans l'absorbeur. En même temps, le détendeur de réfrigérant est aussi ajusté pour maintenir un niveau constant dans l'évaporateur. Cette évaporation fait chuter la température dans l'évaporateur (figure 3.15).

Quand cette température est inférieure à 15 °C (14h54), deux vannes du circuit externe sont

ouvertes (vannes v20 et v25 sur la figure 3.4) pour permettre au fluide caloporteur à 15 °C de rejoindre l'évaporateur (visible sur la figure 3.12 avec la chute de la température d'entrée et de sortie du fluide caloporteur dans l'évaporateur). Cet apport de chaleur provoque une forte évaporation et donc un pic de pression dans l'évaporateur et l'absorbeur (figures 3.16 et 3.13).

À partir de ce point (14h54) la chaleur consommée à l'évaporateur (figure 3.16) augmente jusqu'à atteindre un régime permanent et termine donc le démarrage de la PàCs. Le COP du système atteint un régime permanent environ 15 minutes après le démarrage du système (figure 3.17).

Ce temps de démarrage est assez faible et peux être dû au fait que la PàCs n'était pas complètement arrêtée. Par conséquent, le temps réel d'un démarrage avec une PàCs à température ambiante devrait être plus long.

Ce démarrage a été effectué avec un contrôle manuel du système par l'utilisateur. De plus, le sous-dimensionnement du séparateur liquide-gaz décrit dans la section 3.2.1.1 ajoute un risque de débordement très présent lors du démarrage (forts transitoires). Par conséquent, les différents contrôles de la PàCs (débits, vannes, détendeurs, ...) ne sont pas optimisés pour réduire le temps du démarrage mais pour réduire le risque de débordement. Donc, une optimisation du démarrage pourrait être réalisée en automatisant certaines actions comme le contrôle automatique des détendeurs et en modifiant le séparateur liquide-gaz.

Ce démarrage "chaud" montre la capacité de la PàCs à redémarrer avant son arrêt complet. Cette capacité permettrait de changer de mode rapidement. En effet, l'arrêt de la PàCs en mode chauffage décrit dans la section 3.2.3.3 passe par cet état arrêté "chaud". Par conséquent, un changement entre le mode climatisation et chauffage pourrait être réalisé en arrêtant la PàCs mais sans attendre la stabilisation complète des températures et pressions.

3.2.3 Mode chauffage

Le mode chauffage a également pu être testé avec le prototype. Le circuit réalisé pour ces tests est décrit dans l'annexe A, figure A.3. L'objectif de ce mode est d'avoir la température de fluide caloporteur en sortie de réseau primaire (sortie d'évaporateur) inférieure à la température d'entrée du réseau secondaire (entrée de l'absorbeur, condenseur et côté secondaire de l'échangeur externe) et donc une efficacité supérieure à 1 (équation (1.3)). Pour cela, un bain thermostaté connecté en série au désorbeur, au côté primaire de l'échangeur externe et à l'évaporateur simule le circuit primaire, celui du réseau de chaleur, et un autre bain thermostaté connecté en parallèle au condenseur, absorbeur et côté secondaire de l'échangeur externe simule le circuit secondaire, celui du bâtiment. Cette section décrit les différents résultats obtenus avec différents régimes permanents, un régime transitoire et un arrêt du système.

3.2.3.1 Régimes permanents

La table 3.7 décrit les paramètres choisis pour les différents régimes permanents étudiés dans cette section et la table 3.8 décrit leurs résultats. D'autres régimes permanents ont été effectués mais ne seront pas étudiés dans cette section et sont décrits en annexe E, tables E.3 et E.4. Les températures d'entrée de réseau primaire (entrée fluide caloporteur dans le désorbeur) ont été choisies pour correspondre à des températures de réseau primaire, les températures d'entrée de réseau secondaire (entrée fluide caloporteur dans le condenseur, absorbeur et échangeur externe) ont été choisies pour correspondre à des besoins en chauffage à basse température (plancher chauffant). Des températures de réseau secondaire plus élevées (supérieures à 35 °C) n'ont pas été réalisées suites aux difficultés expérimentales (séparateur liquide-gaz) décrites dans la section 3.2.1.1.

Les résultats sont calculés avec la moyenne des mesures sur la durée du régime permanent considéré. Les puissances sont calculées au niveau des fluides caloporteurs en utilisant l'équation (3.1). L'efficacité est calculée via l'équation (1.3) décrite dans la section 1.3.3. La figure 3.18 décrit les efficacités mesurées en fonction des différents tests.

Le test numéro 16 représente un fonctionnement classique en mode chauffage. En effet, le fluide caloporteur représentant le réseau primaire du réseau de chaleur entre dans le désorbeur à une température de 86.2 °C et le fluide caloporteur représentant le réseau secondaire entre dans l'échangeur externe, le condenseur et l'absorbeur à une température de 34.6 °C. Le réseau primaire possède une forte différence de température entre l'entrée et la sortie, le débit est donc très faible (inférieur à 0.05 kg/s) celui-ci n'est donc pas mesurable avec les instruments installés.

Numéro de test	16	17	18	19	20	21	22
Température d'entrée du réseau secondaire (entrée condenseur, absorbeur et échangeur externe) (t2, t6, t10) (°C)	34.6	30.1	30.2	29.8	24.8	29.8	30
Température d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur (t12) (°C)	86.2	86.4	86.3	86.1	85.9	86.1	86.2
Débit du fluide caloporteur dans le condenseur (d1) (kg/s)	0.12	0.09	0.15	0.12	0.12	0.12	0.12
Débit du fluide caloporteur dans l'absorbeur (d4) (kg/s)	0.08	0.06	0.1	0.08	0.08	0.08	0.08
Débit du fluide caloporteur dans l'échangeur externe coté réseau secondaire (d5) (kg/s)	0.14	0.1	0.17	0.14	0.13	0.14	0.14
Débit solution peu concentrée (D2) (kg/s)	0.009	0.007	0.007	0.009	0.009	0.009	0.005

Table 3.7 – Paramètres des régimes permanents effectués en mode chauffage

Les résultats du test 16 montrent que plus de la moitié de la chaleur est transférée du réseau primaire au réseau secondaire via l'échangeur externe, en effet, 0.99 kW de chaleur sont reçu par l'absorbeur et le condenseur alors que 1.31 kW de chaleur est transférée via l'échangeur externe. Les puissances consommées au niveau de l'évaporateur et du désorbeur ne sont pas mesurables à cause du très faible débit qui n'est pas mesuré.

Le calcul du débit du réseau primaire peut s'effectuer au niveau de l'échangeur externe. En effet, celui-ci transfère la chaleur directement du réseau primaire au réseau secondaire. Le réseau secondaire reçoit 1.31 kW au niveau de l'échangeur externe et, du côté du réseau primaire, le fluide caloporteur entre dans l'échangeur externe à 64.9 °C (température de sortie du fluide caloporteur du désorbeur) et sort à 35.7 °C (température entrée du fluide caloporteur dans l'évaporateur). Le débit du réseau primaire dans l'échangeur externe, et par extension dans l'évaporateur et le désorbeur car ils sont tous les trois connectés en série, est de 0.011 kg/s (débit trop faible pour être mesuré par les instruments du prototype). Ce débit et les différences de températures entre l'en-

Numéro du test	16	17	18	19	20	21	22
Durée du régime permanent considéré (min)	15	19	10	29	25	29	40
Température caloporteur sortie condenseur (t1) (°C)	35.3	31.2	31	30.6	25.6	30.8	30.7
Température caloporteur entrée évaporateur (t4) (°C)	35.7	33.6	33.3	32.2	27.7	31.7	31.7
Température caloporteur sortie évaporateur (t3) (°C)	28.4	26.9	26.7	24.8	20.7	23.9	25.6
Température caloporteur sortie absorbeur (t9) (°C)	36.7	33	32.5	32.7	27.7	32.5	31.9
Température caloporteur sortie désorbeur (t11) (°C)	64.9	69	67	63.9	62.4	63.2	64.4
Température caloporteur sortie échangeur externe (réseau secondaire) (t8) (°C)	36.9	35.3	33.1	32.6	27.9	32.5	32.4
Température réfrigérant sortie condenseur (T2) (°C)	35	30.4	30.5	30.3	24.9	29.8	29.8
Température réfrigérant sortie évaporateur (T6) (°C)	27.2	25.7	25.5	23.5	19.4	22.4	24.5
Température solution sortie absorbeur (T8) (°C)	43.1	42.3	39.4	38.8	34.9	38.6	39
Température solution sortie désorbeur (T14) (°C)	61.2	66.9	64.4	59.9	58	59	61.9
Concentration basse (D2) (kg/kg)	0.455	0.487	0.467	0.465	0.453	0.458	0.439
Débit de réfrigérant (D3) (g/s)	0.365	0.392	0.518	0.345	0.229	0.372	0.257
Pression du réservoir de solution (P4) (bar)	10.52	8.83	8.75	8.71	8.15	8.91	9.74
Pression du réservoir de réfrigérant (P2) (bar)	13.64	12.13	12.03	11.96	11.65	12.05	12.99
Puissance au niveau du fluide caloporteur du condenseur (t1, t2, d1) (kW)	0.34	0.4	0.52	0.39	0.36	0.47	0.35
Puissance au niveau du fluide caloporteur de l'absorbeur (t10, t9, d4) (kW)	0.65	0.69	0.92	0.94	0.94	0.86	0.61
Puissance au niveau de l'échangeur externe (réseau secondaire) (t6, t8, d5) (kW)	1.31	2.19	2.18	1.56	1.75	1.52	1.39
Efficacité (t12, t6, t3) (-)	1.12	1.06	1.06	1.09	1.07	1.11	1.08

Table 3.8 – Résultats des régimes permanents effectués en mode chauffage

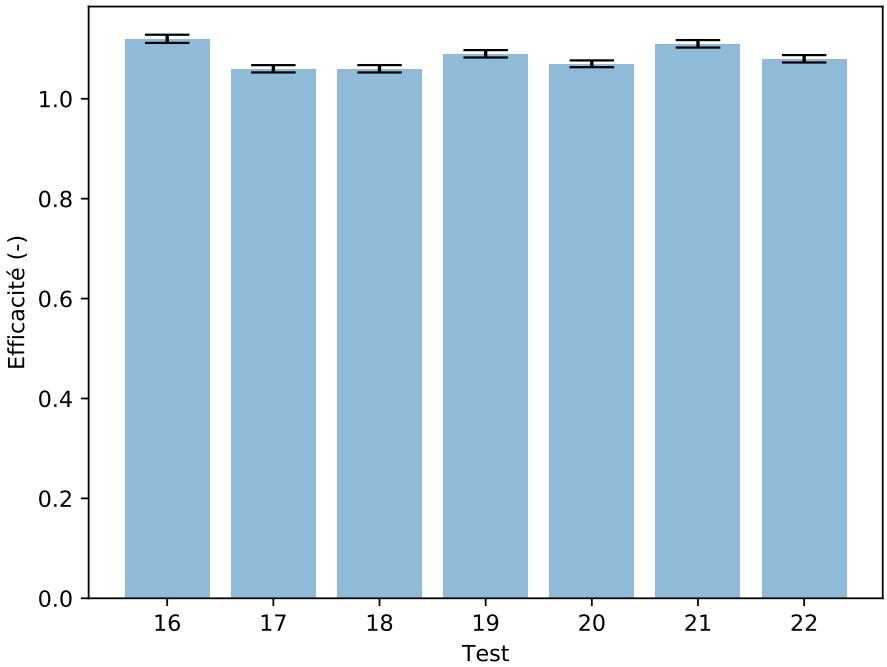


Figure 3.18 – COP des différents tests en mode chauffage décrits dans la table 3.7

trée et la sortie des fluides caloporteurs dans le désorbeur et évaporateur permettent de calculer la chaleur fournie par le réseau primaire à chaque composant soit respectivement 0.85 et 1.16 kW.

La température de sortie du fluide caloporteur de l'évaporateur (donc la sortie du réseau primaire) est à 28.4 °C. Elle représente une diminution de 6.2 °C par rapport à un cas avec un échangeur avec une efficacité égale à l'unité (34.6 °C). Dans un cas où les transferts entre le réseau primaire et secondaire se feraient uniquement avec un échangeur externe possédant une efficacité de 0.9 (efficacité réaliste d'un échangeur), la température de sortie du réseau primaire serait de 39.8 °C. On peut donc en conclure que ce système permet de réduire la température de sortie du réseau primaire d'environ 11.4 °C.

Les tests numéro 17 et 18 sont réalisés dans les mêmes conditions de fonctionnement, excepté les débits du fluide caloporteur du réseau secondaire, plus importants dans le test 18 que le test 17. L'augmentation de ces débits implique une diminution des températures de sortie des fluides caloporteurs car la puissance reçue augmente peu. Cette diminution de températures provoque la diminution des températures de la solution dans l'absorbeur et le condenseur et augmente donc par conséquent la puissance transférée dans ces composants. Cependant, les augmentations des puissances sont trop faibles et dans le cas de l'évaporateur, la température de sortie du fluide caloporteur diminue faiblement et donc l'efficacité reste constante. Il semble donc que l'augmentation du débit de fluide secondaire dans ce système a une influence assez faible sur les performances du système.

Les tests 19 et 20 sont réalisés dans des conditions de fonctionnement proches à l'exception de la température d'entrée du réseau secondaire (température d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur, absorbeur et échangeur externe côté réseau secondaire) qui est d'environ 30 °C pour le test 19 et environ 25 °C pour le test 20. La diminution de la température du réseau secondaire devrait influer en premier lieu sur le condenseur et l'absorbeur. En effet, ceux-ci devraient avoir un meilleur fonctionnement grâce à ces températures plus faibles : la quantité de réfrigérant condensée et absorbée devrait augmenter et donc impliquer plus de désorption et plus d'évapo-

ration comme décrit dans la section 3.2.2.1. Cependant, une température de réseau secondaire plus faible implique une température en entrée d'échangeur externe côté réseau secondaire plus faible et donc une température de sortie d'échangeur externe côté réseau primaire plus faible (figure 1.12). Par conséquent, le fluide caloporteur entrant dans l'évaporateur est à une température plus faible, celui-ci évapore moins et compense le gain dû à la diminution de la température des fluides caloporteurs en entrée de l'absorbeur et du condenseur. Par conséquent, la diminution de la température d'entrée du réseau secondaire a assez peu d'influence sur la PàCs (même puissance échangée) mais augmente légèrement la puissance transférée via l'échangeur externe et donc diminue l'efficacité du système.

En effet, dans l'équation 1.3 qui décrit l'efficacité du système, le dénominateur augmente de 5 °C car la température d'entrée du réseau secondaire diminue de 5 °C. Le désorbeur et l'évaporateur consomment toujours la même puissance donc leur différence de température est identique mais l'échangeur externe échange plus de chaleur donc la différence de température de celui-ci augmente de 5 °C environ, donc le numérateur augmente aussi de 5 °C. La valeur numérateur étant plus élevée que le dénominateur, l'efficacité totale diminue.

$$\varepsilon = \frac{T_{in,RP} - T_{out,RP}}{T_{in,RP} - T_{in,RS}} = \frac{\Delta T_{desorbeur} + \Delta T_{echangeur\ externe} + \Delta T_{evaporateur}}{T_{in,RP} - T_{in,RS}} \tag{3.2}$$

Les tests 21 et 22 possèdent des conditions de fonctionnement proches à l'exception du débit de solution non-concentrée qui est de 0.009 kg/s pour le test 21 et 0.005 kg/s pour le test 22 (division du débit par 1.8). La diminution du débit de solution provoque la diminution de la quantité de réfrigérant désorbée et absorbée et donc le débit de réfrigérant, respectivement 0.372 g/s pour le test 21 et 0.257 g/s pour le test 22 soit une diminution de 30 %. Par conséquent, la puissance du condenseur et de l'évaporateur diminue, la température de sortie du fluide caloporteur de l'évaporateur augmente et donc l'efficacité du système diminue. Ces résultats sont proches des résultats observés en mode climatisation, l'augmentation du débit de solution permet d'augmenter le débit de réfrigérant et d'améliorer les performances de la PàCs.

Pour conclure, les performances de la PàCs en mode chauffage dans une sous-station de réseau de chaleur sont bonnes (efficacité toujours supérieure à 1). De plus, la résolution de certaines difficultés expérimentales décrites dans la section 3.2.1.1 permettrait d'augmenter encore les performances du système. Par conséquent, l'utilisation de PàCs en mode chauffage dans les sous-stations de réseau de chaleur pour améliorer les transferts de chaleur entre le réseau primaire et secondaire semble pertinente au vu des températures et efficacités rencontrées. Cependant, la puissance consommée et dissipée par la PàCs est plus faible que dans le mode climatisation et donc les mesures des différentes puissances et/ou débits sont moins précises. L'augmentation de la puissance des bains thermostatés du prototype permettrait d'augmenter les puissances transférées et donc permettrait à la PàCs de fonctionner dans des conditions plus proches de ses conditions de dimensionnement.

3.2.3.2 Régime transitoire

Le régime transitoire présenté ici permet d'étudier l'influence de la variation du débit de solution interne sur le système en mode chauffage. Les paramètres du système constants sont décrits dans la table 3.9. Le débit de solution varie d'une valeur d'environ 0.0065 kg/s à 0.0125 kg/s soit une augmentation d'environ 92 % (figure 3.19). La variation du débit de solution interne peut être utilisée en fonctionnement réel pour optimiser les performances de la PàCs en fonction de la consommation électrique de la pompe. Ce débit de solution possède une forte variabilité dû, comme expliqué dans la section 3.1.3, à la pompe de solution qui est une pompe à membrane.

Température d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur (t2) (°C)	29.8
Température d'entrée du fluide caloporteur dans l'absorbeur (t10) (°C)	29.9
Température d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur (t12) (°C)	85.8
Température d'entrée du fluide caloporteur dans l'échangeur externe (t6) (°C)	29.8
Débit du fluide caloporteur dans le condenseur (d1) (kg/s)	0.17
Débit du fluide caloporteur dans l'absorbeur (d4) (kg/s)	0.11
Débit du fluide caloporteur dans l'échangeur externe (d5) (kg/s)	0.19

Table 3.9 – Paramètres constants du régime transitoire présenté en mode chauffage

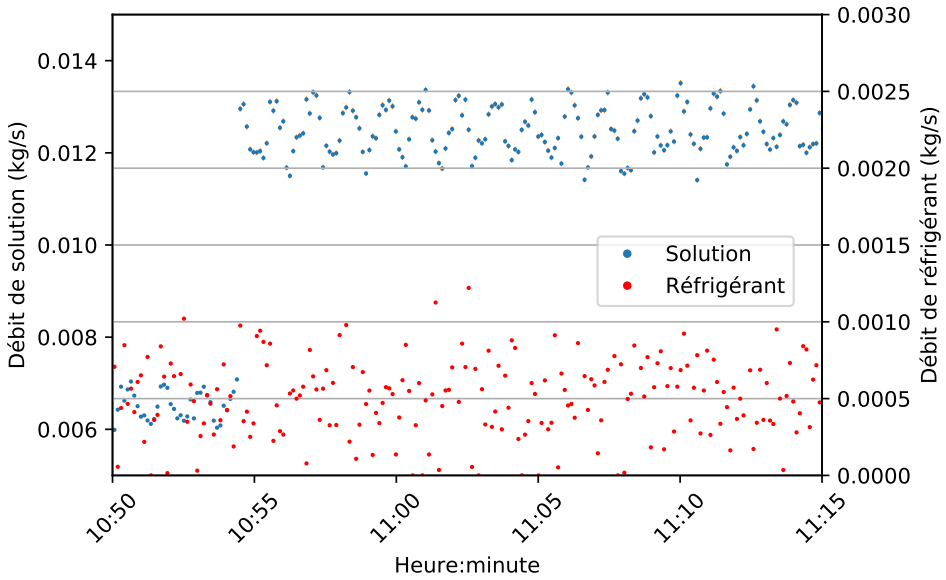


Figure 3.19 – Débits dans le circuit interne du prototype lors du régime transitoire en mode chauffage

Cette variation de débit de solution à 10 h 54 (figure 3.19) permet l'augmentation de la quantité de réfrigérant absorbé et désorbé visible par l'augmentation (+ 30 % environ) de la puissance dissipée au niveau de l'absorbeur et du condenseur (figure 3.20). Cette variation de débit de réfrigérant est difficilement remarquable sur la figure 3.19 dû au très faible débit et à la très forte variabilité de la mesure.

Cette augmentation du débit de solution impacte fortement les températures internes du prototype (figure 3.21). En effet, l'augmentation de la quantité de réfrigérant évaporée provoque la diminution de la température du réfrigérant dans l'évaporateur. Cette diminution de la température implique une plus faible température de vapeur de réfrigérant en sortie d'évaporateur et donc une légère diminution de la température en entrée d'absorbeur (entrée composée de la solution mais aussi de la vapeur de réfrigérant). L'augmentation du débit de réfrigérant impose aussi une température légèrement plus élevée dans le condenseur due à l'augmentation de la quantité de chaleur à dissiper.

Comme dit précédemment, les températures internes de l'évaporateur et du condenseur ont respectivement diminué et augmenté, par conséquent les pressions haute et basse du système ont

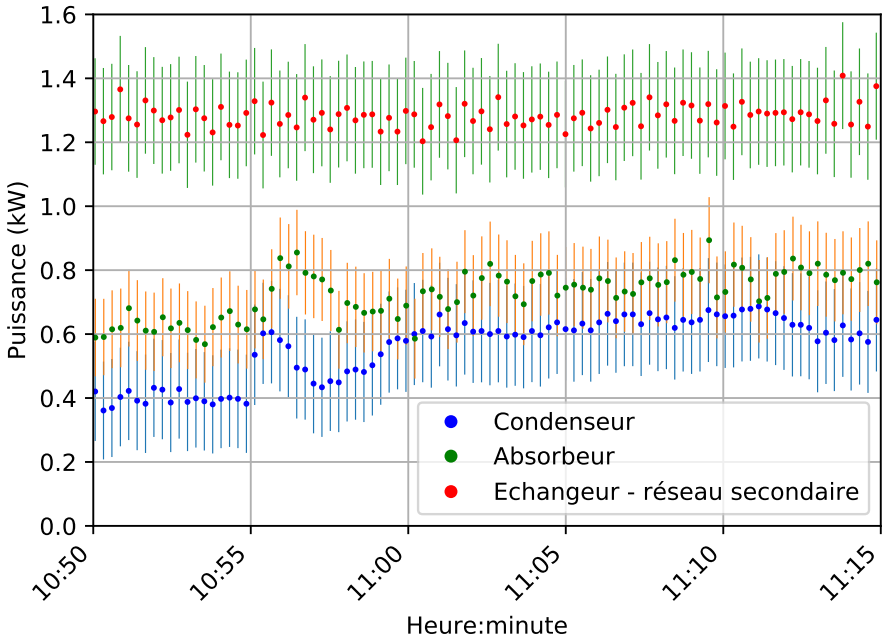


Figure 3.20 – Puissances échangées avec le circuit externe du prototype du régime transitoire en mode chauffage

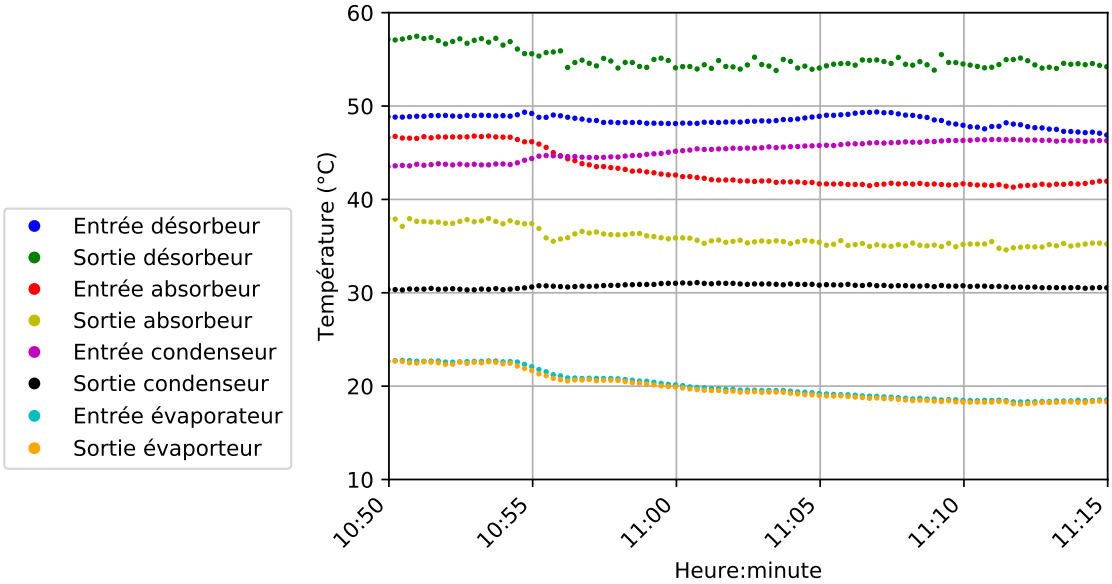


Figure 3.21 – Températures du circuit interne du prototype lors du régime transitoire en mode chauffage

elle aussi respectivement augmenté et diminué (figure 3.22). Il est aussi possible de comparer ces pressions aux pressions de saturation calculées avec la température du réfrigérant en sortie du condenseur et en sortie de l'évaporateur et les équations des propriétés de l'ammoniac de la section 2.1. Les pressions sont très proches des pressions de saturation, l'hypothèse du modèle dynamique supposant la pression du condenseur et de l'évaporateur égale à la pression de saturation semble donc correcte.

L'augmentation de la quantité de réfrigérant désorbée, absorbée et donc du débit de réfrigérant

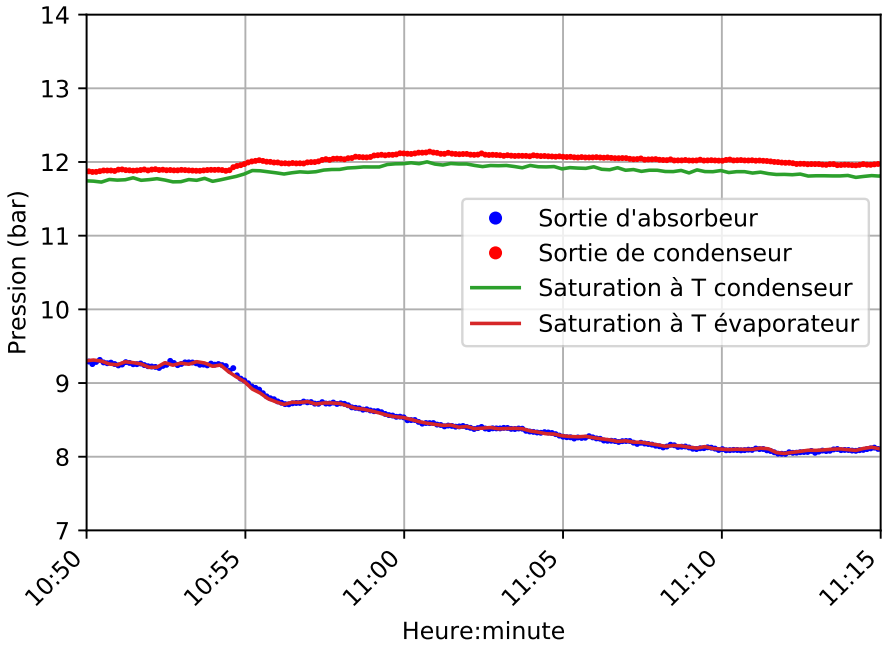


Figure 3.22 – Pressions dans le circuit interne du prototype lors du régime transitoire en mode chauffage

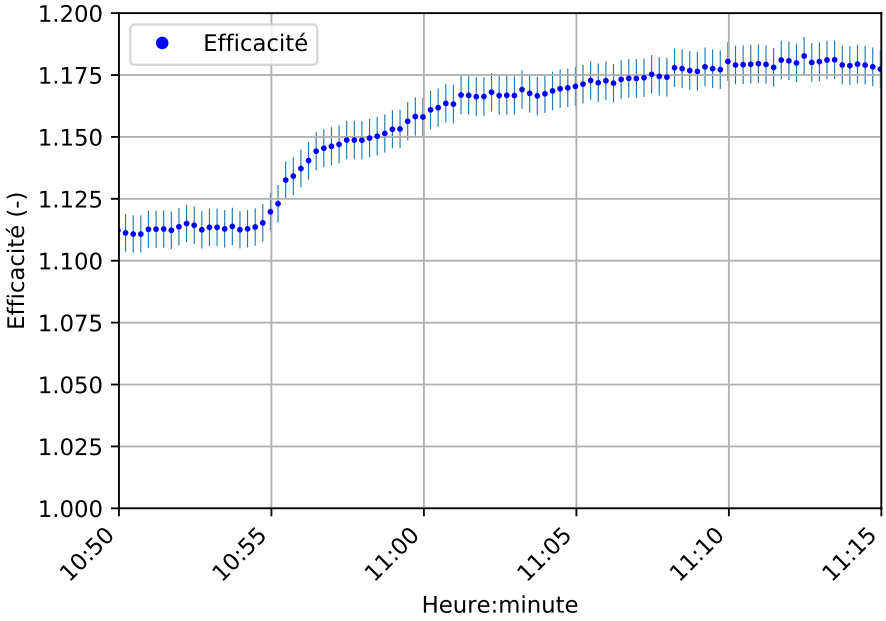


Figure 3.23 – Efficacité du prototype lors du régime transitoire en mode chauffage

impacte les quantités de chaleur transférées. En effet, comme indiqué sur la figure 3.23, l'augmentation du débit de solution implique une augmentation de la puissance produite au condenseur et à l'absorbeur.

De plus, la diminution de la température et de la pression interne de l'évaporateur liée à l'augmentation de la chaleur consommée par celui-ci implique une diminution de la température de sortie du fluide caloporteur de l'évaporateur et donc une augmentation de l'efficacité du système (figure 3.24).

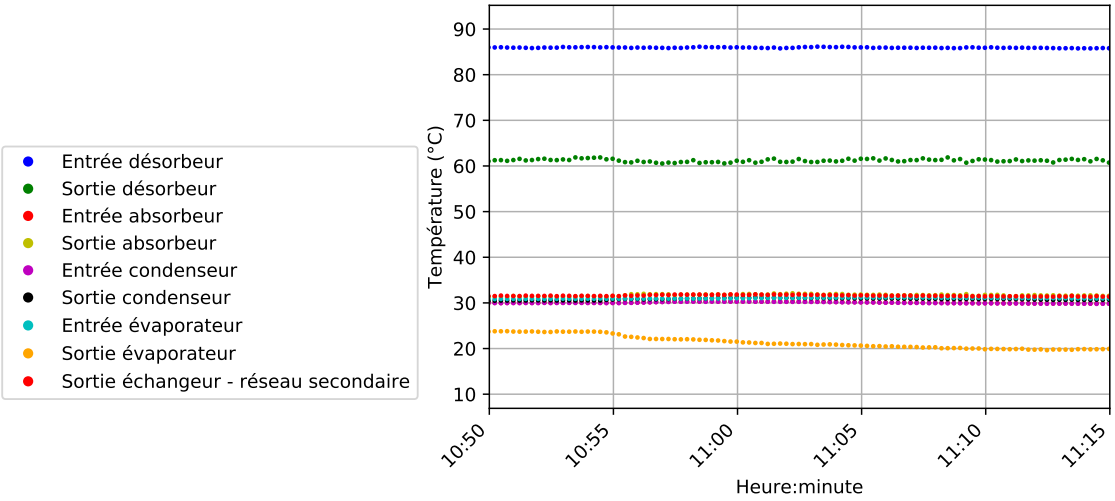


Figure 3.24 – Températures du circuit externe du prototype lors du régime transitoire en mode chauffage

Cette variation du débit permet de montrer l'importance du débit de solution interne sur les performances du système. Cette augmentation permet une augmentation de la chaleur transférée via la PàCs et permet donc, dans le cas du mode chauffage, une amélioration de l'efficacité générale du système. Cependant, cette augmentation de débit implique une augmentation de la consommation électrique de la pompe de solution non mesurée sur ce prototype. L'installation d'un compteur électrique lié à cette pompe permettrait d'analyser cette augmentation de consommation électrique.

De plus, la variation de débit est rapidement visible sur le système, la multiplication par 1.9 du débit, a immédiatement impacté le système qui atteint un nouveau régime permanent rapidement (environ 25 minutes). Ce temps de réponse raisonnable permettrait dans une application réelle de faire des réglages de débits sur le système assez rapidement pour atteindre les débits optimums lors d'un changement de conditions de fonctionnement en prenant en compte les performances globales du système ainsi que la consommation de la pompe par exemple.

La configuration de fonctionnement entre le mode chauffage et upgrade étant la même, l'inertie du prototype est très proche.

D'autres tests pourraient être menés avec des débits de solution encore supérieurs mais restent impossible dus aux problèmes de débordement du séparateur liquide-gaz décrits dans la section 3.2.1.1.

3.2.3.3 Analyse d'un arrêt du prototype

L'analyse de l'arrêt du système permet d'étudier le temps requis par celui-ci pour atteindre un régime permanent arrêté. L'étude de cet arrêt permettra, plus tard, d'estimer l'état du prototype interne en connaissant le temps écoulé depuis son arrêt et donc le temps nécessaire à son démarrage. En effet, comme décrit dans la section 3.2.2.3, le démarrage du prototype lorsque que celui-ci n'as pas encore atteint son régime d'équilibre final est plus rapide. Cette section décrit l'arrêt du système en mode chauffage. Les paramètres du prototypes avant l'arrêt sont décrits dans la table 3.10.

L'arrêt commence par la fermeture des vannes à opercule du circuit externe (vannes vo 1, vo 2, vo 3 et vo 4) (figure 3.4) pour arrêter la circulation des fluides caloporteurs dans le circuit primaire et secondaire. Cet arrêt est visible sur la figure 3.25 à 11h39 avec de fortes variations des

Température d'entrée du fluide caloporteur du réseau secondaire (entére condenseur, absorbeur et échangeur externe) (t2, t6, t10) (°C)	29.9
Température d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur (t12) (°C)	85.8
Débit du fluide caloporteur dans le condenseur (d1) (kg/s)	0.17
Débit du fluide caloporteur dans l'absorbeur (d4) (kg/s)	0.11
Débit du fluide caloporteur dans l'échangeur externe (réseau secondaire) (d5) (kg/s)	0.19
Débit solution peu concentrée (D2) (kg/s)	0.013

Table 3.10 – Paramètres du régime permanent réglés avant l'arrêt du système en mode chauffage

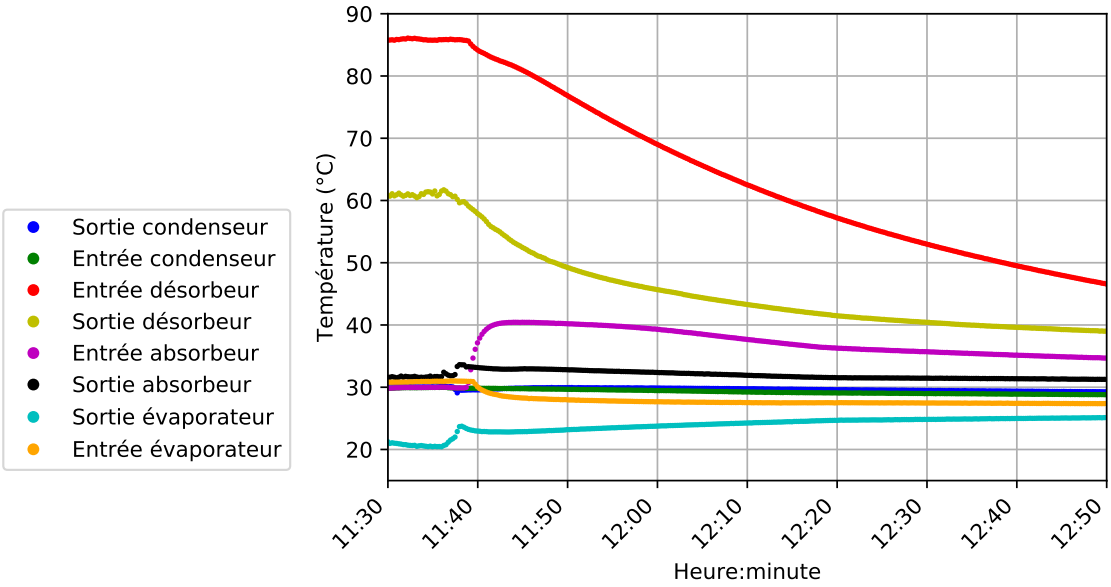


Figure 3.25 – Températures du circuit externe du prototype lors de l'arrêt du système en mode chauffage

températures externes du prototype puis une convergence vers la température ambiante. Le débit de solution est aussi réduit à zéro au même moment via la pompe de solution. L'arrêt des débits est aussi visible avec les températures internes (figure 3.26) qui convergent toutes vers la température ambiante.

Directement après l'arrêt de la circulation des fluides caloporteurs, le détendeur de réfrigérant est fermé (pour maintenir deux niveaux de pressions dans ces composants et donc accélérer le redémarrage), le détendeur de solution est ouvert et deux vannes du circuit interne sont fermées (vanne V1 et V7 sur la figure 3.4) : celle reliant le désorbeur liquide-gaz du désorbeur et le condenseur et celle reliant l'évaporateur et l'absorbeur. Ces actions imposent trois différents niveaux de pressions dans le système (figure 3.27) :

— la pression dans le condenseur qui diminue faiblement avec la diminution de la température du réfrigérant dans celui-ci

— la pression dans l'évaporateur qui augmente avec l'augmentation de la température du réfrigérant dans celui-ci

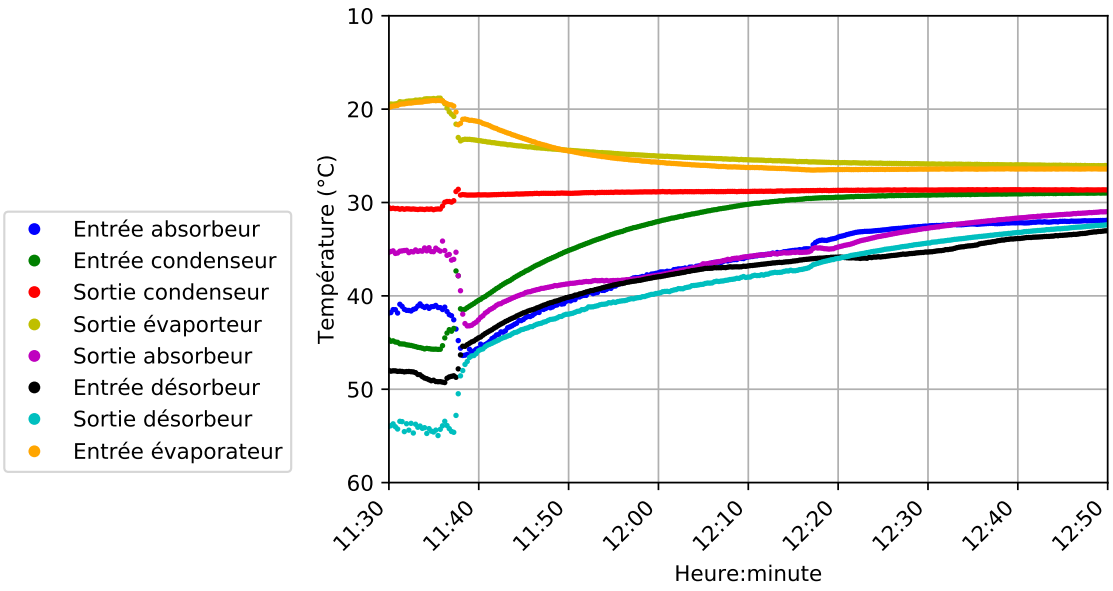


Figure 3.26 – Températures du circuit interne du prototype lors de l'arrêt du système en mode chauffage

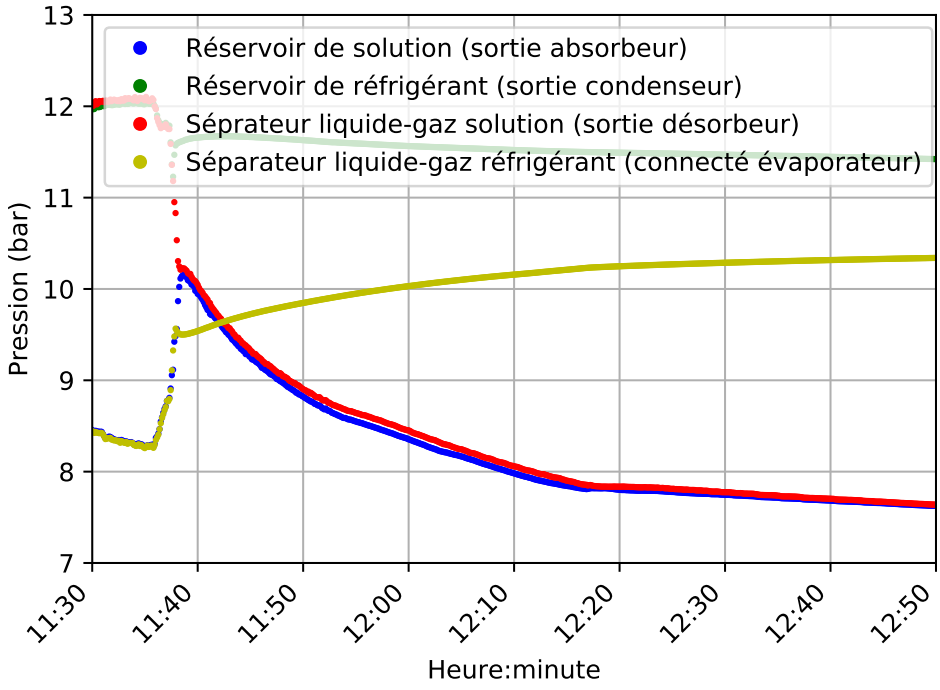


Figure 3.27 – Pressions du circuit interne du prototype lors de l'arrêt du système en mode chauffage

— la pression dans le circuit de solution qui est égalisée à cause de l'ouverture du détendeur de solution et qui diminue lentement dû à la diminution de sa température et à l'absorption de la vapeur de réfrigérant présente dans le circuit de solution (dans le réservoir de solution ou dans le séparateur liquide-gaz du désorbeur)

L'arrêt de la PàCs est simple et peut être facilement automatisé avec des électrovannes. De plus, dans le cas de ce prototype, l'arrêt présente très peu de risques car les circuits de solution et de réfrigérant sont très vite isolés et donc la solution ne peux pas déborder du séparateur liquide-gaz et ne peut donc pas endommager la PàCs.

La configuration de la PàCs étant la même entre le mode chauffage et le mode climatisation (configuration pompe à chaleur), les temps de réponse sont donc très proches.

De plus, la procédure d'arrêt entre les deux modes étant la même, les vannes fermées et l'état des détendeurs et de la pompe sont les mêmes lorsque que celle-ci ne fonctionne pas. De plus, les conditions internes (pressions, températures) sont aussi très proches. Par conséquent, il est possible d'éteindre la PàCs en mode chauffage pour l'allumer ensuite en mode climatisation. La réalisation de ce changement de mode est donc possible. De plus, comme vu dans la section 3.2.2.3, la PàCs est capable de démarrer d'un état arrêté "chaud", état par lequel passe la PàCs lors de l'arrêt du système en mode chauffage. Par conséquent, l'allumage de la PàCs dans un mode sans attendre la stabilisation complète des températures est réalisable et permettrait de fortement réduire le temps de changement entre le mode chauffage et climatisation.

3.2.4 Conclusion et perspectives de l'analyse des données expérimentales

Le prototype de PàCs fonctionne en mode chauffage et climatisation et permet donc de reproduire, à petite échelle, le fonctionnement d'une PàCs dans une sous-station de réseau de chaleur pour le chauffage ou le rafraîchissement du bâtiment. Le mode upgrade n'a pas pu être testé suite aux difficultés expérimentales présentées dans la section 3.2.1.1. En mode climatisation, des COP de 0.37 ont été obtenus et des efficacités de 1.12 en mode chauffage ont été mesurées. Ces performances sont inférieures à celles de la littérature et celles prévues dans les modèles. Ces différences peuvent s'expliquer par les difficultés expérimentales.

La principale difficulté expérimentale provient du séparateur liquide-gaz lié au désorbeur qui permet de séparer le réfrigérant gazeux désorbé de la solution. Ce séparateur a mal été dimensionné et son remplacement pourrait améliorer les performances de la PàCs. En effet, l'ajout d'un brise jet et d'un volume interne plus important permettrait une meilleure séparation du liquide et du gaz. La figure 3.28 décrit le type de séparateur envisagé : son volume est plus important et le tube d'entrée de la solution débouche à proximité de la paroi opposée pour permettre de briser le jet sur cette paroi et donc de produire une meilleure séparation.

Pour dimensionner le nouveau séparateur liquide-gaz, l'équation de Souders-Brown (équation (3.3)) est utilisée [59]. Cette équation permet de déterminer la vitesse maximum du gaz montant vers le sommet du séparateur nécessaire pour une bonne séparation et éviter l'entraînement de gouttelettes avec le gaz en fonction de la densité du liquide et du gaz et d'un coefficient dépendant de la géométrie. Dans notre cas d'un séparateur liquide-gaz vertical à gravité simple, ce coefficient F est de 0.1 m/s.

$$V_{gaz} = F \cdot \sqrt{\frac{d_{liq} - d_{gaz}}{d_{liq}}} \tag{3.3}$$

Dans nos cas de fonctionnement, l'écart entre la densité du réfrigérant gazeux et la solution étant très important, la vitesse de gaz maximum est proche de 0.1 m/s. En considérant un débit

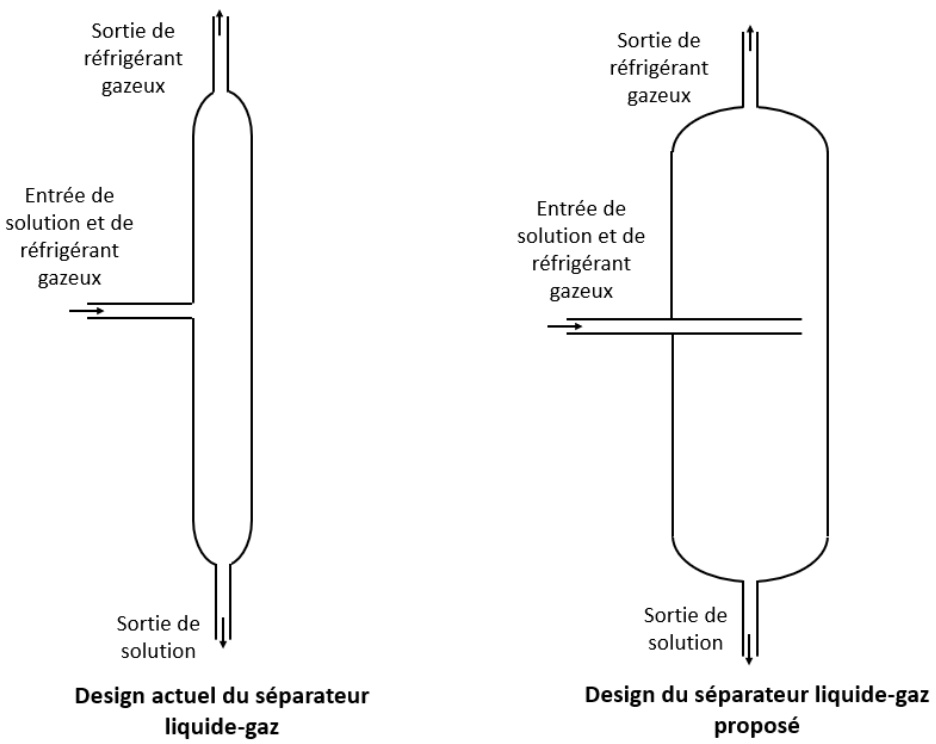


Figure 3.28 – Schémas du design du séparateur liquide-gaz actuellement utilisé et du nouveau design proposé

de 0.004 kg/s de réfrigérant (débit maximum de dimensionnement) et la masse volumique du réfrigérant gazeux, la surface de passage du réfrigérant dans le séparateur liquide-gaz doit donc être au minimum de 57 cm^2 soit, dans le cadre d'un séparateur cylindrique, un diamètre de 8.6 cm pour que la vitesse du gaz soit inférieure à 0.1 m/s (D sur la figure 3.29). Cette valeur montre le sous-dimensionnement du séparateur actuel qui possède un diamètre de 2.5 cm.

Par la suite, selon [59], l'espace entre l'entrée de solution et la sortie de réfrigérant doit être égal au diamètre du séparateur soit 8.6 cm (h_{gaz} sur la figure 3.29)(actuellement de 15 cm sur le séparateur liquide-gaz installé).

De plus, la solution entrante dans le séparateur liquide gaz doit y séjourner 10 secondes pour permettre une bonne séparation. Par conséquent, en prenant en compte le débit massique de solution et sa masse volumique, un volume de 0.6 litre minimum doit être disponible en dessous de l'entrée de solution soit une hauteur de liquide de 10 cm ($h_{liquide}$ sur la figure 3.29)(0.1 litre actuellement sur le séparateur liquide-gaz installé).

La figure 3.29 décrit la taille du séparateur liquide-gaz proposé avec les mesures de celui-ci en prenant en compte des marges de sécurité : 20 % de la hauteur de liquide entre l'entrée de solution et la surface du liquide (h_{chute}) et 20 % de la hauteur de liquide en plus en bas du séparateur pour diminuer les risques de vidange complète ($h_{securité}$).

Le remplacement du séparateur liquide-gaz actuellement installé sur le prototype par ce nouveau séparateur permettra une meilleure séparation de la vapeur de réfrigérant et l'augmentation des débits de solution et donc une amélioration des performances du système. Malheureusement, dans le cadre, temporellement contraint, de cette thèse, cette modification n'a pas pu être réalisée, mais elle sera mise en place dans la suite du projet.

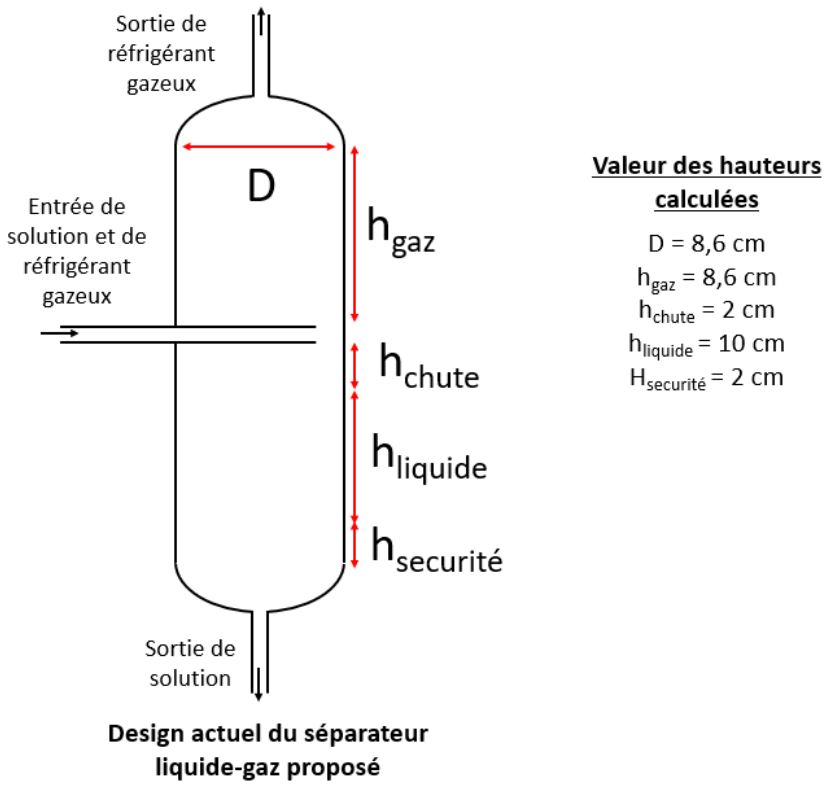


Figure 3.29 – Schémas du design du séparateur proposé avec mesures

3.3 Comparaison et validation

3.3.1 Mode climatisation en régime permanent

Le modèle dynamique décrit dans la section 2.3 a permis de produire des simulations de la PàCs en régime permanent en mode climatisation. Des tests expérimentaux avec un prototype de PàCs ont été effectués dans les mêmes régimes permanents pour étudier la précision du modèle. Les paramètres réglés par l'utilisateur pour ce régime permanent sont décrits dans la table 2.12. Les différences entre la simulation du modèle et le test du prototype expérimental sont décrites dans la table 3.11.

Pour commencer, la température du réfrigérant en entrée de condenseur est surestimée et la température de la solution en sortie de désorbeur est sous-estimée par le modèle. Cette différence est due à une hypothèse du modèle dynamique supposant une température de réfrigérant en entrée de condenseur égale à la température de solution en sortie de désorbeur alors que l'écart expérimental entre ces températures est important (9.2 °C). Cette chute de température peut-être due à des pertes thermiques dans la canalisation en sortie de désorbeur et en entrée de condenseur. Cette chaleur perdue dans le prototype reste faible, en utilisant les propriétés de l'ammoniac gazeux décrit dans la section 2.1, la différence de température (9.2 °C) et le débit de réfrigérant (0.00091 kg/s), la perte thermique est estimée à 18 W. Cette perte thermique est donc très faible, l'hypothèse d'égalité des températures en sortie de désorbeur et en entrée de condenseur reste acceptable.

Ensuite, la plus importante différence entre la simulation et l'expérimentation est au niveau du débit de réfrigérant. En effet, la modèle surestime beaucoup la quantité de réfrigérant qui traverse le circuit de réfrigérant (+ 125 %). Cette surestimation provoque donc la surestimation des puissances échangées au condenseur et à l'évaporateur et donc du COP. Cependant, la simulation

Résultats	Prototype expérimental	Modèle numérique	Différence
Température caloporteur sortie condenseur (t1) (°C)	27	29.5	2.5 °C
Température caloporteur sortie l'évaporateur (t3) (°C)	13.6	11.9	-1.7 °C
Température caloporteur sortie l'absorbeur (t9) (°C)	29.2	29.0	-0.2 °C
Température caloporteur sortie désorbeur (t11) (°C)	66	65.7	-0.3 °C
Température réfrigérant entrée condenseur (T1) (°C)	56.1	60.1	4.6 °C
Température réfrigérant sortie condenseur (T2) (°C)	25.4	25.3	-0.1 °C
Température réfrigérant sortie l'évaporateur (T6) (°C)	12.2	9.3	-2.9°C
Température solution sortie l'absorbeur (T8) (°C)	31.8	32.3	0.5 °C
Température solution sortie désorbeur (T14) (°C)	65.3	60.1	-5.2 °C
Concentration basse (D2) (kg/kg)	0.475	0.428	-11 %
Débit de réfrigérant (D3) (g/s)	0.91	2.05	125 %
Pression du réservoir de solution (P4) (bar)	6.33	6.07	-4 %
Pression du réservoir de réfrigérant (P2) (bar)	10.90	10.21	-7 %
Puissance au niveau du fluide caloporteur du condenseur (t1, t2, d1) (kW)	1.17	2.77	137 %
Puissance au niveau du fluide caloporteur de l'évaporateur (t3, t4, d2) (kW)	-1.06	-2.37	124 %
Puissance au niveau du fluide caloporteur de l'absorbeur (t10, t6, d4) (kW)	2.87	2.72	-5 %
Puissance au niveau du fluide caloporteur du désorbeur (t11, t12, d3) (kW)	-2.94	-3.13	6 %
COP (t11, t12, d3, t3, t4, d2) (-)	0.37	0.75	103 %

Table 3.11 – Différences expérimentales et numériques en régime permanent en mode climatisation

est proche de l'expérimentation au niveau des puissances échangées à l'absorbeur et au désorbeur. De plus, les écarts simulation/expérimentation des pressions, des températures de solution et de la concentration dans le système sont faibles. Par conséquent, le modèle semble modéliser la bonne quantité de réfrigérant désorbé et absorbé (car même pression, température, puissance et concentration). Ce modèle suppose que tout le réfrigérant désorbé rejoint le circuit de réfrigérant, c'est-à-dire que la séparation du liquide et du gaz en sortie de désorbeur se déroule parfaitement. Cependant, du fait d'un mauvais dimensionnement décrit dans la section 3.2.1.1, le séparateur liquide-gaz présent sur le prototype en sortie de désorbeur effectue une mauvaise séparation et une partie du réfrigérant gazeux reste dans la solution. La quantité de réfrigérant traversant le condenseur et l'évaporateur est plus faible et donc les puissances échangées sont plus faibles. Cette difficulté peut donc expliquer les différences entre le modèle numérique et le prototype expérimental. La modification du modèle pourrait simuler cette difficulté expérimentale afin de confirmer que les différences simulation/expérimentales sont dues au séparateur liquide-gaz du désorbeur.

Une autre différence existe entre le modèle et l'expérimental au niveau de la température de solution en sortie de désorbeur. Cette différence peut s'expliquer par les coefficients d'échange des échangeurs. En effet, les échangeurs possèdent un certain coefficient d'échange fournit par le constructeur valable pour les conditions opératoires stipulées au constructeur. Les débits de fonctionnement du prototype étant plus faibles que prévu au niveau de la solution et du réfrigérant à cause du mauvais fonctionnement du séparateur liquide-gaz, les coefficients d'échanges diminuent fortement et donc des écarts peuvent apparaître entre les tests expérimentaux et le modèle numérique qui utilise des coefficients d'échange constants. L'analyse des différents coefficients d'échanges du prototype (en utilisant la puissance échangée et le DTML) selon le test effectué et leur comparaison aux coefficients d'échanges fournis par le constructeur permettrait de vérifier cette hypothèse.

3.3.2 Mode chauffage en régime permanent

Une comparaison a aussi été effectuée entre le modèle dynamique en régime permanent en mode chauffage et les résultats du prototype dans les même conditions. Les paramètres de cette simulation et de ce test sont décrits dans la table 2.14. Les écarts entre les tests expérimentaux et les simulations numériques sont décrits dans la table 3.12.

Dans ce mode, de même qu'en mode climatisation, le débit de réfrigérant modélisé est surestimé par rapport au débit mesuré sur le prototype. Par conséquent, la puissance dissipée par le condenseur est surestimée et donc la puissance consommée à l'évaporateur est aussi surestimée. L'écart entre la puissance consommée par l'évaporateur calculée numériquement et mesurée expérimentalement est visible par la différence de température entre l'entrée et la sortie du fluide caloporteur dans ce composant : pour la température d'entrée, l'écart entre le modèle et le test expérimental est très faible (1 °C) mais très important au niveau de la sortie (12.8 °C). Cette forte différence de température est due au débit très faible dans l'évaporateur. Par conséquent, un écart de puissance important dans l'évaporateur implique un écart de température du fluide caloporteur en sortie important contrairement au mode climatisation dans lequel les débits de fluide caloporteur sont plus importants. La forte différence de température de fluide caloporteur implique une forte différence de température de réfrigérant dans l'évaporateur et donc de pression dans le système. L'écart de pression impacte alors le phénomène d'absorption et donc les différences entre le modèle et l'expérimental au niveau de l'absorbeur (puissance et températures de solution) sont importantes.

L'écart entre le débit de réfrigérant simulé et expérimental peut provenir des difficultés expé-

Résultats	Prototype expérimental	Modèle numérique	Différence
Température caloporteur sortie condenseur (t1) (°C)	35.3	36.5	1.2 °C
Température caloporteur entrée évaporateur (t4) (°C)	35.7	34.7	-1 °C
Température caloporteur sortie évaporateur (t3) (°C)	28.4	15.6	12.8 °C
Température caloporteur sortie absorbeur (t9) (°C)	36.7	37.4	0.7 °C
Température caloporteur sortie désorbeur (t11) (°C)	64.9	61.1	-3.8 °C
Température caloporteur sortie échangeur externe (réseau secondaire) (t8) (°C)	36.9	36.5	-0.4 °C
Température réfrigérant entrée condenseur (T1) (°C)	47.4	64.3	6.9 °C
Température réfrigérant sortie condenseur (T2) (°C)	35	34.6	-0.4 °C
Température réfrigérant sortie évaporateur (T6) (°C)	27.2	15.6	-11.6 °C
Température solution sortie absorbeur (T8) (°C)	43.1	38.0	5.1 °C
Température solution sortie désorbeur (T14) (°C)	61.2	64.3	2.9 °C
Concentration basse (D2) (kg/kg)	0.455	0.422	7%
Débit de réfrigérant (D3) (g/s)	0.365	0.716	96 %
Pression du réservoir de solution (P4) (bar)	10.52	7.50	29 %
Pression du réservoir de réfrigérant (P2) (bar)	13.64	13.45	1 %
Puissance au niveau du fluide caloporteur du condenseur (t1, t2, d1) (kW)	0.34	0.94	176 %
Puissance au niveau du fluide caloporteur de l'absorbeur (t10, t9, d4) (kW)	0.65	0.90	40 %
Puissance au niveau de l'échangeur externe (réseau secondaire) (t6, t8, d5) (kW)	1.31	1.10	16 %
Efficacité (t12, t6, t3) (-)	1.12	1.43	28 %

Table 3.12 – Résultats expérimentaux et numériques en régime permanent en mode chauffage

rimentales avec le séparateur liquide-gaz qui provoque une mauvaise séparation de la vapeur de réfrigérant et de la solution liquide en sortie de désorbeur, comme expliqué avec le mode climatisation précédent.

Comme indiqué précédemment avec le mode climatisation, la température de sortie de la solution du désorbeur et la température d'entrée de la vapeur de réfrigérant dans le condenseur est différente alors que le modèle les suppose égales. Cependant, la puissance perdue à ce niveau reste négligeable.

3.3.3 Modèle modifié

Pour analyser les effets d'une mauvaise séparation liquide-gaz en sortie de désorbeur sur les performances du système, le modèle décrit dans la section 2.3.2 a été modifié. En effet, le modèle modifié prends en compte une extraction de vapeur en entrée de condenseur et une injection de vapeur en sortie d'évaporateur (figure 3.30).

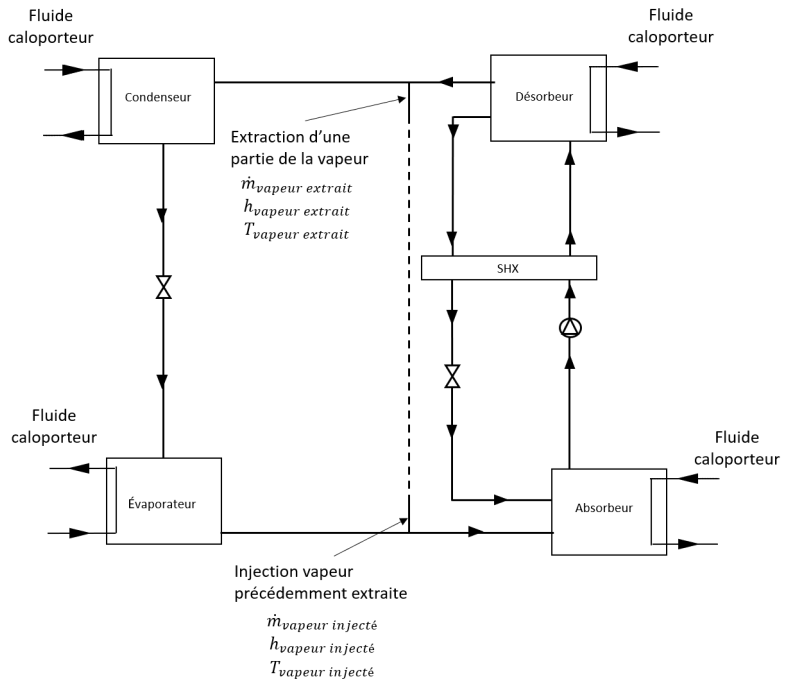


Figure 3.30 – Schéma du modèle modifié pour simuler les difficultés expérimentales

La vapeur injectée est à la même température, pression et enthalpie que la vapeur quittant l'évaporateur. Par conséquent, le bilan de matière du système est toujours nul (car la même quantité de matière est extraite et injectée) mais le bilan énergique peut être différent de zéro car l'enthalpie d'extraction et d'injection de la vapeur ne sont pas les mêmes. Cependant, cette différence se traduit par un faible déséquilibre du bilan énergétique, ainsi, ce modèle sera uniquement utilisé pour confirmer le mauvais fonctionnement du séparateur liquide-gaz et non pour quantifier les performances de PàCs dans les sous-stations de réseau de chaleur..

Le débit de réfrigérant entrant dans le condenseur est fixé pour être égal à celui mesuré expérimentalement. Par conséquent, le débit de réfrigérant extrait et réinjecté est calculé en faisant la différence du débit entrant dans le condenseur et du débit de réfrigérant désorbé.

Résultats	Prototype expérimental	Modèle numérique	Différence
Température caloporteur sortie condenseur (t1) (°C)	27	27.2	0.2 °C
Température caloporteur sortie l'évaporateur (t3) (°C)	13.6	13.7	0.1 °C
Température caloporteur sortie l'absorbeur (t9) (°C)	29.2	29.5	0.3 °C
Température caloporteur sortie désorbeur (t11) (°C)	66	65.2	-0.8 °C
Température réfrigérant entrée condenseur (T1) (°C)	56.1	58.5	2.4 °C
Température réfrigérant sortie condenseur (T2) (°C)	25.4	25.3	-0.1 °C
Température réfrigérant sortie l'évaporateur (T6) (°C)	12.2	12.5	0.3°C
Température solution sortie l'absorbeur (T8) (°C)	31.8	33.5	1.7 °C
Température solution sortie désorbeur (T14) (°C)	65.3	58.5	-6.8 °C
Concentration basse (D2) (kg/kg)	0.475	0.412	-13 %
Débit de réfrigérant (D3) (g/s)	0.91	0.91	0 %
Débit de réfrigérant non séparé (-)	inconnu	1.47	-
Pression du réservoir de solution (P4) (bar)	6.33	6.78	7.1 %
Pression du réservoir de réfrigérant (P2) (bar)	10.90	10.21	-6.3 %
Puissance au niveau du fluide caloporteur du condenseur (t1, t2, d1) (kW)	1.17	1.23	5 %
Puissance au niveau du fluide caloporteur de l'évaporateur (t3, t4, d2) (kW)	-1.06	-1.05	-1 %
Puissance au niveau du fluide caloporteur de l'absorbeur (t10, t6, d4) (kW)	2.87	3.09	8 %
Puissance au niveau du fluide caloporteur du désorbeur (t11, t12, d3) (kW)	-2.94	-3.56	21 %
COP (t11, t12, d3, t3, t4, d2) (-)	0.37	0.30	20 %

Table 3.13 – Résultats expérimentaux et numériques du modèle modifié en régime permanent en mode climatisation

Suite à cette modification du modèle les différences entre le modèle et l'expérimental décrites dans la table 3.13 sont beaucoup plus faibles. En effet, les puissances consommées dans les 4 échangeurs calculées numériquement et mesurées expérimentalement sont proches. L'écart entre puissance consommée et dissipée est 0.29 kW, cela prend en compte l'énergie consommée par la pompe et la variation de l'enthalpie entre la vapeur extraite et injectée. Le modèle modifié pour simuler un mauvais fonctionnement du séparateur liquide-gaz semble donc être plus proche de l'expérimental. Un écart entre le modèle numérique et l'expérimental plus important que les autres existe au niveau de la puissance dans le désorbeur. Cet écart pourrait être lié, comme décrit précédemment aux différents coefficients d'échange et l'écart qui existe au niveau de la température de sortie de la solution du désorbeur.

Cette modélisation permet donc de confirmer que les différences entre le modèle numérique précédent et le prototype sont bien dues aux difficultés expérimentales liées au séparateur liquide-gaz.

3.3.4 Les coefficients d'échanges des échangeurs

Le modèle utilise les coefficients d'échange décrits dans la table 2.11. Les échangeurs du prototype expérimental ont été dimensionnés pour avoir des coefficients d'échange égaux à ceux du modèle sous les conditions nominales de fonctionnement. Cependant, les coefficients d'échange ne sont valables que pour les conditions opératoires nominales (températures, débits et pressions). Comme décrit dans la section 3.1.2, les conditions de fonctionnement du prototype sont très variées, les coefficients d'échange varient donc aussi fortement. De plus, certaines difficultés expérimentales ne permettent pas au prototype de fonctionner avec les débits pour lesquels il a été dimensionné, par conséquent, les coefficients d'échange expérimentaux peuvent être plus faibles que ceux fournis par le constructeur.

L'équation (3.4) est utilisée pour calculer des coefficients d'échanges pour chaque test et pour chaque composant.

$$UA = \frac{Q}{DTML} \tag{3.4}$$

La figure 3.31 présente tous les coefficients d'échange de chaque échangeur pour tous les tests (de 1 à 30). Les tests de 1 à 15 représentent le mode climatisation et le mode chauffage est utilisé dans les tests 16 à 30 (avec des débits plus faibles, comme indiqué en section 3.1.2). Certains coefficients ne sont pas calculés, particulièrement pour le mode chauffage, à cause de l'impossibilité de mesurer les débits du réseau primaire et donc la puissance consommée à l'évaporateur et au désorbeur. La table 3.14 décrits les différents coefficients d'échange théoriques fournis par les constructeurs des échangeurs qui ont été utilisés dans le modèle.

Les variations des coefficients d'échange dans les différents échangeurs sont très importantes entre les modes. En effet, en mode chauffage, les coefficients semblent plus stables et plus faibles. Par exemple, les coefficients d'échange de l'échangeur de solution en mode climatisation sont d'environ 0.1 kW/K avec un maximum à 0.2 et un minimum à 0.02 kW/k alors qu'en mode chauffage ils sont d'environ 0.05 kW/K avec un maximum à 0.1 kW/K et un minium à 0.01 kW/K. Cette différence peut être dues aux différents débits de fonctionnement rencontrés lors de ces tests. En effet, les coefficients d'échanges diminuent avec la diminution du débit de fluide caloporteur ou de solution qui induit un régime moins turbulent voir un changement de régime d'écoulement et donc des échanges moins importants. En mode chauffage, le débit du réseau primaire est très faible (environ 0.01 kg/s) comparé au débit en mode climatisation (environ 0.1 kg/s), débit pour lequel les coefficients d'échange des constructeurs ont été calculés.

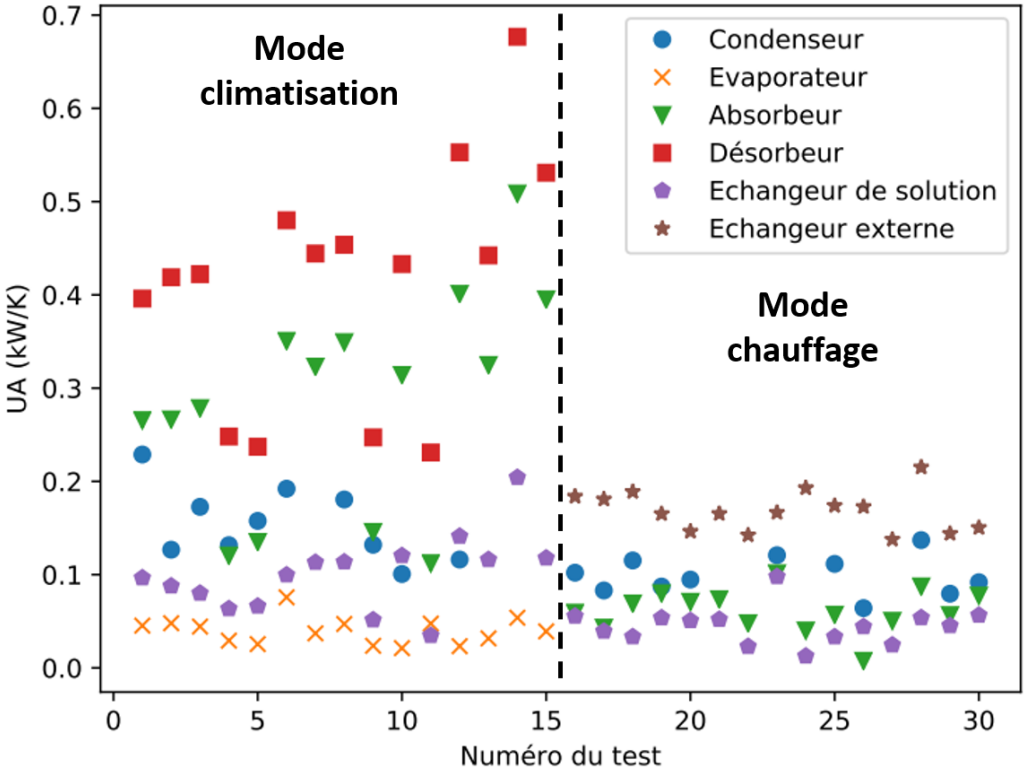


Figure 3.31 – Coefficients d'échanges des différents échangeurs du prototype en fonction des différents tests effectués dans le chapitre 3

L'influence du débit de solution sur les coefficients d'échanges est analysé avec la figure 3.32. Cette figure décrit la variation des coefficients d'échanges dans le désorbeur, absorbeur et échangeur de solution interne en fonction du débit de solution dans ces composants. Cette figure montre que l'augmentation du débit de solution se traduit par une augmentation des coefficients d'échange. Le débit est inférieur à celui pour lequel la PàCs a été dimensionnée (dimensionnement pour un débit de solution de 0.05 kg/s et un débit réel inférieur à 0.025 kg/s) suite aux difficultés avec le séparateur liquide-gaz. Cela explique donc les écarts entre les coefficients choisis pour le modèle (table 3.14) et ceux présents sur le prototype expérimental (figure 3.31).

Cependant, cette figure montre aussi que, dans certains cas, le débit de solution est inférieur au débit pour lequel les échangeurs ont été dimensionnés mais que les coefficients d'échanges expérimentaux sont plus élevés que ceux fournis par le constructeur, ce phénomène est plus particulièrement présent dans le cas du désorbeur. Ceci peut s'expliquer par le débit de fluide caloporteur, les températures ou la pression qui peuvent être différentes des valeurs auxquelles les coefficients d'échange fournis par les constructeurs ont été calculés.

Le modèle dynamique suppose que les coefficients d'échanges des échangeurs sont constants. Cependant, au vu de leur variation dans le prototype et vu les fortes variations de températures, débits, puissance, etc que le système rencontre, comme décrit dans la section 3.1.2, il semble que cette hypothèse ne pourra pas être conservée. Il conviendra de prendre en compte leur variation en fonction des conditions opératoires (débits notamment). Cette correction devra également s'appliquer aux efficacités, si cette solution de modélisation (introduite dans le chapitre 2) est retenue.

Echangeur	Coefficient d'échange (kW/K)
Condenseur	0.96
Évaporateur	0.59
Absorbeur	0.5
SHX	0.56
Désorbeur	0.30
HEX	0.27

Table 3.14 – Coefficients d'échanges des échangeurs de la PàCs fournis par le constructeur

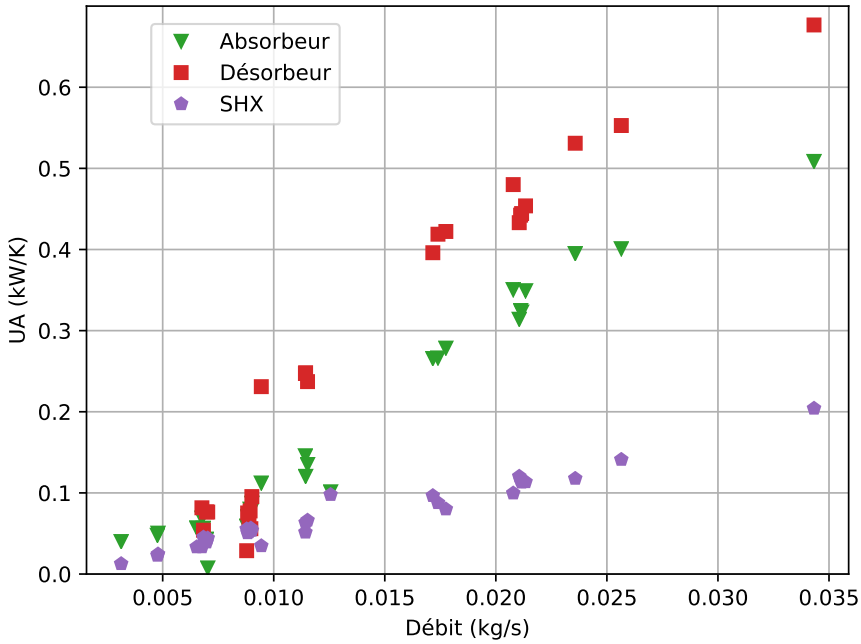


Figure 3.32 – Coefficients d'échanges du désorbeur, absorbeur et échangeur de solution internes en fonction du débit de solution

3.4 Conclusion et perspectives

Un prototype permettant de simuler une PàCs utilisant le couple NH_3-$LiNO_3$ dans une sous-station a été dimensionné et construit pour une puissance utile froide en mode climatisation de 3 kW .

Plusieurs tests ont été menés sur ce prototype en mode climatisation et en mode chauffage. Ces différents tests indiquent que ce type de système pourrait être pertinent dans les conditions étudiées et que les performances sont satisfaisantes. En effet, un COP de 0.37 a été atteint en mode climatisation et une efficacité de 1.12 a été atteinte en mode chauffage malgré des difficultés expérimentales qui ont réduit ces performances.

Différentes difficultés expérimentales ont réduit le nombre d'essais. En effet, le fonctionnement en mode upgrade n'a pas pu être étudié à cause du sous-dimensionnement du séparateur liquide-gaz. Un nouveau dimensionnement a donc été proposé pour résoudre ce problème.

Ces différents essais qui ont été réalisés ont été comparés avec le modèle numérique décrit dans la section 2.3 lors de régimes permanents. Les simulations produites avec le modèle dynamique semblent surestimer les résultats du prototype. Cependant, après modification du modèle en ajoutant une correction au niveau du séparateur liquide-gaz afin de traduire la mauvaise séparation de la vapeur de réfrigérant et de la solution, le modèle semble plus proche des valeurs expérimentales. La principale différence entre le modèle et le prototype semble donc due au mauvais dimensionnement du séparateur liquide-gaz. Le changement du séparateur par le nouveau dimensionnement proposé permettra de réduire ces différences entre numérique et expérimental.

Cependant, même après modification, il semble que le modèle surestime encore les puissances échangées. Cette différence provient de l'utilisation de coefficients d'échange constants dans le modèle différents de ceux du prototype qui sont fortement variables en fonction du débit. En effet, l'analyse de la variation des coefficients d'échange de certains échangeurs (absorbeur, désorbeur et SHX), montre que leur augmentation est fortement liée à l'augmentation du débit de solution. Les conditions de fonctionnement étant très variées comme décrit dans la section 3.1.2, pour permettre une simulation réaliste d'une PàCs dans une sous-station de réseau de chaleur sous différents modes et puissances de fonctionnement, l'hypothèse des coefficients d'échanges constants ne peut pas convenir. De plus, les difficultés numériques évoquées dans la section 2.3.3.6 montre que l'utilisation du DTML implique une impossibilité du modèle à représenter de fortes variations de température d'entrée de fluide caloporteur.

Comme indiqué dans la section 2.3.3.6, l'utilisation des efficacités thermique et massique au lieu du DTML pour décrire les échanges de chaleur dans les échangeurs permettrait de résoudre les problèmes des fortes variations de températures. Cependant, comme décrit dans [58], celles-ci doivent varier en fonction du débit du fluide limitant (solution ou caloporteur).

Pour conclure, le prototype a la capacité de fonctionner en mode climatisation et chauffage et présente des performances raisonnables même si des difficultés de dimensionnement les ont réduites et ont empêché le fonctionnement en mode upgrade. Cependant, l'application des différentes solutions proposées permettrait de résoudre ces difficultés, d'obtenir de meilleures performances et de faire fonctionner le prototype en mode upgrade.

Conclusion générale et perspectives

Cette thèse a permis d'étudier la pertinence de l'installation de PàCs en sous-station de réseau de chaleur pour fonctionner selon trois modes :

— le mode upgrade qui permet d'augmenter localement la température du réseau de chaleur pour satisfaire les besoins d'un bâtiment à une température plus haute que celle du réseau

— le mode climatisation qui permet la production de froid en sous-station à partir de la chaleur du réseau de chaleur

— le mode chauffage qui permet d'utiliser la PàCs en plus de l'échangeur de chaleur classique présent en sous-station pour améliorer les transferts thermiques et donc diminuer la température de retour du réseau de chaleur

Chacun des modes indépendamment est intéressant dans un réseau de chaleur pour améliorer ses performances ou satisfaire de nouveaux besoins des bâtiments mais ne pourrait peut-être pas justifier l'installation de PàCs qui sont coûteuses. Cependant, la possibilité de changer de mode, c'est-à-dire le fonctionnement de la PàCs dans plusieurs modes au cours d'une année ou même d'une journée, permettrait de fortement augmenter le temps d'utilisation de celle-ci, d'augmenter sa rentabilité et donc de justifier son installation.

Par exemple, la PàCs pourrait fonctionner en été en mode climatisation pour le rafraichissement du bâtiment et passer en mode chauffage lors de besoins de production d'ECS pour améliorer les transferts thermiques entre le réseau de chaleur et le bâtiment. Puis, en hiver, la même PàCs pourrait fonctionner en mode chauffage pour produire de l'ECS ou chauffer le bâtiment à différents niveaux de température.

5 couples absorbant/réfrigérant ont été retenus pour être comparés et étudier leur pertinence pour un fonctionnement dans une sous-station de réseau de chaleur : les couples H_2O-LiBr, H_2O-LiI, NH_3-H_2O, NH_3-$LiNO_3$ et NH_3-NaSCN. Un modèle numérique statique simplifié a été développé pour comparer les performances de ces différents couples. Ce modèle a pu mettre en évidence la possibilité d'utiliser une PàCs dans une sous-station de réseau de chaleur sous plusieurs modes de fonctionnement avec des performances intéressantes. De plus, le modèle a mis en évidence l'importance de la prise en compte des risques de cristallisation dans le système. En effet, les conditions de fonctionnement variant fortement entre les modes, le couple utilisé doit pouvoir fonctionner dans plusieurs modes sans cristalliser. Par conséquent, le modèle a permis de mettre en évidence les deux couples avec les meilleures performances et les risques de cristallisation les plus faibles : les couples NH_3-$LiNO_3$ et NH_3-NaSCN.

Par la suite, un modèle dynamique a été développé avec le couple NH_3-$LiNO_3$, retenu pour ses propriétés physiques mieux documentées. De plus, les deux couples possédant des propriétés physiques très proches, le changement des propriétés du couples NH_3-$LiNO_3$ par celle du couple NH_3-NaSCN est réalisable facilement. Ce modèle dynamique permet de modéliser la PàCs en régime permanent, en régime transitoire lors de changement de conditions de fonctionnement mais aussi lors de certains changements de mode. Le modèle montre la capacité d'une PàCs de changer de mode en un temps limité (inférieur à l'heure pour un prototype d'une puissance utile de 3 kW de froid en mode climatisation). Cependant, ce modèle possède certaines limites qui sont discutées dans le chapitre 2. En effet, l'utilisation du DTML pour simuler les échanges de chaleur dans les échangeurs empêche certains transitoires forts et rend donc plus difficile l'étude de certains changements de mode. De plus, certaines hypothèses (coefficients d'échange des échangeurs constants

et sortie de la solution de l'absorbeur et du désorbeur à l'équilibre) empêchent de simuler un arrêt et un démarrage du système. Par conséquent, la modification du modèle en remplaçant l'approche du DTML par les efficacités thermique et massique permettrait une simulation plus robuste lors de régimes transitoires forts, des arrêts et démarrages et donc des changements de modes.

En parallèle, un prototype expérimental d'une puissance froide utile de 3 kW en mode climatisation a été dimensionné et construit pour le couple NH_3-$LiNO_3$. Ici encore, le prototype pourrait facilement fonctionner avec le couple NH_3-NaSCN sans modification majeure du prototype du fait des propriétés physiques très proches de ces deux couples. Le dimensionnement d'un prototype de PàCs capable de fonctionner sous différentes conditions de fonctionnement et modes est complexe, comme il a été discuté dans le chapitre 3. En effet, dans un même composant, les pressions et/ou les débits peuvent être trois fois supérieurs en mode upgrade qu'en mode chauffage. Par conséquent, les composants ne fonctionnent que rarement aux débits, pressions et températures pour lesquelles ils ont été dimensionnés. Cette difficulté est encore plus importante dans des cas réalistes de PàCs dans des réseau de chaleur car les puissances, de chauffage ou de climatisation par exemple, peuvent être très différentes pour un même bâtiment.

Le prototype a permis de produire du froid avec un COP de 0.37 en mode climatisation et une efficacité de 1.12 en mode chauffage. Ces performances sont satisfaisantes mais sont plus faibles que celles issues du modèle et de la littérature à cause d'un sous-dimensionnement d'un séparateur liquide-gaz qui a aussi empêché le fonctionnement en mode upgrade. Ce sous-dimensionnement implique donc des différences entre les résultats numériques du modèle et les résultats expérimentaux. La modification du modèle a permis de mettre en évidence l'implication du séparateur liquide-gaz dans ces différences. Cependant, d'autres différences entre numérique et expérimental s'expliquent par des coefficients d'échange des échangeurs supposés constants dans le modèle qui varient en fonction des débits internes de la PàCs. Par conséquent, au vu des difficultés à simuler des régimes transitoires forts du fait de l'utilisation des DTML et des coefficients d'échanges variables avec le débit interne de la PàCs, l'utilisation des efficacités thermique et massique (variant avec le débit interne de la PàCs) permettrait de fortement améliorer la précision et la robustesse du modèle dynamique.

Pour conclure, l'installation de PàCs en sous-station de réseau de chaleur pour améliorer ses performances et satisfaire de nouveaux besoins des bâtiments semble pertinente. Le modèle statique, dynamique et le prototype créés tendent à le confirmer. Cependant, l'amélioration du modèle par le remplacement de la méthode du DTML pour décrire les échanges dans les échangeurs par les efficacités thermique et massique et l'amélioration du prototype, principalement en remplaçant le séparateur liquide-gaz par celui proposé dans cette thèse, permettraient une étude plus approfondie afin de caractériser plus finement le fonctionnement transitoire des PàCs en sous-stations de réseau de chaleur. De plus, la collecte de données exactes des conditions de fonctionnement de réseaux de chaleur pourra être effectuée. Ces étapes permettraient d'estimer plus finement les possibilités de fonctionnement et les performances annuelles (sollicitant les différents modes proposés) de ces systèmes implémentés sur des réseaux de chaleur réalistes et devront être complétées par des études économiques, techniques et environnementales pour étudier avec précision la pertinence de l'installation de PàCs en sous-station de réseau de chaleur.

Remerciement

Le projet « PACs-CAD » est soutenu par le programme européen de coopération transfrontalière Interreg France-Suisse 2014-2020 et bénéficie à ce titre d'une subvention européenne de de 463 185 € par le biais du Fonds européen de développement régional (FEDER) et de fonds fédéraux Interreg suisses de 150 000 CHF, ainsi que de financements des cantons suisses et de la conférence romande des délégués à l'énergie.

Bibliographie

[1] M. R. Allen, O. P. Dube, and W. Solecki. Global warming of 1.5°C. An IPCC Special Report on the impacts of global warming of 1.5°C above pre-industrial levels and related global greenhouse gas emission pathways, in the context of strengthening the global response to the threat of climate change, sustainable development, and efforts to eradicate poverty. Technical report, 2018.

[2] ADEME. Climat, air et énergie - chiffres clés - édition 2018. Technical report, 2018.

[3] Dr Fatih Birol. The Future of Cooling. *IEA (International Energy Agency)*, page 92, 2018.

[4] AMORCE Association. Guide de création d'un réseau de chaleur, March 2017.

[5] Gaétan Chardon, Nolwenn Le Pierrès, and Julien Ramousse. On the opportunity to integrate absorption heat pumps in substations of district energy networks. 20 :100666.

[6] SNCU (Syndicat national du chauffage et de la climatisation urbaine). Rapport Global 2019 - Restitution enquete réseaux, 2019.

[7] ADEME. https ://www.ademe.fr.

[8] Henrik Lund, Sven Werner, Robin Wiltshire, Svend Svendsen, Jan Eric Thorsen, Frede Hvelplund, and Brian Vad Mathiesen. 4th Generation District Heating (4GDH). *Energy*, 68 :1–11, April 2014.

[9] Éric Auzenet and Michel Clerc-Renaud. Pompes à chaleur - Systèmes à compression de vapeur. *Techniques de l'ingénieur*, page 23, 2005.

[10] Pongsid Srikhirin, Satha Aphornratana, and Supachart Chungpaibulpatana. A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and sustainable energy reviews*, 5(4) :343–372, 2001.

[11] Eric Granryd. *Refrigerating engineering*. Stockholm : Royal Institute of Technology, 2005.

[12] J.A. Hernández-Magallanes, W. Rivera, and A. Coronas. Comparison of single and double stage absorption and resorption heat transformers operating with the ammonia-lithium nitrate mixture. *Applied Thermal Engineering*, 125 :53–68, October 2017.

[13] Da-wen Sun. Comparison of the performances of NH3-H2O, NH3-LiNO3, and NH3-NaSCN absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 39(5/6) :357–368, 1998.

[14] M. McLinden and R. Radermacher. An experimental comparison of NH3-H2O and NH3-G2O-LiBr mixtures in an absorption heat pump.pdf. In *An experimental comparison of NH3–H2O and NH3–H2O–LiBr mixtures in an absorption heat pump*, 1985.

[15] Simona Steiu, Daniel Salavera, Joan Carles Bruno, and Alberto Coronas. A basis for the development of new ammonia–water–sodium hydroxide absorption chillers. *International Journal of Refrigeration*, 32(4) :577–587, June 2009.

[16] L. Garousi Farshi and S. Asadi. Ammonia lithium nitrate and ammonia sodium thiocyanate double effect absorption refrigeration systems : Thermodynamic analysis. *Applied Thermal Engineering*, 138 :374–385, June 2018.

[17] H. R. Patil, S. K. Chaudhari, and S. S. Katti. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-lithium iodide—part II. Heating. *Heat Recovery Systems and CHP*, 11(5) :351–360, 1991.

[18] R. M. Barragán, C. L. Heard, V. M. Arellano, R. Best, and F. A. Holland. Experimental performance of the water/calcium chloride system in a heat transformer. *International Journal of Energy Research*, 20(8) :651–661, August 1996.

[19] Amín Altamirano, Nolwenn Le Pierrès, and Benoit Stutz. Review of small-capacity single-stage continuous absorption systems operating on binary working fluids for cooling : Theoretical, experimental and commercial cycles. *International Journal of Refrigeration*, 106 :350–373, October 2019.

[20] R. Best, W. Rivera, M.J. Cardoso, R.J. Romero, and F.A. Holland. Modelling of single-stage and advanced absorption heat transformers operating with the water/carrol mixture. *Applied Thermal Engineering*, 17(11) :1111–1122, November 1997.

[21] Jin-Soo Kim, Young Park, and Huen Lee. Performance evaluation of absorption chiller using LiBr + H2N(CH2)2.pdf. *Applied Thermal Engineering*, 19 :217–225, 1999.

[22] Antonio de Lucas, Marina Donate, and Juan F. Rodríguez. Vapour pressures, densities, and viscosities of the (water+lithium bromide+potassium acetate) system and (water+lithium bromide+sodium lactate) system. *The Journal of Chemical Thermodynamics*, 38(2) :123–129, February 2006.

[23] Juan Yin, Lin Shi, Ming-Shan Zhu, and Li-Zhong Han. Performance analysis of an absorption heat transformer with different working fluid combinations. *Applied Energy*, 67 :281–292, 2000.

[24] M Jelinek and I Borde. Single- and double-stage absorption cycles based on ¯uorocarbon refrigerants and organic absorbents. *Applied Thermal Engineering*, page 7, 1998.

[25] Ali Karno and Salman Ajib. Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration machine with new working fluid for solar applications. *Heat and Mass Transfer*, 45(1) :71–81, November 2008.

[26] Jonathan Ibarra-Bahena and Rosenberg Romero. Performance of different experimental absorber designs in absorption heat pump cycle technologies : a review. *Energies*, 7(2) :751–766, February 2014.

[27] Jung-In Yoon, Thanh Tong Phan, Choon-Geun Moon, Ho-Saeng Lee, and Seok-Kwon Jeong. Heat and mass transfer characteristics of a horizontal tube falling film absorber with small diameter tubes. *Heat and Mass Transfer*, 44(4) :437–444, February 2008.

[28] John M. George and S. Srinivasa Murthy. Influence of heat exchanger effectiveness on performance of vapour absorption heat transformers. *International Journal of Energy Research*, 13(4) :455–475, 1989.

[29] R. Ventas, A. Lecuona, M. Legrand, and M.C. Rodríguez-Hidalgo. On the recirculation of ammonia-lithium nitrate in adiabatic absorbers for chillers. *Applied Thermal Engineering*, 30(17-18) :2770–2777, December 2010.

[30] Keith Herold, Reinhard Radermacher, and Sanford Klein. *Absorption Chillers and Heat Pumps*. CRC PRESS, 1996.

[31] Berhane H. Gebreslassie, Marc Medrano, and Dieter Boer. Exergy analysis of multi-effect water–LiBr absorption systems : From half to triple effect. *Renewable Energy*, 35(8) :1773–1782, August 2010.

[32] Mina Yang, Seung Yeob Lee, Jin Taek Chung, and Yong Tae Kang. High efficiency H2O/LiBr double effect absorption cycles with multi-heat sources for tri-generation application. *Applied Energy*, 187 :243–254, February 2017.

[33] Ali Shirazi, Robert A. Taylor, Stephen D. White, and Graham L. Morrison. A systematic parametric study and feasibility assessment of solar-assisted single-effect, double-effect, and triple-effect absorption chillers for heating and cooling applications. *Energy Conversion and Management*, 114 :258–277, April 2016.

[34] ADEME. Guide de conception des réseaux de chaleur solaire adaptés aux éco-quartiers. Technical report, 2015.

[35] J. Ibarra-Bahena, R.J. Romero, J. Cerezo, C.V. Valdez-Morales, Y.R. Galindo-Luna, and L. Velazquez-Avelar. Experimental assessment of an absorption heat transformer prototype at different temperature levels into generator and into evaporator operating with water/Carrol mixture. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 60 :275–283, January 2015.

[36] S. Sekar and R. Saravanan. Experimental studies on absorption heat transformer coupled distillation system. *Desalination*, 274(1-3) :292–301, July 2011.

[37] G.A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, and L.C. Wrobel. Design and construction of a LiBr–water absorption machine. *Energy Conversion and Management*, 44(15) :2483–2508, September 2003.

[38] Xiaoyun Xie and Yi Jiang. Absorption heat exchangers for long-distance heat transportation. *Energy*, 141 :2242–2250, December 2017.

[39] Xiaoyun Xie and Yi Jiang. Temperature efficiency analysis of absorption heat exchangers. Japon, August 2015.

[40] Chaoyi Zhu, Xiaoyun Xie, Yi Jiang, Enbo Yang, and Gang Luo. Development and Application of a Multi-Section Vertical Absorption Heat Exchanger. Tokyo, 2017.

[41] Chaoyi Zhu, Xiaoyun Xie, and Yi Jiang. A multi-section vertical absorption heat exchanger for district heating systems. *International Journal of Refrigeration*, 71 :69–84, November 2016.

[42] N. Mirl, F. Schmid, and K. Spindler. Reduction of the return temperature in district heating systems with an ammonia-water absorption heat pump. *Case Studies in Thermal Engineering*, 12 :817–822, September 2018.

[43] K. Edem N'Tsoukpoe, Hui Liu, Nolwenn Le Pierrès, and Lingai Luo. A review on long-term sorption solar energy storage. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(9) :2385–2396, December 2009.

[44] Nasiru I. Ibrahim, Fahad A. Al-Sulaiman, and Farid Nasir Ani. Solar absorption systems with integrated absorption energy storage–A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82 :1602–1610, February 2018.

[45] J. Pátek and J. Klomfar. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr–H2O solutions from 273 to 500K over full composition range. *International Journal of Refrigeration*, 29(4) :566–578, June 2006.

[46] Kashinath R. Patil, Shrirang K. Chaudhari, and Sushilendra S. Katti. Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium iodide : Simplified method for predicting the enthalpies from the vapor-pressure data. *Applied energy*, 39(3) :189–199, 1991.

[47] J. Patek and J. Klomfar. Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. *International Journal of refrigeration*, 18(4) :228–234, 1995.

[48] CA Infante Ferreira. Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. *Solar Energy*, 32(2) :231–236, 1984.

[49] Lester Haar and John S. Gallagher. Thermodynamic properties of ammonia. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 7(3) :635–792, July 1978.

[50] G. Evola, N. Le Pierrès, F. Boudehenn, and P. Papillon. Proposal and validation of a model for the dynamic simulation of a solar-assisted single-stage LiBr/water absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, 36(3) :1015–1028, May 2013.

[51] Delphine Triché, Sylvain Bonnot, Maxime Perier-Muzet, François Boudéhenn, Hélène Demasles, and Nadia Caney. Experimental and numerical study of a falling film absorber in an ammonia-water absorption chiller. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 111 :374–385, August 2017.

[52] Olivier Marc, Guillaume Anies, Franck Lucas, and Jean Castaing-Lasvignottes. Assessing performance and controlling operating conditions of a solar driven absorption chiller using simplified numerical models. *Solar Energy*, 86(9) :2231–2239, September 2012.

[53] Jian Sun, Zhihua Ge, and Lin Fu. Investigation on operation strategy of absorption heat exchanger for district heating system. *Energy and Buildings*, 156 :51–57, December 2017.

[54] K. R. Patil, S. K. Chaudhari, and S. S. Katti. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-lithium iodide - part I. Cooling. *Heat Recovery Systems and CHP*, 11(5) :341–350, 1991.

[55] Silvia Garone, Tommaso Toppi, Marco Guerra, and Mario Motta. A water-ammonia heat transformer to upgrade low-temperature waste heat. *Applied Thermal Engineering*, 127 :748–757, December 2017.

[56] NIST. https ://webbook.nist.gov/.

[57] Olivier Marc, Frantz Sinama, Jean-Philippe Praene, Franck Lucas, and Jean Castaing-Lasvignottes. Dynamic modeling and experimental validation elements of a 30 kW LiBr/h2o single effect absorption chiller for solar application. 90 :980–993.

[58] Amín Altamirano, Nolwenn Le Pierrès, and Alberto Stutz, Benoitand Coronas. Performance characterization methods for absorption chillers applied to an NH3-LiNO3 single-stage prototype. page 23.

[59] Robert H. Perry, Don W. Green, and James O. Maloney, editors. *Perry's chemical engineers' handbook*. McGraw-Hill, 7ème edition.

Table des figures

1.1 Description schématique du fonctionnement d'un réseau de chaleur [7] 12
1.2 Evolution des températures, de l'efficacité et des sources de production des réseaux de chaleur au cours du temps [8] 13
1.3 Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à compression de vapeur . . . 14
1.4 Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption dans les deux configurations envisagées 15
1.5 Diagramme d'Oldham du couple NH_3-$LiNO_3$ (concentration en $kg_{absorbant}/kg_{solution}$) [12] avec une représentation du cycle de fonctionnement en mode pompe à chaleur 16
1.6 Schémas des différentes technologies d'absorption selon Ibarra-Bahena et al. [26] 19
1.7 Schéma d'une PàCs avec une recirculation au niveau de l'absorbeur (pompe 10) [29] 21
1.8 Schéma d'une PàCs à double étages [30] 21
1.9 Principe de fonctionnement d'un transformateur de chaleur en mode upgrade . . 22
1.10 Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption en mode climatisation 24
1.11 Comparaison des différents COP de différents systèmes de climatiseur à absorption de faible capacité [19] 24
1.12 Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption en mode chauffage 25
1.13 Exemples des conditions de fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption en mode chauffage 26
1.14 Description schématique du fonctionnement d'une PàCs en mode stockage selon [43] 27
1.15 Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption dans les deux configurations envisagées 28

2.1 Comparaison du calcul de la pression de saturation en fonction de la température entre l'équation proposée par Patek et al. [47] et celle proposée par Haar et al. [49] 33
2.2 Description schématique des composants constituant le modèle statique 36
2.3 Description schématique des pincements dans le désorbeur 37
2.4 Description schématique de la partie interne du désorbeur dans le modèle statique (la chaleur est apportée par le fluide caloporteur non-représenté ici) 37
2.5 Résultats expérimentaux de Garone et al. [55] avec un prototype utilisant le couple NH_3-H_2O 39
2.6 Résultats du mode upgrade avec différentes températures de réseau secondaire et extérieure 40
2.7 Comparaison des $COP_{climatisation}$ du modèle simplifié avec le modèle de Sun et al. [13] pour 3 couples et pour différentes températures de réseau primaire 42
2.8 Résultats du mode climatisation avec deux températures extérieures différentes pour des températures de refroidissement de 10/15 °C 43
2.9 Comparaison de l'efficacité du couple H_2O-LiBr avec modèle simplifié et avec le modèle de Zhu et al. [41] pour différents rapports de débit du réseau secondaire sur le débit du réseau primaire 45
2.10 Résultats du mode chauffage avec trois températures de réseau secondaire 46
2.11 Description schématique des composants constituant le modèle dynamique . . . 53

2.12 Schéma des composants utilisant un fluide caloporteur 54
2.13 Schéma du condenseur 55
2.14 Schémas des détendeurs du modèle dynamique 57
2.15 Schémas des pompes du modèle dynamique 59
2.16 Schéma de l'évaporateur 60
2.17 Schéma de l'absorbeur 62
2.18 Schéma de l'échangeur de solution interne 63
2.19 Schéma du désorbeur 65
2.20 Schéma de l'échangeur externe 66
2.21 Variation des températures externes au système au cours du régime transitoire du mode climatisation 71
2.22 Variation des températures internes du système au cours du régime transitoire du mode climatisation 71
2.23 Variation des puissances au cours du régime transitoire du mode climatisation . . 72
2.24 Variation des pressions au cours du régime transitoire du mode climatisation . . . 72
2.25 Variation des débits au cours du régime transitoire du mode chauffage 75
2.26 Graphique de la variation des puissances au cours du régime transitoire du mode chauffage 76
2.27 Variation des températures internes du système au cours du régime transitoire du mode chauffage 76
2.28 Variation des températures externes au système au cours du régime transitoire du mode upgrade 79
2.29 Variation des températures internes du système au cours du régime transitoire du mode upgrade 79
2.30 Variation des puissances au cours du régime transitoire du mode upgrade 80
2.31 Variation des débits de réfrigérant au cours du régime transitoire du mode upgrade 80
2.32 Variation des pressions au cours du régime transitoire du mode upgrade 81
2.33 Différences de fonctionnement entre le mode climatisation et chauffage 82
2.34 Variation des température du circuit externe lors d'un changement du mode chauffage au mode climatisation 83
2.35 Variation des débits du circuit externe lors d'un changement du mode chauffage au mode climatisation 83
2.36 Variation des puissances échangées, du COP du mode climatisation et de l'efficacité du mode chauffage lors d'un changement du mode chauffage au mode climatisation 84
2.37 Description schématique de la limite numérique du DTML 85

3.1 Description schématique du circuit interne du prototype (légende : figure 3.2) . . 92
3.2 Légende des figures 3.1 et 3.4 92
3.3 Photo du circuit interne du prototype 93
3.4 Description schématique du circuit externe et interne avec numérotation des vannes et capteurs du prototype 96
3.5 Enceinte contenant la PàCs (sortie d'air vers le filtre en haut de la photo) 99
3.6 Description schématique d'un capteur de niveau du prototype 102
3.7 COP des différents tests en mode climatisation décrits dans la table 3.5 106
3.8 Températures des circuits externes du prototype lors d'un régime transitoire en mode climatisation 108
3.9 Températures du circuit interne du prototype lors d'un régime transitoire en mode climatisation 109
3.10 Pressions dans le circuit interne du prototype lors d'un régime transitoire en mode climatisation 110

3.11 Puissances échangées avec le circuit externe du prototype d'un régime transitoire en mode climatisation . . . 111
3.12 Températures du circuit externe du prototype lors du démarrage présenté en mode climatisation . . . 112
3.13 Pressions du circuit interne du prototype lors du démarrage présenté en mode climatisation . . . 112
3.14 Débits du circuit interne du prototype lors du démarrage présenté en mode climatisation . . . 113
3.15 Températures du circuit interne du prototype lors du démarrage présenté en mode climatisation . . . 113
3.16 Puissances échangées avec le circuit externe du prototype lors du démarrage en mode climatisation . . . 114
3.17 COP du prototype lors du démarrage en mode climatisation . . . 114
3.18 COP des différents tests en mode chauffage décrits dans la table 3.7 . . . 118
3.19 Débits dans le circuit interne du prototype lors du régime transitoire en mode chauffage . . . 120
3.20 Puissances échangées avec le circuit externe du prototype du régime transitoire en mode chauffage . . . 121
3.21 Températures du circuit interne du prototype lors du régime transitoire en mode chauffage . . . 121
3.22 Pressions dans le circuit interne du prototype lors du régime transitoire en mode chauffage . . . 122
3.23 Efficacité du prototype lors du régime transitoire en mode chauffage . . . 122
3.24 Températures du circuit externe du prototype lors du régime transitoire en mode chauffage . . . 123
3.25 Températures du circuit externe du prototype lors de l'arrêt du système en mode chauffage . . . 124
3.26 Températures du circuit interne du prototype lors de l'arrêt du système en mode chauffage . . . 125
3.27 Pressions du circuit interne du prototype lors de l'arrêt du système en mode chauffage 125
3.28 Schémas du design du séparateur liquide-gaz actuellement utilisé et du nouveau design proposé . . . 127
3.29 Schémas du design du séparateur proposé avec mesures . . . 128
3.30 Schéma du modèle modifié pour simuler les difficultés expérimentales . . . 132
3.31 Coefficients d'échanges des différents échangeurs du prototype en fonction des différents tests effectués dans le chapitre 3 . . . 135
3.32 Coefficients d'échanges du désorbeur, absorbeur et échangeur de solution internes en fonction du débit de solution . . . 136

A.1 Description schématique du circuit en mode upgrade . . . XX
A.2 Description schématique du circuit en mode climatisation . . . XXI
A.3 Description schématique du circuit en mode chauffage . . . XXII

C.1 Schéma du fonctionnement du programme d'acquisition (langage Python)) . . . XXVIII

Liste des tableaux

2.1 Tableau des coefficients de l'équation (2.1) 32
2.2 Tableau des coefficients de l'équation (2.2) 32
2.3 Tableau des coefficients de l'équation (2.3) 32
2.4 Tableau des coefficients de l'équation (2.4) 34
2.5 Tableau des coefficients de l'équation (2.5) 34
2.6 Tableau des coefficients de l'équation (2.6) 34
2.7 Tableau des coefficients de l'équation (2.10) 35
2.8 Résumé des équations décrivant le modèle statique 38
2.9 Évaluation des performances d'une PàCs dans différents modes en fonction de la saison, de la température du réseau secondaire et de la température du réseau primaire pour les 5 couples considérés 48
2.10 Constantes physiques du modèle dynamique 67
2.11 Paramètres du modèle 68
2.12 Paramètres du modèle dans un régime permanent en mode climatisation 69
2.13 Résultats du régime permanent réalisé avec le modèle en mode climatisation . . . 70
2.14 Paramètres du modèle dans un régime permanent en mode chauffage 73
2.15 Résultats du régime permanent réalisé avec le modèle en mode chauffage 74
2.16 Paramètres du modèle dans un régime permanent en mode upgrade 77
2.17 Résultats du régime permanent réalisé avec le modèle en mode upgrade 78

3.1 Coefficients d'échanges des échangeurs du prototype 94
3.2 Différents bains thermostatés présents dans le prototype 95
3.3 Capteurs utilisés pour le prototype 98
3.4 Paramètres des régimes permanents effectués en mode climatisation 104
3.5 Résultats expérimentaux en régime permanent en mode climatisation 105
3.6 Paramètres du régime permanent réglés à la fin du démarrage en mode climatisation 111
3.7 Paramètres des régimes permanents effectués en mode chauffage 116
3.8 Résultats des régimes permanents effectués en mode chauffage 117
3.9 Paramètres constants du régime transitoire présenté en mode chauffage 120
3.10 Paramètres du régime permanent réglés avant l'arrêt du système en mode chauffage 124
3.11 Différences expérimentales et numériques en régime permanent en mode climatisation 129
3.12 Résultats expérimentaux et numériques en régime permanent en mode chauffage 131
3.13 Résultats expérimentaux et numériques du modèle modifié en régime permanent en mode climatisation 133
3.14 Coefficients d'échanges des échangeurs de la PàCs fournis par le constructeur . . 136

E.1 Paramètres des régimes permanents effectués avec le mode climatisation XXXIV
E.2 Résultats des régimes permanents effectués avec le mode climatisation XXXV
E.3 Paramètres des régimes permanents effectués avec le mode chauffage XXXVI
E.4 Résultats des régimes permanents effectués avec le mode chauffage XXXVII

A

Procédures du prototype

Cette annexe décrit les différentes procédure du système. Les schémas du circuit avec l'indication des différentes vannes sont situés dans l'annexe A.

A.1 Procédure de charge en ammoniac et nitrate de lithium de la PàCs

Cette procédure de charge du système décrit les étapes nécessaires à l'insertion de l'ammoniac et du nitrate de lithium. Cette procédure se fait à partir de la PàCs à pression atmosphérique et vidée de ces fluides de travail. La première étape consiste au séchage du prototype :

— Mettre en route l'acquisition pour surveiller la pression de la PàCs

— Fermer toutes les vannes liant le circuit interne à la PàCs vers l'extérieur (V26, V27, V9)

— Ouvrir toutes les vannes internes de la PàCs et les détendeurs

— Brancher la pompe à vide à la vanne 26

— Préparer la pompe de solution et de réfrigérant pour le tirage au vide comme indiqué dans leur manuels

— Allumer la pompe à vide selon la procédure décrite dans son manuel de fonctionnement

— Ouvrir la vanne 26 du circuit interne (V26)

— Attendre le séchage du circuit (la présence de points froids permet de surveiller le séchage en cours du prototype)

— Lorsqu'il n'y a plus de points froids, fermer la vanne 26 du circuit interne (V26)

— Arrêter la pompe à vide

Suite au séchage du prototype, le prototype est à une pression inférieure à la pression atmosphérique et l'insertion du nitrate de lithium doit être effectué, jusqu'à la fermeture de la vanne 27 du circuit interne (V27) les étapes doivent être effectuées le plus rapidement possible car le nitrate de lithium absorbe l'humidité de l'air et un risque d'insertion d'eau dans le système est présent (toutes les vannes citées dans cette partie ne concernent que le circuit interne) :

— isoler le réservoir de solution : fermer les vannes 3, 2, 9, 21, 22, 17,16

— Ouvrir la vanne 27 (V27) (dévisser entièrement le tube reliant la vanne 27 au réservoir de solution permet d'avoir une ouverture plus importante pour insérer le nitrate de lithium mais augmente le risque de fuite, plus tard, après son resserrage)

— Peser la quantité désirée de nitrate de lithium (Respecter les consignes de sécurité liées à la manipulation du nitrate de lithium)

— Insérer cette quantité dans le réservoir de solution à l'aide d'un entonnoir

— Fermer la vanne 27 (V27)

— Fermer la vanne 19 puis ouvrir la vanne 17 lentement, le réservoir de solution est séparé du reste du circuit interne par le détendeur de solution

— Ouvrir très légèrement le détendeur de solution pour faire le vide dans le réservoir de solution sans turbulence

— Allumer la pompe à vide puis la vanne 26 pour faire le vide dans tout le circuit interne en gardant le détendeur de solution légèrement ouvert pour faire le vide lentement dans le réservoir de solution

Le nitrate de lithium est maintenant inséré dans le prototype. Cependant, il se peut qu'il ai absorbé de l'humidité pendant son pesage et son chargement, plusieurs techniques sont donc possible pour diminuer son humidité : maintenir le vide pendant plusieurs jours à l'aide de la pompe à vide ou faire plusieurs cycles comprenant la charge du prototype en azote pur (gaz sec qui absorber une partie de l'humidité du nitrate) puis son tirage au vide. Ces deux techniques permettent de diminuer au maximum l'humidité présente dans le nitrate de lithium inséré dans le prototype.

Suite à l'insertion du nitrate de lithium, l'ammoniac doit être inséré dans le prototype. Pour préparer cette insertion, toutes les vannes reliant l'intérieur du prototype à l'extérieur sont fermées et le vide est fait au maximum dans le prototype (situation à la fin du chargement en nitrate de lithium). Suite à cela, il faut :

— Fermer toutes les vannes du circuit externe excepté la vanne 33 (v33) et allumer le bain thermostaté lié au condenseur (réglé sur 5 °C, circulation via la vanne 33 en by-pass)

— Isoler le réservoir de solution : fermer les vannes 3, 2, 9, 21, 22, 19, 16 et le détendeur de solution, garder la vanne 17 ouverte : le réservoir de solution dans lequel se trouve le nitrate de lithium est uniquement relié au reste du circuit par le détendeur de solution

— Ouvrir toutes les autres vannes interne (vannes ne reliant pas le circuit interne à l'extérieur)

— Connecter le détendeur à la bouteille d'ammoniac

— Peser la bouteille d'ammoniac

— Connecter le détendeur à son emplacement comme indiqué sur le schéma de l'annexe A

— Ouvrir les deux vannes reliant le séparateur liquide-gaz du désorbeur à la bouteille d'ammoniac

— Ouvrir la bouteille d'ammoniac

— Vérifier sur le manomètre du détendeur que la pression dans la bouteille est proche de 8 bars

— Ouvrir lentement le détendeur de la bouteille d'ammoniac et observer l'augmentation de pression dans le prototype

— Lorsque la pression atteint une pression égale à celle de la bouteille, ouvrir légèrement le détendeur de solution pour insérer lentement de l'ammoniac dans le réservoir de solution sans turbulence jusqu'à une pression d'environ 2 bars (pression supérieure au vide donc pas d'entrée d'air mais ne permettant pas l'absorption de l'ammoniac par le nitrate) puis fermer le détendeur

— Ouvrir la vanne 34, 32, 31, 30 et la vanne 3 voies 3 pour connecter le condenseur au bain thermostaté

— Ouvrir la vanne à opercule 1 (vo 1) lentement pour augmenter le débit de fluide caloporteur dans le condenseur pour obtenir environ 0.1 kg/s (si le débit est trop faible, fermer en partie la vanne 33)

— La condensation de l'ammoniac dans le condenseur devrait commencer, après quelques minutes le thermocouple 3 (T3) devrait chuter en température, signe que du liquide commence à s'accumuler

— Par la suite, l'augmentation du niveau devrait commencer à être visible sur le capteur de niveau 2

— Lorsque que le réservoir de réfrigérant est plein, fermer la vanne vo 3 pour stopper la condensation

— Ouvrir rapidement la vanne 3 du circuit interne pour envoyer le réfrigérant liquide dans le réservoir de solution et commencer le mélange

— Fermer la vanne 3 avant que les pressions s'égalisent

— Attendre que la pression dans le réservoir de solution diminue et que celle dans le reste du circuit augmente
— Lorsque que l'écart dépasse 3 bars, ouvrir rapidement la vanne 3 pour que de la vapeur de réfrigérant entre rapidement dans le réservoir de solution pour provoquer le mélange du nitrate de lithium
— Effectuer les deux étapes précédentes 20 fois
— Ouvrir les vannes 21 et 22 du circuit interne pour observer le niveau de solution dans le réservoir
— Ouvrir les vannes 8, 10, 12, 20, 24, 14, 15 et 17 et ferme la vanne 1 du circuit interne : le circuit de solution est en circuit fermé, une circulation peut-être mis en place pour favoriser le mélange
— Allumer la pompe de solution au débit minimum pendant 5 minutes puis arrêter la pompe
— Effectuer les phases de condensation, d'injection d'ammoniac liquide dans le réservoir de solution et de circulation en circuit fermé jusqu'à obtenir la concentration voulue
— Condenser de l'ammoniac jusqu'à obtenir la quantité voulue dans le système (estimation avec le volume)
— fermer le détendeur de la bouteille d'ammoniac et les vannes la reliant au circuit
— Déconnecter la bouteille d'ammoniac
— Peser la bouteille et vérifier la quantité d'ammoniac inséré par rapport à l'estimation (si la quantité insérée est trop faible, reconnecter la bouteille et recommencer la condensation)
— Fermer toutes les vannes du circuit interne et détendeur, éteindre le bain thermostaté et fermer toutes les vannes du circuit externe

Suite à cette procédure, l'ammoniac et le nitrate de lithium sont inséré dans le prototype, le démarrage du système peut-être effectué.

A.2 Procédure de décharge du système

Lors de ce protocole, une seule face de l'enceinte devra être ouverte pour accéder à la partie désirée de la pompe puis refermée par la suite.

— Arrêter la machine selon le protocole d'arrêt précédent
— Préparer un volume d'eau de 40 litres pour absorber l'ammoniac et le sel présents dans la pompe (4 kg d'ammoniac et les 2 kg de sels)
— Mettre le masque à cartouches et les gants
— Connecter le bulleur au sommet de la pompe à chaleur via la vanne de vidange d'ammoniac gaz (12)
— Ouvrir lentement la vanne pour faire buller l'ammoniac dans l'eau
— Quand la pression dans la pompe à chaleur est égale à la pression atmosphérique, fermer la vanne et débrancher le bulleur
— Brancher le bulleur au réservoir de solution via la vanne de vidange de solution (11)
— Ouvrir lentement la vanne pour diluer la solution dans l'eau
— Fermer la vanne et débrancher le bulleur
— Ouvrir toutes les vannes internes de la pompe à chaleur

— Brancher l'air comprimé au sommet de la pompe à chaleur via la vanne de vidange d'ammoniac gaz (12)

— Ouvrir l'air comprimé pour vidanger le reste potentiel de solution et d'ammoniac dans l'eau

— Faire circuler de l'air comprimé dans tout le circuit pour l'assécher

— Déconnecter le bulleur

— Déconnecter l'air comprimé

— Rejeter l'eau et la solution avec les produits chimiques dangereux

— Enlever les gants et le masque à cartouches

A.3 Procédure allumage

Lors de la mise en route, la porte de l'enceinte devra être ouverte pour accéder à la partie désirée de la pompe à chaleur, puis refermée par la suite.

— Allumer tous les bains thermostatés et attendre leur montée en température

— Ouvrir les vannes 15 à 19pour relier le réservoir de solution au désorbeur

— Allumer la pompe numéro 8 pour remplir le désorbeur et une partie du séparateur liquide-gaz

— Lorsque le niveau dans le séparateur liquide gaz est à moitié (visible via le niveau en verre sur le séparateur liquide-gaz), éteindre la pompe

— Ouvrir la vanne 20 reliant le circuit externe (eau glycolée) du désorbeur au bain thermostaté associé.

— Ouvrir la vanne 21 reliant le circuit externe (eau glycolée) du condenseur au bain thermostaté associé.

— Lorsque l'ammoniac commence à condenser (pression qui cesse d'augmenter), faire circuler l'eau des bains thermostatés dans tous les échangeurs et ouvrir toutes les

— vannes internes de la pompe

— Passer au protocole de fonctionnement pour le réglage des détendeurs

A.4 Procédure arrêt

Lors de ce protocole, la porte de l'enceinte devra être ouverte pour accéder à la partie désirée de la pompe puis refermée par la suite.

— Arrêter le bain thermostaté produisant de la chaleur pour le désorbeur

— Lorsque la pression dans le désorbeur est égale à la pression dans l'absorbeur, arrêter la pompe de solution

— Ouvrir les vannes permettant à la solution de redescendre dans le réservoir de solution

— Attendre que toute la solution soit dans le bas du prototype

— Fermer toutes les vannes internes

A.5 Fuite d'ammoniac

Ce protocole est à effectuer lors d'une fuite d'ammoniac sous forme gazeuse qui peut être détectée par une alarme du détecteur d'ammoniac.

— Lors de la présence du responsable du prototype, les personnes non responsables du prototype devront s'éloigner au maximum de l'enceinte (voir évacuer la salle sur demande de la personne responsable de la procédure) et la personne responsable devra suivre le protocole suivant :

— Sortir de l'enceinte et la refermer

— Déclencher l'arrêt d'urgence et la mise en route de la ventilation (bouton d'arrêt d'urgence)

— Mettre le masque à cartouches et les gants

— Rentrer dans l'enceinte pour fermer toutes les vannes du circuit de réfrigérant (circuit contenant de l'ammoniac)

— Sortir de l'enceinte et la refermer

— S'éloigner de l'enceinte

— En cas d'absence du responsable du prototype, les personnes présentes devront suivre ce protocole :

— Appuyer sur le bouton d'arrêt d'urgence

— Evacuer la salle

— Appeler le responsable du prototype via le numéro affiché sur l'enceinte

— S'il ne répond pas, appeler le service hygiène et sécurité via le numéro affiché sur l'enceinte

— En cas de fuite et si personne n'est présent, le débit nominal du ventilateur permettra la filtration de l'ammoniac et donc empêchera tout danger lors de l'arrivée de personnes.

A.6 Fuite de solution

Ce protocole est à effectuer lors d'une fuite de solution qui peut être détectée soit visuellement, soit par une alarme du détecteur.

— Sortir de l'enceinte et la refermer

— Déclencher l'arrêt d'urgence et la mise en route de la ventilation (bouton d'arrêt d'urgence)

— Mettre le masque à cartouches et les gants

— Rentrer dans l'enceinte et fermer toutes les vannes du circuit de solution

— Sortir de l'enceinte et la refermer

— S'éloigner de l'enceinte

— Lorsque la fuite est terminée (composant vide), ajouter de l'eau au bac de rétention pour diluer la solution

— Evacuer la solution obtenue avec les déchets chimiques dangereux

— Enlever le masque à cartouches et les gants

— En cas d'absence du responsable du prototype, les personnes présentes devront suivre ce protocole :

— Appuyer sur le bouton d'arrêt d'urgence

- Evacuer la salle
- Appeler le responsable du prototype via le numéro affiché sur l'enceinte
- S'il ne répond pas, appeler le service hygiène et sécurité via le numéro affiché sur l'enceinte
- En cas de fuite et si personne n'est présent, le débit nominal du ventilateur permettra la filtration de l'ammoniac qui se sera évaporé et donc empêchera tout danger lors de l'arrivée de personnes. La solution dans le bac de rétention devra être traitée par le responsable du prototype lors de son arrivée suivant ce protocole :
- Mettre le masque à cartouches et les gants
- Ajouter de l'eau au bac de rétention pour diluer la solution
- Evacuer la solution obtenue avec les déchets chimiques dangereux
- Enlever le masque à cartouches et les gants

A

Circuits hydrauliques et modes

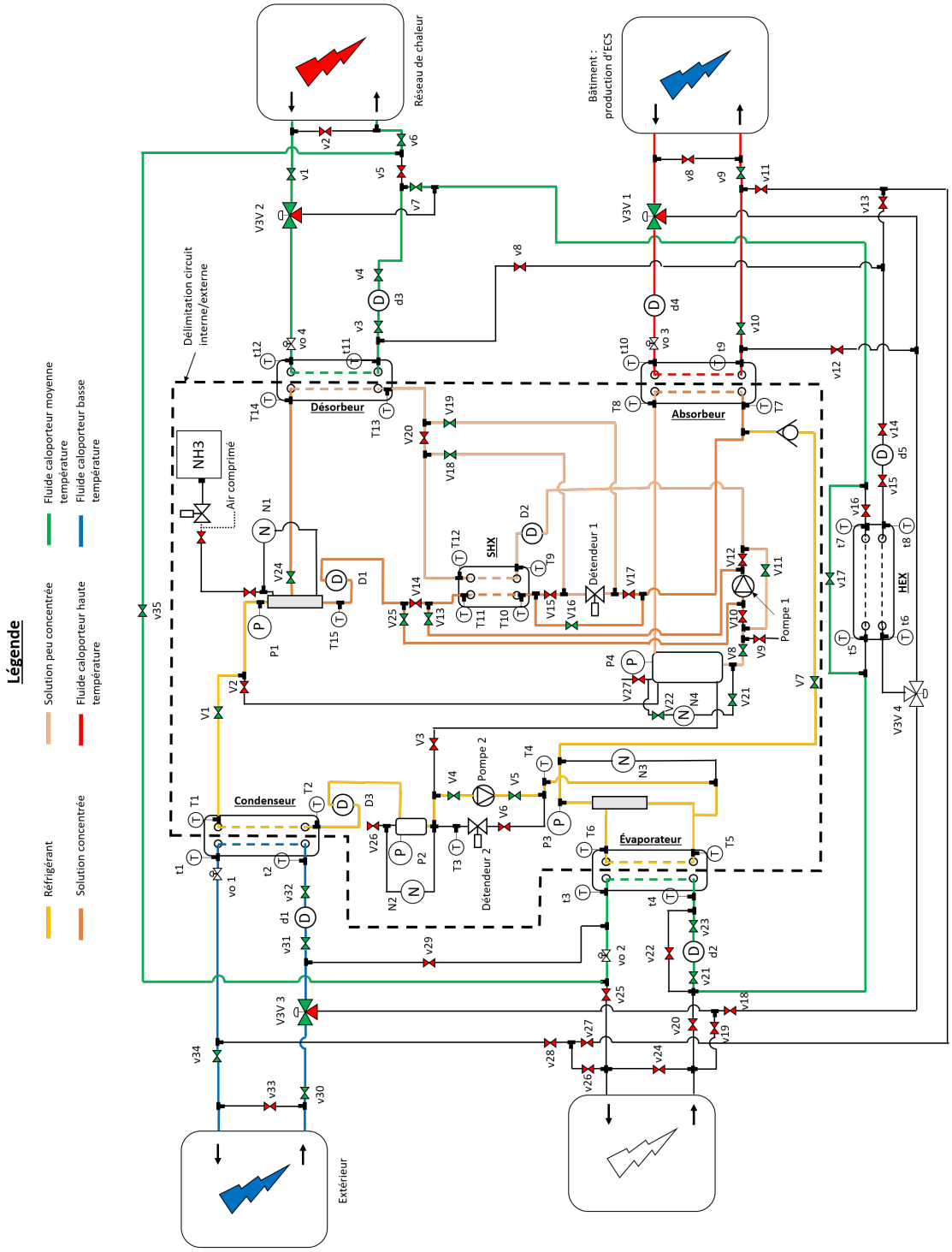


Figure A.1 – Description schématique du circuit en mode upgrade

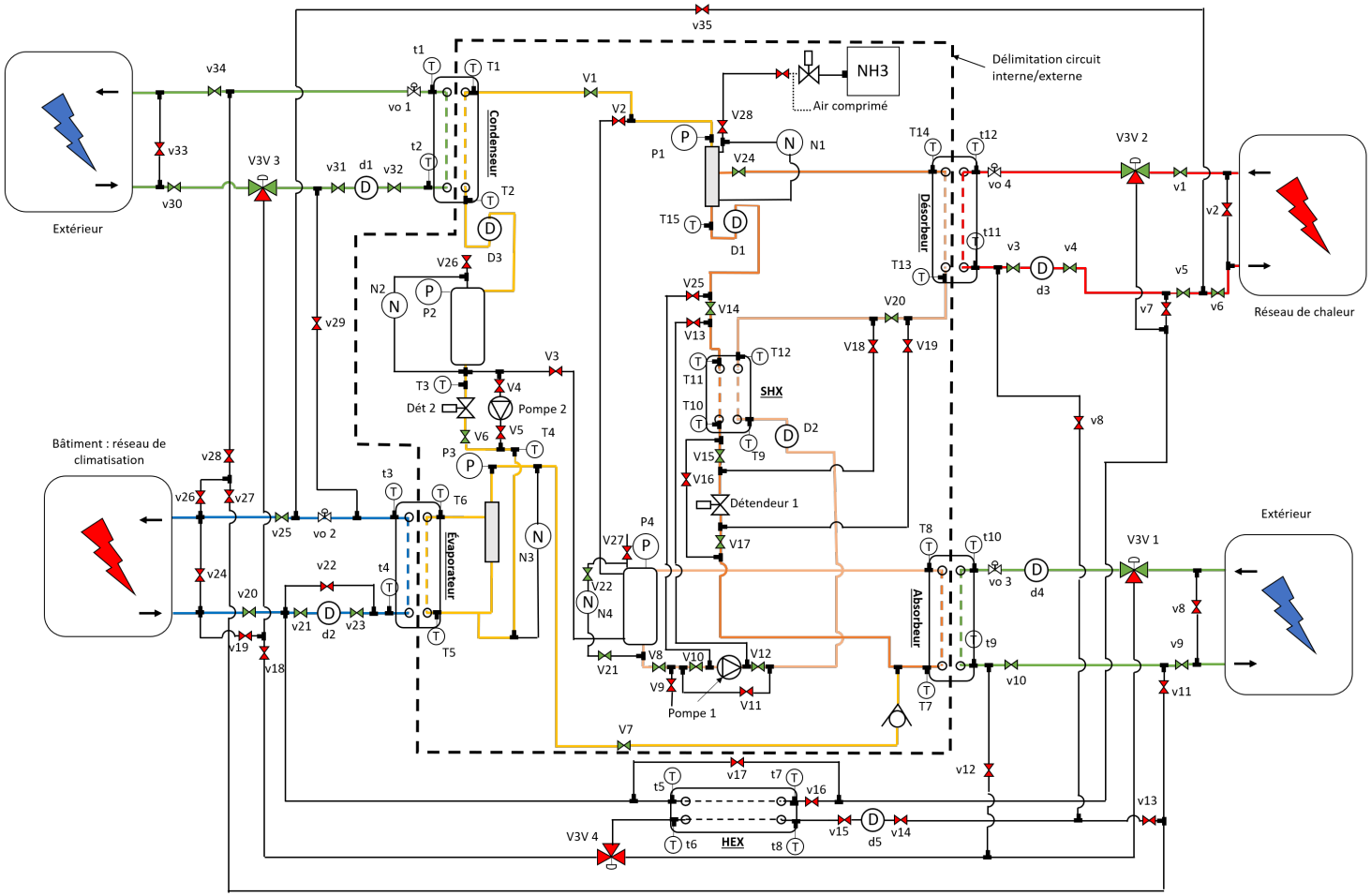


Figure A.2 – Description schématique du circuit en mode climatisation

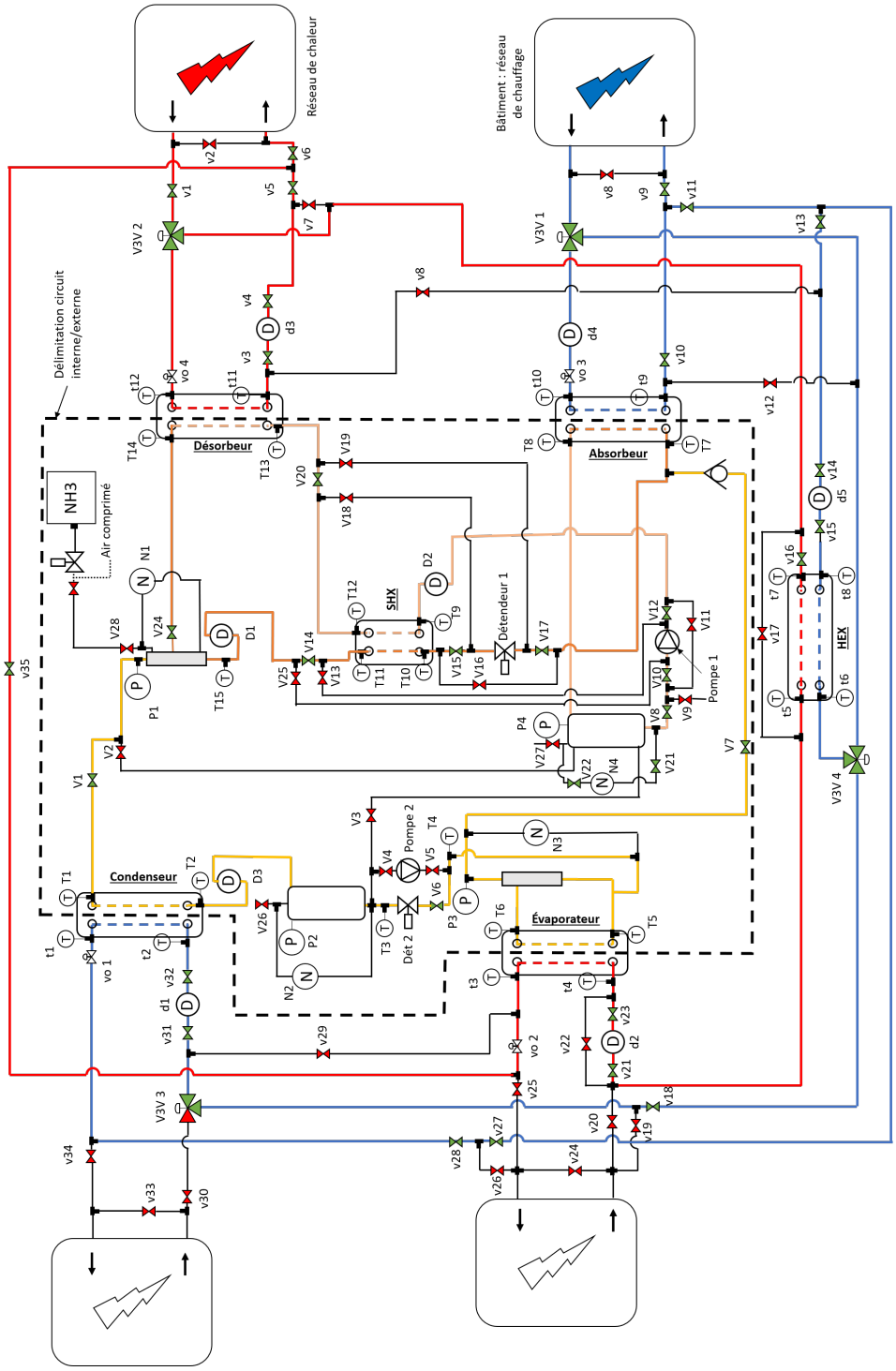


Figure A.3 – Description schématique du circuit en mode chauffage

B

Écarts expérimentaux

Cette section décrit les différentes grandeurs calculées expérimentalement et leur incertitude.

B.1 Puissance

L'équation (B.1) décrit les transferts de chaleur dans les échangeurs en prenant en compte le débit et la température d'entrée et de sortie du fluide caloporteur dans le composant. Les équations (B.2) à (B.3) décrivent l'incertitude correspondante à cette puissance ($\xi_{\dot{Q}}$).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot Cp \cdot (T_{in} - T_{out}) \tag{B.1}$$

$$\xi_{\dot{Q}} = |\frac{\delta \dot{Q}}{\delta \dot{m}}| \cdot \xi_{\dot{m}} + |\frac{\delta \dot{Q}}{\delta T_{in}}| \cdot \xi_{T_{in}} + |\frac{\delta \dot{Q}}{\delta T_{out}}| \cdot \xi_{T_{out}} \tag{B.2}$$

$$\xi_{\dot{Q}} = |Cp \cdot (T_{in} - T_{out})| \cdot \xi_{\dot{m}} + |\dot{m} \cdot Cp| \cdot \xi_{T_{in}} + |-\dot{m} \cdot Cp| \cdot \xi_{T_{out}} \tag{B.3}$$

B.2 COP climatisation

L'équation (B.4) décrit le calcul du $\mathrm{COP}_{\mathrm{climatisation}}$ (en mode climatisation) du prototype en prenant en compte les différentes puissances échangées. Les équations (B.5) et (B.6) permette de décrire le calcul de l'incertitude de ce COP (ξ_{COP}).

$$COP_{climatisation} = \frac{\dot{Q}_{évaporateur}}{\dot{Q}_{désorbeur}} \tag{B.4}$$

$$\xi_{COP} = |\frac{\delta COP_{climatisation}}{\delta \dot{Q}_{évaporateur}}| \cdot \xi_{\dot{Q}_{évaporateur}} + |\frac{\delta COP_{climatisation}}{\delta \dot{Q}_{désorbeur}}| \cdot \xi_{\dot{Q}_{désorbeur}} \tag{B.5}$$

$$\xi_{COP} = |\frac{1}{\dot{Q}_{désorbeur}}| \cdot \xi_{\dot{Q}_{évaporateur}} + |\frac{\dot{Q}_{évaporateur}}{\dot{Q}^2_{désorbeur}}| \cdot \xi_{\dot{Q}_{désorbeur}} \tag{B.6}$$

B.3 Efficacité

L'équation (B.7) décrit le calcul de l'efficacité du prototype en mode chauffage en prenant en compte les différentes températures de fonctionnement. Les équations (B.8) et (B.9) permettent de décrire le calcul de l'incertitude de cette efficacité ($\xi_{Efficacité}$).

$$\xi_{Efficacité} = \frac{T_{in,désorbeur} - T_{out,évaporateur}}{T_{in,désorbeur} - T_{in,réseau\ secondaire}} \tag{B.7}$$

$$\xi_{Efficacité} = |\frac{\delta Efficacité}{\delta T_{in,désorbeur}}| \cdot \xi_{T_{in,désorbeur}} + |\frac{\delta Efficacité}{\delta T_{out,évaporateur}}| \cdot \xi_{T_{out,évaporateur}} + |\frac{\delta Efficacité}{\delta T_{in,réseau\ secondaire}}| \cdot \xi_{T_{in,réseau\ secondaire}} \tag{B.8}$$

$$
\begin{aligned}
Efficacité = & \left|\frac{1}{T_{in,désorbeur} - T_{in,réseau\ secondaire}}\right| \cdot \Delta T_{in,désorbeur} \\
& + \left|\frac{T_{in,désorbeur} - T_{out,évaporateur}}{(T_{in,désorbeur} - T_{in,réseau\ secondaire})^2}\right| \cdot \Delta T_{in,désorbeur} \\
& + \left|\frac{1}{T_{in,désorbeur} - T_{in,réseau\ secondaire}}\right| \cdot \Delta T_{out,évaporateur} \\
& + \left|\frac{T_{in,désorbeur} - T_{out,évaporateur}}{(T_{in,désorbeur} - T_{in,réseau\ secondaire})^2}\right| \cdot \Delta T_{in,réseau\ secondaire}
\end{aligned} \tag{B.9}
$$

C

Programme d'acquisition

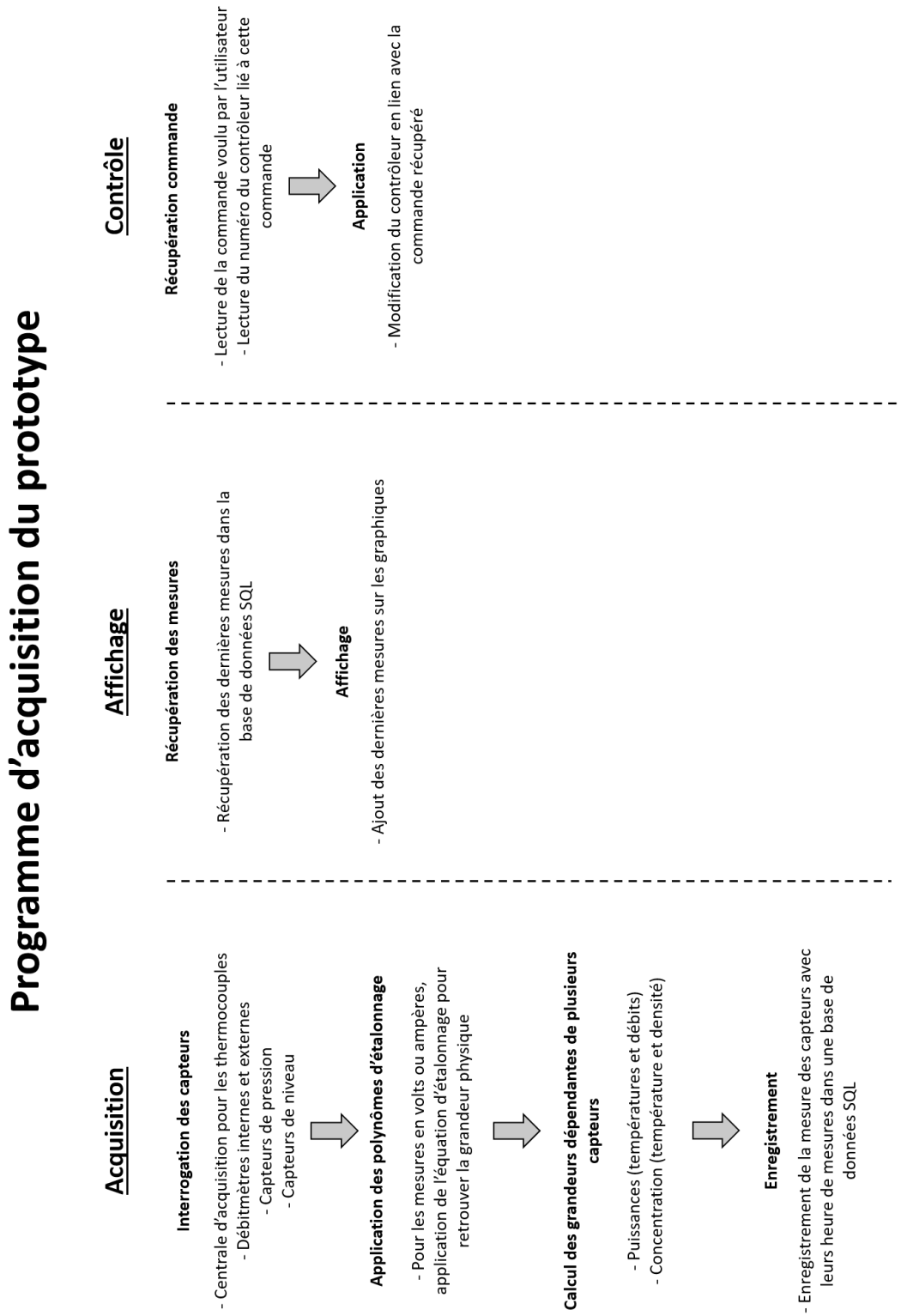


Figure C.1 – Schéma du fonctionnement du programme d'acquisition (langage Python))

D

Fiche sécurité ammoniac

Base de données FICHES TOXICOLOGIQUES

Ammoniac et solutions aqueuses

Fiche toxicologique synthétique n° 16 - Edition Juillet 2018

Pour plus d'information se référer à la fiche toxicologique complète.

Nom	Numéro CAS	Numéro CE	Numéro index	Synonymes
Ammoniac	7664-41-7	231-635-3	007-001-00-5	Ammoniac anhydre
Ammoniaque	1336-21-6	215-647-6	007-001-01-2	Ammoniaque ; Hydroxyde d'ammonium en solution aqueuse...%.

AMMONIAC ANHYDRE

Danger

- H221 - Gaz inflammable
- H314 - Provoque de graves brûlures de la peau et de graves lésions des yeux
- H331 - Toxique par inhalation
- H400 - Très toxique pour les organismes aquatiques

Les conseils de prudence P sont sélectionnés selon les critères de l'annexe 1 du réglement CE n° 1272/2008.
231-635-3

Propriétés physiques

Nom Substance	N° CAS	Etat Physique	Point de fusion	Point d'ébulition	Pression de vapeur	limites dexplosivité ou dinflammabilité
Ammoniac	7664-41-7	Gaz	-77,7 °C	- 33,3 °C	860 kPa à 20 °C	Limite d'explosivité de l'ammoniac dans l'oxygène (% en volume) : Limite inférieure : 33 % Limite supérieure : 79 %

Méthodes de détection et de détermination dans l'air

- Prélèvement de l'ammoniac sur du charbon traité à l'acide sulfurique ou sur un filtre en fibre de quartz imprégné d'acide sulfurique et de glycérol. Désorption à l'aide d'eau déionisée. Dosage par chromatographie ionique et détection par conductimétrie.

Valeurs Limites d'Exposition Professionnelle

Des valeurs limites d'exposition professionnelle (VLEP) **contraignantes** dans l'air des lieux de travail ont été établies pour l'ammoniac anhydre (Article R.4412-149 du Code du travail).

Substance	PAYS	VME (ppm)	VME (mg/m³)	VLCT (ppm)	VLCT (mg/m³)
Ammoniac anhydre	France (VLEP contraignante - 2006)	10	7	20	14
Ammoniac anhydre	Union européenne	20	14	50	36
Ammoniac anhydre	États-Unis (ACGIH)	25	18	35	27
Ammoniac anhydre	Allemagne (MAK)	20	14	40	28

Pathologie - Toxicologie

Toxicocinétique - Métabolisme

L'ammoniac agit localement et son absorption semble peu importante. Son métabolisme a été peu étudié.

Toxicité expérimentale

Toxicité aigüe

Elle se traduit par un effet caustique au niveau de la peau et des muqueuses oculaires, digestives et respiratoires. L'importance des lésions dépend de la concentration et du temps de contact.

Toxicité subchronique, chronique

L'exposition répétée provoque une irritation oculaire mais surtout respiratoire chronique (bronchite chronique).

Effets génotoxiques

Aucune donnée n'est disponible chez l'animal à la date de publication de cette fiche toxicologique.

Effets cancérogènes

Aucune donnée n'est disponible chez l'animal à la date de publication de cette fiche toxicologique.

Effets sur la reproduction

Aucune donnée n'est disponible chez l'animal à la date de publication de cette fiche toxicologique.

Toxicité sur l'Homme

L'exposition aiguë est responsable de sévères effets caustiques sur la peau et les muqueuses digestives et oculaires. En cas d'exposition répétée, une atteinte de la fonction respiratoire ne peut être éliminée. Certaines études indiquent la possibilité d'effet cancérogène sur différents organes mais restent trop imprécises pour permettre de conclure.

Recommandations

Au point vue technique

L'intégralité des recommandations techniques figurent dans la fiche complète. On prendra tout particulièrement soin à respecter les points suivants :

Observer une **hygiène corporelle et vestimentaire** très stricte : Lavage soigneux des mains (savon et eau) après manipulation et changement de vêtements de travail. Ces vêtements de travail sont fournis gratuitement, nettoyés et remplacés si besoin par l'entreprise. Ceux-ci sont rangés séparément des vêtements de ville. En aucun cas les salariés ne doivent quitter l'établissement avec leurs vêtements et leurs chaussures de travail.

Éviter tout contact de produit avec **la peau** et **les yeux**. **Éviter l'inhalation** de vapeurs, poussières, aérosols. Effectuer en **système clos** toute opération industrielle qui s'y prête. Dans tous les cas, prévoir une **aspiration** des poussières et vapeurs à leur source d'émission, ainsi qu'une **ventilation** des lieux de travail conformément à la réglementation en vigueur.

Le choix des équipements de protection individuelle (EPI) dépend des conditions au poste de travail et de l'évaluation des risques professionnels. Ils ne doivent pas être source d' **électricité statique** (chaussures antistatiques, vêtements de protection et de travail dissipateurs de charges). Une attention particulière sera apportée lors du **retrait des équipements** afin d'éviter toute contamination involontaire. Ces équipements seront éliminés en tant que déchets dangereux.

Stocker l'ammoniac et ses solutions dans des locaux **frais** et **sous ventilation mécanique permanente**. Tenir à l'écart de la chaleur, des surfaces chaudes, de toute source d'inflammation (étincelles, flammes nues, rayons solaires...).

Conserver les déchets et les produits souillés dans des récipients spécialement prévus à cet effet, **clos et étanches**. Les éliminer dans les conditions autorisées par la réglementation en vigueur.

En cas d'urgence

En cas de déversement accidentel de gaz, **aérer** la zone et **évacuer** le personnel en ne faisant intervenir que des opérateurs **entrainés** et **munis d'un équipement de protection approprié**. Supprimer toute source d'inflammation potentielle.

Des appareils de protection respiratoires isolants autonomes sont à prévoir **à proximité et à l'extérieur** des locaux pour les interventions d'urgence.

Prévoir l'installation de **fontaines oculaires** et de **douches de sécurité**.

Si ces mesures ne peuvent pas être réalisées sans risque de sur-accident ou si elles ne sont pas suffisantes, contacter les équipes de secours interne ou externe au site.

Conduite médicale à tenir

Des recommandations médicales spécifiques existent concernant certains organes cibles (pour plus d'information, voir la fiche toxicologique complète).

Conduites à tenir en cas d'urgence :

- **En cas de contact cutané :** Appeler immédiatement un SAMU. Retirer les vêtements souillés (avec des gants adaptés) et laver la peau immédiatement et abondamment à grande eau pendant au moins 15 minutes. Dans tous les cas consulter un médecin.
- **En cas de projection oculaire :** Appeler immédiatement un SAMU. Rincer immédiatement et abondamment les yeux à l'eau courante pendant au moins 15 minutes, paupières bien écartées ; En cas de port de lentilles de contact, les retirer avant le rinçage. Dans tous les cas consulter un ophtalmologiste, et le cas échéant signaler le port de lentilles.
- **En cas d'inhalation :** Appeler immédiatement un SAMU ou un centre antipoison, faire transférer la victime en milieu hospitalier dans les plus brefs délais. Transporter la victime en dehors de la zone polluée en prenant toutes les précautions nécessaires pour les sauveteurs. Si la victime est consciente, la maintenir au maximum au repos. Si la victime est inconsciente, la placer en position latérale de sécurité et mettre en œuvre, s'il y a lieu, des manœuvres de réanimation. Si nécessaire, retirer les vêtements souillés (avec des gants adaptés) et commencer une décontamination cutanée et oculaire (laver immédiatement et abondamment à grande eau pendant au moins 15 minutes).
- **En cas d'ingestion :** En cas d'ingestion d'une solution concentrée dont le pH est supérieur à 11,5, ou d'une solution dont le pH n'est pas connu, quelle que soit la quantité absorbée, appeler immédiatement un SAMU ou un centre antipoison, faire transférer la victime en milieu hospitalier dans les plus brefs délais. Si la victime est inconsciente, la placer en position latérale de sécurité et mettre en œuvre, s'il y a lieu, des manœuvres de réanimation. Si la victime est consciente, faire rincer la bouche avec de l'eau, ne pas faire boire, ne pas tenter de provoquer des vomissements. En cas d'ingestion de quelques gouttes d'une solution diluée (pH inférieur à 11,5), appeler rapidement un centre anti poison. Si la victime est inconsciente, la placer en position latérale de sécurité et mettre en œuvre, s'il y a lieu, des manœuvres de réanimation. Si la victime est consciente, faire rincer la bouche avec de l'eau, ne pas faire boire, pas tenter de provoquer des vomissements. En cas de symptômes (douleurs rétrosternales ou abdominales, nausées, vomissements..), consulter un médecin.
- **Autres :** Préciser si possible, le pH de la solution responsable. Les risques sont particulièrement graves lorsque le pH est supérieur à 11,5.

E

Tests expérimentaux

E.1 Tests effectués en mode climatisation

Numéro du test	9	10	11	12	13	14	15
Température d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur (t2) (°C)	25.3	30.3	24.3	33.1	25.4	25.3	25.3
Température d'entrée du fluide caloporteur dans l'évaporateur (t4) (°C)	15.1	15.1	14.8	15	15.1	15	15.1
Température d'entrée du fluide caloporteur dans l'absorbeur (t10) (°C)	24.9	24.9	24.3	33.2	25.1	36.4	31.5
Température d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur (t12) (°C)	74.4	74.3	88.6	86.9	74.2	87.5	87.7
Débit du fluide caloporteur dans le condenseur (d1) (kg/s)	0.18	0.19	0.26	0.26	0.18	0.19	0.19
Débit du fluide caloporteur dans l'évaporateur (d2) (kg/s)	0.18	0.18	0.26	0.26	0.18	0.26	0.26
Débit du fluide caloporteur dans l'absorbeur (d4) (kg/s)	0.16	0.16	0.19	0.19	0.16	0.21	0.21
Débit du fluide caloporteur dans le désorbeur (d3) (kg/s)	0.15	0.15	0.18	0.19	0.15	0.19	0.19
Débit solution peu concentrée (D2) (kg/s)	0.011	0.021	0.009	0.026	0.021	0.034	0.024

Table E.1 – Paramètres des régimes permanents effectués avec le mode climatisation

Numéro du test	9	10	11	12	13	14	15
Durée du régime permanent considéré (min)	5	20	10	40	15	10	30
Température caloporteur sortie condenseur (t1) (°C)	26.1	31.1	25.7	33.9	26.6	27.8	26.9
Température caloporteur sortie l'évaporateur (t3) (°C)	14.5	14.4	13.7	14.3	14.1	13.7	14.1
Température caloporteur sortie l'absorbeur (t9) (°C)	28.2	30.3	27	38.7	30.6	42	37
Température caloporteur sortie désorbeur (t11) (°C)	70.6	68.8	84.6	80.7	68.2	80.1	81
Température réfrigérant sortie condenseur (T2) (°C)	25.4	30.9	24.3	33.7	25.4	25.2	25.3
Température réfrigérant sortie l'évaporateur (T6) (°C)	13.3	13.2	11.9	13	13.2	11.6	12.6
Température solution sortie l'absorbeur (T8) (°C)	33.9	32.4	34.7	39.6	32.4	42.2	38.1
Température solution sortie désorbeur (T14) (°C)	68.9	68.6	83	81.1	68.1	81.1	81.7
Concentration basse (D2) (kg/kg)	0.48	0.473	0.495	0.51	0.48	0.528	0.507
Débit de réfrigérant (D3) (g/s)	0.34	0.447	1.126	0.645	0.612	1.405	0.878
Pression du réservoir de solution (P4) (bar)	6.77	6.63	6.58	6.83	6.27	6.48	6.61
Pression du réservoir de réfrigérant (P2) (bar)	10.51	12.11	10.59	13.21	11.11	12.09	12.41
Puissance au niveau du fluide caloporteur du condenseur (t1, t2, d1) (kW)	0.59	0.62	1.44	0.83	0.93	1.96	1.22
Puissance au niveau du fluide caloporteur de l'évaporateur (t3, t4, d2) (kW)	-0.49	-0.56	-1.22	-0.73	-0.76	-1.49	-1.01
Puissance au niveau du fluide caloporteur de l'absorbeur (t10, t6, d4) (kW)	2.14	3.56	2.13	4.41	3.68	4.97	4.76
Puissance au niveau du fluide caloporteur du désorbeur (t11, t12, d3) (kW)	-2.44	-3.52	-3.1	-4.96	-3.86	-5.93	-5.27
COP (t11, t12, d3, t3, t4, d2) (-)	0.21	0.16	0.42	0.15	0.2	0.25	0.19

Table E.2 – Résultats des régimes permanents effectués avec le mode climatisation

E.2 tests effectués en mode chauffage

Numéro de test	23	24	25	26	27	28	29	30
Température d'entrée du réseau secondaire (entrée condenseur, absorbeur et échangeur externe) (t2, t6, t10) (°C)	29.8	30	29.9	30.1	30	29.4	29.7	29.8
Température d'entrée du fluide caloporteur dans le désorbeur (t12) (°C)	85.8	85.9	85.9	86.4	86.2	78	85.8	85.9
Débit du fluide caloporteur dans le condenseur (d1) (kg/s)	0.17	0.17	0.17	0.05	0.12	0.12	0.08	0.12
Débit du fluide caloporteur dans l'absorbeur (d4) (kg/s)	0.11	0.11	0.11	0.03	0.08	0.08	0.05	0.08
Débit du fluide caloporteur dans l'échangeur externe coté réseau secondaire (d5) (kg/s)	0.19	0.19	0.19	0.06	0.14	0.14	0.08	0.14
Débit solution peu concentrée (D2) (kg/s)	0.013	0.003	0.007	0.007	0.005	0.009	0.007	0.009

Table E.3 – Paramètres des régimes permanents effectués avec le mode chauffage

Numéro du test	23	24	25	26	27	28	29	30
Durée du régime permanent considéré (min)	10	55	20	18	15	14	15	15
Température caloporteur sortie condenseur (t1) (°C)	30.6	30.2	30.4	32.5	30.6	30.2	31.3	30.8
Température caloporteur entrée évaporateur (t4) (°C)	30.8	30.6	30.8	34.6	31.8	33	34.1	32.8
Température caloporteur sortie évaporateur (t3) (°C)	21.1	26.6	23.8	28.3	26.3	27.8	25.4	24.5
Température caloporteur sortie absorbeur (t9) (°C)	31.5	31.2	31.3	31.3	31.9	32.5	33.4	32.4
Température caloporteur sortie désorbeur (t11) (°C)	60.9	64	60.9	69.9	64.8	63.5	66.2	63.6
Température caloporteur sortie échangeur externe (réseau secondaire) (t8) (°C)	31.4	31.6	31.4	39.3	32.4	33.5	34.1	32.3
Température réfrigérant sortie condenseur (T2) (°C)	30.5	30	30.3	32.1	29.8	29.4	31.1	30.6
Température réfrigérant sortie évaporateur (T6) (°C)	19.6	25.8	22.6	27.1	25.3	27	23.9	23
Température solution sortie absorbeur (T8) (°C)	35.4	37.9	37.5	45.9	38.4	38.5	40.7	37.9
Température solution sortie désorbeur (T14) (°C)	54	61.5	56.7	68	62.2	60.5	63.3	59.8
Concentration basse (D2) (kg/kg)	0.444	0.42	0.437	0.492	0.446	0.467	0.476	0.465
Débit de réfrigérant (D3) (g/s)	0.55	0.405	0.444	0.428	0.137	0.438	0.392	0.489
Pression du réservoir de solution (P4) (bar)	8.47	10.14	9.28	9.44	9.2	8.54	8.78	8.4
Pression du réservoir de réfrigérant (P2) (bar)	11.94	11.75	11.84	12.5	12.74	11.93	12.22	12.02
Puissance au niveau du fluide caloporteur du condenseur (t1, t2, d1) (kW)	0.53	0.15	0.41	0.51	0.31	0.41	0.49	0.5
Puissance au niveau du fluide caloporteur de l'absorbeur (t10, t9, d4) (kW)	0.78	0.51	0.62	0.15	0.61	1.05	0.76	0.85
Puissance au niveau de l'échangeur externe (réseau secondaire) (t6, t8, d5) (kW)	1.29	1.34	1.27	2.14	1.36	2.35	1.52	1.45
Efficacité (t12, t6, t3) (-)	1.16	1.06	1.11	1.03	1.07	1.03	1.08	1.1

Table E.4 – Résultats des régimes permanents effectués avec le mode chauffage

Étude de pompes à chaleur à absorption multi-fonctions pour les sous-stations de réseaux de chaleur

Résumé

Ce travail de thèse étudie l'opportunité d'intégrer des pompes à chaleur à absorption (PàCs) dans les sous-stations des réseaux de chauffage (RdC). L'enjeu est de contribuer à la meilleure efficacité énergétique des RdC et d'y permettre une meilleure intégration des énergies renouvelables. Trois modes de fonctionnement de la PàCs sont proposés pour répondre aux besoins des bâtiments tout au long de l'année à partir de la chaleur du RdC, en :

— augmentant localement la température disponible du RdC pour couvrir les besoins de chaleur à haute température des bâtiments, à partir d'un RdC à basse température par exemple ;

— rafraichissant les bâtiments à partir de la chaleur du RdC, en été par exemple ;

— améliorant le transfert de chaleur entre le RdC et le bâtiment.

Pour comparer les performances atteintes avec plusieurs couples absorbant-réfrigérant, un modèle en régime permanent a été développé pour simuler la PàCs dans des conditions de fonctionnement typiques des sous-stations de RdC, pour les trois modes de fonctionnement considérés. Ce modèle a permis d'identifier le couple NH_3-$LiNO_3$ comme couple le plus pertinent. Puis, un modèle dynamique a été développé pour simuler le système lors de variations de conditions de fonctionnement. Un prototype expérimental d'une puissance froid de 3 kW, utilisant le couple NH_3-$LiNO_3$, a été dimensionné, construit et testé pour valider la faisabilité du concept, quantifier ses performances et valider le modèle numérique. Suite à cette validation, le modèle a été utilisé pour étudier la pertinence de l'utilisation de PàCs en sous-station de RdC pour répondre aux besoins de chaleur et de froid des bâtiments et ainsi améliorer les performances du RdC et favoriser l'intégration de nouvelles sources d'énergie renouvelable à basse température.

Mots-clés : Réseau de chaleur 4ème génération ; revalorisation thermique ; climatisation ; chauffage ; modèle numérique dynamique ; prototype expérimental

Abstract

This work studies the opportunity to integrate absorption heat pumps (AHP) in substations of district heating networks (DHN). The challenge is to improve the energy efficiency of DHN and to allow better integration of renewable energies. Three AHP operating modes are possible to satisfy the needs of buildings throughout the year by using DHN heat, by : (i) locally increasing the available temperature of the DHN to satisfy the high-temperature heating needs of buildings, for example from a low-temperature DHN ; (ii) air conditioning of the buildings from the heat of the DHN, for example in summer ; (iii) improving the heat transfer between the DHN and the building. To compare the performances reached with several absorbent-refrigerant pairs, a steady-state model was developed. The model simulates the AHP under typical operating conditions of DHN substations for the three considered operating modes. According to the model, the NH_3-$LiNO_3$ pair was identified as the most relevant one. Then, a dynamic model was developed to simulate the system under varying operating conditions. An experimental prototype with 3 kW cooling capacity was dimensioned, built and tested with the NH_3-$LiNO_3$ couple, to validate the feasibility of the concept, quantify its performance and validate the numerical model. Following this validation, the model was used to study the relevance of the use of AHP in DHN substations to satisfy the heating and cooling needs, improve the DHN performances and promote integration of new low temperature renewable energy sources.

Keywords : 4th generation district heating network ; heat upgrading ; air conditioning ; heating ; dynamic numerical model ; experimental prototype