



HAL
open science

Étude numérique et expérimentale des transferts couplés de masse et de chaleur dans l'absorbeur d'une machine à absorption ammoniac-eau.

Delphine Triché

► To cite this version:

Delphine Triché. Étude numérique et expérimentale des transferts couplés de masse et de chaleur dans l'absorbeur d'une machine à absorption ammoniac-eau.. Mécanique des fluides [physics.class-ph]. Université Grenoble Alpes, 2016. Français. NNT : 2016GREAI095 . tel-01696252

HAL Id: tel-01696252

<https://theses.hal.science/tel-01696252>

Submitted on 30 Jan 2018

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.

ADEME



Agence de l'Environnement
et de la Maîtrise de l'Énergie



Communauté
UNIVERSITÉ Grenoble Alpes

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE LA COMMUNAUTE UNIVERSITE GRENOBLE ALPES

Spécialité : **Mécanique des fluides, Énergétique, Procédés**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

Delphine TRICHÉ

Thèse dirigée par **Nadia CANEY**

préparée au sein du **Laboratoire des systèmes Solaires Haute
Température** (Chambéry) et du **Laboratoire des Écoulements
Géophysiques et Industriels** (Grenoble)

dans l'**École Doctorale I-MEP2**

Étude numérique et expérimentale des transferts couplés de masse et de chaleur dans l'absorbeur d'une machine à absorption ammoniac-eau

Thèse soutenue publiquement le **2 décembre 2016** devant le jury
composé de :

M. Pierre NEVEU

Professeur, Université de Perpignan Via Domitia, Président

M. Jean-Michel RENAUME

Professeur, Université de Pau et des Pays de l'Adour, Rapporteur

M. Marc CLAUSSE

Professeur, INSA Lyon, Rapporteur

M. Daniel MUGNIER

Docteur, TECSOL, Examineur

Mme. Nadia CANEY

Maître de Conférences HDR, Université Grenoble-Alpes, Directrice de thèse

M. François BOUDÉHENN

Ingénieur Chercheur, CEA/LITEN, Encadrant



Remerciements

Ces travaux de thèse ont été réalisés au sein du Laboratoire des systèmes Solaires Haute Température (LSHT) et ont été cofinancés par le Commissariat à l'Énergie Atomique et aux Energies Alternatives (CEA) et par l'Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie (ADEME).

J'adresse donc en premier lieu mes remerciements au LSHT et à l'ADEME qui m'ont permis de réaliser ces travaux de recherche.

Je souhaite en deuxième lieu remercier mes encadrants. Tout d'abord, François Boudéhenn, pour avoir cru en moi tout au long de cette aventure, mais également pour son expertise, ses conseils et ses encouragements qui ont été essentiels dans la réalisation et la réussite de cette thèse. Puis Nadia Caney, ma directrice de thèse, pour son expérience et ses compétences.

Je remercie aussi Messieurs Pierre Neveu, Jean-Michel Reneaume, Marc Clause et Daniel Mugnier pour avoir accepté de faire partie du jury de ma thèse et pour leurs questions et commentaires très pertinents.

Ma thèse n'aurait pas abouti sans l'aide précieuse de l'équipe absorption. Mes remerciements les plus sincères vont donc naturellement à toute l'équipe qui m'a offert la possibilité de réaliser cette thèse et qui m'a soutenue et aidée pendant ces trois années. Je remercie chaleureusement Hélène Demasles pour son aide, ses conseils et pour toutes les discussions que l'on a pu avoir ensemble. Et je remercie aussi tout particulièrement Sylvain Bonnot et Maxime Perier-Muzet pour leurs compétences, pour les connaissances qu'ils m'ont transmises et pour tout le temps précieux qu'ils m'ont accordés. Je tiens à les remercier pour toutes nos discussions et réflexions communes sur mes travaux mais aussi pour tout leur soutien et pour avoir su me redonner du courage dans les moments difficiles.

Je souhaite également remercier Fabien Bruyat et Bertrand Chandez qui m'ont permis de réaliser toute la partie expérimentale de mes travaux de recherche. Je tiens à les remercier chaleureusement pour la qualité de leur travail et tout le temps qu'ils ont passé à m'aider. Je les remercie aussi tous les deux ainsi que Romain Joubert pour leur bonne humeur, leurs rires et leur sympathie qui ont rendus les journées bien agréables.

Je remercie aussi vivement Loïc Giraud, mon collègue de bureau pendant ces trois années, avec qui j'ai pu échanger et partager mes doutes durant notre expérience commune de doctorat. Cela m'a beaucoup aidé !

Je tiens aussi à saluer tous les membres du LSHT et de l'ancien LETh avec qui il a toujours été un plaisir de discuter et qui permettent une ambiance de travail agréable au laboratoire.

Enfin, je remercie chaleureusement ma famille et mes amis qui m'ont soutenue tout au long de ses trois années et qui m'ont permis tous les moments de détente dont j'avais besoin pour réaliser à bien ce projet.

Mes derniers remerciements vont enfin à Matthieu que je ne remercierai jamais assez pour tout son soutien, sa patience, son écoute, son réconfort et pour m'avoir aidée à aller jusqu'au bout.

Table des matières

Remerciements	2
Table des matières	3
Résumé	8
Mots clefs	8
Abstract	9
Keywords	9
Résumés vulgarisés	10
Nomenclature	11
Introduction générale	16
I. Contexte et objectifs de l'étude	16
II. Contenu du manuscrit	20
III. Références Introduction	22
CHAPITRE 1. Étude bibliographique	24
I. Introduction	25
II. Les machines à absorption ammoniac-eau	25
II.1. Principe de fonctionnement.....	25
II.2. Performances globales de la machine.....	27
II.2.1. Les indicateurs de performance thermique	28
II.2.2. L'indicateur de performance électrique	29
III. Les fluides de travail	30
IV. L'absorbeur	33
IV.1. Le phénomène d'absorption ammoniac-eau	33
IV.2. Les différents modes d'absorption.....	33
IV.3. Focus sur l'absorption en film tombant	35
IV.3.1. Etudes expérimentales sur l'absorption en film tombant	35
IV.3.2. Etudes numériques sur l'absorption en film tombant.....	36
IV.4. Evaluation des performances de l'absorbeur.....	37
V. Les transferts couplés de masse et de chaleur en film tombant	40
V.1. Les différents régimes d'écoulement gaz-liquide dans les échangeurs à plaques.....	40
V.1.1. Régime d'écoulement gaz-liquide contre-courant	41
V.1.2. Régime d'écoulement gaz-liquide co-courant.....	42
V.1.3. Dynamique des écoulements en film	43
V.2. Les transferts thermiques.....	49
V.3. Les transferts massiques	50

V.3.1. Généralités.....	50
V.3.2. Temps de séjour nécessaire.....	51
VI. Synthèse de l'étude bibliographique	52
VII. Références Chapitre 1	53
CHAPITRE 2. Installation expérimentale pour l'étude de deux absorbeurs à plaques	56
I. Introduction.....	57
II. Le prototype de machine à absorption.....	57
II.1. Fonctionnement de la machine et régulation.....	57
II.2. Instrumentation du prototype	62
II.3. Acquisition des données.....	63
II.4. Variables d'expérimentation	64
III. Les absorbeurs étudiés	64
III.1. L'absorbeur à plaques soudées	64
III.1.1. Caractéristiques et géométrie	64
III.1.2. Distribution de la solution liquide dans l'absorbeur	66
III.2. L'absorbeur à plaques et joints	67
III.2.1. Caractéristiques et géométrie	67
III.2.2. Instrumentation locale mise en place	69
III.2.3. Mesure expérimentale du coefficient de transfert de chaleur externe	74
IV. Procédure expérimentale et description des essais réalisés avec les deux absorbeurs	76
V. Traitement des données expérimentales	78
V.1. Propriétés thermodynamiques et propriétés de transport du mélange ammoniac –eau.....	78
V.2. Paramètres utilisés pour l'étude expérimentale de l'absorbeur	78
VI. Conclusion	80
VII. Références Chapitre 2	82
CHAPITRE 3. Analyse des résultats expérimentaux	84
I. Introduction.....	85
II. Analyse expérimentale globale de l'absorbeur	85
II.1. Performances de l'absorbeur	87
II.2. Impact de l'absorbeur sur la machine globale	91
II.3. Performances globales de la machine.....	93
II.4. Problématique de la machine réelle	97
III. Analyse expérimentale locale de l'absorbeur	103
III.1. Analyse des profils de température dans le fluide le long de l'absorbeur.....	103
III.2. Analyse des profils de température fluide/paroi le long de l'absorbeur	105
III.3. Analyse des flux surfaciques le long de l'absorbeur.....	108
IV. Conclusion	113
V. Références Chapitre 3	115
CHAPITRE 4. Étude numérique	116

I. Introduction.....	117
II. Modélisation d'un absorbeur à film tombant dans un échangeur à plaques.....	117
II.1. Hypothèses de modélisation	118
II.2. Bilans de masse	120
II.3. Bilans enthalpiques	121
II.4. Condition d'équilibre à l'interface.....	122
II.5. Bilan d'énergie à l'interface.....	122
II.6. Flux absorbés à l'interface.....	123
II.7. Bilan d'énergie sur le fluide de refroidissement	125
II.8. Equations empiriques pour le calcul des coefficients de transfert	126
II.8.1. Coefficient de transfert de chaleur du côté du fluide caloporteur.....	126
II.8.2. Coefficient de transfert de chaleur convectif du côté du film ruisselant	126
II.8.3. Coefficient de transfert de masse dans le film liquide à l'interface	127
II.8.4. Coefficient de transfert de chaleur dans la vapeur à l'interface	127
II.8.5. Analogie transfert thermique – transfert massique	128
III. Outil numérique développé.....	128
IV. Résultats numériques.....	131
IV.1. Validation du modèle numérique.....	132
IV.1.1. Comparaison avec les résultats expérimentaux globaux	132
IV.1.2. Validation expérimentale locale	137
IV.2. Etude détaillée du procédé d'absorption.....	143
IV.3. Études de sensibilité paramétriques	154
IV.3.1. Étude de l'impact du débit de fluide caloporteur.....	154
IV.3.2. Étude étendue de l'impact des variables d'entrée de l'absorbeur	161
IV.4. Impact de l'étude sur le dimensionnement de l'absorbeur	166
V. Conclusions.....	168
VI. Références Chapitre 4	170
Conclusion générale	172
Perspectives.....	175
Annexe 1. Calcul des incertitudes de mesure et de leur propagation.....	178
I. Incertitudes de mesure.....	179
II. Propagation des incertitudes de mesure	180
II.1. Incertitude sur le calcul des concentrations.....	180
II.2. Incertitude sur le calcul du rendement d'absorption.....	180
II.3. Incertitude sur le calcul des enthalpies	181
II.4. Incertitude sur le calcul des puissances internes	181
II.5. Incertitude sur le calcul des puissances externes	181
III. Références Annexe 1.....	183
Annexe 2. Propriétés physiques des fluides.....	184

I. Viscosité dynamique dans un mélange liquide	185
II. Conductivité thermique dans un mélange liquide.....	186
III. Conductivité thermique dans un mélange vapeur	186
IV. Viscosité dynamique du mélange ammoniac-eau sous forme gazeuse	186
V. Coefficient de diffusion binaire dans un mélange liquide.....	187
VI. Coefficient de diffusion binaire dans un mélange vapeur.....	188
VII. Les enthalpies partielles	189
VIII. Références Annexe 2.....	192
Annexe 3. Production scientifique	194

Résumé

Les machines frigorifiques à absorption ammoniac-eau sont prometteuses dans les domaines de la climatisation solaire et de la valorisation des rejets thermiques pour l'industrie. Pour permettre à ces machines de devenir compétitives par rapport aux systèmes à compression mécanique de vapeur, l'amélioration de leur efficacité et la baisse de leur coût sont nécessaires. C'est dans ce contexte que s'inscrit ce travail de thèse.

L'étude se concentre sur l'absorbeur qui est un des composants les plus critiques de la machine à absorption en matière de taille, de coût et d'efficacité. L'objectif est d'étudier numériquement et expérimentalement les transferts couplés de masse et de chaleur dans l'absorbeur dans le but de prédire et d'améliorer ses performances.

Deux absorbeurs à film tombant sont étudiés, dans lesquels la solution pauvre et la vapeur entrent en haut et le fluide caloporteur entre en bas. Le premier est un échangeur à plaques soudées et le deuxième est un échangeur à plaques et joints avec des dimensions et des profils de plaques différents. L'analyse expérimentale de ces deux absorbeurs est réalisée dans des conditions réelles de fonctionnement sur un prototype instrumenté de machine à absorption ammoniac-eau de 5 kW. Ce dispositif permet une analyse globale des débits de vapeur absorbés, des flux thermiques évacués et des efficacités d'absorption. Une analyse plus locale est aussi réalisée à l'aide de mesures de températures à l'intérieur des canaux de refroidissement dans l'absorbeur plaques et joints. Les résultats montrent une importante corrélation entre la puissance frigorifique produite par la machine à absorption et les performances de l'absorbeur. Mais ce prototype étant une machine réelle, les variables d'entrée de l'absorbeur ne peuvent pas être contrôlées. Un modèle numérique est donc nécessaire pour dissocier l'impact des différentes variables sur les performances de l'absorbeur.

Un modèle 1D d'un absorbeur à film tombant est donc développé. Il est basé sur des bilans de masses, d'espèces et d'énergies, des équations de transferts de masse et de chaleur et des conditions d'équilibre à l'interface liquide-vapeur. Les résistances aux transferts de masse sont considérées dans les phases liquide et vapeur et des corrélations empiriques sont utilisées pour calculer les coefficients de transfert de masse et de chaleur.

Ce modèle est validé expérimentalement avec les données globales aux bornes des deux absorbeurs et avec les mesures de températures le long des canaux du fluide de refroidissement puisqu'une différence maximale de 15% est observée. Il permet donc l'analyse détaillée des phénomènes de transferts de masse et de chaleur le long de l'absorbeur et facilite l'étude du procédé d'absorption.

Enfin, une étude de sensibilité paramétrique est réalisée avec ce modèle pour discuter des résultats expérimentaux et pour identifier les pistes d'amélioration des performances de l'absorbeur et donc de la machine à absorption.

Mots clefs

Absorbeur à film tombant, Echangeur à plaques, Ammoniac-eau, Modèle numérique, Etude expérimentale.

Numerical and experimental study of coupled mass and heat transfers in the absorber of an ammonia-water absorption chiller

Abstract

Ammonia-water absorption chillers are promising both for solar air conditioning and for industry processes. To become competitive compared to electric compression chillers, their efficiency needs to be improved and their cost has to be decreased. This thesis study takes place in this context.

The focus is put on the absorber, which is one of the most critical component of absorption chillers in terms of compactness, cost and efficiency. The purpose is to study numerically and experimentally coupled heat and mass transfers which occur in the absorber in order to predict and improve its overall performances.

Two falling film absorbers are analysed. In both of them, the poor solution and the vapour enter at the top and the coolant fluid enters at the bottom of the absorber. The first absorber is a brazed plate heat exchanger and the second is a gasketed plate-and-frame heat exchanger with different geometric dimensions and plates corrugations.

The experimental study of these two absorbers is performed in real working conditions on an instrumented ammonia-water absorption chiller prototype of 5 KW. Thanks to this device, a global analysis of vapour absorbed mass flow rates, absorbed heat fluxes and mass effectiveness is achieved. A local analysis is also performed thanks to temperature measures inside channels of coolant fluid in the gasketed plate-and-frame heat exchanger. Results show a strong correlation between the absorption chiller cooling capacity and the absorber performances. However, since this prototype is a real chiller, absorber inlet variables cannot be controlled. Thus, a numerical model is necessary to dissociate the impact of these variables on the absorber performances.

A 1D numerical model of the absorber is developed. It is based on mass, species and enthalpy balances, mass and heat transfer equations and equilibrium conditions at the vapour/solution interface. Mass transfer resistances in both liquid and vapour phases are considered while heat and mass transfer coefficients are calculated using empirical correlations.

This model is validated experimentally with global data at the inlet and the outlet of the absorber and temperature measures along the absorber coolant fluid channels. A maximal relative error of 15 % is observed. Therefore, a detailed analysis of combined heat and mass transfers along the absorber and the absorption process study is performed thanks to this model.

A parametric study is also performed with this model to discuss experimental results and find ways to improve the absorber performances and thus the absorption chiller performances.

Keywords

Falling film absorber, Plate heat exchanger, Ammonia-water, Numerical model, Experimental study.

Résumés vulgarisés

Les machines à absorption ammoniac-eau sont une solution intéressante pour réduire la consommation électrique et les émissions de gaz à effet de serre liées à la démocratisation de la climatisation. Ces machines produisent du froid à partir d'une source de chaleur en utilisant un fluide frigorigène non nocif pour l'environnement. Elles sont prometteuses dans les domaines de la climatisation solaire et de la valorisation des rejets thermiques. Pour qu'elles deviennent compétitives par rapport aux systèmes standards, l'amélioration de leur efficacité et la baisse de leur coût sont nécessaires.

Dans ce contexte, l'étude se concentre sur l'absorbeur qui a un fort impact sur la taille, le coût et l'efficacité de la machine à absorption. Un modèle numérique est développé pour représenter les phénomènes physiques présents dans l'absorbeur et améliorer ses performances. Ce modèle est ensuite validé expérimentalement dans des conditions réalistes de fonctionnement sur un prototype de 5 kW froid.

Ammonia water absorption chillers are an interesting solution for reducing global electrical consumption and greenhouse gas emissions caused by the air conditioning democratization. These machines generate cooling effect from a heat source by using environment friendly refrigerant. They are promising both for solar air conditioning and for heat waste recovery. In order to become competitive compared to conventional systems, their efficiency needs to be improved and their cost has to be decreased.

In this context, the study focuses on the absorber which has a significant impact on the compactness, the cost and the efficiency of absorption chillers. A numerical model is developed to represent the physical phenomena occurring in the absorber and improve its performances. This model is then experimentally validated in real operating conditions on an ammonia-water absorption chiller prototype of 5 KW.

Nomenclature

Lettres latines

Symbole	Dénomination	Unités
A	Surface	[m ²]
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
C_v	Chaleur spécifique à volume constant	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
c_L	Facteur correctif du coefficient de transfert thermique entre la vapeur et l'interface	[-]
c_V	Facteur correctif du coefficient de transfert thermique entre le liquide et l'interface	[-]
COP	Coefficient de performance	[-]
d_h	Diamètre hydraulique	[m]
D	Coefficient de diffusion massique	[m ² .s ⁻¹]
ΔE	Différence sur le bilan d'énergie	[W]
Δm	Différence sur le bilan de masse	[kg.s ⁻¹]
ΔT	Différence de température	[K]
Δx	Différence de concentration	[-]
ΔTLM	Différence de température logarithmique moyenne	[K]
e	Epaisseur	[m]
e_{corrug}	Hauteur de corrugation	[m]
E_u	Energie cinétique	[W]
E_σ	Energie de surface	[W]
g	Accélération de la pesanteur	[m.s ⁻²]
H	Enthalpie	[J.kg ⁻¹]
\tilde{H}	Enthalpie partielle	[J.kg ⁻¹]
h	Coefficient de transfert thermique	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
h_c	Coefficient de transfert thermique du côté fluide de refroidissement	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
h_{film}	Coefficient de transfert thermique dans le film	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
J	Vitesse superficielle	[m.s ⁻¹]
k ou K	Coefficient de transfert de masse	[m.s ⁻¹]
L	Largeur	[m]
l	Longueur	[m]
m	Masse	[kg]
\dot{m}	Débit massique	[kg.s ⁻¹]
N	Flux ou débit massique surfacique	[kg.m ⁻² .s ⁻¹]
P	Pression	[Pa]
P_m	Périmètre mouillé	[m]
Q	Puissance thermique	[W]
Qu	Titre massique	[-]
$Q_{C,abs,interne}$	Puissance interne de l'absorbeur	[W]
$Q_{C,abs,externe}$	Puissance externe de l'absorbeur	[W]
$Q_{C,abs,surf}$	Flux surfacique échangé	[W.m ⁻²]
S	Surface ou section de passage	[m ²]
SC	Surchauffe	[K]

t	Temps	[s]
t^*	Temps caractéristique	[-]
T	Température	[K]
u	Vitesse	[m.s ⁻¹]
\bar{u}	Vitesse moyenne	[m.s ⁻¹]
u^i	Vitesse à l'interface	[m.s ⁻¹]
U	Coefficient d'échange thermique global	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
V	Volume	[m ³]
W	Travail	[W]
x	Fraction massique en ammoniac	[-]
y	Fraction massique en ammoniac de la phase vapeur	[-]
z	Fraction massique d'ammoniac dans le flux transféré à l'interface	[-]

Lettres grecques

Symbole	Dénomination	Unités
Γ	Débit linéique massique	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
Γ_c	Débit linéique critique	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
δ	Epaisseur	[m]
δ_c	Epaisseur critique	[m]
η	Rendement	[-]
θ	Angle de contact	[°]
λ	Conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
μ	Viscosité dynamique	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
ν	Viscosité cinématique	[m ² .s ⁻¹]
ρ	Masse volumique	[kg.m ⁻³]
σ	Tension interfaciale ou tension de surface	[N.m ⁻¹]

Nombres adimensionnels

Symbole	Dénomination	Unités
Re	Nombre de Reynolds	[-]
Ka	Nombre de Kapitza	[-]
We	Nombre de Weber	[-]
Nu	Nombre de Nusselt	[-]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
Sh	Nombre de Sherwood	[-]
Sc	Nombre de Schmidt	[-]

Sigles / Acronymes

Symbole	Dénomination
BP	Basse pression
CEA	Commissariat à l'énergie atomique et aux énergies alternatives
EPDM	Ethylène-propylène-diène monomère
GAX	Generator-Absorber heat exchange
H ₂ O	Eau
HP	Haute pression
INES	Institut National de l'Energie Solaire
LiBr	Bromure de Lithium
LiNO ₃	Nitrate de lithium
N	Capteur de niveaux
NaSCN	Thiocyanate de sodium
NH ₃	Ammoniac
NIST	National Institute of Standards and Technology
PID	Piping and Instrumentation diagram
PTFE	Polytétrafluoroéthylène
TC	Thermocouple

Exposants

Symbole	Dénomination
0	Référence
eq	Equilibre

Indices

Symbole	Dénomination
0	Source froide
1	Source intermédiaire
2	Source chaude
abs	Absorption/absorbeur
B	Bas
bord	Plaque de bord
C	Caloporteur
centre	Plaque au centre de l'absorbeur
colle	Colle
cond	Condenseur
comp	Compresseur
correl	Corrélation
E	Evaporateur

EC	Eau chaude
EF	Eau froide
élec	Electrique
eq	Equilibre
ex	Exergétique
exp	Expérimental
Ff	Fluide frigorigène
film	Film
fluide	Fluide
G	Générateur
g	Gaz
H	Haut
in	Entrée
int	Interface
L ou l	Liquide
m	Moteur
max	Maximum
m,V	Mélange vapeur
num	Numérique
out	Sortie
paroi ou p	Paroi
pompe	Pompe
r	Recalculé
rect	Rectifieur
réel	Réel
rev	Réversible
sat	A saturation
sat,evap	A saturation en entrée de l'évaporateur
surf	Surfacique
SEN _v	Sensible (dans la phase vapeur)
SEN _L	Sensible (dans la phase liquide)
SP	Solution pauvre
SR	Solution riche
th	Thermique
V	Vapeur
VC	Vapeur condensée ou condensat

Introduction générale

I. Contexte et objectifs de l'étude

D'après l'AIE (Agence Internationale de l'Energie), dans le contexte actuel de lutte contre le changement climatique, « les systèmes de chauffage et de refroidissement représentent un important potentiel de décarbonation jusqu'à présent largement négligé ». En effet, le chauffage et le refroidissement dans les bâtiments et l'industrie représentent 40% de la consommation finale d'énergie alors que les transports n'en représentent que 27% [1].

Aujourd'hui, les objectifs européens pour 2030 sont notamment une réduction de 40% des émissions de gaz à effet de serre par rapport à 1990 et une augmentation d'au moins 27% de l'efficacité des systèmes énergétiques [2]. Les objectifs français dans le cadre du comité « trajectoire 2020-2050 : vers une économie sobre en carbone » sont quant à eux, de diviser par 4 les émissions de gaz à effet de serre à l'horizon 2050 [3].

Pour répondre à ces objectifs, il est donc important de s'intéresser au domaine du chauffage et du refroidissement dans les bâtiments et l'industrie.

La figure suivante (Fig.i. 1) présente l'évolution des émissions totales de gaz à effet de serre par secteur en France. Ce graphique montre que les secteurs du résidentiel, du tertiaire et de l'industrie, dans lesquels les systèmes de chauffage et de refroidissement sont fortement utilisés, représentent une part importante (38 %) des émissions de Gaz à effet de serre.

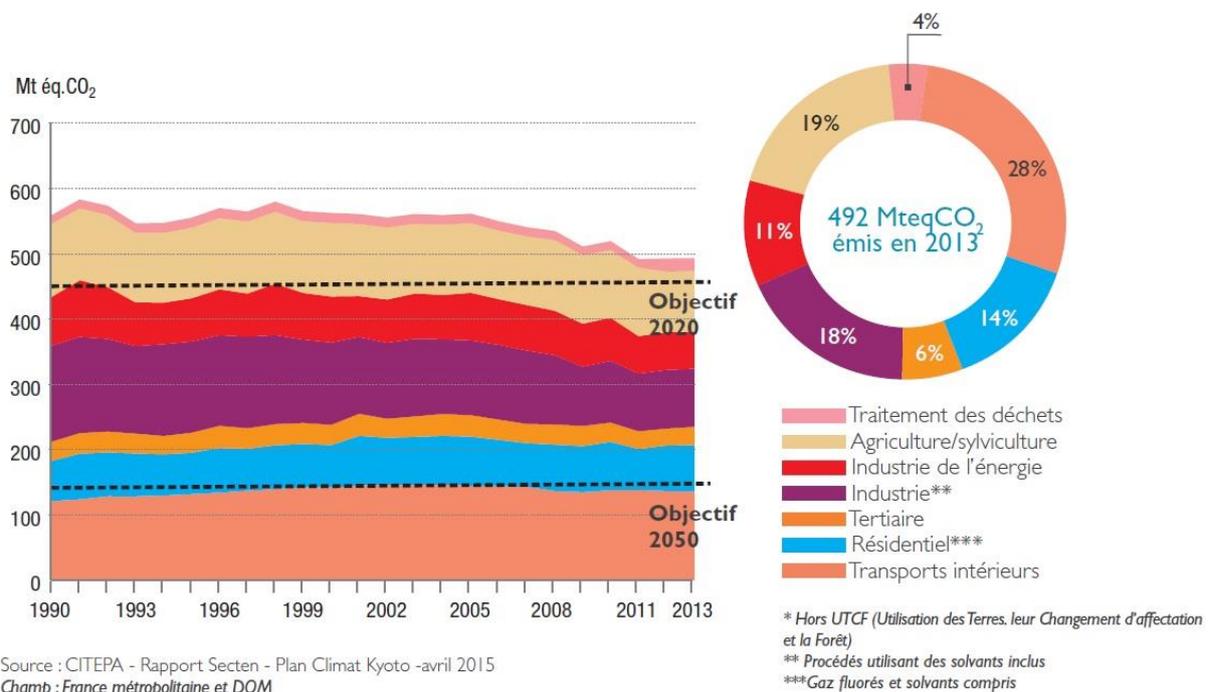


Fig.i. 1. Évolution des émissions totales de Gaz à Effet de Serre par secteur* [2]

Dans ce contexte, les domaines de la climatisation et de la réfrigération sont primordiaux. En effet, la réfrigération permet de répondre à une exigence sanitaire et la climatisation se démocratise de plus en plus pour répondre à une exigence de confort dans certaines zones du globe terrestre confrontées à de fréquentes canicules.

Les machines de climatisation ou de réfrigération vendues aujourd'hui sont dans la plupart des cas des machines à compression de vapeur qui consomment de l'électricité. Elles représentent environ 99 % du marché (plus de 100 million d'unités vendues par an dans le monde en 2014 [4]) alors qu'elles ont de nombreux inconvénients [5].

Elles impliquent tout d'abord d'importants rejets de chaleur dans l'atmosphère et conduisent à une augmentation de la température ambiante, notamment dans les villes à cause du phénomène appelé « Urban heat islands » (îlots de chaleur urbains) [6], [7]. Ce phénomène entraîne une augmentation de la demande de froid et une baisse de l'efficacité des machines.

Ces machines ont ainsi conduit à une importante augmentation de la production et de la consommation d'électricité ces dernières années [5]. Elles participent ainsi à l'augmentation du coût de l'électricité [4] et aux blackouts électriques de plus en plus courants en été dans certains pays frappés par la canicule comme la Tunisie [8].

De plus, ces machines utilisent des fluides frigorigènes nocifs pour l'environnement comme les CFC (chlorofluorocarbones), les HCFC (hydro chlorofluorocarbones) et les HFC (hydrofluorocarbures). Les CFC et les HCFC, riches en chlore et qui ont une grande durée de vie dans l'atmosphère, sont aujourd'hui interdits. En effet, le protocole de Montréal, accord international visant à éliminer complètement les substances qui appauvrissent la couche d'ozone, a été signé en 1987 et a mené à l'interdiction complète des CFC en 2000 et des HCFC en 2015.

Les HFC, quant à eux toujours utilisés, n'ont pas d'impact sur la couche d'ozone mais contribuent à l'effet de serre. Le R134a, un des HFC le plus utilisé, a un GWP (Global Warming Potential) de 1430 alors qu'à titre de comparaison, le CO₂ a un GWP de 1 et un fluide inorganique comme l'ammoniac a un GWP de 0.

Ces machines frigorifiques à compression de vapeur contribuent donc à l'augmentation des émissions de gaz à effet de serre de façon directe à cause des fluides frigorigènes qu'elles utilisent mais aussi de façon indirecte à cause de l'énergie fossile utilisée pour la production d'électricité.

Trouver une solution alternative aux systèmes de climatisation/réfrigération à compression de vapeur est donc un important challenge pour le futur.

C'est dans ce contexte que la recherche scientifique s'intéresse aux technologies alternatives de production du froid. Dans le but d'utiliser une énergie la moins noble possible, l'énergie thermique est une solution intéressante.

Il existe plusieurs technologies pour produire du froid à partir de l'énergie thermique : les systèmes à dessiccation qui utilisent les phénomènes de refroidissement par évaporation après déshumidification de l'air et les systèmes à sorption qui permettent de produire de l'eau glacée ou de l'air froid (absorption d'une vapeur de fluide frigorigène dans un liquide ou adsorption d'une vapeur de fluide frigorigène dans un solide).

Les machines à absorption sont les plus utilisées car elles fonctionnent de manière continue sur la base de l'absorption d'un fluide frigorigène dans un fluide absorbant et utilisent principalement une source de chaleur avec un faible apport électrique. De plus, elles permettent la production de froid à partir de fluides frigorigènes peu nocifs pour l'environnement et non émetteurs de gaz à effet de serre comme l'ammoniac ou l'eau.

Ces machines sont prometteuses dans deux domaines :

- dans le domaine des procédés industriels car elles permettent la valorisation des rejets thermiques entre 80 et 180°C particulièrement abondants dans l'industrie (gaz d'échappement, effluents de chaleur, etc..). L'arrêté du 9 décembre 2014 a renforcé l'intérêt de ces machines puisqu'il rend obligatoire l'étude de la valorisation de la chaleur fatale supérieure à 80°C dans l'industrie [9] ;
- dans le domaine de la climatisation solaire pour l'habitat et le tertiaire en raison d'une forte adéquation entre ressource solaire et besoins en froid comme le montre la figure (Fig.i. 2) [4].

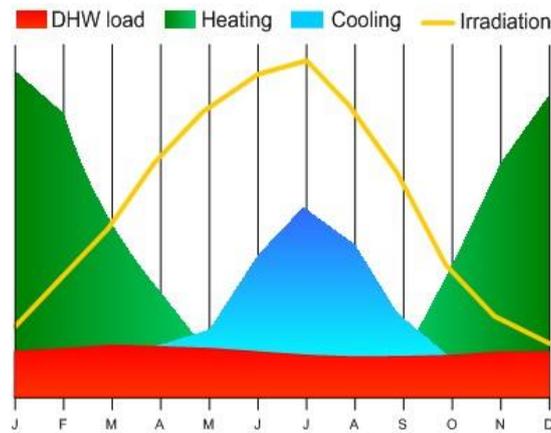


Fig.i. 2. Evolution de la disponibilité et des besoins énergétiques au cours de l'année (échelle arbitraire).

La figure (Fig.i. 2) représente les besoins en eau chaude sanitaire (DHW load), en chauffage (Heating) et en froid (Cooling) et l'irradiation disponible tout au long de l'année. L'échelle des ordonnées est arbitraire.

La technologie de la machine à absorption a vu le jour en 1805 quand Oliver EVANS proposa le concept d'absorption par l'eau de vapeur d'acide sulfurique. Edmond CARRÉ fabriqua ensuite en 1850 une machine à absorption acide sulfurique - eau. Puis entre 1858 et 1862, Ferdinand CARRÉ fabriqua une machine à absorption ammoniac - eau qui est brevetée en France en 1859 et aux États-Unis en 1860 et qui est présentée à l'Exposition Universelle de Londres en 1862.

La recherche sur les machines à absorption a longtemps été mise entre parenthèse, notamment à cause de l'émergence des machines à compression de vapeur, mais a récemment repris depuis les années 1980 en raison du développement des échangeurs à plaques. Ces échangeurs permettent de développer des machines à absorption plus compactes par rapport aux échangeurs tubes et calandres qui étaient jusqu'à présent utilisés.

Mais, malgré d'intensives recherches scientifiques, ces systèmes à absorption sont encore au stade du développement, notamment ceux intégrés dans des systèmes de climatisation solaire qui doivent pouvoir s'adapter à cette énergie intermittente.

Aujourd'hui, il existe environ 1300 modèles de machines à absorption dans le monde. Plus de 1000 sont commercialisés parmi lesquels plus de 98% utilisent l'eau comme fluide frigorigène et le bromure de lithium comme absorbant. De plus, environ 1000 systèmes de climatisation solaires sont installés dans le monde [10].

Le tableau suivant (Tab.i. 1) présente un récapitulatif non exhaustif des modèles de machines à absorption commercialisés dans le monde.

La plupart des modèles commercialisés viennent d'Asie (89 %) puis d'Amérique (9 %) et enfin d'Europe (2 %) et les gammes de puissances disponibles sont globalement élevées et donc plutôt réservées au domaine de l'industrie.

Il existe aussi des fabricants comme CNIM – INVEN qui proposent des machines à absorption sur-mesure et des entreprises qui réalisent des prototypes (comme le CEA et HELIOCLIM en France).

Introduction générale

Tab.i. 1. Liste des modèles de machines à absorption commercialisés dans le monde

	FABRICANTS	Pays	Couple	Puissance [kW]
≈ 20 modèles en Europe	AGO	Allemagne	NH ₃ /H ₂ O	50 à 1000
	BAETZ AUTOMATIC	Allemagne	H ₂ O/LiBr	50 à 160
	EAW	Allemagne	H ₂ O/LiBr	15 à 250
	PINK	Autriche	NH ₃ /H ₂ O	19
	PURIX	Danemark	H ₂ O/LiBr	2,5
	ROBUR	Italie	NH ₃ /H ₂ O	16,2 à 17,8
+ de 1000 modèles en Asie	BROAD	Chine	H ₂ O/LiBr	23 à 11630
	JIANGSU HUINENG	Chine	H ₂ O/LiBr	10 à 2900
	SHUANGLIANG	Chine	H ₂ O/LiBr	350 à 6980
	VICOT AIR CONDITIONING	Chine	NH ₃ /H ₂ O	21 à 147
	CENTURY CORPORATION	Corée du Sud	H ₂ O/LiBr	98 à 5275
	HYUNDAI CLIMATE	Corée du Sud	H ₂ O/LiBr	70 à 4924
	LS MTRON LTD	Corée du Sud	H ₂ O/LiBr	258 à 3344
	HITACHI	Japon	H ₂ O/LiBr	281 à 4396
	EBARA	Japon	H ₂ O/LiBr	158 à 7033
	KAWASAKI	Japon	H ₂ O/LiBr	281 à 3517
	SAKURA	Japon	H ₂ O/LiBr	105 à 5274
	SANYO	Japon	H ₂ O/LiBr	264 à 5275
	YAZAKI	Japon	H ₂ O/LiBr	18 à 703
	THERMAX	Inde	H ₂ O/LiBr	70 à 5926
	≈ 100 modèles en Amérique	CENTION	Etats-Unis	H ₂ O/LiBr
YORK / JOHNSON CONTROLS		Etats-Unis	H ₂ O/LiBr	422 à 4842
MULTICHILL		USA	NH ₃ /H ₂ O	17,6

Concernant le marché de la climatisation solaire, les prévisions de développement sont encourageantes puisque, d'après l'AIE, à l'horizon 2050, la quantité prévisionnelle d'énergie finale produite avec des systèmes de climatisation solaire sera de $1,5 \cdot 10^{18}$ J et représentera 17% de l'énergie utilisée pour la production de froid [11].

Concernant le marché des machines à absorption en général, selon PMR (Persistence Market Research), une entreprise spécialisée dans les études de marché, la demande globale devrait augmenter durant les prochaines années [12] pour atteindre les 12203 unités vendues en 2016 contre 11875 unités en 2015.

Mais cette forte demande pourrait être freinée par un manque de savoir-faire technique pour la maintenance des machines et par un coût trop important des installations qui implique des retours sur investissement non compétitifs face aux systèmes conventionnels [12].

Pour permettre à ces machines de devenir concurrentielles par rapport aux systèmes à compression de vapeur, en matière de coût d'exploitation, l'amélioration de leur efficacité est donc nécessaire.

Dans ce contexte, la recherche scientifique est axée sur plusieurs thèmes qui sont notamment :

- l'optimisation du cycle thermodynamique de la machine à absorption ;
- l'optimisation de la régulation ;
- la miniaturisation des composants pour une meilleure compacité ;
- la conception des échangeurs et plus particulièrement celle de l'absorbeur ;
- la réduction des coûts.

Une nette corrélation entre les performances de la machine à absorption et les performances de l'absorbeur, le composant clef de la machine à absorption qui permet l'absorption du fluide frigorigène par un absorbant, est observée par de nombreux scientifiques. Mittermaier et Ziegler [13] montrent par exemple dans leur étude sur l'absorption et la désorption que l'impact de l'absorbeur sur la taille, le coût et l'efficacité de la machine à absorption globale est important.

Ce composant fait donc l'objet de recherches intensives dans le but de le modéliser correctement et d'analyser en détails le phénomène d'absorption.

Dans ce contexte général, ce travail va donc se concentrer sur l'absorbeur, un composant qui a un impact significatif sur les performances de la machine à absorption.

Dans l'absorbeur, ont lieu des transferts couplés de masse et de chaleur complexes et leur compréhension constitue un verrou scientifique important à l'amélioration de ce composant. Malgré de nombreuses recherches sur ces transferts couplés, leur étude n'est pas encore complètement aboutie et nécessite une analyse détaillée, notamment dans les géométries complexes du type échangeur à plaques.

L'objectif de ce travail de recherche est donc d'analyser les transferts couplés de masse et de chaleur dans l'absorbeur afin de prédire ses performances et d'identifier des pistes d'amélioration.

II. Contenu du manuscrit

Ce manuscrit de thèse comprend quatre chapitres dont le contenu est détaillé ci-dessous.

Dans le Chapitre 1, l'étude bibliographique réalisée durant ce travail de thèse est présentée. Le fonctionnement de la machine à absorption et ses performances sont décrits puis les différents fluides de travail utilisés dans ces machines sont présentés et comparés pour justifier le choix du couple ammoniac-eau dans cette étude.

Ce chapitre est ensuite consacré à l'absorbeur qui est le sujet central de cette étude en raison de son impact sur les performances globales des machines frigorifiques à absorption. Le phénomène d'absorption et les différents modes d'absorption sont présentés dans le but d'expliquer le choix de l'absorption en film tombant. Un état de l'art des différentes études numériques et expérimentales sur l'absorption en film tombant est ensuite effectué et permet de valider la technologie d'échangeur étudiée.

Ce chapitre montrera que les études expérimentales sur l'absorption en film tombant dans un échangeur à plaques sont rares et que peu d'études numériques sont validées expérimentalement avec des conditions d'essais représentatives des conditions réelles de fonctionnement d'un absorbeur dans une machine à absorption.

Enfin, la dernière partie de ce chapitre présente les transferts couplés de masse et de chaleur en film tombant et décrit les paramètres qui doivent être pris en compte pour les améliorer. Il sera notamment montré que l'épaisseur du film tombant, la continuité du film, les échanges thermiques, le temps de séjour, la surface de ruissellement mouillée et la distribution du film sont des paramètres importants. Ce chapitre met en lumière le fait qu'il est important de modéliser l'absorbeur pour comprendre le phénomène d'absorption mais aussi de valider expérimentalement ce modèle avec des essais dans des conditions opératoires réalistes.

Suite aux conclusions de cette étude bibliographique, ce travail de thèse se décompose en deux parties :

- une partie expérimentale permettant d'étudier l'absorbeur dans des conditions réelles de fonctionnement ;
- une partie numérique permettant de comprendre le procédé d'absorption en étudiant les transferts couplés de masse et de chaleur.

Dans le chapitre suivant (Chapitre 2), l'installation expérimentale utilisée pour l'étude du phénomène d'absorption est présentée.

Un prototype de machine à absorption complet est utilisé pour pouvoir étudier le phénomène d'absorption en film tombant dans des conditions réalistes de fonctionnement. Une présentation détaillée du prototype de machine à absorption, de l'instrumentation et des variables de contrôle est donc tout d'abord effectuée.

Deux absorbeurs sont testés sur ce prototype :

- un échangeur à plaques soudées qui était initialement installé sur le prototype ;
- un échangeur à plaques et joints avec des caractéristiques géométriques différentes qui permet de réaliser des mesures de température dans les canaux alimentés en fluide caloporteur.

Leurs caractéristiques géométriques ainsi que l'instrumentation positionnée à l'intérieur du deuxième absorbeur sont exposées dans la deuxième partie de ce chapitre et les conditions opératoires des essais réalisés avec les deux absorbeurs y sont décrites.

Le Chapitre 3 présente ensuite les résultats expérimentaux obtenus suite à l'étude des deux absorbeurs.

L'influence des différentes variables de contrôle sur les performances de l'absorbeur et de la machine globale est analysée et permet de confirmer l'intérêt de l'étude de l'absorbeur dans les machines à absorption.

Cependant, l'étude du procédé d'absorption et des performances de l'absorbeur ne peut pas être complètement réalisée sur le banc expérimental utilisé dans ce travail car les variables d'entrée de l'absorbeur ne peuvent pas être contrôlées et sont toutes impactées par la variation des variables de contrôle globales de la machine.

Un modèle 1D d'un absorbeur à film tombant est donc nécessaire pour compléter l'étude expérimentale et permettre de réaliser une étude plus fine du phénomène d'absorption.

Enfin, le Chapitre 4 présente le modèle 1D d'un absorbeur à film tombant ainsi que l'outil numérique développé dans le but d'étudier les transferts couplés de masse et de chaleur dans un échangeur à plaques utilisé comme absorbeur à film tombant.

Les résultats numériques sont tout d'abord comparés aux résultats expérimentaux pour valider le modèle puis sont analysés pour étudier de façon détaillée les différentes étapes du phénomène d'absorption.

Plusieurs études de sensibilité paramétriques permettant d'étudier l'impact des variables d'entrée de l'absorbeur sur le phénomène d'absorption sont ensuite réalisées afin de compléter l'étude expérimentale qui ne permet pas de dissocier les différents impacts des variables d'entrée de l'absorbeur.

Ces études de sensibilité paramétriques permettent de donner des pistes de dimensionnement de l'absorbeur.

III. Références Introduction

- [1] Energy Technology Perspectives 2015 : Mobilising Innovation to Accelerate Climate Action, IEA 2015.
- [2] Les chiffres clés 2015 Climat, Air et Énergie, ADEME, 2015.
- [3] P. Brender, C. Goubet, O. de Guibert, G. Croquette, A. Vieillefosse, D. Simiu, Les objectifs européens énergie-climat, Panorama énergies-climat, 2013.
- [4] SHC – Task 48 : Quality assurance and support measures for solar cooling, Solar cooling position paper, International Energy Agency, 2015.
- [5] M. Pons, G. Anies, F. Boudéhenn, P. Bourdoukan, J. Castaing-Lasvignottes and al, Performance comparison of six solar-powered air-conditioners operated in five places, Energy 46 (2012) 471-483.
- [6] T.R. Oke, G.T. Johnson, D.G. Steyn, I.D. Watson, Simulation of surface urban heat islands under 'ideal' conditions at night. Part 2 : Diagnosis of causation, Boundary Layer Meteorology 56 (1991) 339-358.
- [7] A. Vallati, A. De Lieto Vollaro, I. Golasi, E. Barchiesi, C. Caranese, On the impact of urban micro climate on the energy consumption of buildings, Energy Procedia 82 (2015) 506-511.
- [8] H. Dardour, Etude des machines frigorifiques à absorption et à absorption-diffusion utilisant un mélange d'alcanes: Etude systémique et modélisation rigoureuse de l'absorbeur, Thèse, Université de Pau et des pays de l'Adour, Université de Monastir, 2012.
- [9] Arrêté du 9 décembre 2014 précisant le contenu de l'analyse coûts-avantages pour évaluer l'opportunité de valoriser de la chaleur fatale à travers un réseau de chaleur ou de froid ainsi que les catégories d'installations visées, JORF n°0293 du 19 décembre 2014 page 21478, texte n° 11
- [10] U. Eicker, D. Pietruschka, M. Haag, A. Schmitt, Energy and economic performance of solar cooling systems worldwide, Energy Procedia 57 (2014) 2581-2589.
- [11] Solar Heating and Cooling Roadmap 2050, International Energy Agency, 2012
- [12] Global Market Study on Absorption Chillers: Increasing Demand for Renewable Energy Based Air-conditioning Systems to Drive Growth during Forecast Period, Persistence Market Research Pvt. Ltd. 2016.
- [13] M. Mittermaier, F. Ziegler, Theoretical evaluation of absorption and desorption processes under typical conditions for chillers and heat transformers, International Journal of Refrigeration 59 (2015) 91-101.

CHAPITRE 1. Étude bibliographique

CHAPITRE 1. Étude bibliographique	24
I. Introduction	25
II. Les machines à absorption ammoniac-eau	25
II.1. Principe de fonctionnement.....	25
II.2. Performances globales de la machine.....	27
II.2.1. Les indicateurs de performance thermique	28
II.2.2. L'indicateur de performance électrique	29
III. Les fluides de travail	30
IV. L'absorbeur	33
IV.1. Le phénomène d'absorption ammoniac-eau	33
IV.2. Les différents modes d'absorption.....	33
IV.3. Focus sur l'absorption en film tombant	35
IV.3.1. Etudes expérimentales sur l'absorption en film tombant	35
IV.3.2. Etudes numériques sur l'absorption en film tombant.....	36
IV.4. Evaluation des performances de l'absorbeur.....	37
V. Les transferts couplés de masse et de chaleur en film tombant	40
V.1. Les différents régimes d'écoulement gaz-liquide dans les échangeurs à plaques.....	40
V.1.1. Régime d'écoulement gaz-liquide contre-courant.....	41
V.1.2. Régime d'écoulement gaz-liquide co-courant.....	42
V.1.3. Dynamique des écoulements en film	43
V.2. Les transferts thermiques.....	49
V.3. Les transferts massiques	50
V.3.1. Généralités.....	50
V.3.2. Temps de séjour nécessaire.....	51
VI. Synthèse de l'étude bibliographique	52
VII. Références Chapitre 1	53

I. Introduction

Dans ce premier chapitre, l'étude bibliographique réalisée durant ce travail de thèse est présentée. La première partie de cette étude (II) se consacre au fonctionnement de la machine à absorption ammoniac-eau et ses performances. Les différents fluides de travail utilisés dans ces machines sont ensuite présentés puis l'absorbeur, ses modes d'absorption et ses performances sont exposés. La dernière partie (V) présente les transferts de masse et de chaleur en film tombant.

II. Les machines à absorption ammoniac-eau

II.1. Principe de fonctionnement

Une machine à absorption peut être représentée comme la combinaison de deux cycles de Rankine, l'un frigorifique et l'autre moteur (Fig.1. 1).

Le cycle frigorifique de Rankine permet simultanément de fournir de l'énergie à une source chaude et de prélever de l'énergie à une source froide. Il utilise un fluide frigorigène qui change de phase aux températures et pressions souhaitées. Le cycle moteur de Rankine permet quant à lui de produire un travail mécanique à l'aide d'une turbine.

Si le compresseur et la turbine sont supprimés et que les deux niveaux de pression sont égaux ($p_1=p_1'$ et $p_2=p_2'$), une seule machine est obtenue.

Alors si le condenseur du cycle moteur est remplacé par un absorbeur permettant l'absorption des vapeurs de fluide frigorigène issues de l'évaporateur, une machine à absorption est obtenue. Le cycle moteur, grâce aux phénomènes d'absorption et de désorption, produit le travail nécessaire au fonctionnement du cycle frigorifique.

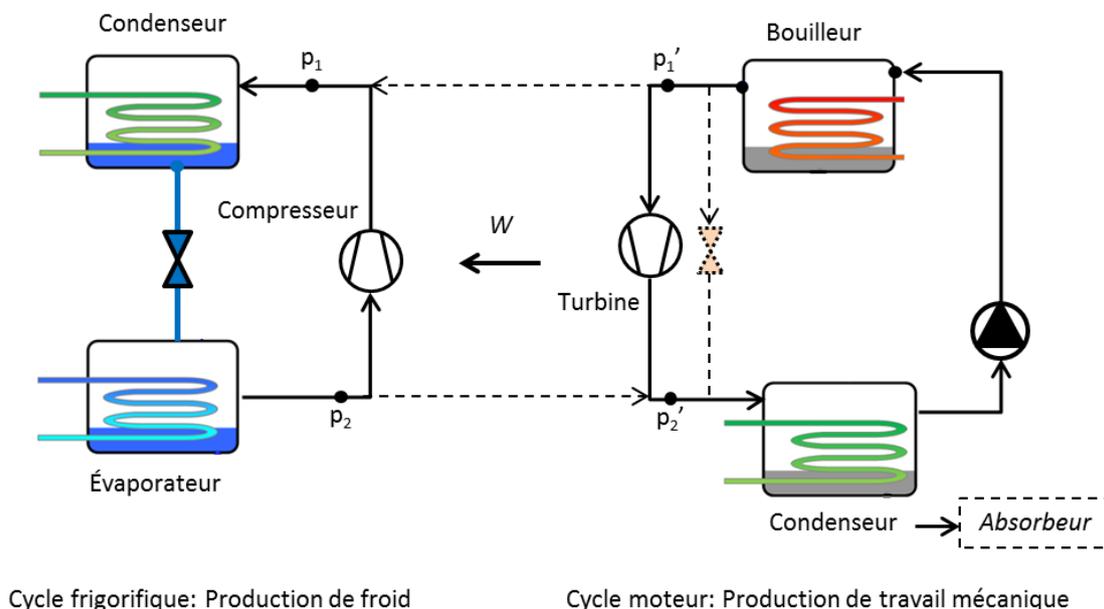


Fig.1. 1. Combinaison de deux cycles de Rankine

La machine à absorption peut aussi être présentée comme un cycle frigorifique de Rankine classique dans lequel le compresseur est remplacé par une partie motrice composée d'un absorbeur, d'un générateur et d'un détendeur. Cette partie motrice permet de générer le fluide frigorigène (qui sera

dans notre cas l'ammoniac) nécessaire pour produire l'effet utile, le froid. L'eau est dans notre cas le solvant qui permet l'absorption du fluide frigorigène.

Le cycle d'une machine à absorption liquide qui fonctionne avec un mélange Ammoniac/Eau est présenté ci-après (Fig.1. 2).

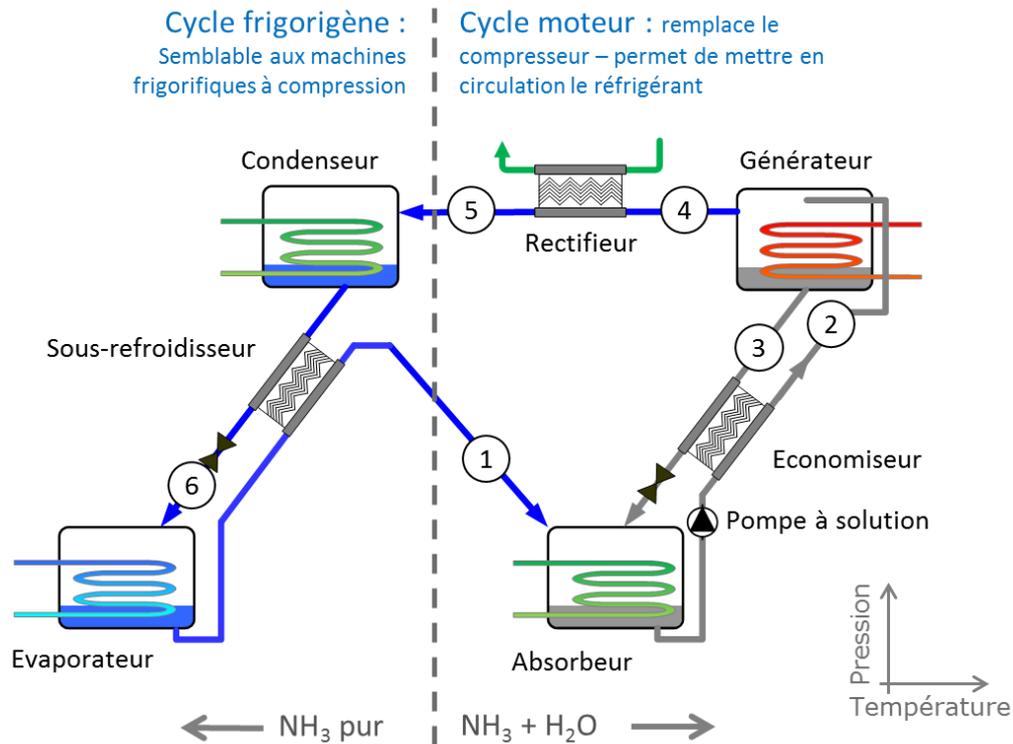


Fig.1. 2. Schéma de principe d'une machine à absorption liquide utilisant le couple Ammoniac-Eau

Principe du cycle d'une machine à absorption :

1 → 2 : La vapeur de NH₃ issue de l'évaporateur est absorbée par diffusion massique dans la solution liquide pauvre en ammoniac au sein de l'absorbeur. Il y a donc changement de phase vapeur - liquide. Pendant le procédé d'absorption qui est exothermique, une quantité de chaleur est cédée au fluide caloporteur.

2 : La solution liquide est alors fortement concentrée en NH₃, elle est appelée solution riche. Elle est amenée à la pression de condensation du fluide frigorigène à l'aide d'une pompe, puis préchauffée dans un échangeur intermédiaire et injectée dans le générateur.

2 → 4 : La solution liquide est chauffée dans le générateur, le phénomène de désorption endothermique a lieu et la solution libère de la vapeur de NH₃.

3 : La solution liquide restante dans le générateur est maintenant peu concentrée en fluide frigorigène, elle est appelée solution pauvre. Elle est alors pré-refroidie et détendue à l'aide d'une vanne pour retrouver la pression d'évaporation du fluide frigorigène. Elle peut maintenant être réinjectée dans l'absorbeur et absorber de nouveau des vapeurs de fluide frigorigène.

4 → 5 : La vapeur de fluide frigorigène issue du générateur passe dans un rectifieur pour enlever le maximum de trace de vapeur d'eau entraînée avec l'ammoniac lors du phénomène de désorption (la présence de ces traces d'eau est expliquée dans la partie III de ce chapitre).

5 → 6 : La vapeur de fluide frigorigène est condensée, pré-refroidie et détendue à sa pression d'évaporation.

6 → 1 : La solution liquide de fluide frigorigène se vaporise dans l'évaporateur. Il y a alors production de froid.

Ce cycle est réalisable en raison de l'écart de pression de vapeur entre l'absorbant et le fluide frigorigène qui est variable en fonction de la température et de la pression. Cette variabilité permet d'avoir un écart de concentration entre la solution pauvre et la solution riche.

L'avantage de ce cycle à absorption est que la compression mécanique est remplacée par une compression thermochimique qui utilise de la chaleur, c'est-à-dire une source d'énergie primaire dégradée. Le seul apport d'énergie primaire nécessaire se situe au niveau de la pompe à solution mais son travail est environ 96 fois inférieur au travail que le compresseur de vapeur doit fournir pour des conditions de fonctionnement similaires (Tab.1. 1).

Le travail de la pompe à solution est le suivant :

$$W_{pompe} = \dot{m}_{SR} \cdot \frac{p_H - p_B}{\rho_l} \quad (1.1)$$

Le travail isentropique d'un compresseur de vapeur (pour un gaz parfait) est le suivant :

$$W_{comp} = \dot{m}_{Ff} \cdot \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \frac{p_B}{\rho_{g,B}} \left(\frac{p_H}{p_B} - 1 \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1.2)$$

Avec $\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1,333$ (on considère NH₃ comme un gaz parfait polyatomique)

Le tableau (Tab.1. 1) présente l'application numérique des équations (1.1) et (1.2) :

Tab.1. 1. Application numérique pour le couple Ammoniac – Eau [1]

Basse pression	p_B	6.10 ⁵ [Pa]	Rapport des travaux : $r = \frac{W_{comp}}{W_{pompe}} = 96$
Masse volumique du gaz à basse pression	$\rho_{g,B}$	4 [kg.m ⁻³]	
Débit de fluide frigorigène	\dot{m}_{Ff}	15 [kg.h ⁻¹]	
Travail du compresseur	W_{comp}	2688 [W]	
Haute pression	p_H	14.10 ⁵ [Pa]	
Masse volumique du liquide	ρ_l	800 [kg.m ⁻³]	
Débit de solution riche	\dot{m}_{SR}	100 [kg.h ⁻¹]	
Travail de la pompe	W_{pompe}	28 [W]	

II.2. Performances globales de la machine

Les machines à absorption sont des cycles frigorifiques trithermes qui fonctionnent avec une source froide, une source intermédiaire et une source chaude.

Le premier principe de la thermodynamique permet d'écrire l'équation suivante (1.3), si le travail de la pompe est négligé :

$$Q_0 + Q_1 + Q_2 = 0 \quad (1.3)$$

Q_0 est la puissance thermique échangée avec la source froide, Q_1 est la puissance thermique échangée avec la source intermédiaire et Q_2 est la puissance thermique échangée avec la source chaude.

Le deuxième principe de la thermodynamique s'écrit de la façon suivante si les échanges de chaleur se font à la température des sources et si le cycle est réversible:

$$\frac{Q_0}{T_0} + \frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} = 0 \quad (1.4)$$

Les performances globales des machines à absorption sont généralement quantifiées avec un coefficient de performance thermique (COP_{th}) défini comme le rapport de la puissance utile sur la puissance consommée. Dans le cas d'une machine frigorifique, c'est donc la puissance frigorifique produite sur la puissance consommée à la source chaude :

$$COP_{th} = \frac{Q_0}{Q_2 + W} \quad (1.5)$$

Le coefficient de performance maximal pouvant être atteint par une machine frigorifique à absorption est déterminé en supposant que le système est complètement réversible et en négligeant le travail de la pompe. En utilisant les équations (1.3) et (1.4), il peut s'écrire de la façon suivante :

$$COP_{rev} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \cdot \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad (1.6)$$

Ce coefficient de performance est appelé coefficient de Carnot car il ne prend pas en compte les irréversibilités du système. Il ne représente pas les performances réelles des machines à absorption. Il fait apparaître le rendement thermique d'un cycle moteur de Carnot qui fonctionne entre les températures T_1 et T_2 et le COP d'une machine frigorifique de Carnot qui produit du froid à T_0 et qui cède de la chaleur à T_1 [2].

Les performances globales réelles de la machine à absorption sont évaluées à partir de plusieurs indicateurs :

- les indicateurs de performance thermique qui permettent d'évaluer la valorisation de l'énergie thermique consommée au générateur et de quantifier la dégradation des performances due aux irréversibilités du système ;
- l'indicateur des performances électriques qui permet quant à lui de quantifier la valorisation de l'énergie électrique consommée par le système.

II.2.1. Les indicateurs de performance thermique

Le coefficient de performance thermique COP_{th} est défini de la même manière que le coefficient de performance thermique réversible dit « de Carnot » (équation 1.6). Il permet d'évaluer les performances thermiques globales d'une machine à absorption. Il s'exprime donc comme le rapport entre la puissance froide produite à l'évaporateur (Q_E) et la puissance consommée au générateur (Q_G). Le travail de la pompe (W) est aussi considéré comme une puissance consommée.

$$COP_{th} = \frac{Q_E}{Q_G + W} \quad (1.7)$$

Cette expression ne peut pas être simplifiée en une expression ne dépendant que des températures en raison des irréversibilités du cycle qui impliquent un bilan entropique non nul. L'écart qui existe entre le coefficient de performance de Carnot et le coefficient de performance thermique de la machine à absorption représente la dégradation des performances du système en raison de l'ensemble des irréversibilités.

Un autre indicateur de performance thermique est le rendement exergetique qui permet de prendre en compte les quantités d'énergies échangées mais aussi leurs qualités. Le rendement exergetique d'un système est toujours compris entre 0 et 1 et est d'autant plus élevé que les irréversibilités sont faibles. Il est défini de la façon suivante [3]:

$$\eta_{ex} = \frac{Q_E \cdot \left(1 - \frac{T^0}{T_E}\right)}{Q_G \cdot \left(1 - \frac{T^0}{T_G}\right) + W} \quad (1.8)$$

On considère généralement que le travail de la pompe à solution est négligeable et que la température de référence T^0 est égale à la température de source intermédiaire qui permet de refroidir le condenseur et l'absorbeur.

Si $\eta_{ex} < 1$, une partie de l'énergie consommée est dégradée sous forme thermique par des irréversibilités et si $\eta_{ex} = 1$, aucune énergie n'est dégradée sous forme thermique, elle est entièrement transformée en énergie utile.

Dans une machine frigorifique à absorption, les irréversibilités peuvent provenir des propriétés physiques du couple de fluides utilisé, des pertes de charge dans le cycle et des résistances aux transferts thermiques et massiques [4], [5].

II.2.2. L'indicateur de performance électrique

L'indicateur des performances électriques des machines à absorption est le coefficient de performance électrique COP_{elec} . Il peut être défini comme le rapport entre la puissance froide produite et la puissance électrique consommée :

$$COP_{elec} = \frac{Q_E}{Q_{elec}} \quad (1.9)$$

La consommation électrique est due au moteur de la pompe à solution et à l'énergie électrique utilisée pour la régulation (qui est considérée comme négligeable).

La puissance électrique consommée de la machine est donc fonction du travail que la pompe doit fournir pour permettre le transport de la solution riche de la partie basse pression à la partie haute pression de la machine et du rendement électrique du moteur de la pompe (η_m):

$$Q_{elec} = \dot{m}_{SR} \cdot \frac{p_H - p_B}{\rho_{SR} \cdot \eta_{pompe}} \cdot \eta_m \quad (1.10)$$

η_{pompe} est le rendement de la pompe, ρ_{SR} et \dot{m}_{SR} sont respectivement la masse volumique et le débit massique de la solution riche et p_H et p_B sont respectivement les pressions haute et basse du cycle. Le coefficient de performance électrique est intéressant pour la comparaison avec celui des machines à compression afin de montrer l'intérêt des machines à absorption. Les frontières des différents

systèmes étudiés doivent être délimitées de façon précise (prise en compte ou non de tous les auxiliaires) pour réaliser une comparaison cohérente.

III. Les fluides de travail

Pour le bon fonctionnement d'une machine à absorption, les fluides mis en jeu, l'absorbant et le fluide frigorigène, doivent avoir des spécificités hydrauliques et thermiques bien précises. Les propriétés du mélange absorbant - fluide frigorigène sont aussi très importantes pour que le couple assure le bon fonctionnement de la machine.

Le tableau (Tab.1. 2) répertorie les propriétés physiques importantes du sorbant, du fluide frigorigène et du mélange :

Tab.1. 2. Description des propriétés physiques recherchées pour le fluide frigorigène, l'absorbant et le mélange

Propriétés physiques du fluide frigorigène	
Forte chaleur latente	Pour limiter le débit de fluide frigorigène
Pression de vapeur modérée	Pour que la pression de condensation ne soit pas trop haute
Température de solidification basse	Pour une production de froid négatif ou une utilisation en pompe à chaleur
Viscosité faible	Pour limiter les pertes de charge
Propriétés physiques de l'absorbant	
Pression de vapeur basse	Caractérise la volatilité du fluide, elle doit être basse pour ne pas qu'une partie de l'absorbant soit désorbée avec le fluide frigorigène
Viscosité basse	Pour limiter les pertes de charge
Propriétés physiques du mélange	
Pas de phase solide	La cristallisation du mélange ne permet pas le fonctionnement du cycle et endommage la machine.
Faible toxicité	Pour protéger les personnes et l'environnement
Haute affinité entre le fluide frigorigène et l'absorbant	Pour limiter l'énergie nécessaire à l'absorption des vapeurs de fluide frigorigène

La chaleur latente du fluide frigorigène est la chaleur nécessaire pour qu'il passe d'un état à un autre (liquide → vapeur ou vapeur → liquide). C'est une propriété physique importante car plus cette chaleur latente est grande, moins le travail nécessaire au fonctionnement du cycle est élevé. Plus simplement, plus sa chaleur latente est élevée, moins il faut de fluide frigorigène pour produire la même puissance froide.

La propriété physique de l'absorbant la plus importante est sa pression de vapeur qui est la pression sous laquelle l'absorbant liquide se vaporise. Elle doit être la plus basse possible par rapport à celle du fluide frigorigène pour que l'absorbant ne soit pas partiellement évaporé lorsqu'il est chauffé dans le générateur. A la sortie du générateur la vapeur de fluide frigorigène ne doit idéalement pas contenir de traces de solvant.

Enfin la propriété physique la plus importante du mélange est sa température / pression de cristallisation. Le mélange ne doit pas présenter de phase solide sur toute la plage de fonctionnement en pression et en température pour que le cycle fonctionne correctement et pour ne pas endommager la machine.

Les fluides frigorigènes les plus utilisés en climatisation et en réfrigération sont ceux qui présentent des chaleurs latentes (aussi appelées enthalpies de vaporisation) élevées.

L'ammoniac est un excellent fluide frigorigène avec une chaleur latente de vaporisation de 1369,5 kJ/kg à son point d'ébullition (1,013 bar et -33,33°C) et qui varie entre 900 et 1500 kJ/kg pour une plage

de température entre 100°C et -75°C [6]. L'eau est aussi un très bon fluide frigorigène avec une chaleur latente de vaporisation comprise entre 1200 et 2500 kJ/kg pour une plage de température comprise entre 327°C et 7°C [6].

Pour cette raison, les deux grandes familles de machines à absorption sont les machines ammoniac-eau et eau-bromure de lithium (fluide frigorigène-absorbant).

Le couple H₂O/LiBr présente de bonnes propriétés physiques notamment au niveau de la pression de vapeur de l'absorbant qui est assez basse par rapport à celle du fluide frigorigène. De cette manière il n'y a pas de traces de bromure de lithium emmenées avec la vapeur d'eau en sortie du générateur. De plus, ce couple ne présente pas de problèmes de toxicité et garantit de bons coefficients de performance. C'est le couple qui est actuellement le plus utilisé dans les machines à absorption. Mais le couple H₂O/LiBr est limité aux applications de climatisation car les propriétés physiques de l'eau ne permettent pas son évaporation en dessous de 0°C et les plages de pression de fonctionnement pour ce couple impliquent un fonctionnement à très basse pression de la machine. Il est impossible avec ce couple de produire du froid négatif. Un autre inconvénient important du couple eau/bromure de lithium est sa cristallisation qui est possible si la quantité de bromure de lithium est trop importante par rapport à la quantité d'eau dans la solution. Il y a donc risque de solidification du mélange sur les plages de fonctionnements en pression et température.

Le couple NH₃/H₂O présente quant à lui une température de solidification basse, que ce soit celle de l'ammoniac ou celle du mélange ammoniac/eau. Ce couple est donc utilisable pour des applications de climatisation mais aussi de réfrigération et il n'y a pas de cristallisation possible sur les plages de fonctionnement en pression et température. Par contre, pour ce couple, l'écart de pression de vapeur entre l'absorbant et le fluide frigorigène est faible. Il y a donc des traces d'eau emmenées avec la vapeur d'ammoniac en sortie du générateur. Ce problème peut être résolu à l'aide d'un rectifieur ou d'une architecture adaptée comme une colonne à garnissage mais cela implique plus d'éléments dans la machine, complexifiant son architecture et pouvant réduire sa compacité. De plus le couple NH₃/H₂O est contraignant en raison de sa toxicité pour l'homme et de sa corrosivité sur de nombreux matériaux.

Le tableau (Tab.1. 3) récapitule et permet de comparer les propriétés de ces deux couples.

Tab.1. 3. Description des propriétés physiques des deux principaux couples

	Ammoniac / Eau	Eau / Bromure de lithium
Point triple du fluide frigorigène	-77.75°C / 6.10 ³ Pa	0°C / 0,6.10 ³ Pa
Vapeur issue du générateur	Vapeur contenant des traces d'eau	Vapeur pure (100% eau)
Plage de température	-60°C / +20°C	+4.5°C / +20°C
Domaine d'utilisation	Climatisation / Réfrigération ; Industrie alimentaire / Industrie chimique.	Climatisation / Refroidissement d'eau pour l'industrie chimique.
Coût [€/tonne]	400	6000
Principaux avantages	Pas de phase solide ; Haute affinité fluide frigorigène - Absorbant ; Viscosité basse ; Fluide sans impact environnemental ; Bonne compacité ; Pression de fonctionnement favorable.	Vapeur pure ; Haute affinité fluide frigorigène - Absorbant ; Viscosité basse ; Fluide sans impact environnemental.
Principaux inconvénients	Toxicité et corrosivité ; Besoin de rectification.	Cristallisation possible ; Fonctionnement sous vide ; Mauvaise compacité ; Corrosivité.

Dans le but d'améliorer les performances des machines à absorption, de nombreuses études ont été effectuées pour rechercher de nouveaux fluides et notamment de nouveaux absorbants. L'ammoniac étant un fluide frigorigène qui a l'avantage de pouvoir s'évaporer à des températures inférieures à 0°C, il est très intéressant et peut être utilisé pour de la réfrigération. Toutefois, les performances des systèmes qui utilisent le couple ammoniac-eau doivent être optimisées. Les fluides avec des propriétés équivalentes à celles de l'ammoniac étant très difficiles à trouver, les études se concentrent sur de nouveaux absorbants à coupler avec l'ammoniac [7], [8].

Les fluides comme le nitrate de lithium (LiNO_3) et le thiocyanate de sodium (NaSCN) sont des absorbants intéressants car ils permettent de supprimer certains inconvénients du couple ammoniac-eau. Le remplacement de l'eau par du LiNO_3 ou du NaSCN qui ont une pression de vapeur plus faible que l'eau permet de supprimer le besoin de rectification. En effet, il n'y a plus de traces d'absorbant entraînées avec la vapeur d'ammoniac en sortie du générateur. Ces deux nouveaux absorbants permettent également de fonctionner avec des températures plus basses au générateur et d'avoir de meilleures performances pour des températures négatives à l'évaporateur [8].

Des mélanges d'absorbants ont aussi été testés dans certaines études [7]. Le mélange ternaire $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-LiNO}_3$ a été étudié dans le but de réduire la viscosité du fluide qui est plus importante avec les absorbants LiNO_3 ou NaSCN et qui peut engendrer des problèmes de perte de charge et donc de faibles performances.

Le tableau (Tab.1. 4) récapitule et permet de comparer les propriétés de ces différents fluides de travail.

Tab.1. 4. Description des propriétés physiques des nouveaux mélanges binaires et ternaires

Fluides	Avantages	Inconvénients
$\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ (Nitrate de Lithium)	Pas besoin de rectification ; Pas de cristallisation ; Pression favorable ; Soluble avec l'ammoniac ; Non corrosif ; Température au générateur plus basse → par rapport au couple $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$; Meilleures performances.	Viscosité importante → Taux de circulation plus grand que celui du couple $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ → Nécessite une pompe plus puissante.
$\text{NH}_3 - \text{NaSCN}$ (Thiocyanate de sodium)	Pas besoin de rectification ; Pression favorable ; Soluble avec l'ammoniac ; Non corrosif ; Meilleures performances.	Viscosité importante → Taux de circulation plus grand que celui du couple $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ → Nécessite une pompe plus puissante ; Risque de cristallisation pour une température d'évaporation inférieure à -10°C.
$\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O} - \text{LiNO}_3$ (20 à 25% d'eau dans l'absorbant)	Meilleures performances ; - Coefficients de transfert plus grands - Viscosité moins importante → par rapport aux mélanges binaires ; Pression de vapeur basse ; Besoin très faible de rectification.	Température au générateur plus haute → par rapport aux mélanges binaires.

Ces absorbants ne seront pas retenus dans le cadre de cette étude pour deux raisons : Premièrement, leurs propriétés physiques sont mal connues, ce qui est problématique pour la modélisation. Et deuxièmement, pour des températures à l'évaporateur proches de 0°C ou supérieures à 0°C, ce qui est couramment le cas pour des applications de climatisation et même de réfrigération, les performances ne sont pas améliorées.

Le choix du meilleur couple pour une machine à absorption va fortement dépendre de l'application pour laquelle elle va être utilisée. Si l'application envisagée devra produire du froid négatif ou que les critères de compacité et de coût sont importants, alors le couple ammoniac/eau sera le plus adapté. En effet, dans le cas du couple ammoniac-eau, le fonctionnement en surpression permet d'assurer une meilleure compacité des échangeurs et d'avoir une plus grande tolérance aux pertes de charge.

Au contraire si l'application est uniquement destinée à la climatisation et qu'il n'y a pas de contraintes de compacité et de coût, le couple eau/bromure de lithium sera le plus adapté.

Le couple ammoniac-eau est retenu pour cette étude en raison de ses nombreux avantages en matière de température de solidification, coût et compacité de la machine. Ce couple de fluides convient à tous les types d'applications, autant en climatisation qu'en réfrigération et le fait que son domaine de pression de fonctionnement soit favorable permet d'étendre son utilisation.

IV. L'absorbeur

Mittermaier et Ziegler [9] ont étudié les phénomènes d'absorption et de désorption qui sont à l'origine de nombreuses irréversibilités dans les cycles frigorifiques à absorption. Ibarra-Bahena et Romero [10] ont analysé les différents types d'absorbeurs rencontrés dans les technologies à absorption. Ils ont tous montré que les performances globales des machines frigorifiques à absorption étaient fortement impactées par l'efficacité du procédé d'absorption. Ainsi, l'absorbeur est un des composants les plus critiques de la machine en matière d'efficacité mais aussi de coût et de taille. La bonne compréhension du procédé d'absorption est donc un point clé pour l'amélioration des performances globales des machines à absorption. Par conséquent l'absorbeur est le sujet central de cette étude.

IV.1. Le phénomène d'absorption ammoniac-eau

L'absorbeur est le composant de la machine à absorption qui assure l'absorption de l'ammoniac sous forme vapeur par une solution liquide composée d'eau et d'ammoniac, peu concentrée en ammoniac. La réaction d'absorption implique donc des transferts de masse mais aussi des transferts de chaleur car la réaction est exothermique. La chaleur de la réaction doit être évacuée dans un fluide caloporteur pour maintenir la solution à une température inférieure à la température de bulle du mélange afin que la réaction d'absorption se poursuive.

Le phénomène d'absorption ammoniac-eau met donc en jeu des transferts couplés de masse et de chaleur avec des résistances aux transferts de masse et de chaleur dans les deux phases liquide et vapeur. En effet, comme expliqué dans la partie III de ce chapitre, la pression de vapeur de l'eau n'étant pas assez basse par rapport à celle de l'ammoniac, des traces d'eau sont présentes dans la vapeur d'ammoniac et impliquent une résistance aux transferts de masse dans la phase vapeur qui n'existerait pas si l'eau était moins volatile.

Le procédé d'absorption est largement influencé par le type d'échangeur de chaleur utilisé et le mode d'absorption utilisé.

IV.2. Les différents modes d'absorption

Il existe plusieurs types de mode d'absorption [10] :

- l'absorption en film tombant ;
- l'absorption à bulles ;
- l'absorption adiabatique (en spray) ;
- l'absorption à membrane.

L'absorption en film tombant et l'absorption à bulles sont les deux modes d'absorption les plus étudiés dans la littérature et les plus appropriés pour le couple ammoniac-eau. L'absorption en film tombant peut être mise en œuvre de deux façons, avec la vapeur qui circule dans le même sens que le film (film tombant à co-courant) ou avec la vapeur qui circule à contre-courant du film tombant (film tombant à contre-courant).

Ces différents modes sont représentés schématiquement sur la figure suivante (Fig.1. 3):

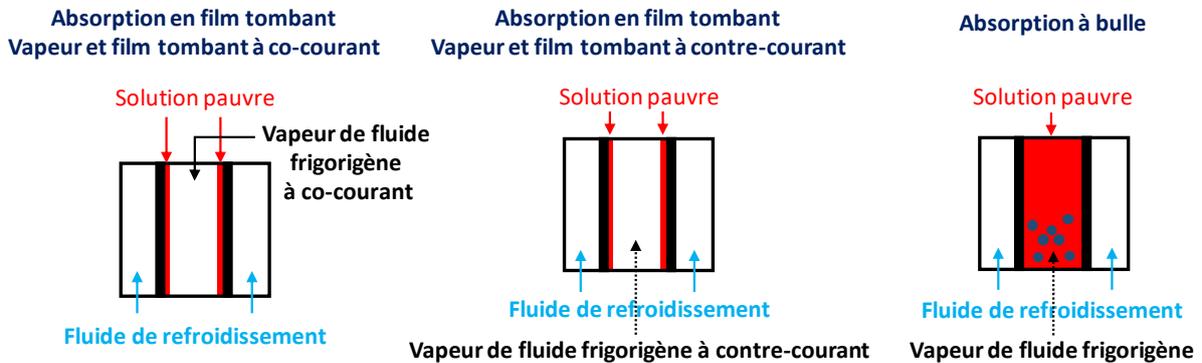


Fig.1. 3. Représentation schématique des différents modes d'absorption

Des études comparatives de l'absorption à bulle et de l'absorption en film tombant ont été réalisées par Castro *et al.* [11] et par Kang *et al.* [12] et une analyse détaillée du procédé d'absorption à bulle dans un échangeur à plaques avec le couple ammoniac-eau a été réalisée par Cerezo *et al.* [13], [14]. Le tableau suivant (Tab.1. 5) propose une comparaison de ces deux modes :

Tab.1. 5. Comparaison absorption en film tombant / absorption à bulle

Mode d'absorption	Film tombant	Bulle
Surface interfaciale entre liquide et vapeur	Petite	Grande
Surface de transfert de chaleur	Egale à la surface interfaciale	Plus petite que la surface interfaciale
Mélange	Pauvre	Bon
Mouillabilité	Dépend de l'efficacité de la distribution	Bonne
Distributeur pour la solution liquide	Oui	Non
Distributeur pour la vapeur	Non	Oui
Flooding	Oui (mode contre-courant) Non (mode co-courant)	Oui
Présence de transferts de masse et de chaleur	Dans le liquide et la vapeur	Dans le liquide et la vapeur
Pertes de charge	Non	Oui
Compacité	Bonne	Bonne
Technologies d'échangeur possibles	Échangeurs à plaques Faisceaux de tubes horizontaux ou de tubes verticaux	Échangeurs à plaques

L'absorption à bulle est, en général, plus performante que l'absorption en film tombant surtout pour les faibles débits de solution liquide, à cause d'une trop faible surface mouillée avec le mode film tombant [11], [12]. L'absorption en film tombant est recommandée pour l'amélioration des transferts de masse et de chaleur.

Dans cette étude, l'absorption en film tombant a été choisie comme mode d'absorption.

IV.3. Focus sur l'absorption en film tombant

Les deux types de mode d'absorption en film tombant ont été analysés et comparés par Kwon and Jeong [15] sur un absorbeur hélicoïdal. Ils ont montré que les transferts de masse et de chaleur étaient moins importants dans le mode film tombant avec la vapeur à contre-courant, à cause des contraintes de cisaillement interfaciales. La vitesse de la vapeur à contre-courant a un effet négatif sur la distribution du film, pouvant générer des problèmes d'engorgement, et détériore les performances de l'absorbeur.

Le mode d'absorption en film tombant à co-courant a donc été choisi pour cette étude. Ce mode d'absorption est représenté schématiquement dans un échangeur à plaques ou à tubes verticaux sur la figure (Fig.1. 4) qui suit :

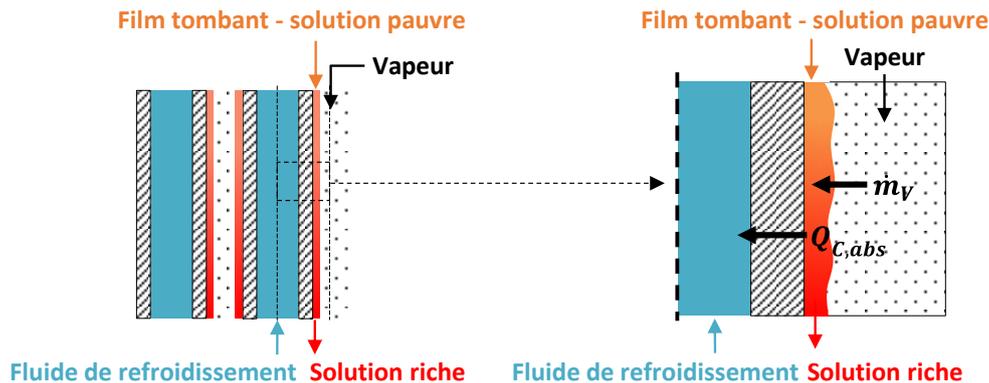


Fig.1. 4. Représentation schématique du phénomène d'absorption en film tombant

La solution pauvre entre en haut de l'absorbeur sous forme de film et ruisselle le long des plaques ou des tubes de l'échangeur. La vapeur d'ammoniac entre elle aussi en haut de l'échangeur et circule à co-courant avec le film tombant. La vapeur d'ammoniac est absorbée tout au long de l'absorbeur dans la solution liquide. La chaleur générée par le procédé d'absorption ($Q_{C,abs}$) est cédée au fluide de refroidissement pour assurer le maintien du procédé d'absorption.

Les avantages de cette méthode sont de bons coefficients de transferts de chaleur et une très bonne compacité. L'inconvénient principal est la difficulté pour distribuer un film tombant continu et de faible épaisseur afin que la surface de ruissellement soit totalement mouillée. Cependant, il existe des traitements qui permettent d'améliorer la mouillabilité des surfaces.

IV.3.1. Études expérimentales sur l'absorption en film tombant

Au cours de ces dernières années, des études expérimentales ont été réalisées autour de l'absorbeur et du procédé d'absorption afin de prédire le comportement de l'absorbeur et de déterminer où étaient les transferts limitants.

De nombreuses technologies d'échangeur ont été testées dans le but d'augmenter les transferts de masse et de chaleur dans l'absorbeur des machines à absorption : les échangeurs multitubulaires, les échangeurs tubes et calandres et les échangeurs à plaques.

Les géométries d'échangeurs les plus fréquemment utilisées pour l'absorption en film tombant sont les échangeurs de chaleur à tubes horizontaux ou à tubes verticaux qui ont été étudiés avec différents diamètres de tubes.

Par exemple, Nagavarapu et Garimella (2013) [16] réalisent une étude expérimentale des transferts de masse et de chaleur dans un absorbeur à film tombant composé de plusieurs séries de tubes à micro canaux. L'absorbeur est testé sur un banc expérimental composé de tous les éléments d'une machine

à absorption classique dans le but d'obtenir des conditions de tests réalistes et de prendre en compte l'influence de tous les éléments de la machine.

Lee *et al.* (2012) [17] analysent les transferts couplés de masse et de chaleur dans un absorbeur à film tombant sur des tubes horizontaux. Eux aussi étudient l'absorbeur dans des conditions réelles de fonctionnement. Ils analysent les coefficients de transfert de masse et de chaleur et l'impact des débits et des concentrations en entrée de l'absorbeur.

Les échangeurs à plaques sont une autre géométrie possible pour l'absorption en film tombant. Ils permettent d'obtenir de hauts coefficients de transfert de chaleur, une meilleure mouillabilité et un bon mélange liquide/vapeur comparé aux échangeurs à tubes lisses [12].

Mais les échangeurs à plaques ont peu été étudiés dans le contexte de la réfrigération à absorption et les études expérimentales sur l'absorption en film tombant dans un échangeur à plaques sont rares.

Kang *et al.* (1999) [18] réalisent une étude expérimentale du procédé d'absorption en film tombant (co-courant) dans un échangeur à plaques. La surface des plaques est améliorée avec des bandes d'ailettes décalées les unes par rapport aux autres. Ils analysent les effets de différents paramètres comme les débits et les concentrations de vapeur et de liquide en entrée de l'absorbeur et le sous-refroidissement de la solution liquide en entrée de l'absorbeur sur les performances de transfert de masse et de chaleur. Dans leur étude, la phase liquide entre à basse température dans un état sous refroidie et la phase vapeur entre à saturation à haute température. Ils observent un procédé de rectification avant que le procédé d'absorption ne se mette en place.

D'autres études expérimentales ont été conduites sur des absorbeurs à film tombant avec d'autres géométries comme l'étude de Kwon and Jeong [15] sur un absorbeur hélicoïdal.

La technologie de l'échangeur à plaques corruguées est choisie dans cette étude en raison de ses différents avantages pour l'absorption en film tombant évoqués plus haut mais aussi en raison de sa compacité, de son faible poids et de son coût plus attractif. Cette technologie est particulièrement intéressante pour les machines de petites puissances.

IV.3.2. Etudes numériques sur l'absorption en film tombant

Le procédé d'absorption a aussi été étudié numériquement et analytiquement par de nombreux chercheurs. Dans un article dédié aux études numériques des transferts couplés de masse et de chaleur dans l'absorption à film tombant, Killion et Garimella [19] fournissent une revue détaillée des différents modèles existants. Ils montrent que le couple ammoniac-eau est moins étudié que le couple eau-bromure de lithium et que les modèles utilisant le couple ammoniac-eau sont souvent basés sur des corrélations empiriques pour calculer les coefficients de transfert de masse et de chaleur. Ils soulignent que pour simplifier leurs études certains auteurs négligent la résistance aux transferts de masse dans la phase liquide ou dans la phase vapeur pour se ramener aux cas des absorbants non volatiles et que les différentes conclusions des études numériques sont souvent litigieuses car fortement dépendantes des données d'entrée.

Ci-après, plusieurs études proposent différents modèles pour décrire l'absorption en film tombant dans des absorbeurs ammoniac-eau.

Goel et Goswami (2005) [20] étudient un absorbeur avec un mode d'absorption à film tombant à contre-courant. Ils développent un modèle avec la méthode des différences finies et utilisent des corrélations empiriques pour calculer les coefficients de transfert de masse et de chaleur. Ils ont montrés que dans leur échangeur à plaques, le procédé d'absorption est contrôlé par la résistance aux transferts de masse dans la phase liquide et que la résistance aux transferts de chaleur dans la phase liquide est négligeable par rapport aux autres transferts de chaleur. Ils mettent aussi en lumière le fait que les conditions de refroidissement ont un effet prédominant sur le dimensionnement d'un absorbeur.

Gommed *et al.* (2001) [21] utilisent la méthode des volumes finis pour prédire les transferts de masse et de chaleur pendant le procédé d'absorption. Leur modèle permet d'étudier le procédé d'absorption en film tombant le long de tubes verticaux. Ils ont montré que le débit de solution liquide avait un fort impact sur les transferts de masse et de chaleur. Un faible débit de solution liquide implique une baisse de la masse absorbée mais augmente les transferts de chaleur grâce à une épaisseur de film moins importante. Ils montrent aussi que les effets d'inter-diffusion (les effets thermiques dus à la diffusion massique) peuvent être négligés.

Kang et Christensen (1993) [22] proposent un modèle pour analyser les transferts de masse et de chaleur dans un absorbeur d'un cycle GAX (Generator-Absorber heat eXchange cycle). Le mode d'absorption en film tombant à contre-courant dans un absorbeur à tubes verticaux est étudié. Dans cette configuration, ils montrent que la résistance aux transferts de chaleur dans le film liquide est négligeable (comme Goel et Goswami [20]) mais que le transfert de masse dans la phase vapeur a un effet prédominant sur le dimensionnement de l'absorbeur.

Kholpanov *et al.* (1986) [23] proposent un modèle de film tombant avec la vapeur à contre-courant dans des canaux rectangulaires. Leur étude numérique est basée sur la résolution couplée des équations de transferts convectifs de masse et d'énergie.

Perez-Blanco (1988) [24] étudie le procédé d'absorption dans un absorbeur ammoniac-eau à film tombant. Son modèle consiste en la résolution de deux équations différentielles du premier ordre. L'objectif de son étude est d'améliorer le procédé d'absorption pour diminuer la taille des absorbeurs. Il montre que le procédé d'absorption est contrôlé par la résistance aux transferts de masse dans la phase liquide et discute du phénomène d'évaporation de l'eau.

Dans l'étude de Kim (1998) [25], une analyse du procédé d'absorption ammoniac-eau dans un absorbeur à film tombant est réalisée. Le procédé couplé de transfert de masse et de chaleur est modélisé par une formulation intégrale des différentes équations de continuité, d'énergie et de diffusion. Le sens de l'écoulement de la vapeur est entre autre étudié.

Fujita et Hihara (2005) [26] proposent dans leur étude une nouvelle méthode pour calculer les coefficients de transfert de masse et de chaleur du procédé d'absorption en film tombant le long de tubes verticaux ou de plaques verticales.

Mittermaier *et al.* (2014) [27] présentent un modèle qui permet de décrire les transferts couplés de masse et de chaleur dans le procédé d'absorption ou de désorption d'un film tombant le long d'une plaque verticale isotherme. La méthode de Newton-Raphson est utilisée pour résoudre le système d'équation.

Conlisk et Mao (1995) [28] réalisent une étude théorique du procédé d'absorption en film tombant sur des tubes horizontaux dans le but de comprendre les mécanismes qui gouvernent les transferts de masse et de chaleur. Ils constatent dans leur configuration que le procédé d'absorption est plus rapide en haut de l'absorbeur car le film liquide est plus fin.

Chen et Christensen (2000) [29] proposent un modèle mathématique pour analyser les transferts couplés de masse et de chaleur dans un absorbeur à film tombant à contre-courant. Dans leur configuration, la phase vapeur est plus froide que la phase liquide en entrée de l'absorbeur. Une analyse adimensionnelle leur permet de dire que le phénomène d'absorption se décompose en deux procédés : l'absorption due au sous-refroidissement de la solution et l'absorption due au refroidissement à travers la paroi. Ils suggèrent aussi que les transferts de masse et de chaleur sont fortement affectés par le sous refroidissement de la solution et l'épaisseur de film.

IV.4. Evaluation des performances de l'absorbeur

Les performances de l'absorbeur doivent être évaluées sur le plan thermique et sur le plan massique pour prendre en compte le fait que les transferts de masse et de chaleur sont couplés dans un absorbeur.

La figure suivante (Fig.1. 5) présente plusieurs réactions d'absorption dans le diagramme de phase et permet de comparer l'état réel de la solution riche en sortie de l'absorbeur avec un état idéal.

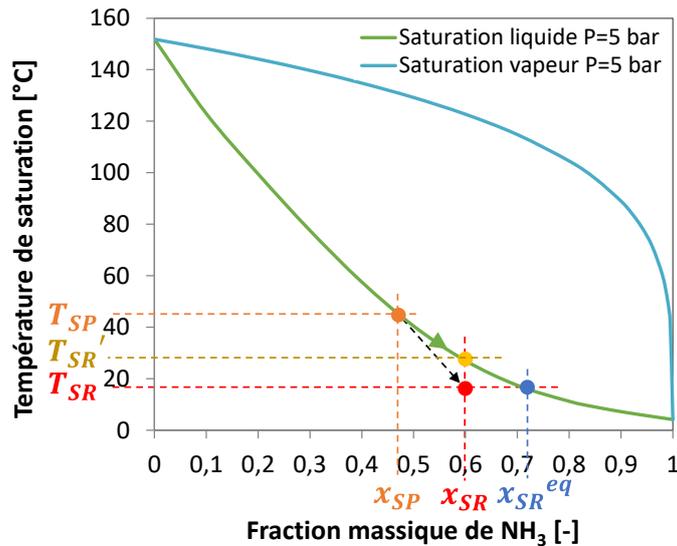


Fig.1. 5. Schéma d'une réaction d'absorption dans le diagramme de phase

Dans le cas idéal, la solution riche en ammoniac (indice SR) en sortie de l'absorbeur est à saturation, c'est-à-dire qu'elle ne peut plus absorber de vapeur sans augmenter sa pression et/ou diminuer sa température. La solution pauvre est représentée par l'indice SP.

La figure ci-dessus (Fig.1. 5) présente dans le diagramme de phase une réaction d'absorption réelle (passage du point orange $[T_{SP}, x_{SP}]$ au point rouge $[T_{SR}, x_{SR}]$) et une réaction d'absorption idéale (passage du point orange $[T_{SP}, x_{SP}]$ au point bleu $[T_{SR}, x_{SR}^{eq}]$). Dans le cas de la réaction réelle, la sortie de l'absorbeur est sous refroidie, la solution liquide a encore la capacité d'absorber de l'ammoniac. Ce sous refroidissement est caractérisé par la différence de température entre la solution riche à l'équilibre et la solution riche réelle. Le sous refroidissement ΔT_{abs} est donc une manière de caractériser l'écart à la saturation et donc les performances de l'absorbeur, il s'exprime de la façon suivante :

$$\Delta T_{abs} = T_{SR}' - T_{SR} \quad (1.11)$$

Une autre réaction d'absorption idéale est aussi représentée sur la figure (Fig.1. 5). Il s'agit du passage du point orange $[T_{SP}, x_{SP}]$ au point bleu $[T_{SR}, x_{SR}^{eq}]$. La différence entre les fractions massiques x_{SR} et x_{SR}^{eq} permet aussi de caractériser les performances de l'absorbeur :

$$\Delta x_{SR} = x_{SR}^{eq} - x_{SR} \quad (1.12)$$

Deux autres paramètres sont utilisés pour déterminer les performances d'un absorbeur :

- le débit massique de vapeur absorbé $\dot{m}_{V,abs}$ [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$], il s'agit du débit de vapeur en entrée de l'absorbeur ;
- le flux massique surfacique d'absorption N_{abs} [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$], il est défini comme étant le débit massique de vapeur absorbé par unité de surface (surface de l'interface liquide-vapeur) :

$$N_{abs} = \frac{\dot{m}_{V,abs}}{A} \quad (1.13)$$

Enfin, le rendement massique d'absorption (η_{abs}) permet aussi de caractériser les performances d'un absorbeur. Il est défini comme le rapport entre le débit de vapeur absorbé réel et le débit de vapeur maximal qui peut être absorbé. Dans le cas général, le débit de vapeur est calculé à partir du bilan de masse (1.14) et du bilan d'espèce (1.15) de l'absorbeur :

$$\dot{m}_{SP} + \dot{m}_V = \dot{m}_{SR} \quad (1.14)$$

$$x_{SP} \cdot \dot{m}_{SP} + x_V \cdot \dot{m}_V = x_{SR} \cdot \dot{m}_{SR} \quad (1.15)$$

\dot{m}_{SP} , \dot{m}_V et \dot{m}_{SR} [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] sont les débits massiques de la solution pauvre, la vapeur en entrée de l'absorbeur et la solution riche et x_{SP} , x_V et x_{SR} [-] sont les fractions massiques d'ammoniac dans la solution pauvre, la vapeur en entrée de l'absorbeur et la solution riche.

A partir des deux précédentes équations (1.14 et 1.15), l'équation suivante peut être écrite :

$$\dot{m}_V = \dot{m}_{SP} \cdot \frac{(x_{SR} - x_{SP})}{(x_V - x_{SR})} \quad (1.16)$$

Le rendement massique d'absorption η_{abs} [-] peut donc s'écrire de la façon suivante :

$$\eta_{abs} = \frac{\dot{m}_{V_{réel}}}{\dot{m}_{V_{max}}} = \frac{\frac{(x_{SR} - x_{SP})}{(x_V - x_{SR})}}{\frac{(x_{SR,sat} - x_{SP})}{(x_V - x_{SR,sat})}} \quad (1.17)$$

$\dot{m}_{V_{réel}}$ étant le débit de vapeur en entrée de l'absorbeur et donc le débit massique de vapeur absorbé, le rendement d'absorption peut aussi s'écrire de la façon suivante :

$$\eta_{abs} = \frac{\dot{m}_{V,abs}}{\dot{m}_{SP} \cdot \frac{(x_{SR,sat} - x_{SP})}{(x_V - x_{SR,sat})}} \quad (1.18)$$

Le débit de vapeur maximal qui peut être absorbé ($\dot{m}_{V_{max}}$) est obtenu, dans les conditions idéales d'un absorbeur infiniment long, à partir de la concentration de solution riche à saturation. Cette concentration peut être calculée avec différentes méthodes.

La première méthode ne prend pas en compte les échanges thermiques dans l'échangeur, la concentration de solution riche à saturation est calculée à la température de sortie de la solution riche. Dans ce cas le rendement est appelé rendement d'absorption à un pincement donné.

La deuxième méthode, plus complète, prend en compte les échanges thermiques dans l'échangeur. Deux cas peuvent être distingués :

- Cas 1 : le débit de fluide de refroidissement est assez important pour que ce soit la solution qui soit limitante (le débit de fluide de refroidissement impose la température de sortie de la solution).
Alors $x_{SR,sat}$ doit être calculée à la température d'entrée du fluide de refroidissement. En effet, pour un absorbeur de longueur infinie : $T_{SR} = T_{C,abs,in}$.
- Cas 2 : le fluide de refroidissement ne refroidit pas la solution jusqu'à sa température d'entrée car le débit de refroidissement dans l'absorbeur est trop faible par rapport au débit de solution et/ou la concentration en entrée de la solution est trop haute et/ou la pression de la vapeur est haute. Dans ce cas-là c'est la température de sortie du caloporteur qui est imposée par la solution.
Alors $x_{SR,sat}$ doit être calculée à la température maximale de la solution.

Dans ce travail de thèse, c'est le cas 1 qui sera utilisé car le débit de fluide de refroidissement sera toujours assez important pour imposer la température de sortie de la solution.

V. Les transferts couplés de masse et de chaleur en film tombant

V.1. Les différents régimes d'écoulement gaz-liquide dans les échangeurs à plaques

Afin de comprendre les écoulements et les transferts dans les échangeurs de chaleurs, un certain nombre de prérequis sont nécessaires. Dans cette partie, un bref rappel des grandeurs caractéristiques et des configurations d'écoulement diphasique est réalisé.

Les écoulements diphasiques possèdent un certain nombre de grandeurs caractéristiques nécessaire à leur compréhension.

Le titre massique (ou la fraction massique de vapeur) (1.19) est le rapport entre la masse de la phase vapeur (m_V) et la masse totale qui est la somme des masses liquide (m_L) et vapeur (m_V) :

$$Qu = \frac{m_V}{m_V + m_L} \quad (1.19)$$

Le titre massique doit être calculé pour un mélange liquide vapeur à l'équilibre thermodynamique.

Le flux massique surfacique [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$] (ou densité de flux massique) représente le débit massique par unité de surface. Il est calculé de la façon suivante :

$$N_L = \frac{\dot{m}_L}{S_L} \quad (1.20)$$

$$N_V = \frac{\dot{m}_V}{S_V} \quad (1.21)$$

$$N = N_L + N_V \quad (1.22)$$

Où S_L et S_V représentent les sections de passage des phases liquide et vapeur, respectivement et \dot{m}_L et \dot{m}_V représentent les débits massiques des phases liquide et vapeur.

Une autre grandeur intéressante est la vitesse superficielle J [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] de la phase considérée qui s'exprime en fonction du débit volumique et de la section de passage de l'écoulement dans le canal :

$$J_L = \frac{\dot{m}_L}{\rho_L S} \quad (1.23)$$

$$J_V = \frac{\dot{m}_V}{\rho_V S} \quad (1.24)$$

$$J = J_L + J_V \quad (1.25)$$

Les vitesses superficielles de chaque phase représentent les vitesses débitantes qu'elles auraient si, à débit identique, elles circulaient seules dans la conduite.

Les vitesses superficielles sont facilement calculables mais ne prennent pas en compte toutes les propriétés physiques des fluides. Elles permettent d'établir les différentes cartes d'écoulement et de savoir quels régimes d'écoulement sont présents dans les échangeurs.

V.1.1. Régime d'écoulement gaz-liquide contre-courant

Nilpueng et Wongwises [30] analysent dans leur étude les caractéristiques d'écoulement gaz-liquide d'un mélange air-eau dans un échangeur à plaques. Ils proposent une carte d'écoulement pour un échangeur à plaques asymétriques.

La figure (Fig.1. 6) présente la carte d'écoulement pour un écoulement à contre-courant, c'est-à-dire un flux liquide descendant et un flux vapeur montant.

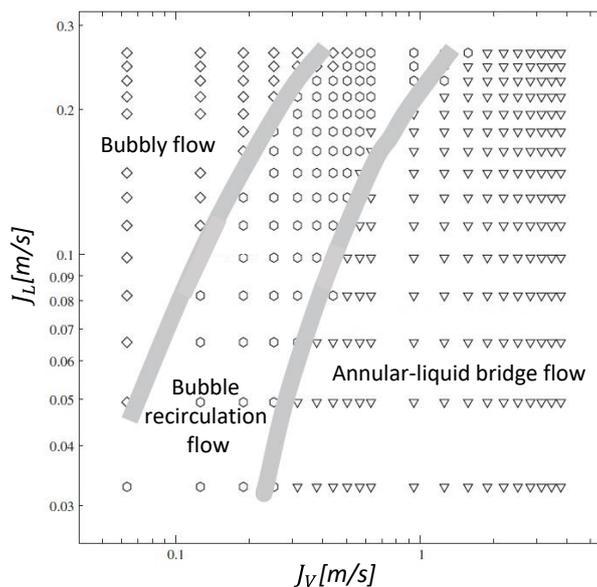


Fig.1. 6. Carte d'écoulement gaz-liquide dans un échangeur à plaques asymétrique 30°/60° (Flux liquide descendant et flux vapeur montant) [30]

Trois types d'écoulement peuvent être distingués. Deux écoulements à bulles et un écoulement qualifié d'annulaire car faisant référence aux écoulements dans des conduites circulaires. Dans cette étude, le terme « écoulement en film » sera plutôt utilisé.

Dans cette configuration à contre-courant, les auteurs n'ont pas relevé de problème de mouillabilité, c'est-à-dire que l'écoulement s'est propagé sur toute la surface de la plaque. La carte d'écoulement (Fig.1. 6) montre que pour une certaine vitesse de liquide, une augmentation de la vitesse du gaz crée un changement de type d'écoulement. Pour une vitesse de gaz faible, un écoulement à bulle se forme, si la vitesse de gaz augmente, un écoulement à recirculation de bulle est alors formé et si la vitesse de gaz augmente davantage (supérieur à $0,3 \text{ m.s}^{-1}$), l'écoulement devient un écoulement en film.

Les écoulements à bulles sont donc obtenus lorsque, pour un débit volumique de vapeur fixé, le débit volumique liquide est suffisant.

V.1.2. Régime d'écoulement gaz-liquide co-courant

Nilpueng et Wongwiset [30] ont aussi établi une carte d'écoulement pour un flux gaz-liquide co-courant et descendant (Fig.1. 7).

Ils constatent un problème de distribution de la phase liquide sur la partie supérieure lorsque la vitesse superficielle liquide est inférieure à $0,1 \text{ m.s}^{-1}$.

La figure (Fig.1. 7) montre que l'écoulement en film est prédominant dans ce type de régime d'écoulement.

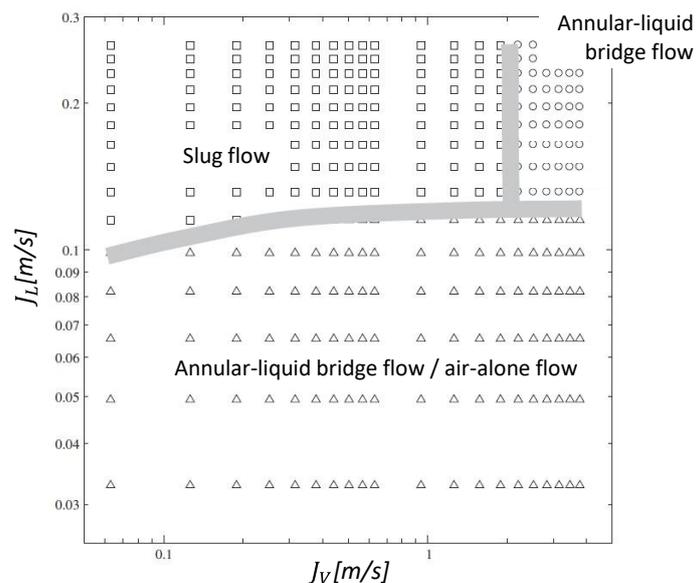


Fig.1. 7. Carte d'écoulement gaz-liquide co-courant dans un échangeur à plaques asymétriques d'angles de corrugation $30^\circ/60^\circ$ (Flux liquide et vapeur descendant) [30]

Mais les résultats étant spécifiques à une géométrie, il est difficile de déterminer l'écoulement réel au sein d'un échangeur à partir des cartes d'écoulement. De plus, l'écoulement va fortement dépendre de la distribution des deux phases en entrée de l'échangeur.

Un travail de visualisation est donc nécessaire pour connaître l'écoulement qui va influencer la mouillabilité des plaques et le calcul des coefficients de transfert.

La compréhension des phénomènes au sein de l'absorbeur repose sur la connaissance du régime d'écoulement, car celui-ci influence le périmètre mouillé et les coefficients de transferts massique et thermique.

Un focus sur l'écoulement en film va maintenant être réalisé.

V.1.3. Dynamique des écoulements en film

L'étude des écoulements laminaires de film liquide tombant sous l'effet de la gravité a été initiée par les travaux de Nusselt (1916). La théorie de Nusselt [31] est basée sur des hypothèses très restrictives, notamment :

- l'écoulement du film de condensat est laminaire ;
- la contrainte tangentielle à l'interface liquide-vapeur est nulle ;
- la répartition de la température dans l'épaisseur du film est linéaire ;
- les termes d'inertie dans l'équation de mouvement du film de condensat sont négligeables.

Avec ces hypothèses, le champ de vitesse u et l'épaisseur théorique du film δ pour un écoulement laminaire ($Re < 400$) exclusivement gravitaire peuvent être calculés.

D'après la théorie de Nusselt [31], [32], l'équation de mouvement du liquide s'écrit de la façon suivante :

$$\mu_L \cdot \frac{\partial^2 u_L}{\partial y^2} + \rho_L \cdot g = 0 \quad (1.26)$$

ρ_L [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] est la masse volumique du film liquide, g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] est l'accélération de la pesanteur, u [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] est la vitesse de l'écoulement du film et μ_L est la viscosité dynamique du liquide [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$]. Dans ce paragraphe, x représente l'axe parallèle au sens de l'écoulement du film liquide sur la plaque et y représente l'axe perpendiculaire au sens de l'écoulement.

Les conditions aux limites sont les suivantes :

- à la paroi ($y=0$) : $u_L = 0$;
- à l'interface ($y=\delta$) : $\frac{\partial u_L}{\partial y} = 0$; avec δ [m] l'épaisseur du film liquide.

La résolution analytique de cette équation conduit donc à un profil parabolique de vitesse du film liquide :

$$u_L(y, z) = \frac{g}{\nu_L} \cdot \left(y \cdot \delta - \frac{y^2}{2} \right) \quad (1.27)$$

ν_L [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] est la viscosité cinématique du liquide.

La figure (Fig.1. 8) présente le profil du champ de vitesse d'un film ruisselant sous l'effet de la gravité en régime permanent :

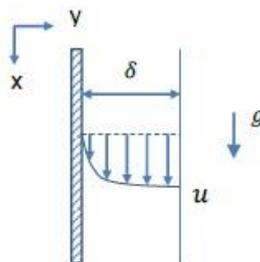


Fig.1. 8. Profil de vitesse au sein d'un film ruisselant sous l'effet de la gravité uniquement.

Le débit linéique massique Γ [kg.m⁻¹.s⁻¹] par unité de largeur de la plaque à la côte x s'exprime de la façon suivante :

$$\Gamma = \frac{\rho_L \cdot g \cdot \delta^3}{3 \cdot \nu_L} \quad (1.28)$$

L'épaisseur du film conditionne à elle seule les propriétés du film, c'est donc un paramètre primordial. Il dépend de la structure de la couche mince qui dépend elle-même de la géométrie de la surface (lisse, corruguée, etc..). Il est donc difficile de trouver dans la littérature, la corrélation qui correspond exactement à la géométrie des plaques étudiées.

L'épaisseur de film δ sur une plaque lisse s'exprime de la façon suivante [33] :

$$\delta = \left(\frac{3 \cdot \mu_L \cdot \Gamma_L}{\rho^2 \cdot g} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (1.29)$$

La vitesse moyenne \bar{u} et la vitesse à l'interface u^i peuvent s'exprimer à partir de l'équation (1.27) de la façon suivante :

$$\bar{u} = \frac{\int_0^\delta u(y) dy}{\int_0^\delta dy} = \frac{g \cdot \delta^2}{3 \cdot \nu} \quad (1.30)$$

$$u^i = u(\delta) = \frac{g \cdot \delta^2}{\nu \cdot 2} \quad (1.31)$$

L'hydrodynamique d'un film tombant est caractérisée par trois régimes d'écoulement : le régime laminaire, le régime laminaire-ondulé et le régime turbulent. Le régime d'écoulement dépend lui-même du nombre de Reynolds, du nombre de Kapitza, du nombre de Weber et des différentes propriétés géométriques de l'échangeur.

Le nombre adimensionnel qui caractérise le mieux le régime d'écoulement est le nombre de Reynolds qui compare les forces de frottement et les forces d'inertie :

$$Re = \frac{u \cdot d_h}{\nu_L} = \frac{\dot{m} \cdot d_h}{S \cdot \mu_L} \quad (1.32)$$

$$d_h = \frac{4 \cdot S}{P_m} \quad (1.33)$$

d_h [m] est le diamètre hydraulique, \dot{m} [kg.s⁻¹] est le débit massique, S [m²] est la section normale à la direction de l'écoulement et P_m [m] est le périmètre mouillé.

Dans le cas particulier d'un film d'épaisseur δ ruisselant le long d'une plaque de largeur L , le diamètre hydraulique s'exprime de la façon suivante :

$$d_h = \frac{4 \cdot L \cdot \delta}{L} = 4 \cdot \delta \quad (1.34)$$

Donc le nombre de Reynolds du film s'écrit :

$$Re_{film} = \frac{4 \cdot \Gamma_L}{\mu_L} \quad (1.35)$$

Γ_L [kg/m.s] est, comme expliqué précédemment (Eq. 1.28), le débit massique de liquide par unité de largeur de la plaque (débit linéique).

Il peut aussi s'exprimer de la façon suivante :

$$\Gamma_L = \rho_L \cdot \bar{u} \cdot \delta \quad (1.36)$$

Le nombre de Reynolds à l'interface liquide vapeur est défini de la façon suivante :

$$Re = \frac{u^i \cdot d_h}{\nu_L} \quad (1.37)$$

La transition entre les trois régimes d'écoulement liquide peut s'exprimer en fonction du nombre de Reynolds :

- $Re < 25$: Régime laminaire lisse ;
- $25 < Re < 400$: Régime laminaire ondulé ;
- $Re > 400$: Régime turbulent.

Le nombre de Kapitza influe lui aussi sur le régime d'écoulement. Il est utilisé pour étudier l'influence de la tension superficielle sur les vaguelettes et sur les transferts thermiques. C'est une fonction des propriétés du liquide et il est défini de la façon suivante :

$$Ka_L = \frac{g \cdot \mu_L^4}{\rho_L \cdot \sigma_L^3} \quad (1.38)$$

σ [N.m⁻¹] est la tension interfaciale du liquide.

Le nombre de Weber compare quant à lui les forces d'inertie aux forces surfaciques relatives à la tension superficielle et est défini de la façon suivante :

$$We_L = \frac{1}{4} \cdot \frac{\rho_L \cdot \delta_L \cdot \bar{u}_L}{\sigma_L} \quad (1.39)$$

Plus le nombre de Weber est faible, plus l'interface gaz liquide sera stable [34].

D'un point de vue hydraulique, un des principaux problèmes rencontrés en présence d'échangeur à plaques et de films ruisselants concerne le maintien des films sur la totalité des surfaces d'échange pour des nombres de Reynolds modérés. Les problèmes de mouillabilité des surfaces conduisent à la

formation de ruisselets et au développement de zones d'assèchement réduisant les surfaces d'échange effectives et dégradant sensiblement les transferts thermiques et massiques.

Il est donc très important que le film liquide soit continu sur la totalité de la plaque (notamment sur toute sa largeur) pour maximiser les surfaces d'échanges thermique et massique.

Afin de déterminer si le film liquide est continu ou non et si il ruisselle bien sur la totalité de la plaque, certains paramètres doivent être exprimés.

Hartley et Murgatroyd [35] proposent dans leur étude l'expression de l'épaisseur de film critique en-dessous de laquelle le film n'est plus continu et l'expression du débit minimum.

Pour exprimer ces paramètres, ils ont utilisé deux approches :

- la première est basée sur un bilan des forces sur le film en mouvement au niveau du point de stagnation en amont d'un « point sec » ;
- la seconde est basée sur un bilan de puissance ou plus exactement sur la considération d'un minimum de puissance.

La méthode du bilan des forces :

On considère un film liquide qui s'écoule uniformément le long d'une plaque plane par gravité. Si le débit est trop faible, le flux de liquide va se rompre ou va être perturbé dans la zone centrale de la plaque. Cela va donner lieu à des zones sèches sur la surface de la plaque.

La méthode du bilan des forces consiste à appliquer le principe fondamental de la statique au point de rupture du film. La figure suivante (Fig.1. 9) présente les lignes de courant approximatives lors de la rupture d'un film liquide sur une plaque plane (le point de rupture est le point F) :

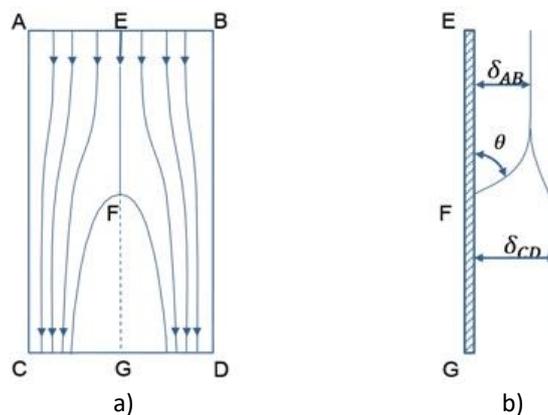


Fig.1. 9. a) Lignes de courant (vues de face) approximatives lors de la rupture d'un film liquide sur une plaque plane, b) Vue en coupe le long de la ligne de courant centrale : les épaisseurs de film et l'angle de contact θ [35].

Dans ce cas-là, le débit massique par unité de largeur en sortie de la plaque est supérieur à celui qui entre sur la plaque par la section [AB].

La résultante des forces au point F est composée :

- de la composante des forces engendrées par la tension de surface qui dépendent de l'angle de contact ;
- de la composante des forces dues à l'excès de pression statique au point F généré par la décroissance de l'énergie cinétique le long de la ligne de courant EF impliquant une vitesse nulle du film au point de rupture F.

Cette méthode implique de connaître l'angle de contact θ dont les valeurs sont peu connues et peu présentes dans la littérature. Mais celui-ci peut être mesuré avec la méthode de la goutte posée, de l'équation du cercle ou de l'inclinaison [36].

La méthode du bilan de puissance :

On considère un film liquide qui s'écoule à travers une fente le long d'une plaque plane. La largeur de la fente est inférieure à la largeur de la plaque. Le flux injecté sur une certaine largeur avec une faible vitesse d'écoulement va tout d'abord subir une contraction de ses lignes de courant avant de subir une expansion puis va se stabiliser et va garder sa largeur (L) jusqu'en sortie de plaque.

La méthode du bilan de puissance considère que la largeur de stabilisation atteinte par le film liquide est telle que la somme des énergies cinétiques de l'écoulement et de l'énergie de surface est minimum. Qualitativement, un film très large et peu profond aurait une grande énergie de surface et une faible énergie cinétique alors qu'un film liquide profond et étroit aurait une grande énergie cinétique et une faible énergie de surface.

La Figure suivante (Fig.1. 10) présente cette largeur ainsi que les lignes de courant approximatives qu'impliquerait un liquide injecté à faible vitesse au travers d'une fente :

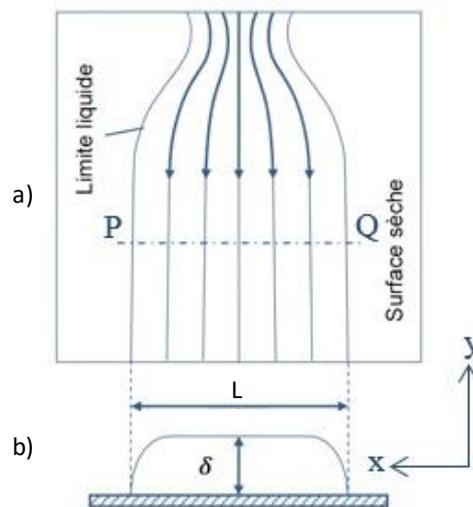


Fig.1. 10. a) Lignes de courant (vues de face) approximatives lors de l'écoulement d'un film liquide non restreint latéralement le long d'une plaque verticale, b) Vue en coupe des lignes de courant stables [35].

L'énergie cinétique de l'écoulement sur la section [PQ] s'exprime de la façon suivante :

$$E_u = L \cdot \int_{-\delta PQ}^{\delta PQ} \frac{\rho}{2} \cdot [u(y)]^3 dy \quad (1.40)$$

Avec L [m] la largeur de l'écoulement entre P et Q, $u(y)$ [$m \cdot s^{-1}$] la vitesse du fluide dans la direction de l'écoulement à travers la section [PQ], ρ [kg/m^3] la densité de liquide et δPQ l'épaisseur de film entre P et Q.

Si la vitesse de surface le long de [PQ] est notée $u(\delta PQ)$, l'énergie de surface de l'écoulement peut s'exprimer de la façon suivante :

$$E_\sigma = L \cdot \sigma \cdot u(\delta PQ) \quad (1.41)$$

Avec σ [$N \cdot m^{-1}$] la tension de surface du film liquide.

Le critère de stabilisation est donc le suivant : La somme de l'énergie cinétique et de l'énergie de surface de l'écoulement (1.42) doit être la plus faible possible.

$$E_u + E_\sigma = L \cdot \int_{-}^{\delta PQ} \frac{\rho}{2} \cdot [u(y)]^3 dy + L \cdot \sigma \cdot u(\delta PQ) \quad (1.42)$$

Cette deuxième méthode est plus aisée car elle permet de s'affranchir de l'angle de contact. C'est donc cette méthode qui sera utilisée ici.

En considérant un film liquide qui s'écoule uniformément le long d'une plaque plane à cause de la gravité, la vitesse à une distance y de la paroi s'exprime de la même façon que dans l'équation (1.27) et le débit linéique s'écrit de la même façon que dans l'équation (1.28).

En s'intéressant au cas où l'écoulement est juste suffisant pour « mouiller » une surface de largeur L , les équations (1.27), (1.28) et (1.42) permettent d'exprimer l'épaisseur critique du film (δ_c) en dessous de laquelle la largeur de la plaque n'est pas entièrement couverte :

$$\delta_c = 1,34 \cdot \left(\frac{\sigma}{\rho}\right)^{1/5} \cdot \left(\frac{\mu}{\rho \cdot g}\right)^{2/5} \quad (1.43)$$

Le débit linéique critique de l'écoulement (Γ_c) pour que le film recouvre la surface de largeur L est alors le suivant:

$$\Gamma_c = 0,803 \cdot \left(\frac{\rho \cdot \mu}{g}\right)^{1/5} \cdot \sigma^{3/5} \quad (1.44)$$

Dans leur étude, Hartley et Murgatroyd [35] ont comparé les épaisseurs critiques et les débits linéiques critiques estimés grâce à leur approche « bilan de puissance » avec les données expérimentales de trois sources différentes. Seules les données de l'approche bilan de puissance ont été comparées car aucune source de la littérature ne renseigne les angles de contact.

Les comparaisons montrent une bonne corrélation entre données expérimentales et paramètres calculés.

Pour pallier aux problèmes de mouillabilité, deux techniques peuvent être mises en œuvre : la première consiste à structurer les plaques et la deuxième consiste à agir sur les tensions de surface (liquide-solide et solide gaz à l'aide d'un revêtement de surface et liquide-gaz à l'aide d'un tensio-actif). Le principal effet des tensio-actifs est l'effet Marangoni. Ce dernier intervient lorsqu'à l'interface liquide-vapeur, les gradients de concentration et de température influencent la tension de surface et conduisent à la formation de mouvements convectifs. Suivant l'évolution de la tension de surface avec la température et la concentration, l'effet Marangoni peut être stabilisant ou déstabilisant, favorisant ainsi les transferts de masse et de chaleur.

La structuration de surface peut être microscopique ou millimétrique. La structuration microscopique consiste à amplifier l'effet de mouillabilité en agissant sur la rugosité de surface et par conséquent sur les énergies aux interfaces (énergies d'adhésion). Une autre technique de structuration consiste à réaliser des rainures afin de stabiliser le film.

Des transferts couplés de masse et de chaleur ayant lieu tout au long de l'écoulement en film dans l'absorbeur, les paragraphes suivants se concentrent sur les transferts thermiques et les transferts massiques.

V.2. Les transferts thermiques

Le gradient de température entre deux milieux est le moteur des transferts de chaleur. La conduction, la convection et le rayonnement sont les trois modes de transfert thermique qui existent selon les milieux considérés. Le rayonnement est souvent négligé dans le cas des échangeurs de chaleur à basse température.

Dans cette thèse, les travaux s'intéressent aux transferts thermiques entre le fluide de refroidissement et le film ruisselant et entre le film ruisselant et la phase vapeur.

La figure suivante (Fig.1. 11) présente les différentes températures dans un échangeur de chaleur absorbeur :

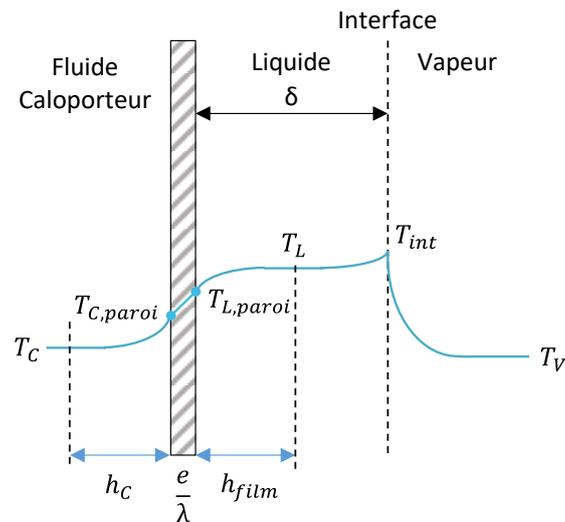


Fig.1. 11. Profil de température et de concentration lors de l'absorption d'un gaz froid dans un film liquide

Deux modes de transfert sont mis en jeu :

- la conduction au sein de la plaque de l'échangeur ;
- la convection entre la température de paroi du côté film liquide ($T_{L,paroi}$) et la température de la phase liquide (T_L) et entre la température de paroi du côté fluide caloporteur ($T_{C,paroi}$) et la température du fluide caloporteur (T_C).

Un transfert de chaleur a aussi lieu à l'interface liquide vapeur à cause du phénomène d'absorption qui est exothermique.

Le coefficient de transfert thermique global et les coefficients de transferts thermiques convectifs h_{film} et h_c sont fonctions des propriétés thermo-physiques des fluides et des configurations d'échange. Les corrélations permettant de calculer les coefficients de transferts thermiques convectifs font intervenir le nombre de Nusselt Nu , le nombre de Prandtl Pr et le nombre de Reynolds Re .

Le nombre de Nusselt caractérise la qualité de l'échange thermique entre le fluide et la paroi et s'exprime de la façon suivante :

$$Nu = \frac{h \cdot l}{\lambda} \quad (1.45)$$

Avec h [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] le coefficient de convection thermique, l [m] la longueur caractéristique et λ [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$] la conductivité thermique du fluide.

Le nombre de Prandtl caractérise les propriétés thermiques du fluide et s'exprime de la façon suivante :

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} \quad (1.46)$$

Avec μ [Pa.s] la viscosité dynamique du fluide, C_p [J.kg⁻¹.K⁻¹] la chaleur spécifique du fluide et λ [W.m⁻¹.K⁻¹] la conductivité thermique du fluide.

Le coefficient de transfert thermique global et le coefficient h_c seront explicités dans le Chapitre 2 et les coefficients de transferts de chaleur à l'interface ainsi que le coefficient h_{film} seront explicités dans le Chapitre 4 de cette thèse.

V.3. Les transferts massiques

V.3.1. Généralités

Le gradient de concentration est le moteur des transferts de masse. Le transfert massique d'une vapeur d'ammoniac vers une solution liquide d'eau et d'ammoniac est donc engendré par une différence de concentration entre la phase liquide et la phase vapeur.

La surface utilisée pour le transfert de matière est la surface mouillée par le film liquide, c'est-à-dire la surface interfaciale effective. Cette surface interfaciale dépend de la géométrie de l'échangeur et des propriétés physiques des fluides.

Pour caractériser le transfert de matière au niveau d'une interface gaz-liquide, des coefficients locaux de transferts de masse sont définis.

Les corrélations permettant de calculer les coefficients de transferts massiques locaux et globaux font généralement intervenir le nombre de Sherwood Sh et le nombre de Schmidt Sc . Si l'on considère une analogie entre les transferts massiques et les transferts thermiques, ces deux nombres adimensionnels sont respectivement équivalents au nombre de Nusselt Nu et au nombre de Prandtl Pr .

$$Sh = \frac{k \cdot l}{D} \quad (1.47)$$

$$Sc = \frac{\nu}{D} \quad (1.48)$$

k [m.s⁻¹] est le coefficient de transfert de masse, l [m] est une longueur, ν [m².s⁻¹] est la viscosité cinématique et D [m².s⁻¹] est la diffusivité massique du composant le plus volatil vers l'autre composant. Dans le cas de l'ammoniac et de l'eau ce sera donc la diffusivité de l'ammoniac dans l'eau.

Pour caractériser le transfert de matière au niveau d'une interface gaz-liquide, il existe trois différents modèles [37] : le modèle du double film, le modèle de pénétration et le modèle de renouvellement de l'interface.

Le modèle du double film fournit un coefficient de transfert de masse proportionnel au coefficient de diffusion D et les modèles de pénétration et de renouvellement de l'interface fournissent un coefficient de transfert de masse proportionnel à $D^{0.5}$.

Ces modèles théoriques ont été élaborés afin de quantifier le transfert entre les deux phases car les conditions à proximité de l'interface sont très difficiles à observer ou à explorer expérimentalement. Ces théories sont basées sur l'hypothèse que la résistance aux transferts de masse se trouve localisée près de l'interface.

Les équations de flux massique ainsi que les coefficients de transfert massique à l'interface liquide-vapeur utilisés dans cette étude seront développés dans le Chapitre 4 de cette thèse.

V.3.2. Temps de séjour nécessaire

Dans un échangeur à couche mince, les contacts qu'ont les produits entre eux et avec la paroi de l'échangeur sont réduits. Or dans le domaine des transferts de masse, le temps de séjour des espèces au sein d'un échangeur est un paramètre important qui a une influence déterminante.

Le temps de séjour moyen en seconde est défini comme le rapport du volume de liquide contenu dans l'échangeur sur le débit volumique de liquide [38], son expression est donnée par l'équation suivante :

$$t = \frac{V_l}{\left(\frac{\dot{m}}{\rho}\right)} \quad (1.49)$$

V_l [m³] est le volume de liquide dans l'échangeur, ρ [kg.m⁻³] est la masse volumique et \dot{m} [kg.s⁻¹] est le débit massique.

Le temps de séjour n'est qu'une valeur moyenne car l'avancement du film liquide sur une plaque plane ne sera jamais uniforme malgré des conditions d'alimentation et d'exploitation continues. Certaines fractions du débit alimentant l'échangeur en entrée y séjourneront plus que d'autres, par exemple la partie du fluide adjacente à la paroi sera freinée par rapport à la couche superficielle du film. Il y a donc une distribution du temps de séjour dans la masse en écoulement.

D'un point de vue adimensionnel, à l'interface liquide-vapeur, il est intéressant de prendre en compte le temps caractéristique [37] qui est le rapport du temps de diffusion sur le temps de contact. Ce paramètre est défini par l'équation suivante :

$$t^* = \frac{e}{l} \cdot Re \cdot Sc = \frac{\text{temps de diffusion}}{\text{temps de contact}} = \frac{e^2/D}{l/u^i} \quad (1.50)$$

Avec u^i [m.s⁻¹] la vitesse à l'interface, l [m] la longueur de la plaque, e [m] l'épaisseur et D [m².s⁻¹] la diffusivité massique.

Haroun [37] a étudié de façon numérique la pénétration d'une espèce gazeuse au sein d'un film liquide lisse qui s'écoule verticalement. Ses résultats montrent que plus le temps caractéristique est petit, c'est-à-dire plus le temps de contact est long par rapport au temps de diffusion, plus l'espèce gazeuse pénètre dans le film et plus la couche limite diffusive s'épaissit. Il souligne aussi le fait qu'il est nécessaire d'avoir un temps caractéristique inférieur à 30 pour que l'espèce à absorber commence à se diffuser dans le film liquide. Lorsque le temps caractéristique devient inférieur à 1, la concentration de l'espèce chimique au voisinage de la paroi mouillée est proche de la concentration à l'interface gaz/liquide.

Le temps de contact doit donc être grand par rapport au temps de diffusion et le temps de diffusion étant fonction des propriétés physiques des constituants, il n'est pas possible d'influer sur ce paramètre. Le seul paramètre sur lequel il est possible d'influer est donc le temps de contact. Il faut faire varier les caractéristiques de l'écoulement et plus particulièrement diminuer la vitesse du film liquide afin d'augmenter le temps de contact.

Mais la variation des caractéristiques de l'écoulement a des répercussions sur de nombreux paramètres. Par exemple la diminution de la vitesse d'écoulement à l'interface entraînerait une diminution du nombre de Reynolds réduisant ainsi les coefficients de transfert thermique et massique et le film ne serait plus continu, ce qui réduirait la surface mouillée de l'échangeur et par conséquent les flux massique et thermique. Il faut donc trouver un compromis pour satisfaire tous ces paramètres.

VI. Synthèse de l'étude bibliographique

Pour résumer, dans cette étude bibliographique, plusieurs points ont été introduits :

- le fonctionnement de la machine à absorption ammoniac-eau et ses performances ;
- les différents fluides de travail utilisés dans ces machines ;
- l'absorbeur, ses modes d'absorption et ses performances ;
- les transferts de masse et de chaleur en film tombant.

Plusieurs conclusions se dégagent de ce travail :

- les machines à absorption sont prometteuses car la compression mécanique d'une machine frigorifique classique consommatrice d'électricité est remplacée par une compression thermochimique qui utilise de la chaleur, c'est-à-dire une source d'énergie primaire dégradée. Dans le contexte actuel, l'amélioration de l'efficacité de ces machines est nécessaire pour qu'elles deviennent compétitives économiquement ;
- plusieurs couples de fluides (fluide frigorigène / absorbant) peuvent être utilisés dans les machines à absorption et le choix de ces fluides dépend fortement de l'application visée. Le couple ammoniac-eau est retenu pour cette étude en raison de ces nombreux avantages en matière de température de solidification, coût et compacité de la machine mais aussi car il convient à tous les types d'applications (climatisation et réfrigération) ;
- l'état de l'art montre que les performances globales des machines frigorifiques à absorption sont fortement impactées par l'efficacité du procédé d'absorption dans l'absorbeur. L'absorbeur est donc le sujet central de cette étude ;
- la technologie de l'échangeur à plaques corruguées et le mode d'absorption en film tombant à co-courant sont retenus car cette technologie et ce mode d'absorption permettent d'obtenir de hauts coefficients de transfert de chaleur couplés à une forte compacité ;
- la compacité des machines à absorption et donc de l'absorbeur est le sujet de nombreuses études ;
- les études expérimentales sur l'absorption en film tombant dans un échangeur à plaques sont rares ;
- peu d'études numériques sont validées expérimentalement avec des conditions d'essais représentatives des conditions réelles de fonctionnement d'un absorbeur dans une machine à absorption ;
- les transferts couplés de masse et de chaleur lors du phénomène d'absorption doivent être améliorés en tenant compte de l'épaisseur du film tombant, de la continuité du film, des échanges thermiques, du temps de séjour, de la surface mouillée et de la distribution du film.

Toutes ces conclusions soulignent l'importance de l'étude de l'absorbeur dans une machine à absorption. L'analyse du procédé d'absorption doit permettre d'améliorer la taille, le coût et l'efficacité de l'absorbeur. Il est important de modéliser l'absorbeur pour comprendre le phénomène d'absorption mais aussi de valider expérimentalement ce modèle avec des essais dans des conditions opératoires réalistes.

Suite aux conclusions de cette étude bibliographique, ce travail de thèse se décompose en deux parties :

- une partie expérimentale permettant d'étudier l'absorbeur dans des conditions réelles de fonctionnement ;
- une partie numérique permettant de comprendre le procédé d'absorption en étudiant les transferts couplés de masse et de chaleur.

Le chapitre suivant présente l'installation expérimentale utilisée pour l'étude de l'absorbeur dans une machine à absorption réelle.

VII. Références Chapitre 1

- [1] X. Jobard, Etude et caractérisation d'un prototype de machine à absorption ammoniac/eau de 5 kW, Diplôme de recherche et d'innovation, 2013.
- [2] H. Dardour, Etude des machines frigorifiques à absorption et à absorption-diffusion utilisant un mélange d'alcanes: Etude systémique et modélisation rigoureuse de l'absorbeur, Thèse, Université de Pau et des pays de l'Adour, Université de Monastir, 2012.
- [3] A. Sözen, Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems, *Energy Conversion and Management* 42 (2001) 1699-1716.
- [4] O. Marc, Etude expérimentale, modélisation et optimisation d'un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment, Thèse, Université de La Réunion, 2010.
- [5] M. Pons, Irreversibility in energy processes : Non-dimensional quantification and balance, *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics* 29 (2004) 157-175.
- [6] S. Kherris, Simulation des cycles de machines frigorifiques à absorption, Magister, Université Ibn Khaldoun-Tiaret, Algérie, 2008.
- [7] C. Oronel, C. Amaris, M. Bourouis, and M. Vallès, Heat and mass transfer in a bubble plate absorber with NH₃/LiNO₃ and NH₃/(LiNO₃ + H₂O) mixtures, *International Journal of Thermal Sciences* 63 (2013) 105-114.
- [8] Da Wen SUN, Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems, *Energy Convers* 39 (1997) 357-368.
- [9] M. Mittermaier, F. Ziegler, Theoretical evaluation of absorption and desorption processes under typical conditions for chillers and heat transformers, *International Journal of Refrigeration* 59 (2015) 91-101.
- [10] J. Ibarra-Bahena, R.J. Romero, Performance of different experimental absorber designs in absorption heat pump cycle technologies: A review, *Energies* 7 (2014) 751-766.
- [11] J. Castro, C. Oliet, I. Rodriguez, A. Oliva, Comparison of the performance of falling film and bubble absorbers for air-cooled absorption systems, *International Journal of Thermal Sciences* 48 (2009) 1355-1366.
- [12] Y.T. Kang, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Analytical investigation of two different absorption modes: falling film and bubble types, *International Journal of refrigeration* 23 (2000) 430-443.
- [13] J. Cerezo, M. Bourouis, M. Vallès, A. Coronas, R. Best, Experimental study of an ammonia-water bubble absorber using a plate heat exchanger for absorption refrigeration machines, *Applied thermal engineering* 29 (2009) 1005-1011.
- [14] J. Cerezo, R. Best, M. Bourouis, A. Coronas, Comparison of numerical and experimental performance criteria of an ammonia-water bubble absorber using plate heat exchangers, *International Journal of heat and mass transfer* 53 (2010) 3379-3386.
- [15] K. Kwon, S. Jeong, Effect of vapor flow on the falling-film heat and mass transfer of the ammonia/water absorber, *International Journal of refrigeration* 27 (2004) 955-964.
- [16] A.K. Nagavarapu, S. Garimella, Falling film absorption around microchannel tube banks, *Journal of heat transfer* 135 (122001) (2013) 1-10.
- [17] S. Lee, L.K. Bohra, S. Garimella, A.K. Nagavarapu, Measurement of absorption rates in horizontal-tube falling-film ammonia-water absorbers, *International Journal of Refrigeration* 35 (2012) 613-632.
- [18] Y.T. Kang, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Experimental correlation of combined heat and mass transfer for NH₃-H₂O falling film absorption, *International Journal of refrigeration* 22 (1999) 250-262.
- [19] J.D. Killion, S. Garimella, A critical review of models of coupled heat and mass transfer in falling-film absorption, *International Journal of refrigeration* 24 (2001) 755-797.

- [20] N. Goel, D.Y. Goswami, Analysis of a counter-current vapor flow absorber, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48 (2005) 1283-1292.
- [21] K. Gommed, G. Grossman, M.S. Koenig, Numerical study of absorption in a laminar falling film of Ammonia-Water, *ASHRAE Transactions*, 2001, pp. 453-462.
- [22] Y.T. Kang, R.N. Christensen, Development of a counter current model for a vertical fluted tube GAX absorber, *Proceedings of the International absorption heat pump conference*, AES-Vol 31, 1993, pp. 7-16.
- [23] L.P. Kholpanov, E.Y. Kenig, W.A. Malyusov, Combined heat and mass transfer for opposing film flows of liquid and gas, *Journal of Engineering Physics* 51 (1) (1986) 768-773.
- [24] H. Perez-Blanco, A model of an ammonia-water falling film absorber, *ASHRAE Transactions*, 1988, Vol 94-1, pp. 467-483.
- [25] B. Kim, Heat and mass transfer in a falling film absorber of ammonia-water absorption systems, *Heat transfer Engineering* 19 (3) (1998) 53-63.
- [26] I. Fujita, E. Hihara, Heat and mass transfer coefficients of falling-film absorption process, *International Journal of heat and mass transfer* 48 (2005) 2779-2786.
- [27] M. Mittermaier, P. Schulze, F. Ziegler, A numerical model for combined heat and mass transfer in a laminar liquid falling film with simplified hydrodynamics, *International Journal of heat and mass transfer* 70 (2014) 990-1002.
- [28] A.T. Conlisk, J. Mao, Nonisothermal absorption on a horizontal cylindrical tube – 1. The film flow, *Chemical Engineering Science* 51 (1995) 1275-1285.
- [29] W. Chen, R.N. Christensen, Inlet subcooling effect on heat and mass transfer characteristics in a laminar film flow, *International Journal of heat and mass transfer* 43 (2000) 167-177.
- [30] K. Nilpueng, S. Wongwises, Two-phase gas-liquid flow characteristics inside a plate heat exchanger, *Experimental thermal and fluid science* 34 (2010) 1217-1229.
- [31] W. Nusselt, The condensation of steam on cooled surfaces (Traduit par D. Fullarton), *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure* 60 (27) (1916) 541-575.
- [32] L. Merouani, Etude des transferts de chaleur et de masse lors de la condensation en film liquide, Thèse, Université Mentouri Constantine, 2011.
- [33] R.E. Treybal, *Mass Transfer Operations*, McGraw-Hill, New York, 1980.
- [34] A. Kane, Conception et Caractérisation d'un microcontacteur à film tombant : concept de distillation microstructure, Thèse de l'INPL, 2010.
- [35] D.E. Hartley, W. Murgatroyd, Criteria for the break-up of thin liquid layers flowing isothermally over solid surfaces, *Int J. Heat Mass Transfer* 7 (1964) 1003-1015.
- [36] C. Badre, Étude de la réactivité de surface par mesure d'angle de contact : Influence de la fonctionnalisation et de la structure, Applications aux films d'oxyde de zinc électrodéposés, Thèse, Université Pierre et Marie Curie, 2007.
- [37] Y. Haroun, Etude du transfert de masse réactif Gaz-Liquide le long de plans corrugués par simulation numérique avec suivi d'interface, Thèse soutenue en 2008.
- [38] R. Leenaerts, *Technique industrielle de la couche mince*, Techniques de l'Ingénieur, 1988.

CHAPITRE 2. Installation expérimentale pour l'étude de deux absorbeurs à plaques

CHAPITRE 2. Installation expérimentale pour l'étude de deux absorbeurs à plaques	56
I. Introduction.....	57
II. Le prototype de machine à absorption.....	57
II.1. Fonctionnement de la machine et régulation	57
II.2. Instrumentation du prototype	62
II.3. Acquisition des données.....	63
II.4. Variables d'expérimentation	64
III. Les absorbeurs étudiés.....	64
III.1. L'absorbeur à plaques soudées	64
III.1.1. Caractéristiques et géométrie	64
III.1.2. Distribution de la solution liquide dans l'absorbeur	66
III.2. L'absorbeur à plaques et joints	67
III.2.1. Caractéristiques et géométrie	67
III.2.2. Instrumentation locale mise en place	69
III.2.3. Mesure expérimentale du coefficient de transfert de chaleur externe	74
IV. Procédure expérimentale et description des essais réalisés avec les deux absorbeurs	76
V. Traitement des données expérimentales	78
V.1. Propriétés thermodynamiques et propriétés de transport du mélange ammoniac –eau.....	78
V.2. Paramètres utilisés pour l'étude expérimentale de l'absorbeur	78
VI. Conclusion	80
VII. Références Chapitre 2	82

I. Introduction

Pour étudier le phénomène d'absorption en film tombant dans des conditions réelles de fonctionnement, un prototype complet de machine à absorption a été utilisé.

Dans le cadre de ce travail, ce prototype a permis de tester deux absorbeurs : un échangeur à plaques soudées et un échangeur à plaques et joints qui a permis de réaliser des mesures de température à l'intérieur de l'absorbeur.

Dans ce chapitre, une présentation détaillée du prototype de machine à absorption, des deux absorbeurs et des différents essais réalisés est effectuée.

II. Le prototype de machine à absorption

II.1. Fonctionnement de la machine et régulation

Un prototype de machine à absorption fonctionnant avec le couple « ammoniac-eau » a été utilisé pour réaliser l'étude expérimentale de ce travail (Fig.2. 1). Ce prototype est une machine à absorption simple effet d'une puissance de 5 kW conçue pour des applications solaires dans le cadre du projet SOLAmmoR [1] financé par l'appel à projet Carnot Energie du Futur 2010. Dans le cadre de ce projet réalisé en 2011, le prototype devait répondre à des contraintes fortes de compacité, de coût, de compatibilité chimique, de réalisation industrielle et de performances. Ce prototype de laboratoire a été conçu pour s'adapter à de nombreuses configurations d'installation de climatisation et de chauffage solaire, c'est-à-dire à de larges plages de fonctionnement en températures (ces plages de températures seront détaillées dans la suite de ce chapitre).

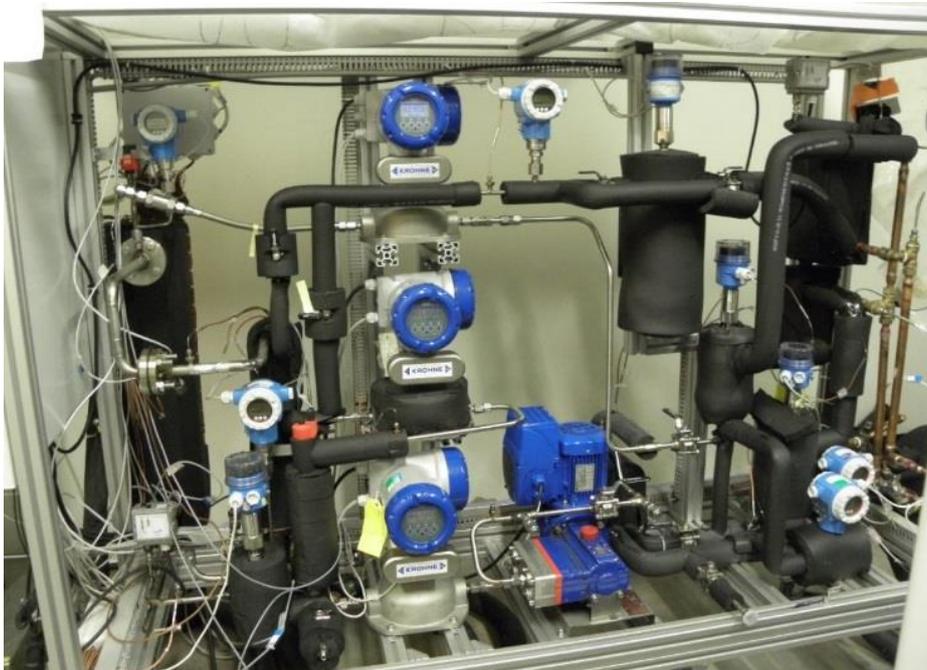


Fig.2. 1. Prototype de machine à absorption utilisé

Les tests ont été réalisés sur un banc d'essais (Fig.2. 2) dans les locaux du CEA à l'INES (Institut National de l'Energie Solaire). Ce banc d'essais est composé de trois modules hydrauliques permettant de simuler les fluides externes de la machine à absorption :

- le module de refroidissement qui alimente l'absorbeur, le condenseur et le rectifieur ;

- le module de chauffage qui alimente le générateur ;
- le module d'eau froide qui alimente l'évaporateur.

Ces modules sont raccordés à des réseaux d'eau surchauffée et d'eau glacée. Ils sont réglables en température et en débit de manière à réguler les puissances thermiques nécessaires au refroidissement ou au réchauffage de l'eau circulant dans les échangeurs de la machine à absorption. L'absorbeur, le condenseur et le rectifieur sont connectés en parallèle, par conséquent les températures en entrée de ces trois échangeurs sont égales aux défauts près d'homogénéité de la mesure et aux pertes thermiques près.



Fig.2. 2. Prototype de machine à absorption connecté au banc d'essai

La machine à absorption est composée de sept échangeurs de chaleur à plaques (Fig.2. 3), les quatre principaux échangeurs sont :

- l'absorbeur ;
- le générateur ;
- le condenseur ;
- l'évaporateur.

Les autres échangeurs utiles pour le bon fonctionnement de la machine sont :

- l'économiseur ;
- le subcooler (sous-refroidisseur) ;
- le rectifieur.

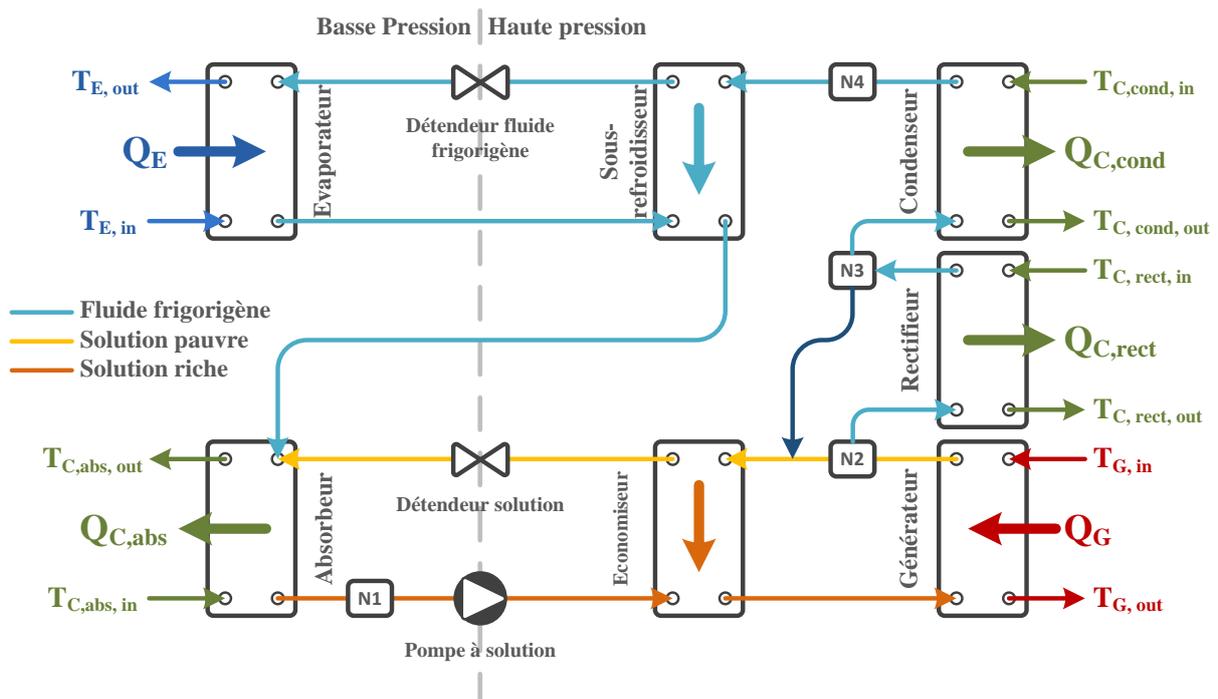


Fig.2. 3. Architecture du prototype de machine à absorption

L'économiseur est localisé entre l'absorbeur et le générateur, il permet de préchauffer la solution riche sortant de l'absorbeur à l'aide de la solution pauvre sortant du générateur. Le subcooler est localisé entre le condenseur et l'évaporateur. Il permet de sous-refroidir le fluide frigorigène liquide avant la détente en entrée de l'évaporateur et de chauffer la vapeur de fluide frigorigène en entrée de l'absorbeur. Le rectifieur permet de condenser partiellement une partie de la vapeur d'eau qui a été désorbée dans le générateur pour que la vapeur d'ammoniac contienne le moins d'eau possible.

La machine est aussi composée de quatre réservoirs. Le premier (N1) et le quatrième (N4) sont utilisés comme ballons de stockage, le deuxième (N2) permet de séparer la vapeur d'ammoniac de la solution pauvre en sortie du générateur et le troisième (N3) est utilisé pour la séparation de la vapeur d'ammoniac et des condensats en sortie du rectifieur.

Les deux réservoirs de stockage permettent de compenser les variations de concentration dans les différentes lignes de fluide de la machine car la variation des températures externes implique une variation des concentrations de solution riche, de solution pauvre et de fluide frigorigène. N1 permet de faire tampon entre l'absorbeur et la pompe à solution en stockant de la solution riche et N4 permet de stocker de l'ammoniac entre le condenseur et l'évaporateur.

Une pompe à solution est utilisée pour transférer la solution riche de l'absorbeur vers le générateur. C'est une pompe à pistons-membranes avec 3 têtes, permettant de ne pas avoir de débit pulsatoire, couplée avec un moteur à vitesse variable, ce qui permet de faire varier le débit de solution riche et de démarrer la machine progressivement.

Seuls des échangeurs de chaleur à plaques industriels et des composants standards ont été utilisés pour concevoir ce prototype dans le but de réduire les coûts et les développements spécifiques.

L'ammoniac étant un fluide très corrosif, particulièrement en solution aqueuse, tous les matériaux en contact avec le fluide ont été spécifiquement choisis (échangeurs et tuyauteries en acier inoxydable et joints et membranes en EPDM ou PTFE).

Enfin, deux vannes de détente électroniques sont utilisées pour le contrôle et la régulation de la machine.

Le fonctionnement du prototype est celui d'une machine à absorption ammoniac-eau classique décrit dans le Chapitre 1.

Chapitre 2. Installation expérimentale

Les deux vannes de détentes électroniques utilisées pour réaliser la régulation de la machine sont des vannes à pointeau pilotées par un moteur pas à pas.

Le premier détendeur est localisé avant l'évaporateur. Il est réglé de façon à respecter une valeur de surchauffe donnée à la sortie de l'évaporateur. La surchauffe est la différence entre la température de saturation en entrée de l'évaporateur et la température à la sortie de l'évaporateur.

Le débit de fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur étant fixé par l'absorbeur, le détendeur permet d'équilibrer le débit de fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur pour que la surchauffe respecte sa consigne et pour que le débit de fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur soit égal à celui demandé en sortie.

La position du détendeur est contrôlée par un régulateur à action proportionnel et intégral (PI) en comparant la mesure de la surchauffe avec sa consigne.

La deuxième vanne de contrôle est localisée sur la ligne de solution pauvre, entre l'économiseur et l'absorbeur. La mesure du niveau de liquide dans le réservoir de stockage N1 à la sortie de l'absorbeur est utilisée pour réguler la position de cette vanne de contrôle.

La quantité de fluide nécessaire au bon fonctionnement du prototype est de 2,4 kg d'ammoniac et de 0,89 kg d'eau. Cette charge a été calculée pour produire 5 kW de froid dans toutes les conditions de fonctionnement possibles sur le banc d'essai en prenant en compte les volumes de tuyauterie, les volumes des échangeurs et les volumes des réservoirs (les conditions de fonctionnement possibles sur le banc d'essai seront détaillées dans la suite de ce chapitre). La charge d'ammoniac étant inférieure à 2,5 kg, il n'y a pas de restriction particulière imposée pour l'installation du prototype (en accord avec la réglementation [10]).

La figure suivante (Fig.2. 4) présente le PID (Piping and Instrumentation diagram) de la machine à absorption composée de tous les éléments explicités précédemment.

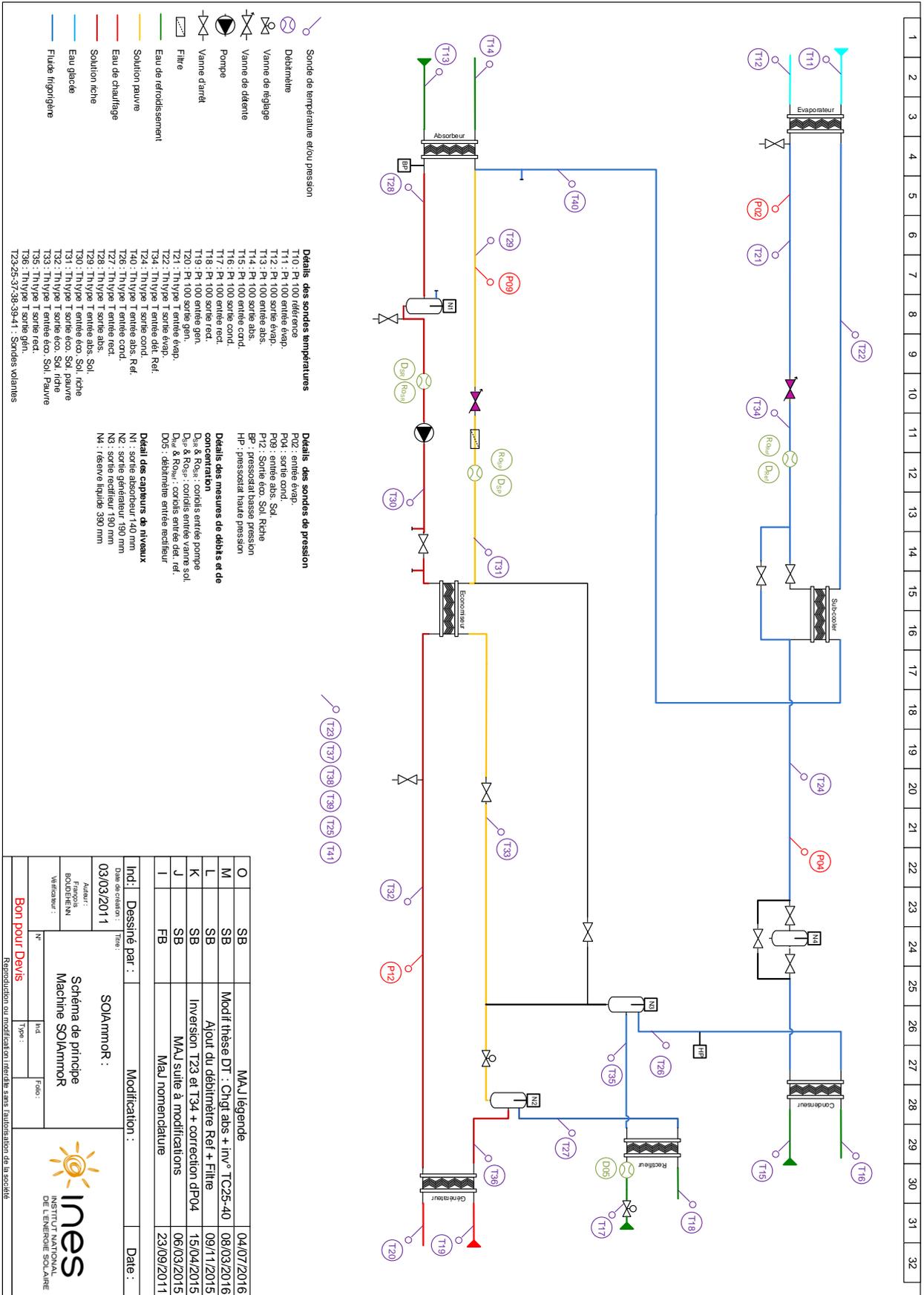


Fig.2. 4. PID du prototype expérimental

II.2. Instrumentation du prototype

La machine à absorption ammoniac-eau est entièrement instrumentée comme le montre le schéma précédent (Fig.2. 4). Des mesures de température, de débit massique, de masse volumique et de pression sont disponibles en entrée et en sortie de tous les principaux composants :

- les mesures de température interne sur les lignes de solution pauvre, solution riche et fluide frigorigène sont effectuées avec des thermocouples de type T ;
- les mesures de température externe sur les circuits hydrauliques permettant le refroidissement ou le chauffage des échangeurs sont réalisées avec des sondes platine PT100 (thermomètre à résistance de platine) ;
- les mesures de débit massique et de masse volumique sur les lignes internes sont effectuées avec des débitmètres Coriolis de différentes gammes ;
- les mesures de pression sont réalisées avec des capteurs de pression de différentes gammes (BP : 0 - 10 bar et HP : 0 - 20 bar);
- les mesures de débit sur les lignes externes (condenseur, générateur et évaporateur) sont réalisées avec des débitmètres Coriolis ;
- la mesure de débit sur la ligne externe qui permet le refroidissement de l'absorbeur est réalisée avec un débitmètre électromagnétique ;
- les mesures de niveaux sont réalisées avec des capteurs de niveau de différentes gammes (la plage de mesure dépend de la grandeur du réservoir).

L'ensemble de ces capteurs installés sur le prototype et sur les circuits externes sont décrits et quantifiés dans le tableau suivant (Tab.2. 1) et leurs incertitudes de mesure γ sont aussi récapitulées.

Tab.2. 1. Description de l'instrumentation du prototype de machine à absorption

Type de capteurs	Quantité	Incertitude élargie (+/-)
Températures externes	10	0,15 K
Températures internes	15	0,18 K
Basse pression (0-10 bar)	2	0,48 %
Haute pression (0-20 bar)	2	0,90 %
Débitmètres Coriolis (débits internes):		
Solution pauvre (Gamme : 0 – 150 kg.h ⁻¹)	- Débits massiques	1
	- Masses volumiques	
Solution riche (Gamme : 0 – 160 kg.h ⁻¹)	- Débits massiques	1
	- Masses volumiques	
Fluide frigorigène (Gamme : 0 – 40 kg.h ⁻¹)	- Débits massiques	1
	- Masses volumiques	
Débitmètre électromagnétique (débit externe absorbeur)	1	1,16 %
Débitmètres Coriolis (autres débits externes)	3	0,30 %
Niveaux dans les réservoirs	4	5 %

Les incertitudes de mesure élargies sont calculées en considérant les chaînes de mesure dans leur totalité : en plus des incertitudes d'étalonnage, les dérives des chaînes de mesure, l'exactitude des centrales d'acquisition et l'homogénéité du fluide sont également pris en compte.

Le détail des sources d'incertitude prises en compte pour le calcul des incertitudes de mesure ainsi que la propagation de ces incertitudes sur les valeurs calculées sont disponibles en Annexe 1.

Les concentrations de fluide frigorigène, de solution riche et de solution pauvre sont calculées grâce au logiciel Refprop (NIST) qui permet le calcul des propriétés de plusieurs fluides et mélanges de fluides [2].

Ce logiciel permet le calcul de la masse volumique du mélange ammoniac-eau à partir de trois valeurs : la température, la pression et la concentration en ammoniac du mélange. Cependant, il ne permet pas le calcul direct de la concentration en ammoniac du mélange.

La méthode de la sécante a été utilisée pour retrouver la valeur de la concentration en ammoniac du mélange ammoniac-eau (x [-]) à partir d'une valeur de densité (ρ [kg.m^{-3}]), d'une valeur de température (T [K]) et d'une valeur de pression (P [Pa]) :

$$x = f(T, P, \rho) \quad (2.1)$$

L'incertitude sur le calcul de la concentration est alors déterminée à partir des incertitudes de mesure de la température, de la pression et de la masse volumique.

Mais cette méthode a des limites liées aux limites du logiciel Refprop. En effet, dans certains cas trop proches des limites du logiciel, la concentration du fluide frigorigène ne peut pas être calculée avec cette méthode pour les valeurs mesurées de température, pression et masse volumique.

Dans ces cas-là, la concentration du fluide frigorigène est calculée à partir de la concentration à saturation à l'entrée de l'évaporateur. De la même manière, grâce au logiciel Refprop et avec la méthode de la sécante, la valeur de la concentration en ammoniac à saturation à l'entrée de l'évaporateur ($x_{sat, evap}$ [-]) est calculée à partir d'une valeur de température (T [K]) et d'une valeur de pression (P [Pa]) :

$$x = x_{sat, evap} = f(T, P) \quad (2.2)$$

L'incertitude sur le calcul de la concentration du fluide frigorigène est alors déterminée à partir des incertitudes de mesure de la température et de la pression.

II.3. Acquisition des données

L'acquisition des mesures est effectuée à l'aide de plusieurs appareils :

- un Compact Fieldpoint National Instruments (contrôleur temps réel) pour les mesures de débits externes ;
- une centrale d'acquisition AGILENT 34972 pour les mesures de températures, de pressions, de niveaux et de débits sur les lignes fluide frigorigène, solution pauvre et solution riche ;
- une centrale d'acquisition AGILENT 34972 pour les mesures de températures à l'intérieur de l'absorbeur ;
- une centrale d'acquisition AGILENT 34880 pour les mesures de températures externes.

Le contrôle commande est réalisé par un automate WAGO série 750.

Tous ces instruments sont pilotés à partir d'une application Labview.

II.4. Variables d'expérimentation

Les variables permettant de faire varier les conditions opératoires de la machine à absorption seront appelées « variables de contrôle globales ». Elles sont les suivantes :

- la température de refroidissement en entrée de l'absorbeur, du condenseur et du rectifieur (pour rappel, les circuits externes de refroidissement de ces composants sont connectés en parallèle, leurs températures de refroidissement sont donc égales si les défauts d'homogénéité des mesures et les pertes thermiques dans les circuits sont négligés) ;
- la température de la source chaude pour le chauffage au générateur ;
- la température de la source froide en entrée de l'évaporateur ;
- le débit de solution riche contrôlé par un variateur de vitesse ;
- les débits externes de chaque composant (absorbeur, condenseur, rectifieur, générateur et évaporateur).

Les plages de fonctionnement de ces variables de contrôle globales sont récapitulées dans le tableau suivant (Tab.2. 2).

Le prototype de machine à absorption a été dimensionné de manière à produire 5 kW de froid lorsque les variables de contrôle sont prises égales à leur valeur nominale.

Dans le cadre de ce travail de thèse, seule la variation du débit externe de l'absorbeur a été étudiée. L'étude de la variation des autres débits externes n'a pas été réalisée. Pour cette raison, seule la plage de fonctionnement du débit de refroidissement de l'absorbeur apparaît dans le tableau suivant (Tab.2. 2) :

Tab.2. 2. Plages de fonctionnement des variables de contrôle globales

Variable de contrôle	Minimal	Nominal	Maximal
Température d'entrée Générateur	80 °C	90 °C	115 °C
Température d'entrée Évaporateur	7 °C	18 °C	18 °C
Température d'entrée refroidissement [Absorbeur – Condenseur – Rectifieur]	22 °C	27 °C	38 °C
Débit de solution riche	43 kg.h ⁻¹	75 kg.h ⁻¹	135 kg.h ⁻¹
Débit de refroidissement dans l'absorbeur	130 kg.h ⁻¹	1180 kg.h ⁻¹	1640 kg.h ⁻¹

III. Les absorbeurs étudiés

Deux absorbeurs à plaques avec des géométries et des corrugations différentes ont été étudiés dans le cadre de cette thèse. Leurs caractéristiques et leurs géométries sont présentées dans ce paragraphe.

III.1. L'absorbeur à plaques soudées

III.1.1. Caractéristiques et géométrie

Le premier absorbeur étudié est un échangeur de chaleur à plaques soudées. Il s'agit d'un échangeur de chaleur commercial AlfaNova 52 – 16L composé de 16 plaques corruguées. Cet échangeur était initialement installé sur le prototype. Il a été choisi car il garantit une bonne compacité, des surfaces d'échange importantes et des coefficients d'échange élevés.

Le mode d'absorption de cet absorbeur est le mode film tombant à co-courant. Dans les canaux internes, la solution pauvre entre en haut de l'absorbeur et s'écoule sous la forme d'un film ruisselant

le long des plaques de l'échangeur et la vapeur de fluide frigorigène entre en haut de l'absorbeur, son écoulement est dans le même sens que la solution pauvre (du haut vers le bas). Dans les canaux externes, le fluide de refroidissement entre en bas de l'échangeur et circule à contre-courant par rapport à la solution (Fig.2. 5).

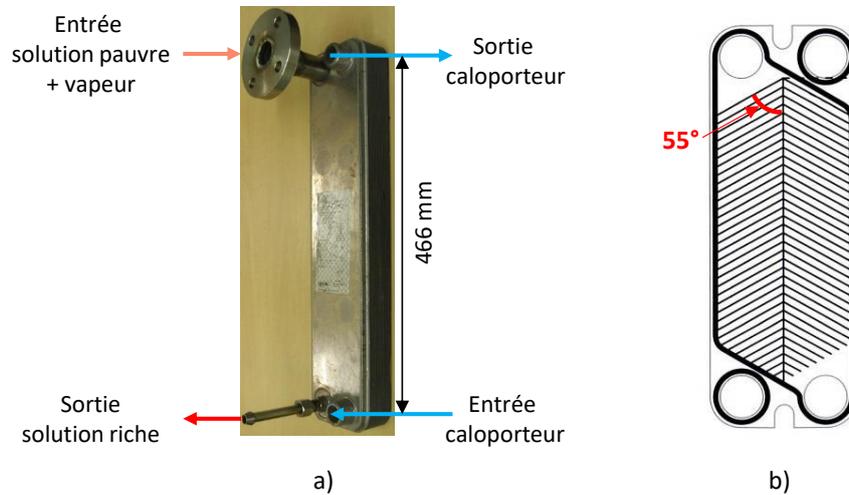


Fig.2. 5. a) Échangeur de chaleur à plaques soudées utilisé comme absorbeur, b) Illustration d'une plaque et ses corrugations (non à l'échelle).

La vapeur de fluide frigorigène est absorbée par le film ruisselant à l'interface entre le film et la vapeur le long de l'absorbeur. Une solution riche en fluide frigorigène sort par le bas de l'absorbeur et de la chaleur est cédée au fluide de refroidissement à cause du phénomène d'absorption qui est exothermique.

L'absorbeur est composé de 16 plaques et donc de 15 canaux (Fig.2. 6):

- 8 canaux sont alimentés avec du fluide de refroidissement ;
- 7 canaux sont alimentés avec de la solution pauvre liquide et de la vapeur de fluide frigorigène.

Il y a donc 14 films ruisselants à l'intérieur de l'absorbeur.

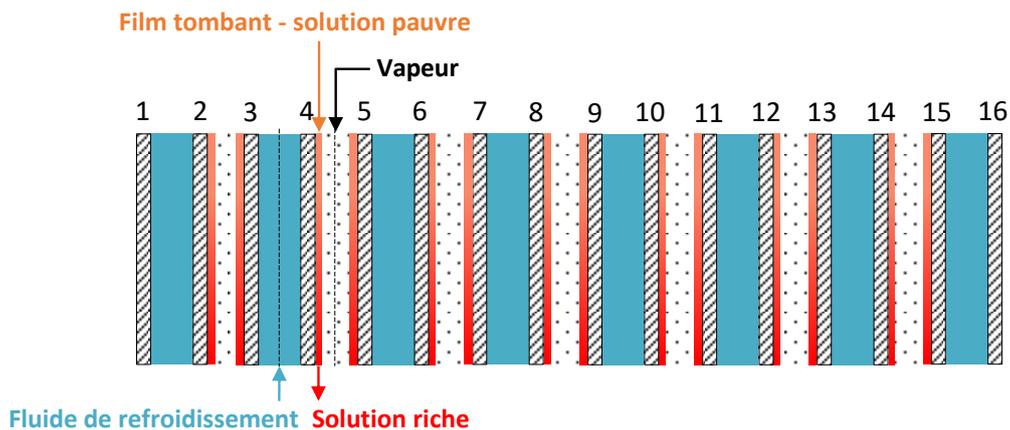


Fig.2. 6. Vue en coupe des plaques et des canaux dans l'absorbeur.

Douze plaques sont considérées comme des plaques centrales (les plaques 3 à 14) et deux plaques sont considérées comme des plaques de bord (la plaque 2 et la plaque 15). En effet, elles doivent être différenciées car sur les bords de l'absorbeur, un canal externe sert au refroidissement d'un seul film ruisselant alors qu'au centre de l'absorbeur, un canal externe permet de refroidir deux films ruisselants. Les températures de refroidissement ne seront donc pas les mêmes en sortie des canaux centraux et en sortie des canaux de bord (entre les plaques 1 et 2 et entre les plaques 15 et 16) et les

films de solution ne seront pas refroidis de la même façon. Les plaques 1 et 16 sont les plaques externes, il n'y a pas d'échange de chaleur à travers ces plaques

Les caractéristiques géométriques de l'absorbeur à plaques soudées qui sera appelé l'absorbeur n°1 dans la suite de cette étude sont décrites dans le tableau suivant (Tab.2. 3). L'angle des corrugations est l'angle entre les corrugations et le sens de l'écoulement, il est représenté sur la figure (Fig.2. 5.b).

Tab.2. 3. Caractéristiques géométriques de l'absorbeur à plaques soudées (Absorbeur n°1)

Type de plaque	Plaques corruguées
Matériau	Acier inoxydable (alliage 316)
Largeur de plaque	101 mm
Longueur de plaque	466 mm
Épaisseur de plaque	0.4 mm
Nombre de plaque	16
Hauteur de corrugation	2 mm
Angle des corrugations	55°

III.1.2. Distribution de la solution liquide dans l'absorbeur

La distribution de la solution liquide dans un échangeur en film tombant est une difficulté connue de ce mode d'absorption. Afin d'obtenir une bonne distribution du film sur chaque plaque et maximiser la surface de l'interface liquide-vapeur, plusieurs distributeurs spécifiques ont été conçus et testés au laboratoire.

Les caractéristiques géométriques de ces distributeurs sont confidentielles et ne seront pas détaillées dans ce manuscrit.

Afin d'obtenir une distribution du film liquide optimale, une analyse thermographique infrarouge avec une caméra FLIR B400 a été réalisée sur un absorbeur avec différentes géométries de distributeurs et en faisant varier leur orientation. Ces essais ont été effectués dans le premier canal en utilisant de l'eau. Une relation a donc été déterminée entre le débit d'eau et le débit d'ammoniac pour que chaque débit d'eau utilisé corresponde à un comportement d'écoulement de l'ammoniac à débit donné. Ce calcul fait partie des données confidentielles.

La figure (Fig.2. 7) montre la répartition du film liquide lors d'un front chaud avec un premier distributeur pour différents angles de distribution à débit fixe. Dans un cas, seule une partie de la surface de la plaque est mouillée par le film liquide alors que dans l'autre cas, le film liquide recouvre la surface de la plaque dans sa totalité.

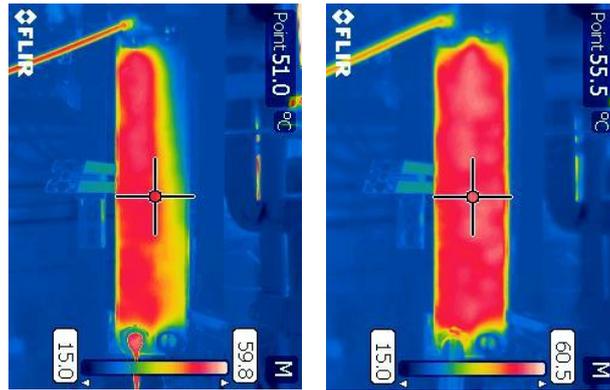


Fig.2. 7. Répartition d'un fluide chaud sur la plaque avec un premier distributeur pour deux angles différents d'alimentation (à débit fixe)

La figure (Fig.2. 8) montre la répartition du film liquide lors d'un front froid avec un deuxième distributeur pour différents angles de distribution à débit fixe. Avec ce deuxième distributeur, selon l'angle de distribution, la moitié de la surface de la plaque est mouillée par le film liquide, le film liquide recouvre les deux tiers de la plaque ou le film liquide recouvre la surface de la plaque dans sa totalité.

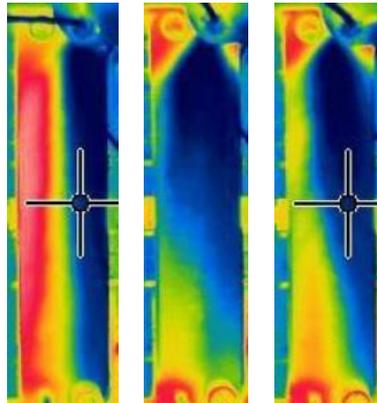


Fig.2. 8. Répartition d'un fluide froid sur la plaque avec un deuxième distributeur pour différents angles d'alimentation (à débit fixe)

Cette étude thermographique a donc permis de montrer que l'orientation du distributeur dans l'absorbeur a une influence importante sur la surface mouillée par le film liquide.

Ainsi, le type de distributeur et son angle d'orientation ont pu être fixés pour l'absorbeur à plaques soudées.

III.2. L'absorbeur à plaques et joints

III.2.1. Caractéristiques et géométrie

Le deuxième absorbeur étudié est un échangeur de chaleur à plaques et joints. Il s'agit d'un échangeur de chaleur commercial TL3-BFG composé de 16 plaques corruguées (Fig.2. 9).

Le mode d'absorption de cet absorbeur est identique à l'absorbeur n°1 : film tombant et vapeur à co-courant et fluide de refroidissement à contre-courant par rapport à la solution liquide. Par contre, la géométrie de cet absorbeur et ses corrugations sont différentes du premier absorbeur (Fig.2. 10).

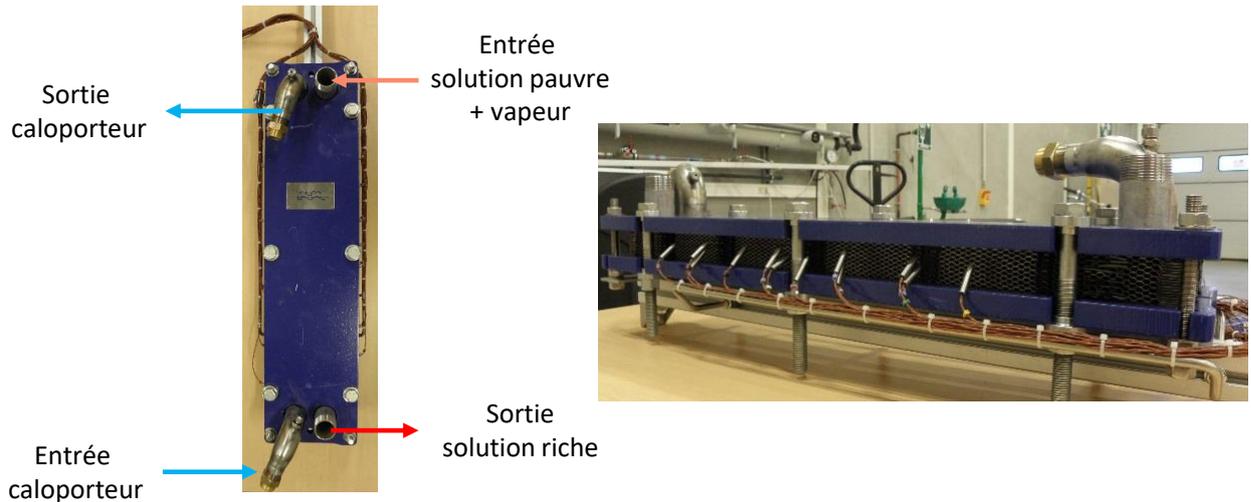


Fig.2. 9. Échangeur de chaleur à plaques et joints utilisé comme absorbeur

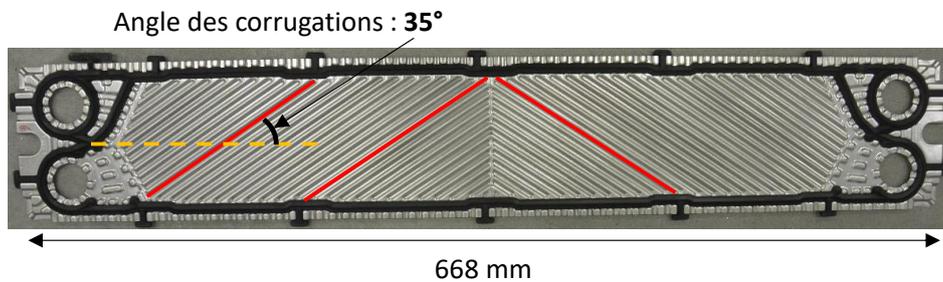


Fig.2. 10. Une plaque corruguée de l'échangeur plaques et joints

Comme le premier absorbeur, l'absorbeur plaques et joints est composé de 16 plaques, de 8 canaux de fluide de refroidissement, de 7 canaux de solution/vapeur et donc de 14 films ruisselants. Dans cet absorbeur aussi, la distinction entre 2 plaques de bord, 12 plaques centrales et 2 plaques externes peut être réalisée (Fig.2. 6). Les plaques externes sont contre les deux contre-plaques qui permettent de serrer les plaques entre elles et d'assurer l'étanchéité et la tenue à la pression.

Les caractéristiques géométriques de l'absorbeur à plaques et joints, nommé absorbeur n°2 dans la suite de cette étude, sont décrites dans le tableau suivant (Tab.2. 4) :

Tab.2. 4. Caractéristiques géométriques de l'absorbeur à plaques et joints (Absorbeur n°2)

Type de plaque	Plaques corruguées
Matériau	Acier inoxydable (alliage 316)
Largeur de plaque	96 mm
Longueur de plaque	668 mm
Epaisseur de plaque	0,5 mm
Nombre de plaque	16
Hauteur de corrugation	1,8 mm
Angle des corrugations	35°

La distribution du film liquide dans cet absorbeur plaques et joints a été réalisée de la même façon que pour l'absorbeur n°1, avec le même distributeur positionné de la même façon. La surface mouillée dans cet absorbeur n°2 est donc supposée totale mais la distribution n'a pas pu être vérifiée

expérimentalement à cause de la technologie plaques et joints qui ne permet pas l'étude thermographique.

Cet absorbeur a été choisi car il a l'avantage de pouvoir être démontable et d'avoir une taille et une géométrie de plaques proche de l'absorbeur n°1. Toutefois, la longueur de l'absorbeur n°2 est plus grande et l'angle de ses corrugations est plus faible. Par conséquent le coefficient d'échange thermique côté fluide caloporteur devrait être plus faible.

III.2.2. Instrumentation locale mise en place

L'absorbeur plaques et joints ayant l'avantage de pouvoir être complètement démonté, il a pu être instrumenté localement avec des capteurs de températures positionnés à l'intérieur de l'absorbeur. Seuls des canaux externes alimentés en fluide de refroidissement et non des canaux internes alimentés en fluide frigorigène ont été instrumentés à cause du risque de fuite d'ammoniac. En effet, le risque de fuite n'est pas négligeable lorsque l'on insère un corps étranger dans un échangeur à plaques et joints et la pression, plus importante dans les canaux internes que dans les canaux externes, accentuerait ce risque si les canaux côté ammoniac étaient instrumentés.

24 thermocouples ont été insérés dans plusieurs canaux alimentés par le fluide de refroidissement pour obtenir l'évolution de la température de refroidissement le long de l'absorbeur.

Pour positionner les thermocouples à l'intérieur de l'échangeur, les joints ont été percés avec une aiguille pour ne pas enlever de matière et les thermocouples ont directement été insérés à travers les trous. Les thermocouples employés ont un diamètre de 0,5 mm.

Les deux types de canaux (centre et bord) ont été instrumentés car, comme expliqué précédemment, les températures de refroidissement ne seront pas les mêmes.

Deux canaux centraux sont instrumentés :

- un premier, entre les plaques n°5 et n°6, avec 10 thermocouples dans le fluide qui permettent de mesurer l'évolution de la température du fluide de refroidissement le long de ce canal ;
- un deuxième, entre les plaques n°9 et n°10, avec 6 thermocouples dans le fluide et 5 thermocouples collés à la paroi de la plaque n°10 qui permettent d'évaluer la différence de température entre le fluide et la paroi le long du canal.

Deux canaux situés au bord sont aussi instrumentés mais uniquement dans le fluide :

- le premier, entre les plaques n°1 et n°2, avec un thermocouple en sortie et un thermocouple au milieu ;
- le deuxième, entre les plaques n°15 et n°16, avec un seul thermocouple en sortie.

Les mesures de température dans le fluide sont réalisées en maintenant le thermocouple dans le fluide avec une pointe de colle placée juste avant la partie sensible de manière à ce que cette partie ne touche pas les plaques.

Les mesures de température en paroi sont quant à elle réalisées en maintenant le thermocouple collé à la paroi avec une pointe de colle juste avant la partie sensible pour guider le thermocouple et de la pâte métallique sur la partie sensible pour coller la partie sensible contre la plaque et assurer une bonne conductivité avec la paroi.

Les positions des thermocouples dans les deux canaux de refroidissement centraux instrumentés (plaque n°6 et plaque n°10) sont représentées sur la figure suivante (Fig.2. 11) :

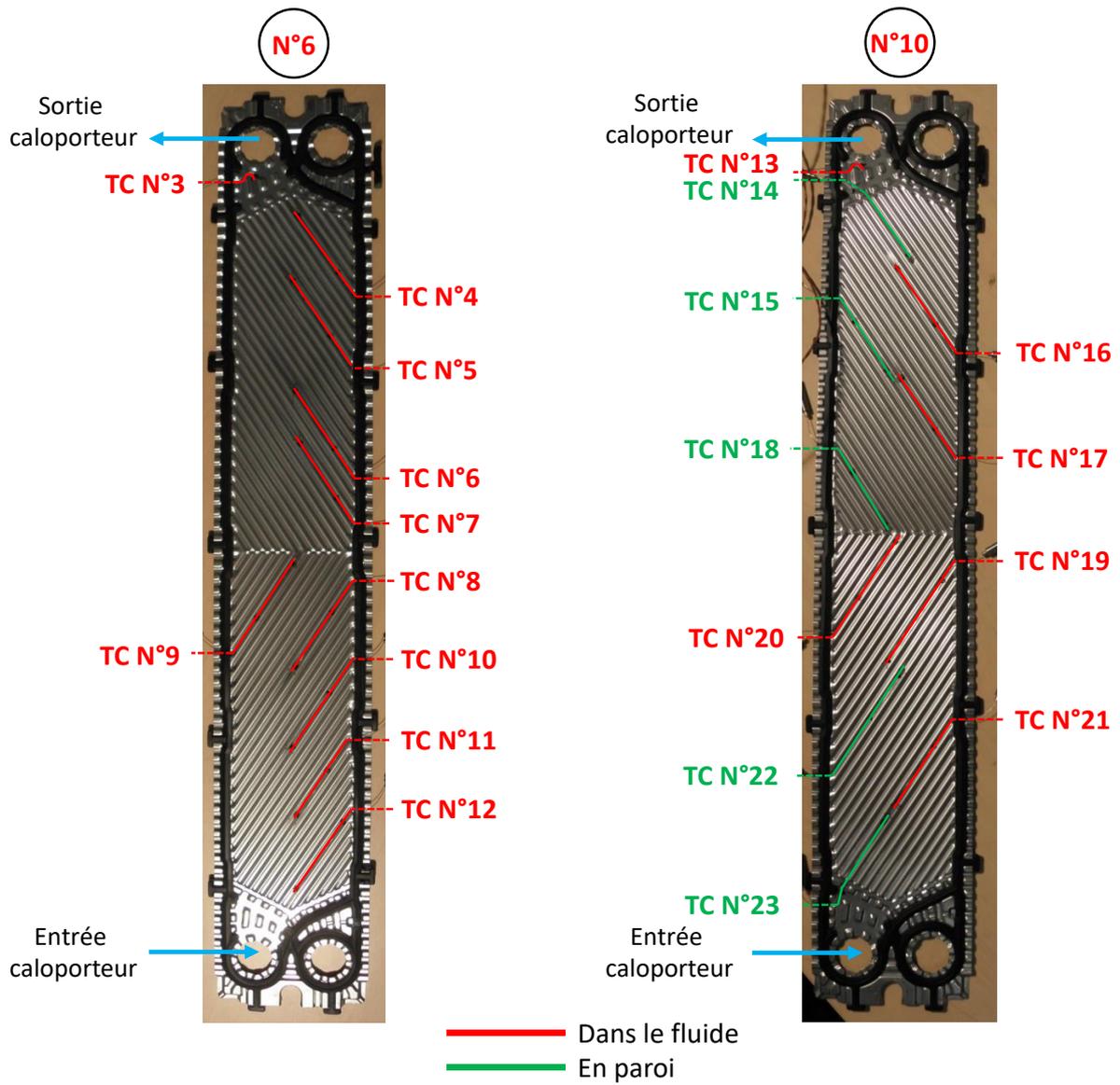


Fig.2. 11. Plaques centrales instrumentées (Plaque n°6 à gauche et plaque n°10 à droite)

Les positions des thermocouples dans les deux canaux de refroidissement de bord (plaque n°2 et plaque n°16) sont représentées sur la figure suivante (Fig.2. 12) :

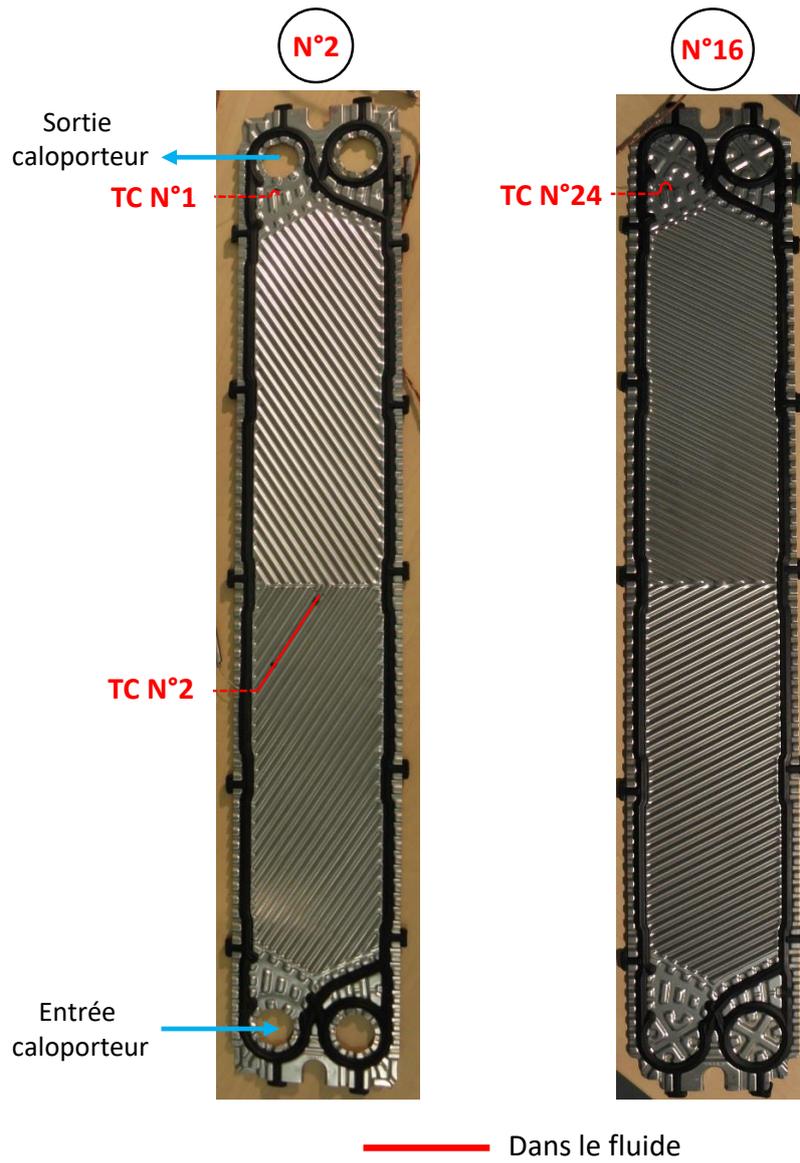


Fig.2. 12. Plaques de bord instrumentées (Plaque 2 à gauche et plaque 16 à droite)

Les positions et dénominations des thermocouples sont résumées dans le tableau suivant (Tab.2. 5) :

Chapitre 2. Installation expérimentale

Tab.2. 5. Noms, emplacements et positions des thermocouples dans l'absorbeur n°2

Nom	Emplacement	Position par rapport à la sortie du caloporteur [mm]
TC n°1	Fluide (Canal de bord entre les plaques 1 et 2)	29 mm
TC n°2	Fluide (Canal de bord entre les plaques 1 et 2)	336 mm
TC n°3	Fluide (Canal central entre les plaques 5 et 6)	29 mm
TC n°4	Fluide (Canal central entre les plaques 5 et 6)	55 mm
TC n°5	Fluide (Canal central entre les plaques 5 et 6)	108 mm
TC n°6	Fluide (Canal central entre les plaques 5 et 6)	202 mm
TC n°7	Fluide (Canal central entre les plaques 5 et 6)	242 mm
TC n°8	Fluide (Canal central entre les plaques 5 et 6)	430 mm
TC n°9	Fluide (Canal central entre les plaques 5 et 6)	336 mm
TC n°10	Fluide (Canal central entre les plaques 5 et 6)	493 mm
TC n°11	Fluide (Canal central entre les plaques 5 et 6)	547 mm
TC n°12	Fluide (Canal central entre les plaques 5 et 6)	608 mm
TC n°13	Fluide (Canal central entre les plaques 9 et 10)	29 mm
TC n°14	Paroi (Plaque centrale 10)	106 mm
TC n°15	Paroi (Plaque centrale 10)	205 mm
TC n°16	Fluide (Canal central entre les plaques 9 et 10)	108 mm
TC n°17	Fluide (Canal central entre les plaques 9 et 10)	202 mm
TC n°18	Paroi (Plaque centrale 10)	329 mm
TC n°19	Fluide (Canal central entre les plaques 9 et 10)	435 mm
TC n°20	Fluide (Canal central entre les plaques 9 et 10)	336 mm
TC n°21	Fluide (Canal central entre les plaques 9 et 10)	547 mm
TC n°22	Paroi (Plaque centrale 10)	440 mm
TC n°23	Paroi (Plaque centrale 10)	555 mm
TC n°24	Fluide (Canal de bord entre les plaques 15 et 16)	29 mm

L'incertitude de ces capteurs de température est de $\pm 0,19$ K.

Certains capteurs de température sont positionnés de manière identique sur deux plaques différentes pour doubler les mesures et vérifier la reproductibilité des résultats.

Une mesure de conductivité thermique sur la pâte métallique utilisée pour coller la partie sensible des thermocouples contre la plaque n°10 a été effectuée pour estimer la résistance thermique provenant de cette colle qui peut modifier les mesures de température de paroi.

Cette mesure a été réalisée avec un appareil « C-Therm TCi Thermal Conductivity Analyzer » et a permis de révéler que la pâte métallique utilisée pour les mesures de température en paroi a un faible niveau de conductivité thermique de l'ordre de $1,07 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Les mesures en paroi doivent donc être interprétées avec prudence et la température en paroi doit être recalculée pour prendre en compte la pâte métallique.

La figure suivante (Fig.2. 13), représente les différentes températures mesurées ou recalculées :

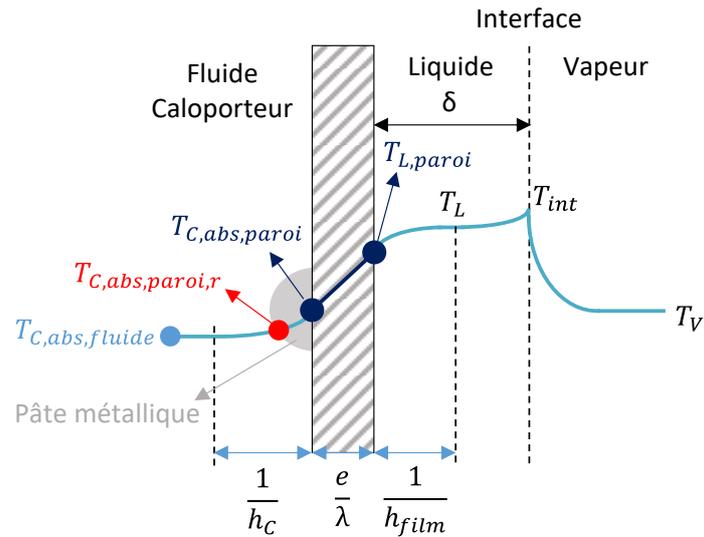


Fig.2. 13. Schéma d'une plaque avec les différentes températures mesurées ou calculées

$T_{C,abs,paroi}$ [K] est la température de paroi mesurée avec le thermocouple, $T_{C,abs,paroi,r}$ [K] est la température de paroi recalculée en prenant en compte la pâte métallique utilisée pour coller le thermocouple, $T_{C,abs,fluide}$ [K] est la température du fluide de refroidissement mesurée par un thermocouple, $T_{L,paroi}$ [K] est la température de paroi du côté film ruisselant, T_L [K] est la température de film, T_{int} [K] est la température d'interface et T_V [K] est la température de la vapeur.

Le flux surfacique échangé $Q_{C,abs,surf}$ [$W \cdot m^{-2}$] à travers la plaque peut être défini de différente manière :

- Flux convectif dans le fluide de refroidissement :

$$Q_{C,abs,surf} = h_c \cdot (T_{C,abs,paroi,r} - T_{C,abs,fluide}) \quad (2.3)$$

- Flux conductif dans la pâte métallique :

$$Q_{C,abs,surf} = \frac{\lambda_{colle}}{e_{colle}} \cdot (T_{C,abs,paroi} - T_{C,abs,paroi,r}) \quad (2.4)$$

- Flux conductif dans la paroi :

$$Q_{C,abs,surf} = \frac{\lambda}{e} \cdot (T_{L,paroi} - T_{C,abs,paroi}) \quad (2.5)$$

- Flux convectif dans le film ruisselant :

$$Q_{C,abs,surf} = h_{film} \cdot (T_L - T_{L,paroi}) \quad (2.6)$$

h_C [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$] est le coefficient de transfert thermique du côté fluide de refroidissement, sa corrélation sera détaillée dans la partie V.2 de ce Chapitre, h_{film} [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$] est le coefficient de transfert thermique dans le film tombant, il sera détaillé dans le Chapitre 4, λ_{colle} [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] et λ [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] sont respectivement les conductivités thermiques de la colle et de la plaque et e_{colle} [m] et e [m] sont respectivement les épaisseurs du plot de colle métallique et de la plaque.

Les équations (2.3) et (2.4) permettent alors de calculer la température de paroi recalculée $T_{C,abs,paroi,r}$ en fonction seulement de températures mesurées :

$$T_{C,abs,paroi,r} = \frac{\frac{\lambda_{colle}}{e_{colle}} \cdot T_{C,abs,paroi} + h_C \cdot T_{C,abs,fluide}}{h_C + \frac{\lambda_{colle}}{e_{colle}}} \quad (2.7)$$

Mais de cette façon, lorsque la conductivité et l'épaisseur de la colle sont prises en compte, le flux surfacique d'absorption calculé $Q_{C,abs,surf}$ [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$] est sous-estimé puisque la différence entre la température de fluide et la température de paroi est sous-estimée.

De plus l'incertitude sur l'épaisseur de colle utilisée pour fixer les thermocouples est assez importante (0,5 mm).

Les mesures de température en paroi et les flux échangés devront donc être utilisés avec prudence pour exprimer des tendances mais leurs valeurs ne peuvent pas être considérées comme fiables car trop d'inconnues ne sont pas prises en compte (notamment la forme du plot de colle).

III.2.3. Mesure expérimentale du coefficient de transfert de chaleur externe

L'échangeur à plaques et joints utilisé comme absorbeur n°2 a été caractérisé expérimentalement pour déterminer les coefficients d'échange thermique chaud et froid entre les plaques avant d'être installé sur le prototype de machine à absorption.

Pour cela, l'échangeur est alimenté en eau de chaque côté avec le même débit, mais avec deux températures d'entrée différentes (une température « chaude » et une température « froide »). Les coefficients d'échange thermique chaud et froid sont alors théoriquement égaux et peuvent être calculés.

Le banc d'essai permettant de réaliser les tests sur la machine à absorption est utilisé pour ce test (les modules, la tuyauterie et l'instrumentation). L'installation est présentée sur la figure suivante (Fig.2. 14). Le module d'eau glacée est utilisé pour alimenter le côté froid de l'échangeur (8 canaux) et le module d'eau chaude est utilisé pour alimenter le côté chaud de l'échangeur (7 canaux).

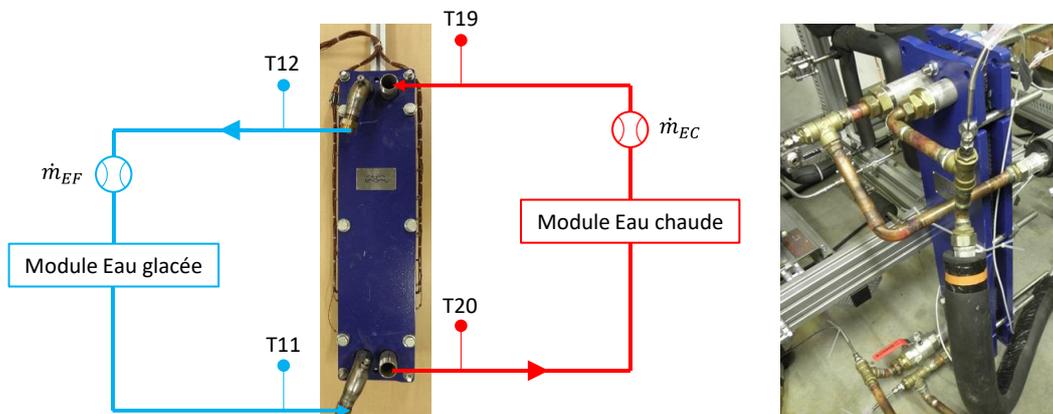


Fig.2. 14. Installation expérimentale pour la mesure du coefficient de transfert thermique de l'absorbeur n°2

Les capteurs de température T11, T12, T19, T20 sont des sondes platines PT100 et les débitmètres externes \dot{m}_{EF} et \dot{m}_{EC} sont les débitmètres Coriolis utilisés pour l'instrumentation externe du prototype.

Des essais avec trois débits différents ont été effectués pour étudier l'impact du débit sur le coefficient d'échange thermique et pour chaque débit, des essais à différentes températures ont été réalisés pour valider les coefficients d'échange et vérifier que la variation des propriétés physiques avec la température n'impacte pas les calculs.

Le côté froid étant composé de 8 canaux et le côté chaud de 7 canaux, le débit froid (\dot{m}_{EF}) est imposé et le débit chaud (\dot{m}_{EC}) est calculé de la façon suivante :

$$\dot{m}_{EC} = \frac{7}{8} \cdot \dot{m}_{EF} \quad (2.8)$$

La puissance chaude de l'échangeur Q_{EC} (W) est calculée de la façon suivante :

$$Q_{EC} = \dot{m}_{EC} \cdot C_p \cdot (T_{19} - T_{20}) \quad (2.9)$$

La puissance froide (Q_{EF}) est calculée de la même manière.

L'expression de la puissance de l'échangeur Q (W) par la méthode du ΔT logarithmique permet alors le calcul des coefficients d'échange thermique :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta TLM \quad (2.10)$$

Avec :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{EC}} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_{EF}} \quad (2.11)$$

$$\Delta TLM = \frac{(T_{20} - T_{11}) - (T_{19} - T_{12})}{\ln\left(\frac{(T_{20} - T_{11})}{(T_{19} - T_{12})}\right)} \quad (2.12)$$

U [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] est le coefficient d'échange thermique global, A [m^2] est la surface d'échange, ΔTLM [K] est la différence de température logarithmique moyenne, h_{EF} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] est le coefficient d'échange de chaleur côté refroidissement, h_{EC} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] est le coefficient d'échange de chaleur côté chaud, e [m] est l'épaisseur de la paroi et λ [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$] est la conductivité thermique de la paroi.

Les conditions d'entrée des essais sont résumées dans le tableau (Tab.2. 6) et les résultats des essais sont résumés dans le tableau (Tab.2. 7) :

Tab.2. 6. Conditions d'entrée des essais pour la mesure du coefficient de transfert thermique

N° ESSAI	\dot{m}_{EF} [kg. h ⁻¹]	\dot{m}_{EC} [kg. h ⁻¹]	T11 [K]	T12 [K]	T19 [K]	T20 [K]
1	1080,47	945,03	23,74	29,46	33,31	26,75
2	1081,29	945,03	27,76	33,52	37,31	30,66
3	1079,03	945,04	31,73	37,57	41,31	34,56
4	1080,01	945,01	37,73	43,61	47,29	40,43
5	539,99	473,0.6	23,70	29,75	33,28	26,32
6	540,00	473,0.3	27,70	33,81	37,27	30,19
7	539,99	473,01	31,66	37,85	41,26	34,06
8	539,98	473,02	37,64	43,86	47,23	39,90
9	1618,67	1417,90	23,80	29,23	33,31	27,09
10	1619,12	1418,00	27,81	33,28	37,30	31,01
11	1619,45	1417,98	31,77	37,31	41,30	34,91
12	1620,95	1418,06	35,78	41,35	45,29	38,83

Tab.2. 7. Résultats des essais de mesure du coefficient de transfert thermique

N° ESSAI	Q_{EF} [W]	Q_{EC} [W]	Pertes [W]	h_{EF} [W. m ⁻² . K ⁻¹]	h_{EC} [W. m ⁻² . K ⁻¹]	$U(h_{EF})$ [%]	$U(h_{EC})$ [%]
1	7168	7193	25	4488,8	4505,6	8,2	7,8
2	7233	7295	62	4654,8	4697,8	8,4	7,9
3	7320	7398	79	4813,4	4869,1	8,4	8,0
4	7377	7531	155	5014,6	5128,0	8,6	8,2
5	3796	3825	29	2588,9	2609,4	8,4	8,1
6	3830	3888	58	2702,6	2745,6	8,6	8,3
7	3876	3956	80	2810,7	2871,3	8,8	8,4
8	3897	4028	132	2931,3	3035,1	9,0	8,7
9	10188	10226	37	6067,4	6091,6	8,3	7,8
10	10279	10366	87	6267,0	6325,1	8,4	7,9
11	10423	10531	107	6459,7	6532,8	8,4	7,9
12	10472	10626	154	6635,8	6743,3	8,5	8,0

$U(h_{EF})$ et $U(h_{EC})$ sont les incertitudes relatives des coefficients d'échange thermique.

Les résultats de ces essais sont satisfaisants et permettent d'estimer le coefficient d'échange thermique de l'échangeur à plaques et joints qui est utilisé comme absorbeur dans cette thèse.

Les valeurs de coefficient de transfert de chaleur calculées sont cohérentes entre elles : pour le même débit les valeurs sont proches et les différences observées entrent dans la gamme des incertitudes de calcul.

Ces valeurs seront utilisées en parallèle d'une corrélation qui est détaillée dans la suite de ce chapitre.

IV. Procédure expérimentale et description des essais réalisés avec les deux absorbeurs

Suites aux études préliminaires présentées dans les paragraphes précédents, les deux absorbeurs ont été testés successivement sur le prototype de machine à absorption.

Pour réaliser les différents essais, les variables de contrôle du tableau (Tab.2. 2) ont été utilisés pour faire varier les conditions opératoires de la machine à absorption.

La machine a été testée sur l'intégralité des plages de fonctionnement présentées dans le tableau (Tab.2. 2) afin d'observer et d'analyser le comportement des absorbeurs. 72 essais ont été réalisés avec l'absorbeur n°1 et 136 avec l'absorbeur n°2.

Les conditions opératoires des différents essais réalisés sont décrites dans le tableau suivant (Tab.2. 8) :

Tab.2. 8. Descriptif des essais

Essais	$T_{G,in}$ [°C]	$T_{E,in}$ [°C]	$T_{C,abs,in}$ [°C]	\dot{m}_{SR} [kg.h ⁻¹]	$\dot{m}_{C,abs}$ [kg.h ⁻¹]	N1 [mm]	$\dot{m}_{C,rect}$ [kg.h ⁻¹]
Conditions initiales Absorbeur n°1	90	18	27	75	1180	70	12
Variation $T_{C,abs,in}$ Absorbeur n°1	90	18	22→38	75	1180	70	12
Variation $T_{G,in}$ Absorbeur n°1	80→115	18	27	75	1180	70	12
Variation $T_{E,in}$ Absorbeur n°1	90	7→18	27	75	1180	70	12
Variation \dot{m}_{SR} Absorbeur n°1	90	18	27	43→135	1180	70	12
Variation $\dot{m}_{C,abs}$ Absorbeur n°1	90	18	27	75	130→1640	70	12
Conditions initiales Absorbeur n°2	90	18	27	75	1180	55	12
Variation $T_{C,abs,in}$ Absorbeur n°2	90	18	22→38	75	1180	55	12
Variation $T_{G,in}$ Absorbeur n°2	80→115	18	27	75	1180	55	12
Variation $T_{E,in}$ Absorbeur n°2	90	7→18	27	75	1180	55	12
Variation \dot{m}_{SR} Absorbeur n°2	90	18	27	43→135	1180	55	12
Variation $\dot{m}_{C,abs}$ Absorbeur n°2	90	18	27	75	130→1640	55	12
Variation N1 Absorbeur n°2	90	18	27	75	1180	55→90	12
Variation $\dot{m}_{C,rect}$ Absorbeur n°2	90	18	27	75	1180	55	4,2→15

$T_{G,in}$ est la température d'entrée du fluide externe chaud dans le générateur,

$T_{E,in}$ est la température d'entrée du fluide externe glacé dans l'évaporateur,

$T_{C,abs,in}$ est la température d'entrée du fluide externe de refroidissement dans l'absorbeur,

\dot{m}_{SR} est le débit de solution riche,

$\dot{m}_{C,abs}$ est le débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur

N1 est le niveau de liquide dans le réservoir N1

$\dot{m}_{C,rect}$ est le débit de fluide de refroidissement dans le rectifieur.

$T_{C,cond,in}$ et $T_{C,rect,in}$, sont respectivement les températures d'entrée du fluide de refroidissement dans le condenseur et le rectifieur, telles que :

$$T_{C,abs,in} = T_{C,cond,in} = T_{C,rect,in} \quad (2.13)$$

Les variables fixées durant tous les essais sont le débit de fluide de refroidissement externe dans le condenseur ($\dot{m}_{C,cond} = 950 \text{ kg.h}^{-1}$), le débit de fluide chaud externe dans le générateur ($\dot{m}_G = 1118 \text{ kg.h}^{-1}$) et le débit d'eau glacée dans l'évaporateur ($\dot{m}_E = 1100 \text{ kg.h}^{-1}$). Le réglage de la surchauffe est aussi fixé ($T_{SC} = 5 \text{ K}$).

Pour chaque jeu de conditions opératoires, un temps d'attente d'environ 10 minutes permet d'obtenir des conditions stables et un point expérimental représente une moyenne faite sur 15 minutes de régime permanent.

Les variables de contrôle listées dans la partie II.4 de ce chapitre sont les seules variables accessibles qui peuvent être réglées et fixées par l'utilisateur du prototype. Ce prototype étant une machine à absorption fonctionnant dans des conditions réelles, les variables d'entrée de l'absorbeur telles que

les températures, débits et concentrations de la solution pauvre et de la vapeur de fluide frigorigène ou la pression ne peuvent pas être contrôlées.

Or, la variation des variables de contrôle de la machine a un impact sur toutes les variables d'entrée de l'absorbeur.

Cette difficulté devra donc être prise en compte dans l'exploitation des résultats expérimentaux.

V. Traitement des données expérimentales

Cette partie décrit, dans un premier temps, le calcul des propriétés fluides du mélange ammoniac-eau puis, dans un deuxième temps, les différents paramètres utilisés pour étudier expérimentalement les absorbeurs.

V.1. Propriétés thermodynamiques et propriétés de transport du mélange ammoniac –eau

Les propriétés thermodynamiques de l'ammoniac, de l'eau et du mélange ammoniac-eau telles que la température, la pression, la masse volumique, l'enthalpie, l'entropie, la qualité, la masse molaire, la composition des phases liquides et vapeurs et la capacité thermique isobare sont déterminées grâce au logiciel Refprop (NIST) qui permet le calcul des propriétés de plusieurs fluides et mélanges de fluides [2].

Les propriétés physiques de transport des fluides purs (l'ammoniac et l'eau) telles que la viscosité dynamique et la conductivité thermique sont aussi calculées grâce au logiciel Refprop.

Les propriétés physiques de transport du mélange ammoniac-eau telles que la viscosité dynamique dans une phase liquide et la conductivité thermique dans une phase liquide et dans une phase vapeur sont obtenues à partir des équations publiées par M. CONDE (2006) [3].

La viscosité dynamique du mélange ammoniac-eau sous forme gazeuse est quant à elle déterminée par l'équation de Wilke [4].

Le calcul du coefficient de diffusion binaire dans un mélange liquide est effectué avec la méthode développée par CONDE [3]. L'équation de Wilke & Chang [5] est utilisée et adaptée au design d'un absorbeur dans une machine à absorption.

Le calcul du coefficient de diffusion binaire dans un mélange vapeur est réalisé à partir de l'équation de Chapman-Enskog [6], [7]. Les coefficients de Lennard-Jones sont calculés par Le Neindre [8].

Ces propriétés de transport dans la phase liquide et dans la phase vapeur sont mal connues mais sont nécessaires pour tous les calculs relatifs au phénomène d'absorption ammoniac-eau.

Les calculs détaillés de ces propriétés sont disponibles en Annexe 2.

V.2. Paramètres utilisés pour l'étude expérimentale de l'absorbeur

Les critères d'évaluation des performances de l'absorbeur utilisés sont le débit de vapeur absorbé et le rendement d'absorption. Ces critères sont détaillés dans la partie IV.4 du chapitre 1.

Le coefficient de transfert de chaleur du côté du liquide de refroidissement h_c [$W.m^{-2}.K^{-1}$] est aussi un paramètre utilisé pour étudier l'absorbeur. Il est calculé avec une corrélation développée par le Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques (GRETh) [9] pour des plaques corruguées avec un nombre de Reynolds compris entre 50 et 14600 :

$$h_c = Nu \cdot \frac{\lambda_c}{d_{h,c}} = a \cdot Re_c^b \cdot Pr_c^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\lambda_c}{d_{h,c}} \quad (2.14)$$

λ_c [W.m⁻¹.K⁻¹] est la conductivité thermique du fluide de refroidissement et $d_{h,c}$ [m] est le diamètre hydraulique.

Les coefficients a et b dépendent de l'angle des corrugations et du pas adimensionnel (rapport entre le pas des corrugations et la hauteur des corrugations).

Les valeurs de ces coefficients pour les deux absorbeurs étudiés dans le cadre de ce travail sont calculées par interpolation linéaire et sont données dans le tableau suivant (Tab.2. 9) :

Tab.2. 9. Coefficients pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur du côté du liquide de refroidissement [9]

Angle des corrugations	Pas adimensionnel	a	b	Nombre de Reynolds
Absorbeur n°1 : 55°	3,5	0,34365	0,694	45 < Re < 13200
Absorbeur n°2 : 35°	3,7	0,289	0,64	45 < Re < 14600

Les diamètres hydrauliques d'une plaque au centre de l'absorbeur ou d'une plaque de bord sont évalués différemment :

Sur une plaque au centre de l'absorbeur :

$$d_{h,c,centre} = \frac{4 \cdot S}{P_m} = \frac{4 \cdot L \cdot \frac{e_{corrug}}{2}}{L} = 2 \cdot e_{corrug} \quad (2.15)$$

Et sur une plaque de bord :

$$d_{h,c,bord} = \frac{4 \cdot S}{P_m} = \frac{4 \cdot L \cdot e_{corrug}}{2 \cdot L} = 2 \cdot e_{corrug} \quad (2.16)$$

P_m [m] est le périmètre mouillé, S [m²] est la section de passage, L [m] est la largeur de la plaque et e_{corrug} [m] est la hauteur d'une corrugation.

Re_c est le nombre de Reynolds du fluide caloporteur qui est calculé de la façon suivante :

$$Re_c = \frac{\rho_c \cdot u \cdot d_{h,c}}{\mu_c} = \frac{\rho_c \cdot u \cdot d_{h,c} \cdot S}{\mu_c \cdot S} = \frac{\dot{m}_c \cdot d_{h,c}}{\mu_c \cdot S} \quad (2.17)$$

ρ_c [kg.m⁻³] est la masse volumique du fluide caloporteur, u [m.s⁻¹] sa vitesse, \dot{m}_c [kg.s⁻¹] son débit et μ_c [Pa.s] sa viscosité dynamique.

Le nombre de Reynolds du fluide de refroidissement dans un canal central est donc :

$$Re_{c,centre} = \frac{4 \cdot \dot{m}_c}{\mu_c \cdot P_m} = \frac{4 \cdot \dot{m}_c}{\mu_c \cdot L} \quad (2.18)$$

Et le nombre de Reynolds du fluide de refroidissement dans un canal de bord est donc :

$$Re_{C,bord} = \frac{4 \cdot \dot{m}_C}{\mu_C \cdot P_m} = \frac{2 \cdot \dot{m}_C}{\mu_C \cdot L} \quad (2.19)$$

Pr_C est le nombre de Prandtl du fluide caloporteur et s'exprime de la façon suivante :

$$Pr_C = \frac{\mu_C \cdot Cp_C}{\lambda_C} \quad (2.20)$$

Cp_C [J.kg⁻¹.K⁻¹] est la chaleur spécifique du fluide caloporteur.

La corrélation pour calculer le coefficient de transfert de chaleur du côté du liquide de refroidissement sera utilisée en parallèle des valeurs expérimentales déterminées en caractérisant expérimentalement l'échangeur (l'absorbeur n°2).

Un rapport de l'ordre de 1,5 a été trouvé entre les valeurs calculées à partir de la corrélation et les valeurs déterminées expérimentalement sur l'absorbeur n°2.

Les puissances internes et externes de l'absorbeur sont aussi des paramètres utilisés pour étudier l'absorbeur. La puissance interne de l'absorbeur est calculée sur les fluides entrant et sortant de la partie interne de l'absorbeur. Elle s'exprime de la façon suivante $Q_{C,abs,interne}$ [W] :

$$Q_{C,abs,interne} = \dot{m}_{SP} \cdot H_{SP} + \dot{m}_V \cdot H_V - \dot{m}_{SR} \cdot H_{SR} \quad (2.21)$$

\dot{m}_{SP} [kg.s⁻¹] est le débit de solution pauvre, \dot{m}_V [kg.s⁻¹] est le débit de fluide frigorigène, \dot{m}_{SR} [kg.s⁻¹] est le débit de solution riche, H_{SP} [J.kg⁻¹] est l'enthalpie de solution pauvre, H_V [J.kg⁻¹] est l'enthalpie du fluide frigorigène et H_{SR} [J.kg⁻¹] est l'enthalpie de la solution riche.

La puissance externe de l'absorbeur est calculée sur le fluide caloporteur de l'absorbeur. Elle s'exprime de la façon suivante $Q_{C,abs,externe}$ [W]:

$$\begin{aligned} Q_{C,abs,externe} &= \dot{m}_{C,abs} \cdot (H_{C,abs,out} - H_{C,abs,in}) \\ &= \dot{m}_{C,abs} \cdot C_p \cdot (T_{C,abs,out} - T_{C,abs,in}) \end{aligned} \quad (2.22)$$

$\dot{m}_{C,abs}$ [kg.s⁻¹] est le débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur, C_p [J.kg⁻¹.K⁻¹] est la capacité thermique, $T_{C,abs,out}$ [K] est la température de refroidissement externe à la sortie de l'absorbeur, $T_{C,abs,in}$ [K] est la température de refroidissement externe en entrée de l'absorbeur, $H_{C,abs,out}$ [J.kg⁻¹] est l'enthalpie du fluide de refroidissement à la sortie de l'absorbeur et $H_{C,abs,in}$ [J.kg⁻¹] est l'enthalpie du fluide de refroidissement en entrée de l'absorbeur. La deuxième partie de l'équation (2.22) correspond à une hypothèse de pression constante et de capacité thermique constante.

VI. Conclusion

Dans la première partie de ce chapitre, l'ensemble des éléments de l'installation expérimentale utilisée pour caractériser les deux absorbeurs, ainsi que l'instrumentation complète du banc d'essais et les variables de contrôle ont été présentés.

Chapitre 2. Installation expérimentale

Dans la deuxième partie, les caractéristiques géométriques des deux absorbeurs étudiés dans ce travail de thèse ont été décrites ainsi que la position des capteurs de température à l'intérieur du deuxième absorbeur.

La description des conditions opératoires des 72 essais qui ont été réalisés avec l'absorbeur n°1 et des 136 essais qui ont été réalisés avec l'absorbeur n°2 a été effectuée dans une troisième partie.

Enfin, les méthodes utilisées pour déterminer les propriétés thermodynamiques et les propriétés de transport du mélange ammoniac-eau ont été exposées et les paramètres utilisés pour étudier expérimentalement le phénomène d'absorption ont été présentés.

Dans le chapitre suivant, les résultats expérimentaux obtenus avec le dispositif expérimental sont analysés.

VII. Références Chapitre 2

- [1] F. Boudéhenn, H. Demasles, J. Wyttenbach, X. Jobard, D. Chèse, P. Papillon, Development of a 5 kW cooling capacity ammonia-water absorption chiller for solar cooling applications, *Energy Procedia* 30 (2012) 35-43.
- [2] R. Tillner-Roth, D.G. Friend, Survey and assessment of available measurements on thermodynamic properties of the mixture "Water-Ammonia", *Journal of Physical Chemistry* 27 (1) (1998) 45-61.
- [3] M. Conde, Thermophysical properties of ammonia-water mixtures for the industrial design of absorption refrigeration equipment, M. CONDE Engineering, 2006.
- [4] C.R. Wilke, A viscosity equation for gas mixtures, *The Journal of chemical physics* 18 (4) (1950) 517-519.
- [5] C.R. Wilke, P. Chang, Correlation of diffusion coefficients in dilute solutions, *AIChE Journal* 1 (2) (1955) 264-270.
- [6] R. B. Bird, W. E. Stewart, and E. N. Lightfoot, *Transport Phenomena* 2nd ed., New York: John Wiley & Sons (2002) 525-528.
- [7] H. Dardour, Etude des machines frigorifiques à absorption et à absorption-diffusion utilisant un mélange d'alcanes: Etude systémique et modélisation rigoureuse de l'absorbeur, Thèse, Université de Pau et des pays de l'Adour, Université de Monastir, 2012.
- [8] B. Le Neindre, Viscosité, Méthodes d'estimation pour les fluides, *Techniques de l'Ingénieur*, 2005.
- [9] Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques, *Manuel Technique du GRETh*, 2010.
- [10] [NF EN 378] – Refrigeration systems and heat pumps – Safety and environment requirements. French and European standard.

CHAPITRE 3. Analyse des résultats expérimentaux

CHAPITRE 3. Analyse des résultats expérimentaux	84
I. Introduction.....	85
II. Analyse expérimentale globale de l'absorbeur	85
II.1. Performances de l'absorbeur	87
II.2. Impact de l'absorbeur sur la machine globale	91
II.3. Performances globales de la machine.....	93
II.4. Problématique de la machine réelle	97
III. Analyse expérimentale locale de l'absorbeur	103
III.1. Analyse des profils de température dans le fluide le long de l'absorbeur.....	103
III.2. Analyse des profils de température fluide/paroi le long de l'absorbeur	105
III.3. Analyse des flux surfaciques le long de l'absorbeur.....	108
IV. Conclusion	113
V. Références Chapitre 3	115

I. Introduction

Ce chapitre présente les résultats expérimentaux obtenus suite à l'étude des deux absorbeurs sur le banc d'essais présenté dans le Chapitre 2. L'influence des différentes variables de contrôle sur les performances de l'absorbeur et sur celles de la machine globale est analysée. Les résultats des mesures locales de températures réalisées dans les canaux externes de l'absorbeur n°2 sont aussi présentés et analysés.

Comme précédemment expliqué, deux campagnes d'essais ont été réalisées. Durant la première, avec l'absorbeur n°1 (échangeur à plaques soudées), 72 essais ont été réalisés et durant la deuxième, avec l'absorbeur n°2 (échangeur plaques et joints), 136 essais ont été réalisés.

Les conditions opératoires des différents essais sont décrites dans le Chapitre 2.

II. Analyse expérimentale globale de l'absorbeur

Des bilans d'énergie ont été effectués pour comparer la puissance interne et la puissance externe de l'absorbeur pour chaque essai et évaluer les écarts. Les bilans d'énergie ont été calculés avec l'équation suivante :

$$\dot{m}_{L,in} \cdot H_{L,in} + \dot{m}_{V,in} \cdot H_{V,in} - \dot{m}_{L,out} \cdot H_{L,out} - \dot{m}_{C,abs} \cdot (H_{C,abs,out} - H_{C,abs,in}) = \Delta E \quad (3.1)$$

$\dot{m}_{L,in}$, $\dot{m}_{V,in}$, $\dot{m}_{L,out}$ et $\dot{m}_{C,abs}$ [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] sont respectivement les débits massiques de solution pauvre, de vapeur en entrée de l'absorbeur, de solution riche et de fluide caloporteur dans l'absorbeur. $H_{L,in}$, $H_{V,in}$, $H_{L,out}$, $H_{C,abs,out}$ et $H_{C,abs,in}$ [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] sont respectivement les enthalpies de la solution pauvre, de la vapeur en entrée de l'absorbeur, de la solution riche et du fluide caloporteur en sortie et en entrée de l'absorbeur.

Les résultats montrent de bons résultats avec une différence relative inférieure à 10%. Un seul essai pour chaque campagne présente une différence sur le bilan d'énergie supérieure à 10%, il s'agit de l'essai pour le plus petit débit de fluide de refroidissement.

Les différences ΔE [W] calculées sur les 72 essais avec l'absorbeur n°1 (Fig.3. 1) et les 136 essais avec l'absorbeur n°2 (Fig.3. 2) sont représentées sous forme de pourcentage sur les graphiques suivants :

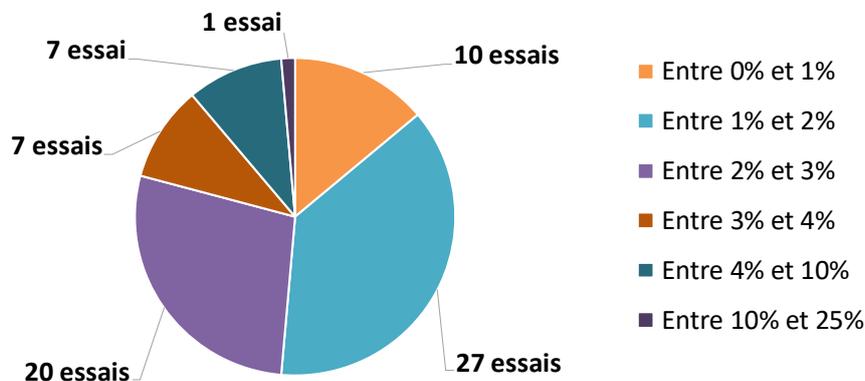


Fig.3. 1. Pourcentage d'erreur du bilan d'énergie (Sur les 72 essais avec l'absorbeur n°1)

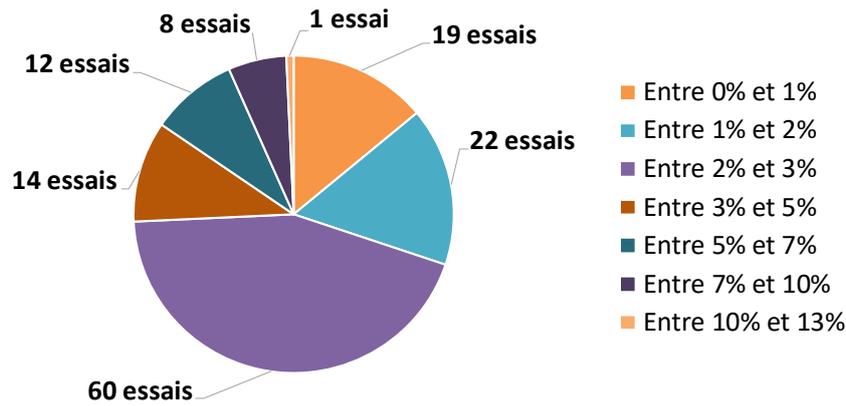


Fig.3. 2. Pourcentage d'erreur du bilan d'énergie (Sur les 136 essais avec l'absorbeur n°2)

Les écarts observés peuvent être dus aux échanges avec l'extérieur (pertes), aux incertitudes de mesure ou au fait que le système n'est pas totalement en régime permanent.

Les résultats des graphiques (Fig.3. 1) et (Fig.3. 2) permettent de dire que les absorbeurs étudiés peuvent être considérés comme des systèmes adiabatiques.

L'erreur sur les bilans de masse Δm [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] a aussi été calculée pour chaque essai de la façon suivante :

$$|\dot{m}_{SP} + \dot{m}_V - \dot{m}_{SR}| = \Delta m \quad (3.2)$$

Le débit de solution pauvre \dot{m}_{SP} [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] est de l'ordre de $1,58\cdot 10^{-2} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, le débit de vapeur en entrée de l'absorbeur \dot{m}_V [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] est de l'ordre de $5,00\cdot 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ et le débit de solution riche \dot{m}_{SR} [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] est de l'ordre de $2,08\cdot 10^{-2} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$.

Les résultats pour la campagne d'essais n°1 sont présentés sur la figure (Fig.3. 3) et les résultats pour la campagne d'essais n°2 sont présentés sur la figure (Fig.3. 4) :

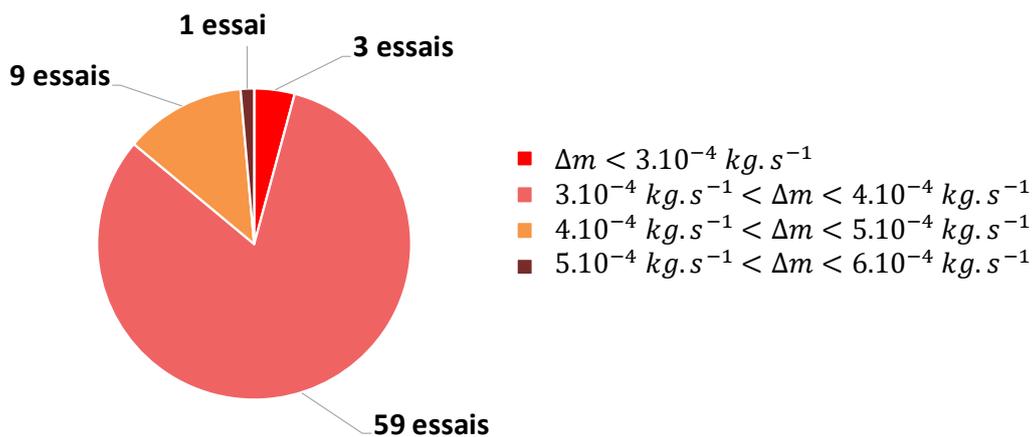


Fig.3. 3. Erreur sur le bilan de masse (Sur les 72 essais avec l'absorbeur n°1)

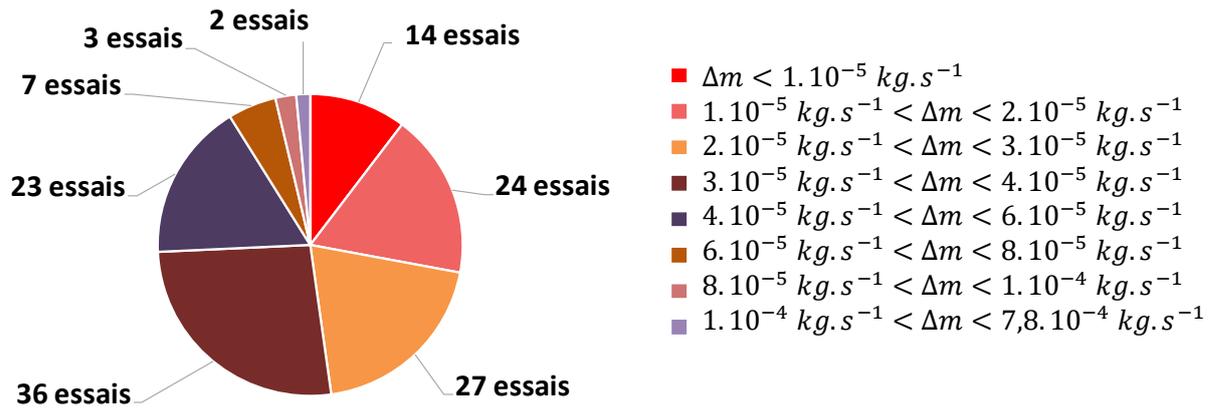


Fig.3. 4. Erreur sur le bilan de masse (Sur les 136 essais avec l'absorbeur n°2)

Chaque différence Δm calculée peut être due aux incertitudes de mesure ou au fait que le système n'est pas totalement en régime permanent.

Après la première campagne d'essais, des erreurs ont été constatées sur les débits massiques internes mesurés avec les trois débitmètres Coriolis. Un travail a donc été réalisé sur ces débitmètres, en lien avec le fournisseur, afin de réduire l'incertitude de mesure de ces appareils.

C'est pour cette raison que les résultats de bilan de masse sont meilleurs pour les essais réalisés pendant la deuxième campagne d'essais.

II.1. Performances de l'absorbeur

L'influence des variables de contrôle globales (présentées dans la partie II.4 du Chapitre 2) sur les performances de l'absorbeur est analysée dans cette partie.

Pour rappel, les 5 variables de contrôle globales du prototype de machine à absorption utilisé sont :

- le débit de refroidissement dans l'absorbeur ;
- le débit de solution riche ;
- la température d'entrée de la source chaude dans le générateur ;
- la température d'entrée de la source d'eau glacée dans l'évaporateur ;
- la température d'entrée de l'eau de refroidissement dans les échangeurs absorbeur – condenseur – rectifieur.

Pour chaque étude, les variables de contrôle globales dont l'influence n'est pas analysée sont prises égales à leurs valeurs nominales : $T_G = 90^\circ C$; $T_{C,abs} = T_{C,cond} = T_{C,rect} = 27^\circ C$; $T_E = 18^\circ C$; $\dot{m}_{SR} = 75 kg.h^{-1}$, $\dot{m}_{C,abs} = 1180 kg.h^{-1}$ (Tab.2. 2).

Le rendement d'absorption de l'absorbeur (η_{abs}) a été calculé et le débit de vapeur absorbé ($\dot{m}_{V,abs}$) a été mesuré pour chaque essai de chaque campagne d'essais pour évaluer les performances de chaque absorbeur. Le débit de vapeur maximal absorbable ($\dot{m}_{V,max}$) qui est obtenu à partir de la concentration de solution riche à saturation pour un absorbeur infiniment long avec le fluide caloporteur à contre-courant est aussi calculé pour chaque essai afin de le comparer avec le débit de vapeur absorbé mesuré. Ce débit maximal absorbable représente l'influence des variables de contrôle sur les performances idéales de la machine, indépendamment de l'absorbeur. Pour rappel le rendement d'absorption s'exprime de la façon suivante :

$$\eta_{abs} = \frac{\dot{m}_{V,réel}}{\dot{m}_{V,max}} = \frac{\dot{m}_{V,abs}}{\dot{m}_{SP} \cdot \frac{(x_{SR,sat} - x_{SP})}{(x_V - x_{SR,sat})}} \quad (3.3)$$

Le calcul de ces grandeurs est détaillé dans la partie IV.4 du Chapitre 1.

Le rendement d'absorption représente l'écart entre les performances idéales de l'absorbeur (absorbeur infiniment long avec le fluide caloporteur à contre-courant) et les performances réelles induites par les différentes résistances aux transferts.

L'influence du débit de solution riche sur le débit de vapeur absorbé, le débit de vapeur maximal absorbable et le rendement d'absorption est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 5) :

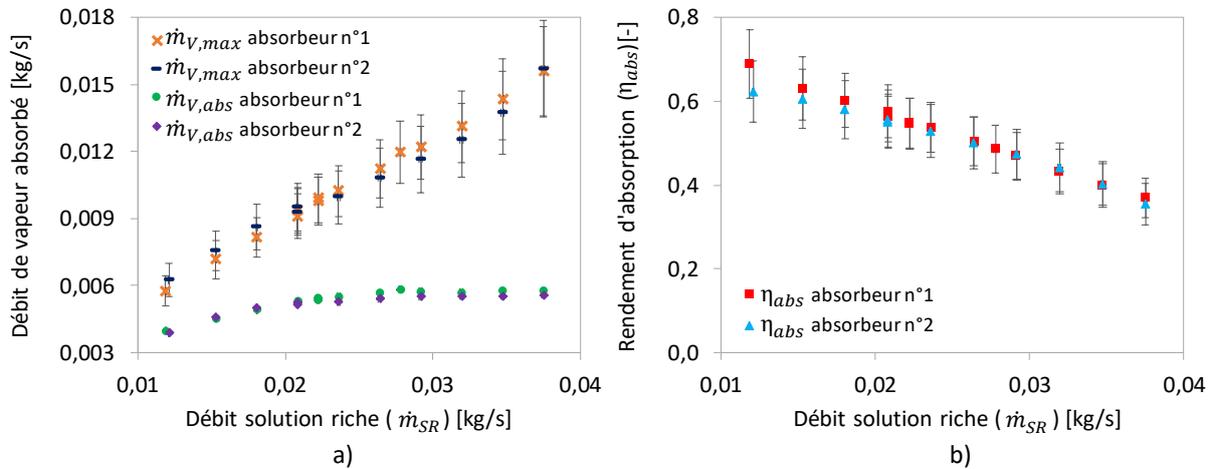


Fig.3. 5. Évolution des débits de vapeur absorbés réel et maximal (a) et du rendement d'absorption (b) en fonction du débit de solution riche

La figure (Fig.3. 5.a) montre un débit maximal absorbable qui augmente lorsque le débit de solution riche augmente. En effet, l'augmentation du débit de solution riche implique une augmentation proportionnelle du débit de fluide frigorigène et du débit de solution pauvre, par conséquent, le débit de vapeur théoriquement absorbé augmente.

L'augmentation du débit de solution pauvre implique cependant aussi l'augmentation de l'épaisseur de film dans l'absorbeur. Une épaisseur de film liquide plus importante implique une dégradation des transferts et un phénomène d'absorption moins important. La dégradation du phénomène d'absorption se traduit par la diminution du rendement d'absorption comme le montre la figure (Fig.3. 5.b).

L'augmentation du débit de vapeur absorbé réel est donc restreinte par la diminution du rendement d'absorption comme le montre la figure (Fig.3. 5.a).

L'influence du débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur sur le débit de vapeur absorbé, le débit de vapeur maximal absorbable et le rendement d'absorption est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 6) :

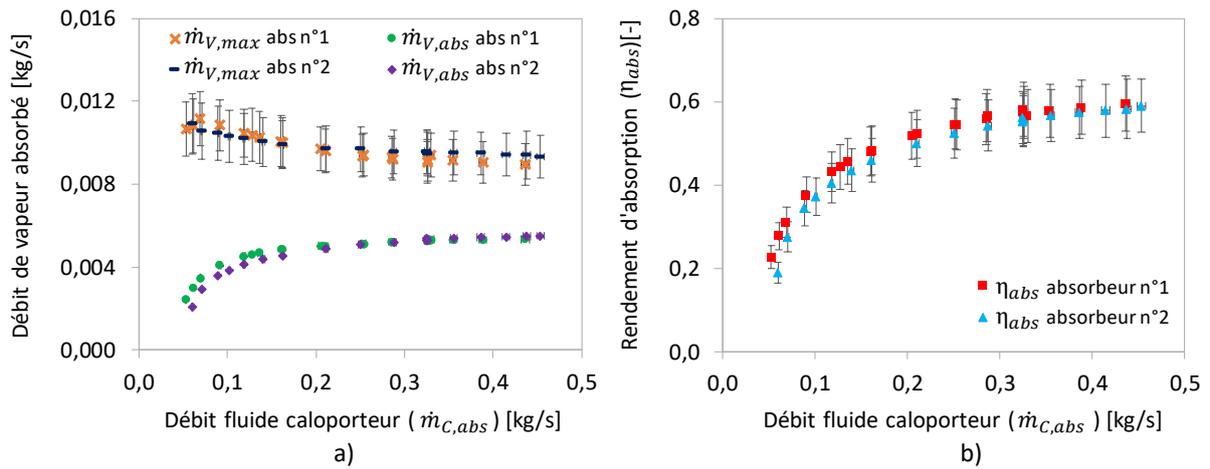


Fig.3. 6. Évolution des débits de vapeur absorbés réel et maximal (a) et du rendement d'absorption (b) en fonction du débit de fluide de refroidissement dans les canaux externes de l'absorbeur

La figure (Fig.3. 6.a) montre un débit maximal absorbable qui diminue légèrement lorsque le débit de fluide caloporteur dans l'absorbeur augmente.

Le phénomène d'absorption étant exothermique et ayant besoin d'être refroidi pour fonctionner, si le débit de fluide caloporteur augmente alors le refroidissement du procédé est plus important et le rendement d'absorption augmente (Fig.3. 6.b). Une forte augmentation des performances d'absorption peut être observée entre $0,05 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ et $0,2 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ puis, à partir de $0,2 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, une plus faible augmentation des performances est observée car un fort débit de fluide caloporteur implique une faible différence de température entrée-sortie du fluide caloporteur et un fort coefficient d'échange thermique dans le fluide caloporteur par rapport aux autres coefficients.

Par conséquent, le débit de vapeur absorbé réel augmente avec l'augmentation du débit de refroidissement dans l'absorbeur.

L'influence de la température d'entrée de la source chaude dans le générateur sur le débit de vapeur absorbé, le débit de vapeur maximal absorbable et le rendement d'absorption est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 7) :

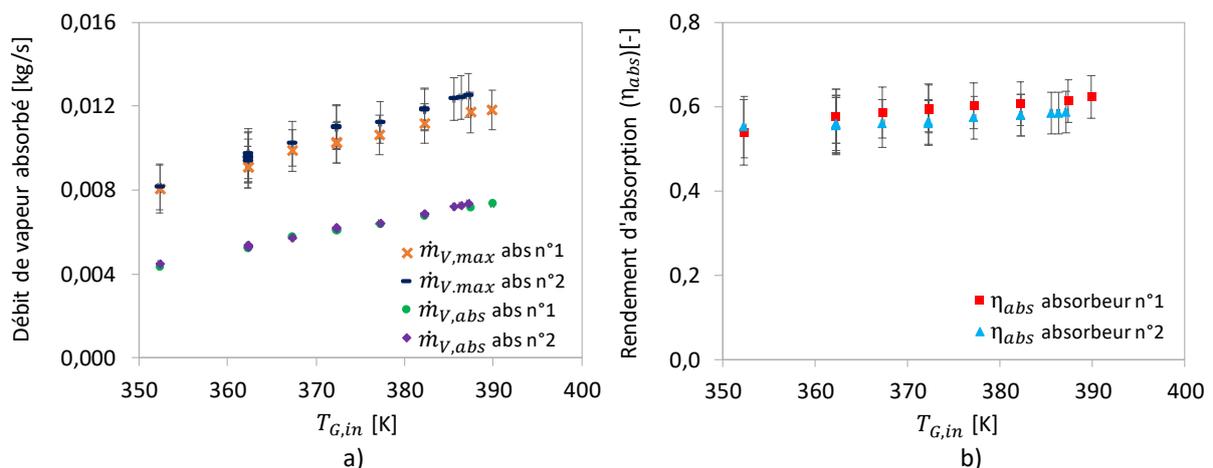


Fig.3. 7. Évolution des débits de vapeur absorbés réel et maximal (a) et du rendement d'absorption (b) en fonction de la température d'entrée externe dans le générateur

Le débit maximal absorbable augmente lorsque la température d'entrée externe dans le générateur augmente (Fig.3. 7.a). En effet l'augmentation de $T_{G,in}$ entraîne une concentration de solution pauvre

plus faible, une différence de concentration entre la solution pauvre et la solution riche plus importante et donc un débit de fluide frigorigène plus important.

De plus, l'augmentation de $T_{G,in}$ est susceptible de baisser le débit de solution pauvre et donc d'entraîner la baisse de l'épaisseur de film. La légère augmentation du rendement d'absorption qui peut être observée sur la figure (Fig.3. 7.b) pourrait donc être liée à l'épaisseur de film mais les incertitudes de mesure ne permettent pas de certifier cette tendance.

Par conséquent le débit de vapeur absorbé réel a la même tendance que le débit maximal absorbable mais est inférieur (Fig.3. 7.a).

L'influence de la température d'entrée de la source d'eau glacée dans l'évaporateur sur le débit de vapeur absorbé, le débit de vapeur maximal absorbable et le rendement d'absorption est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 8) :

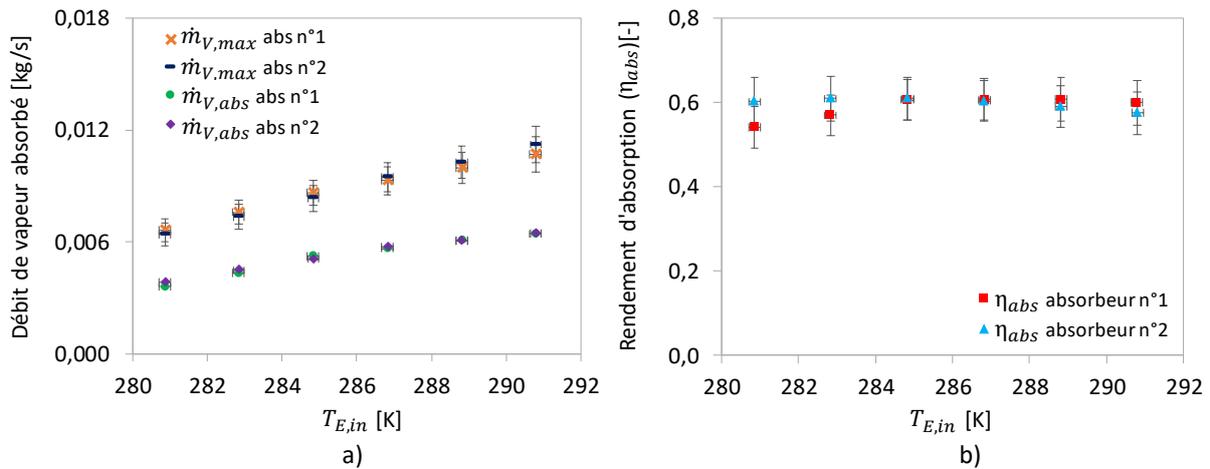


Fig.3. 8. Évolution des débits de vapeur absorbés réel et maximal (a) et du rendement d'absorption (b) en fonction de la température d'entrée externe dans l'évaporateur

On observe sur la figure (Fig.3. 8.a) que le débit maximal absorbable augmente avec l'augmentation de la température externe en entrée de l'évaporateur. En effet l'augmentation de $T_{E,in}$ entraîne l'augmentation de la basse pression et donc une différence de concentration entre la solution pauvre et la solution riche plus importante. Le débit de fluide frigorigène est donc plus important.

Les incertitudes de mesure ne permettent pas de conclure sur l'impact de la température externe en entrée de l'évaporateur sur le rendement d'absorption qui semble stable (Fig.3. 8.b).

Par conséquent le débit de vapeur absorbé réel a la même tendance que le débit maximal absorbable mais est inférieur (Fig.3. 8.a).

L'influence de la température d'entrée de l'eau de refroidissement dans les échangeurs absorbeur – condenseur – rectifieur sur le débit de vapeur absorbé, le débit de vapeur maximal absorbable et le rendement d'absorption est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 9) :

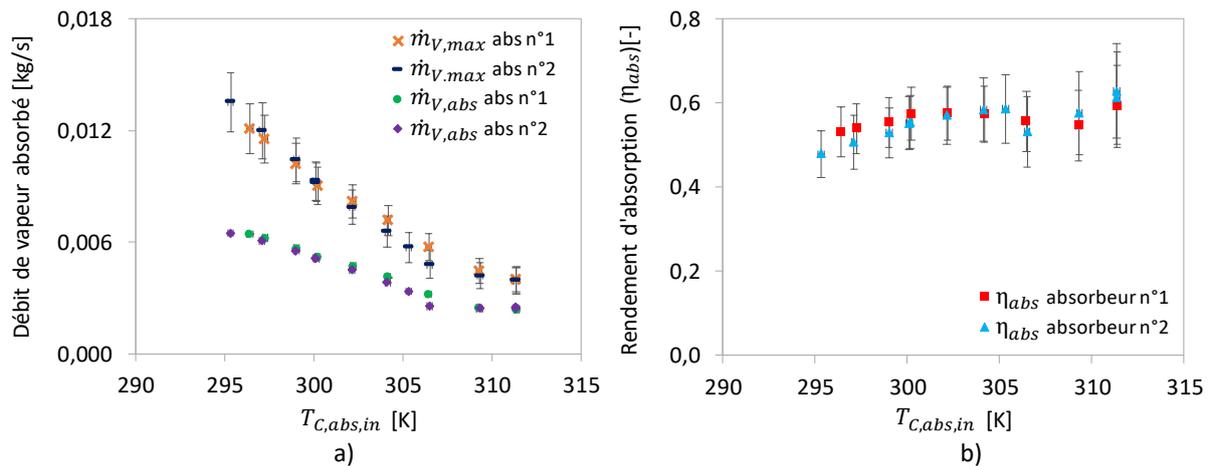


Fig.3. 9. Évolution des débits de vapeur absorbés réel et maximal (a) et du rendement d'absorption (b) en fonction de la température d'entrée externe dans l'absorbeur, le condenseur et le rectifieur

La figure (Fig.3. 9.a) montre que lorsque la température de refroidissement dans l'absorbeur, le condenseur et le rectifieur augmente, le débit maximal de vapeur absorbable diminue car la chaleur dégagée par le procédé d'absorption est moins évacuée. En effet, la capacité d'absorption diminue car la température de sortie idéale de la solution riche augmente.

Le rendement d'absorption a quant à lui tendance à légèrement augmenter même si les incertitudes ne permettent pas de conclure sur l'impact de la température de refroidissement sur le rendement d'absorption (Fig.3. 9.b).

Par conséquent le débit de vapeur absorbé réel est inférieur au débit maximal absorbable mais diminue en se rapprochant du débit maximal absorbable (à cause de la légère hausse du rendement d'absorption) (Fig.3. 9.a).

Pour résumer, le débit de vapeur absorbé réel est l'indicateur le plus évident des performances de l'absorbeur. Mais la comparaison entre le débit de vapeur absorbé réel et le débit de vapeur maximal absorbable permet d'aller plus loin en visualisant l'écart entre l'absorbeur réel et un absorbeur idéal. Le rendement d'absorption permet quant à lui de quantifier cet écart induit par les résistances aux transferts qui ont lieu dans l'absorbeur.

Les variables de contrôle qui ont le plus d'impact sur le rendement d'absorption et donc sur les transferts qui ont lieu dans l'absorbeur sont le débit de solution riche et le débit de fluide caloporteur. Dans le cas d'un absorbeur idéal, ce sont par contre la température de refroidissement externe dans l'absorbeur et le débit de solution riche qui ont impact important sur les performances de l'absorbeur.

II.2. Impact de l'absorbeur sur la machine globale

Dans cette partie, l'impact des performances de l'absorbeur sur les performances globales de la machine à absorption va maintenant être analysé.

L'impact du débit de vapeur absorbé par l'absorbeur sur la puissance frigorifique produite par la machine est représenté sur la figure suivante (Fig.3. 10):

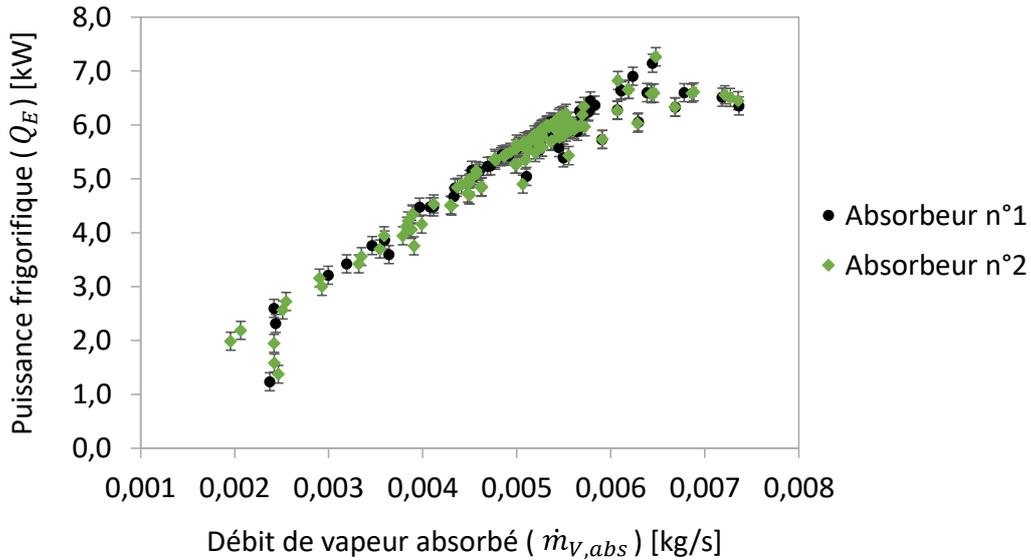


Fig.3. 10. Évolution de la puissance frigorifique produite en fonction du débit absorbé de vapeur dans l'absorbeur

La figure (Fig.3. 10) montre une nette corrélation entre la puissance frigorifique produite par la machine à absorption et le débit absorbé de vapeur lors du phénomène d'absorption dans l'absorbeur. En effet la puissance froide produite passe de 2 kW à 6,5 kW lorsque le débit massique de vapeur absorbé augmente de $0,002 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ à $0,007 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. La légère dispersion observée est due à une faible variation de l'enthalpie d'évaporation (qui est liée à une petite variation de la concentration de la vapeur de fluide frigorigène et de la basse pression).

L'impact du rendement d'absorption de l'absorbeur sur le coefficient de performance thermique de la machine est représenté sur la figure suivante (Fig.3. 11).

Les incertitudes ne sont pas indiquées sur les figures (Fig.3. 11) et (Fig.3. 12) pour des raisons de lisibilité des graphiques. L'incertitude relative sur le rendement d'absorption est de l'ordre de 12 % et l'incertitude relative sur le COP_{th} est de l'ordre de 4 %.

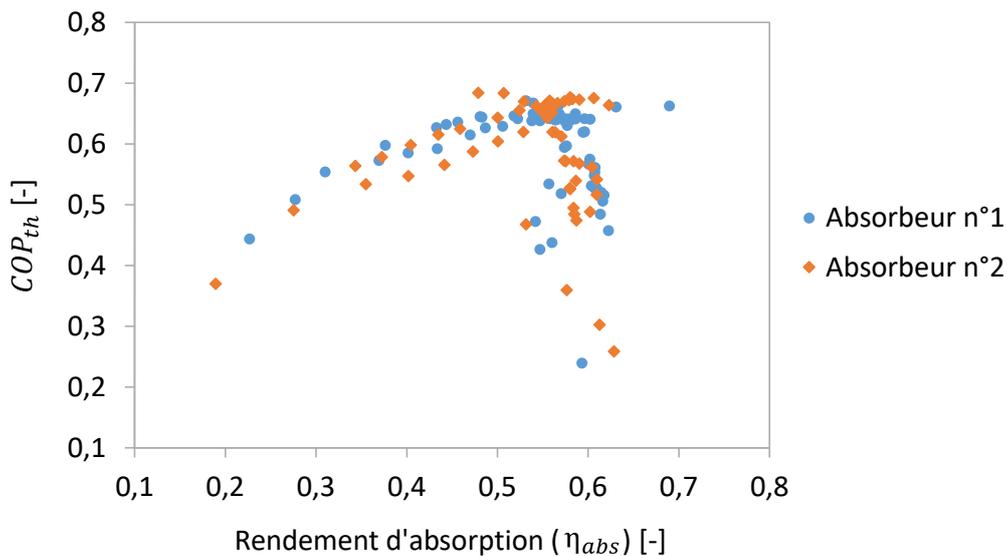


Fig.3. 11. Évolution du COP_{th} de la machine à absorption en fonction du rendement d'absorption de l'absorbeur

La figure (Fig.3. 11) montre une tendance principale : l'augmentation du rendement d'absorption implique l'augmentation du COP_{th} de la machine. Cependant, certains points réalisés avec des températures externes éloignées des températures nominales qui défavorisent les performances ne respectent pas cette tendance principale. Pour s'affranchir de l'impact des températures externes, le rapport entre le COP thermique de la machine et le COP de Carnot qui dépend uniquement des températures externes (détails dans le Chapitre 1) est calculé.

L'impact du rendement d'absorption de l'absorbeur sur ce rapport COP_{th}/COP_{Carnot} est représenté sur la figure suivante (Fig.3. 12):

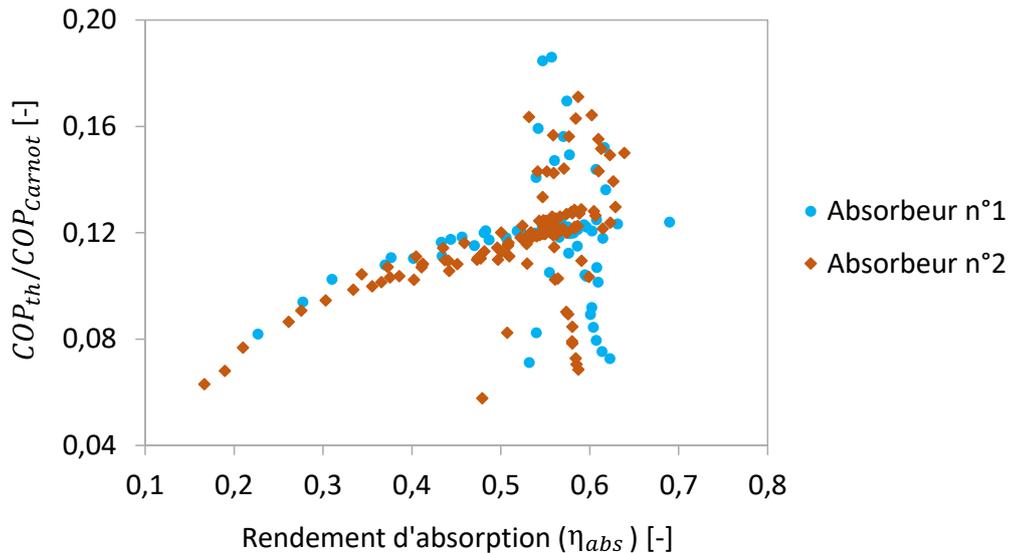


Fig.3. 12. Évolution du rapport COP_{th}/COP_{Carnot} de la machine à absorption en fonction du rendement d'absorption de l'absorbeur

Sur la figure (Fig.3. 12), la même tendance peut toujours être observée : l'augmentation du rendement d'absorption implique l'augmentation du rapport COP_{th}/COP_{Carnot} . Cependant l'écart de certains points avec la tendance principale montre que les variations de certains paramètres ne sont toujours pas prises en compte.

Les figures (Fig.3. 10), (Fig.3. 11) et (Fig.3. 12) confirment donc un résultat déjà montré dans la littérature par exemple par Mittermaier et Ziegler [1] dans leur étude sur l'absorption et la désorption : l'absorbeur a un impact important sur la machine à absorption globale.

L'étude détaillée du phénomène d'absorption et la prédiction et l'amélioration de ses performances peuvent donc permettre l'amélioration des performances de la machine à absorption globale.

II.3. Performances globales de la machine

L'analyse des performances de l'absorbeur en fonction des variables de contrôle et le lien direct entre le débit de vapeur absorbé dans l'absorbeur et la puissance frigorifique produite à l'évaporateur va maintenant permettre l'analyse des performances globales de la machine à absorption.

L'influence des variables de contrôle globales (présentées dans la partie II.4 du Chapitre 2) sur les performances globales de la machine à absorption est donc analysée dans cette partie.

Le coefficient de performance thermique de la machine (COP_{th}) et la puissance frigorifique externe produite à l'évaporateur ont été calculés pour chaque essai de chaque campagne d'essais.

Pour chaque étude, les variables de contrôle globales dont l'influence n'est pas analysée sont prises égales à leurs valeurs nominales ($T_G = 90^\circ C$; $T_{C,abs} = T_{C,cond} = T_{C,rect} = 27^\circ C$; $T_E = 18^\circ C$; $\dot{m}_{SR} = 75 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, $\dot{m}_{C,abs} = 1180 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$).

L'influence du débit de solution riche sur le coefficient de performance thermique de la machine et la puissance frigorifique externe produite à l'évaporateur est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 13) :

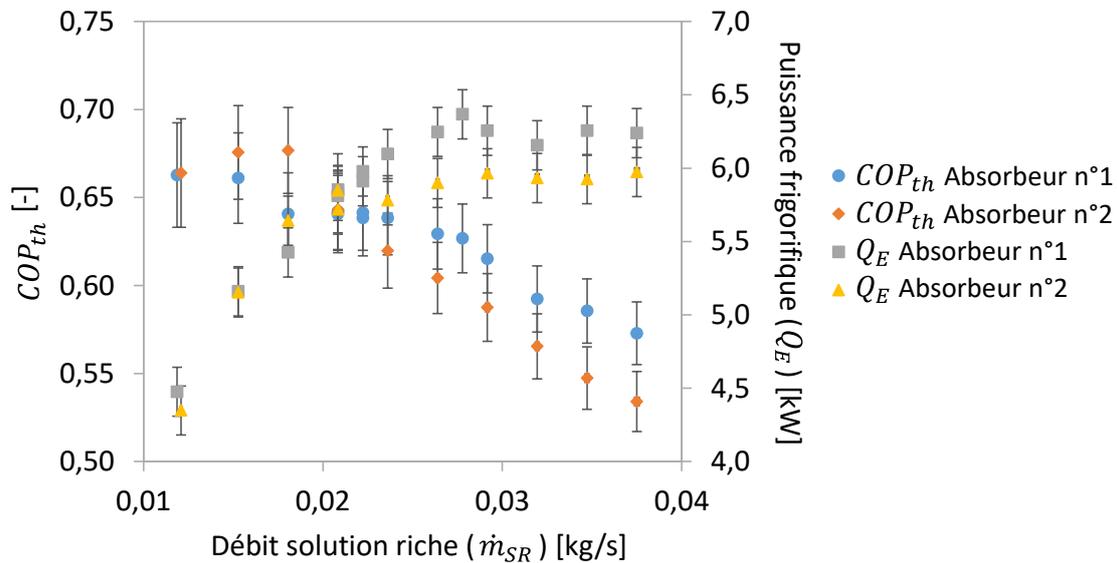


Fig.3. 13. Évolution du COP_{th} et de la puissance frigorifique produite en fonction du débit de solution riche

L'augmentation de la puissance frigorifique produite à l'évaporateur est directement liée à l'augmentation du débit de vapeur absorbé lorsque le débit de solution riche augmente.

L'augmentation du débit de solution riche entraîne aussi la baisse de l'efficacité de l'économiseur et donc l'augmentation de la puissance chaude utilisée au générateur pour la désorption. C'est une des raisons pour laquelle le COP_{th} de la machine diminue quand le débit de solution riche augmente.

L'influence du débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur sur le coefficient de performance thermique de la machine et la puissance frigorifique externe produite à l'évaporateur est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 14) :

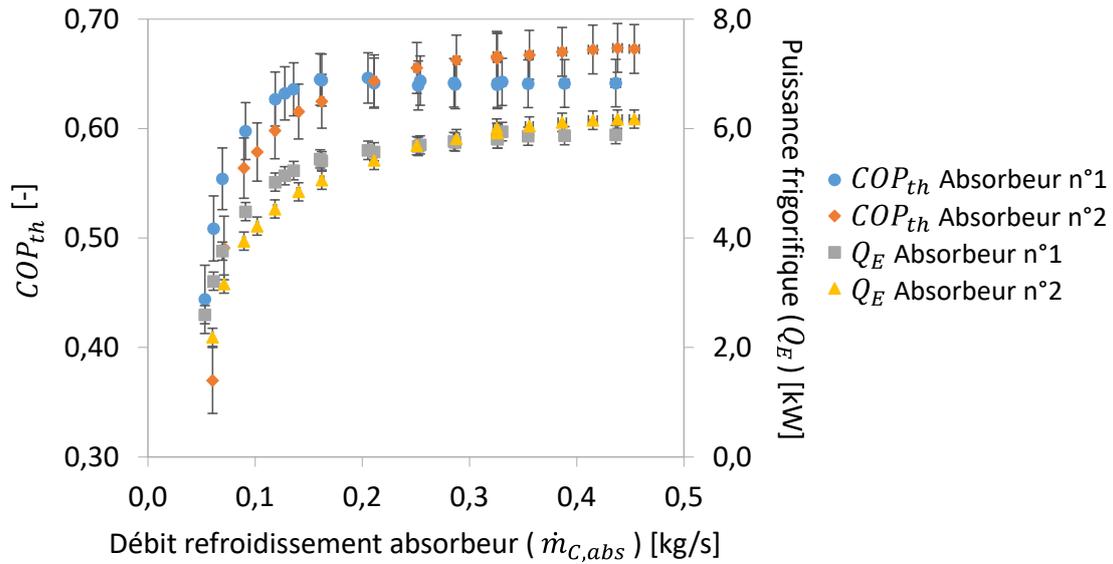


Fig.3. 14. Évolution du COP_{th} et de la puissance frigorifique produite en fonction du débit de fluide de refroidissement dans les canaux externes de l'absorbeur

Le COP_{th} et la puissance frigorifique augmentent lorsque le débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur augmente. Une forte augmentation des performances de la machine est observée entre $0,05 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ et $0,1 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ puisque le COP passe de 0,4 à 0,6 et la puissance froide de 2,5 à 5 kW. Au-delà de $0,15 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, les performances augmentent peu et atteignent des valeurs limites. La contribution du fluide caloporteur au refroidissement de la réaction d'absorption est maximum.

L'influence de la température d'entrée de la source chaude dans le générateur sur le coefficient de performance thermique de la machine et la puissance frigorifique externe produite à l'évaporateur est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 15) :

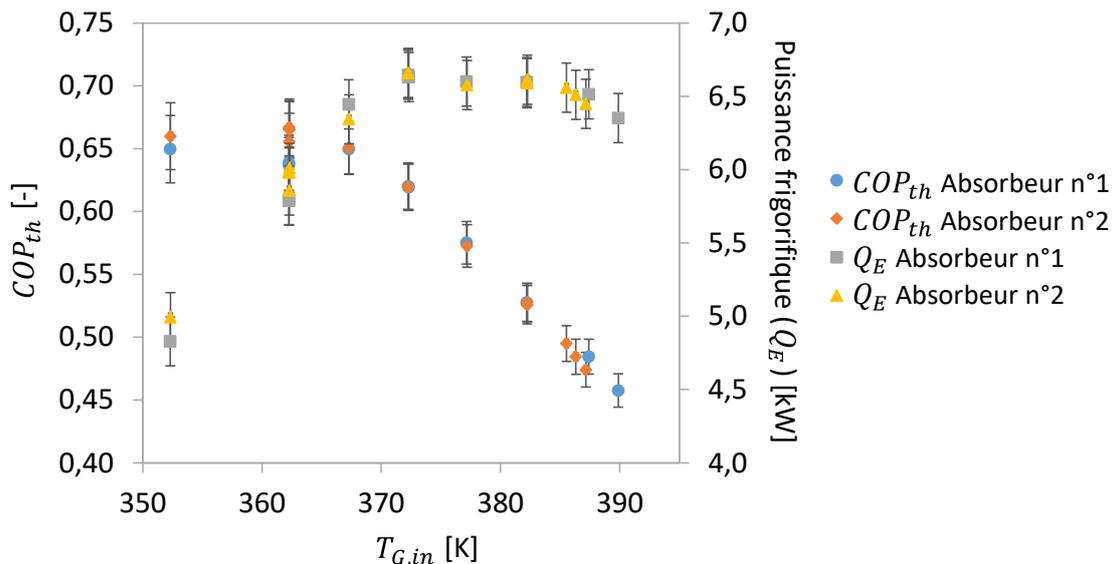


Fig.3. 15. Évolution du COP_{th} et de la puissance frigorifique produite en fonction de la température d'entrée externe dans le générateur

L'augmentation de la puissance frigorifique produite à l'évaporateur est directement liée à l'augmentation du débit de vapeur absorbé lorsque la température d'entrée de la source chaude dans le générateur augmente.

Mais l'augmentation de la température d'entrée externe du générateur génère aussi un fluide frigorigène moins pur. Par conséquent, une partie de l'énergie supplémentaire apportée au générateur sert à entrainer de l'eau non utile au cycle de réfrigération, c'est une des raisons pour laquelle le COP_{th} diminue.

L'influence de la température d'entrée de la source d'eau glacée dans l'évaporateur sur le coefficient de performance thermique de la machine et la puissance frigorifique externe produite à l'évaporateur est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 16) :

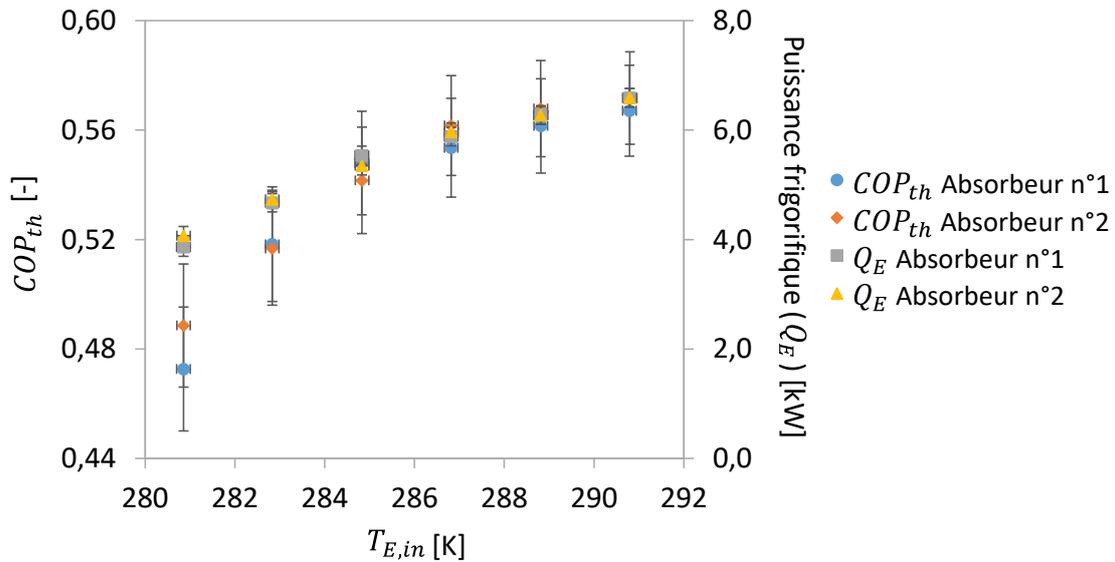


Fig.3. 16. Évolution du COP_{th} et de la puissance frigorifique produite en fonction de la température d'entrée externe dans l'évaporateur

L'augmentation de la puissance frigorifique produite à l'évaporateur est directement liée à l'augmentation du débit de vapeur absorbé lorsque la température d'entrée de la source froide dans l'évaporateur augmente. De plus, l'augmentation de la température d'entrée externe dans l'évaporateur entraîne l'augmentation de la basse pression dans la machine. Cela implique une meilleure absorption de la vapeur de fluide frigorigène dans l'absorbeur et participe à l'augmentation du COP_{th} .

L'influence de la température d'entrée de l'eau de refroidissement dans les échangeurs absorbeur – condenseur – rectifieur sur le coefficient de performance thermique de la machine et la puissance frigorifique externe produite à l'évaporateur est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 17) :

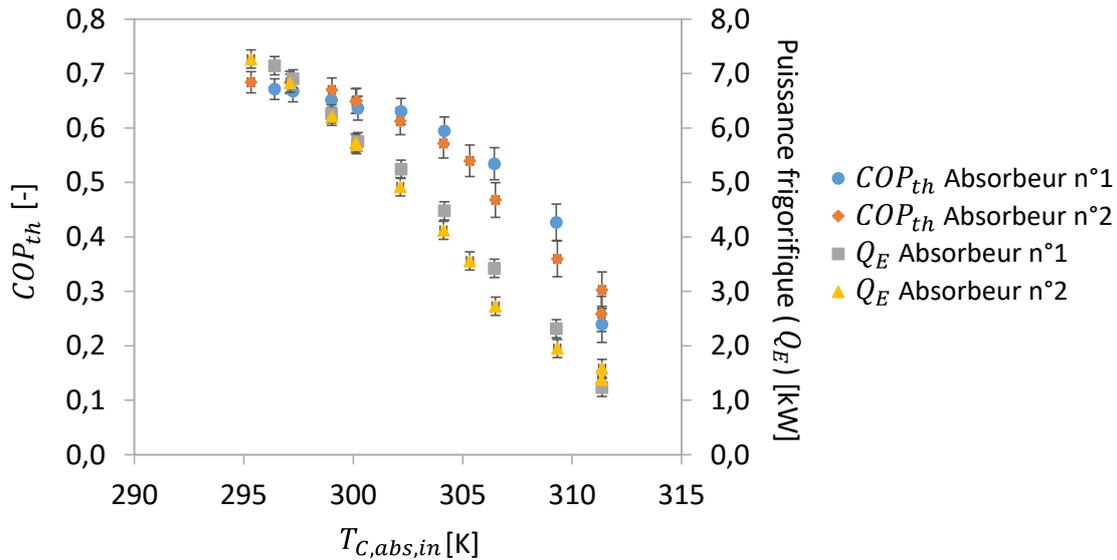


Fig.3. 17. Évolution du COP_{th} et de la puissance frigorifique produite en fonction de la température d'entrée externe dans l'absorbeur, le condenseur et le rectifieur

Lorsque la température de refroidissement augmente dans l'absorbeur, le phénomène d'absorption est moins refroidi et le débit de vapeur absorbé diminue comme le montre la figure (Fig.3. 9). Par conséquent, la puissance frigorifique, étroitement liée au débit de vapeur absorbé, diminue aussi. De plus, lorsque la température de refroidissement dans le condenseur augmente, la pression haute de la machine augmente et peut impliquer un phénomène de désorption moins important. Par conséquent, comme le montre la figure (Fig.3. 17), les performances globales de la machine diminuent lorsque la température d'entrée de la source de refroidissement de l'absorbeur, du condenseur et du rectifieur augmente.

Pour toutes ces études, les performances globales de la machine sont semblables avec l'absorbeur n°1 et l'absorbeur n°2.

II.4. Problématique de la machine réelle

Comme expliqué dans le Chapitre 2, le prototype de machine à absorption ammoniac-eau utilisé pour l'étude expérimentale du phénomène d'absorption est une machine réelle.

Pour rappel, les variables de contrôle du prototype permettant de faire varier les conditions opératoires de la machine à absorption sont uniquement (Tab.2. 2) :

- la température de refroidissement en entrée de l'absorbeur, du condenseur et du rectifieur ;
- la température de la source chaude pour le chauffage au générateur ;
- la température de la source froide en entrée de l'évaporateur ;
- le débit de solution riche ;
- les débits externes de chaque composant (absorbeur, condenseur, rectifieur, générateur et évaporateur).

Les variables d'entrée de l'absorbeur sont quant à elles:

- la température de la solution pauvre ;
- la température de la vapeur ;
- le débit de solution pauvre ;
- le débit de vapeur ;
- la concentration en ammoniac de la solution pauvre ;

- la concentration en ammoniac de la vapeur ;
- la pression basse ;
- la température de refroidissement externe ;
- le débit de refroidissement externe.

La température de refroidissement externe et le débit de refroidissement externe de l'absorbeur sont donc à la fois des variables de contrôle de la machine globale et des variables d'entrée de l'absorbeur.

L'impact de chaque variable d'entrée de l'absorbeur sur les performances de ce dernier serait intéressant à analyser. Cependant, les variables de contrôle globales de la machine ont un impact sur toutes les variables d'entrée de l'absorbeur qui ne peuvent donc pas être contrôlées séparément. L'impact de chaque variable d'entrée de l'absorbeur sur ses performances ne peut donc pas être étudié avec cette installation expérimentale.

De plus, la variation simultanée de toutes les variables d'entrée de l'absorbeur due aux modifications des consignes des variables de contrôle globales peut fausser les conclusions sur l'impact des variables de contrôle globales sur les performances de l'absorbeur.

Dans cette partie, l'influence du débit de fluide de refroidissement externe (variable de contrôle globale de la machine) sur les variables d'entrée de l'absorbeur est analysée afin d'identifier les variables d'entrée de l'absorbeur qui pourraient fausser les premières conclusions sur l'impact du débit de fluide de refroidissement sur les performances de l'absorbeur (Fig.3. 6).

L'influence du débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur sur la température de la solution pauvre en entrée de l'absorbeur est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 18) :

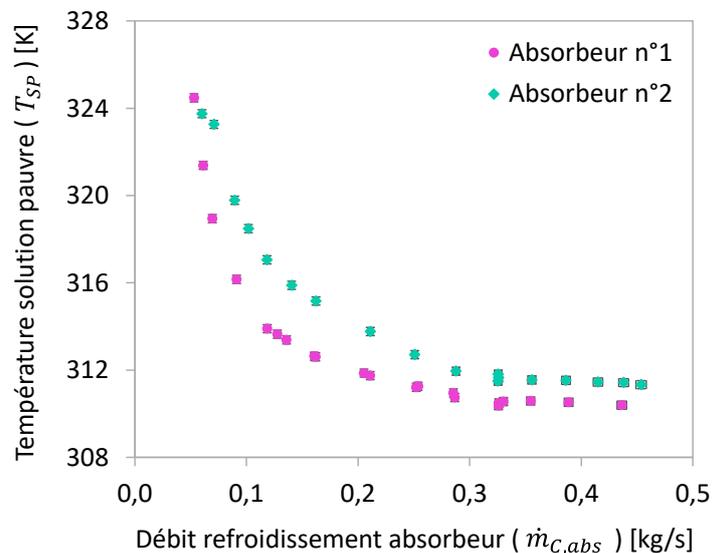


Fig.3. 18. Évolution de la température de solution pauvre en fonction du débit de fluide de refroidissement dans les canaux externes de l'absorbeur

L'augmentation du débit de refroidissement dans l'absorbeur implique la baisse de la température de solution pauvre en entrée de l'absorbeur. Une explication possible de cette influence est que l'augmentation du débit de fluide caloporteur entraîne un refroidissement plus important de la solution dans l'absorbeur et donc une température de solution riche plus basse. L'économiseur permet alors un refroidissement plus important de la solution pauvre qui entre dans l'absorbeur.

L'influence du débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur sur le débit de solution pauvre en entrée de l'absorbeur est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 19) :

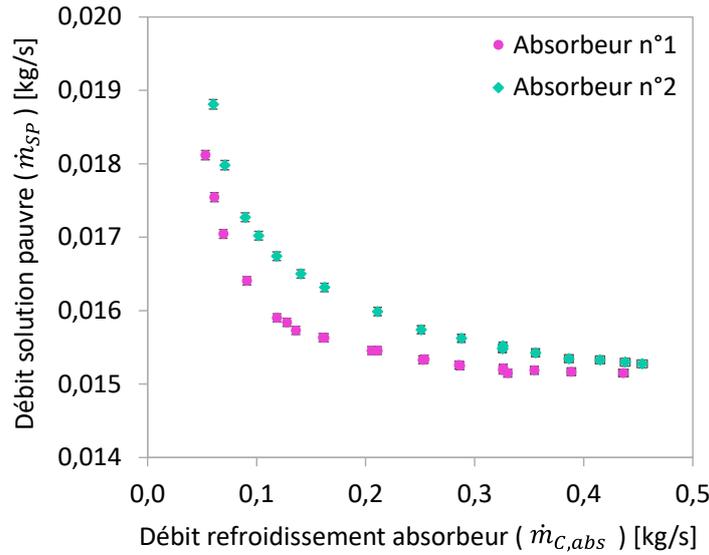


Fig.3. 19. Évolution du débit de solution pauvre en fonction du débit de fluide de refroidissement dans les canaux externes de l'absorbeur

Le débit de solution pauvre décroît lorsque le débit de fluide de refroidissement augmente dans l'absorbeur car le débit de fluide frigorigène augmente (la masse absorbée de vapeur dans l'absorbeur) et le débit de solution riche reste constant pendant cette étude.

L'influence du débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur sur la concentration en ammoniac de la solution pauvre en entrée de l'absorbeur est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 20) :

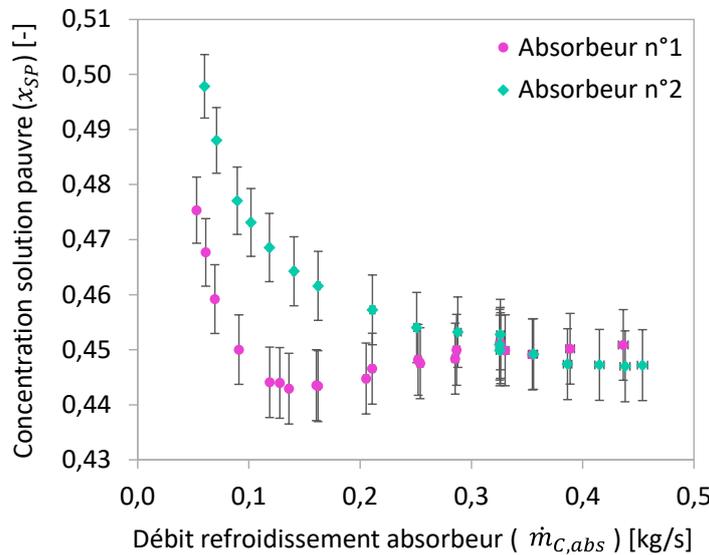


Fig.3. 20. Évolution de la concentration en ammoniac de la solution pauvre en fonction du débit de fluide de refroidissement dans les canaux externes de l'absorbeur

L'augmentation du débit de refroidissement dans l'absorbeur implique aussi, comme le montre la figure (Fig.3. 20) la baisse de la concentration en ammoniac de la solution pauvre.

L'influence du débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur sur le débit de vapeur en entrée de l'absorbeur est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 21) :

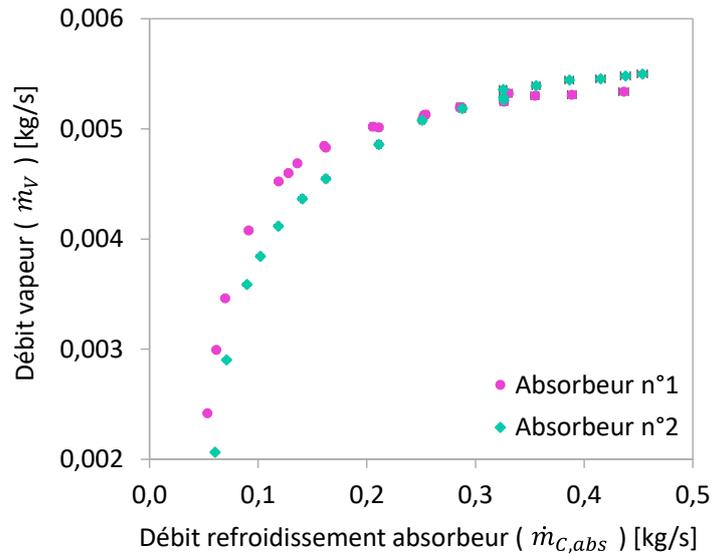


Fig.3. 21. Évolution du débit de vapeur en fonction du débit de fluide de refroidissement dans les canaux externes de l'absorbeur

Lorsque le débit de refroidissement augmente dans l'absorbeur, la puissance froide produite à l'évaporateur est plus grande et le débit de fluide frigorigène est supérieur comme le montre la figure (Fig.3. 21). Ce résultat a déjà été montré sur la figure (Fig.3. 6.a).

L'influence du débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur sur la concentration en ammoniac de la vapeur en entrée de l'absorbeur est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 22) :

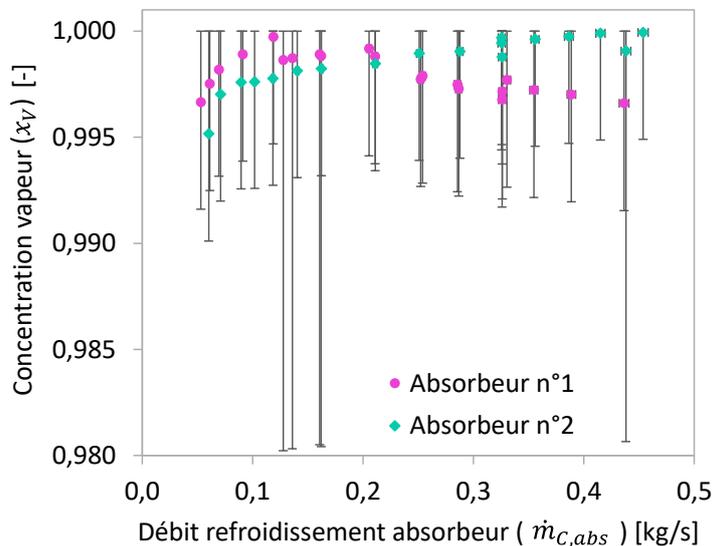


Fig.3. 22. Évolution de la concentration en ammoniac de la vapeur en fonction du débit de fluide de refroidissement dans les canaux externes de l'absorbeur

La concentration en ammoniac du fluide frigorigène vapeur en entrée de l'absorbeur a tendance à croître lorsque le débit de refroidissement dans l'absorbeur augmente. Mais les incertitudes de calcul de cette concentration ne permettent pas de conclure sur le véritable impact du débit de fluide de refroidissement.

Certaines concentrations de vapeur présentent une plus grande valeur d'incertitude. Ces concentrations correspondent aux cas limites pour lesquels la concentration de fluide frigorigène a été

calculée à partir de la concentration à saturation en entrée de l'évaporateur (comme expliqué dans la partie II.2 du Chapitre 2).

L'influence du débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur sur la température de la vapeur de fluide frigorigène en entrée de l'absorbeur est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 23) :

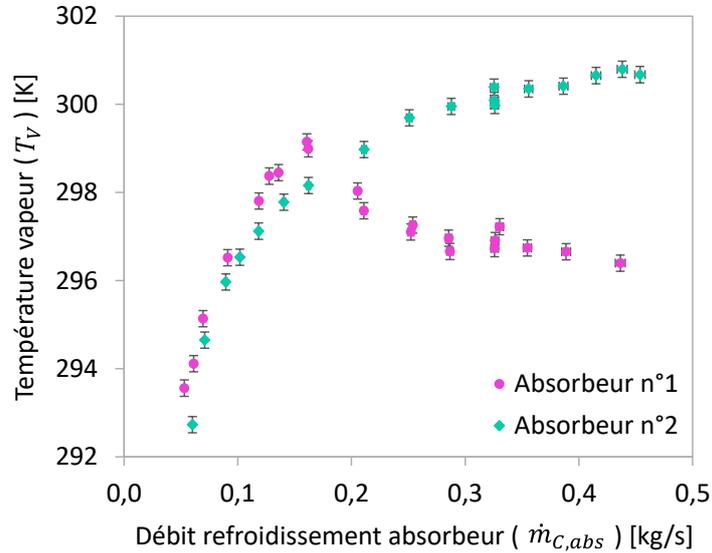


Fig.3. 23. Évolution de la température de la vapeur en fonction du débit de fluide de refroidissement dans les canaux externes de l'absorbeur

La variation de la température de vapeur en entrée de l'absorbeur est liée à la variation de concentration de la vapeur de fluide frigorigène. Lorsque la concentration en ammoniac de la vapeur est faible, le fluide frigorigène n'est pas totalement évaporé à la sortie de l'évaporateur et il continue à être évaporé dans le sous-refroidisseur. La vapeur n'est donc que faiblement réchauffée en sortie du sous-refroidisseur. Par contre, lorsque la concentration en ammoniac de la vapeur est plus importante, seul du fluide frigorigène vapeur sort de l'évaporateur, entre dans le sous-refroidisseur et échange avec la solution condensée pour la sous-refroidir. La température de la vapeur est alors plus importante en entrée de l'absorbeur.

L'influence du débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur sur la pression basse de la machine est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 24) :

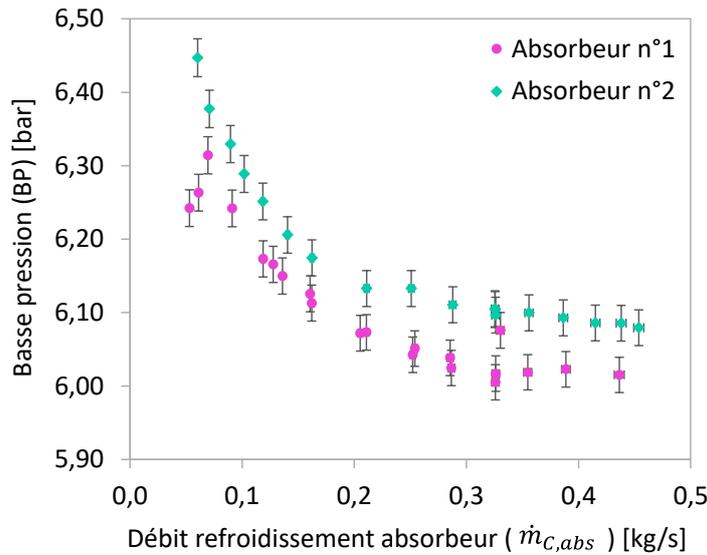


Fig.3. 24. Évolution de la basse pression en fonction du débit de fluide de refroidissement dans les canaux externes de l'absorbeur

La pression basse de la machine, qui est la pression de fonctionnement de l'absorbeur diminue quand le débit de fluide de refroidissement augmente dans l'absorbeur. En effet l'augmentation du débit de fluide caloporteur implique une augmentation du débit de fluide frigorigène et donc une augmentation de la puissance froide produite à l'évaporateur. L'augmentation de la puissance de l'évaporateur implique alors la baisse de la température d'évaporation et donc la baisse de la basse pression.

L'influence du débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur sur la pression haute de la machine est représentée sur la figure suivante (Fig.3. 25) :

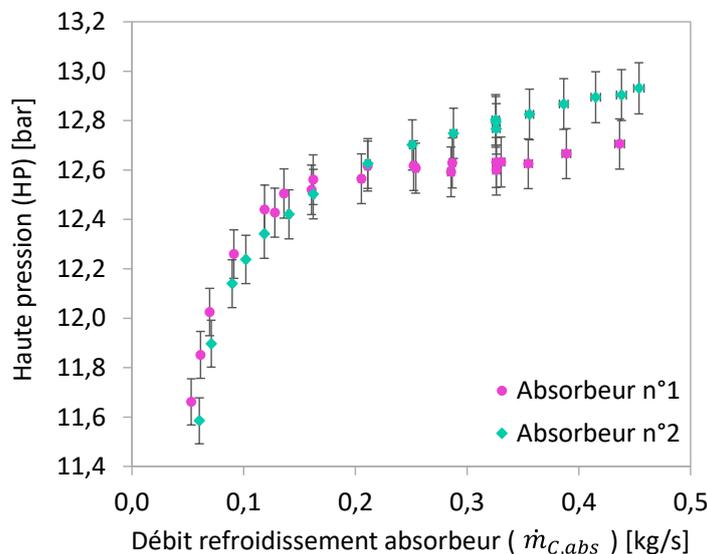


Fig.3. 25. Évolution de la haute pression en fonction du débit de fluide de refroidissement dans les canaux externes de l'absorbeur

La pression haute de la machine augmente quand le débit de refroidissement augmente dans l'absorbeur. En effet l'augmentation du débit de caloporteur implique une augmentation du débit de fluide frigorigène et donc une augmentation de la puissance du condenseur. L'augmentation de la puissance au condenseur implique alors l'augmentation de la température de condensation et donc de la haute pression de la machine.

Pour résumer, le débit de fluide caloporteur influence les variables d'entrée de l'absorbeur et cette influence a des effets rétroactifs sur les performances d'absorption.

En effet, une température de solution pauvre plus faible et une concentration en ammoniac de la solution pauvre plus basse en entrée de l'absorbeur ont un impact bénéfique sur la capacité d'absorption. Par contre la baisse du débit de solution pauvre a un effet néfaste sur le potentiel d'absorption.

Par conséquent, l'augmentation et la baisse des performances de l'absorbeur ne sont pas seulement liées à la variation des variables de contrôle de la machine et les premières conclusions peuvent être faussées par la variation des variables d'entrée de l'absorbeur.

Il est donc difficile d'analyser expérimentalement et de dissocier l'impact des différentes variables de contrôle sur les performances de l'absorbeur avec cette installation.

Les résultats expérimentaux de ce travail ne sont pas comparables avec des résultats de la littérature à cause de conditions d'essais particulières qui ne permettent pas de faire varier une seule variable d'entrée de l'absorbeur en même temps.

La comparaison avec la littérature est aussi difficile à cause de la géométrie étudiée et du mode d'absorption utilisé.

Un modèle 1D d'un absorbeur à film tombant est nécessaire pour compléter l'étude expérimentale et pour permettre l'étude détaillée du phénomène d'absorption.

III. Analyse expérimentale locale de l'absorbeur

Comme présenté dans le Chapitre 2, l'absorbeur à plaques et joints a été instrumenté localement avec 24 capteurs de températures positionnés à l'intérieur de l'absorbeur.

Dans cette partie, les résultats des mesures locales de températures réalisées dans les canaux externes de l'absorbeur n°2 sont présentés et analysés.

Des mesures ont été effectuées dans le fluide et d'autres en paroi. Les valeurs des mesures en paroi et des températures de paroi recalculées sont utilisées avec prudence seulement pour estimer des tendances puisque, comme expliqué dans le Chapitre 2, les mesures peuvent être erronées à cause du faible niveau de conductivité de la colle métallique utilisée pour fixer les thermocouples contre la paroi.

III.1. Analyse des profils de température dans le fluide le long de l'absorbeur

Les 10 thermocouples positionnés dans le fluide permettent de mesurer l'évolution de la température du fluide de refroidissement le long du canal instrumenté (Thermocouples sur la plaque n°6 (Fig.2. 11)).

La figure suivante (Fig.3. 26) représente l'évolution de la température de refroidissement le long du canal pour différentes températures d'entrée de refroidissement externe dans l'absorbeur.

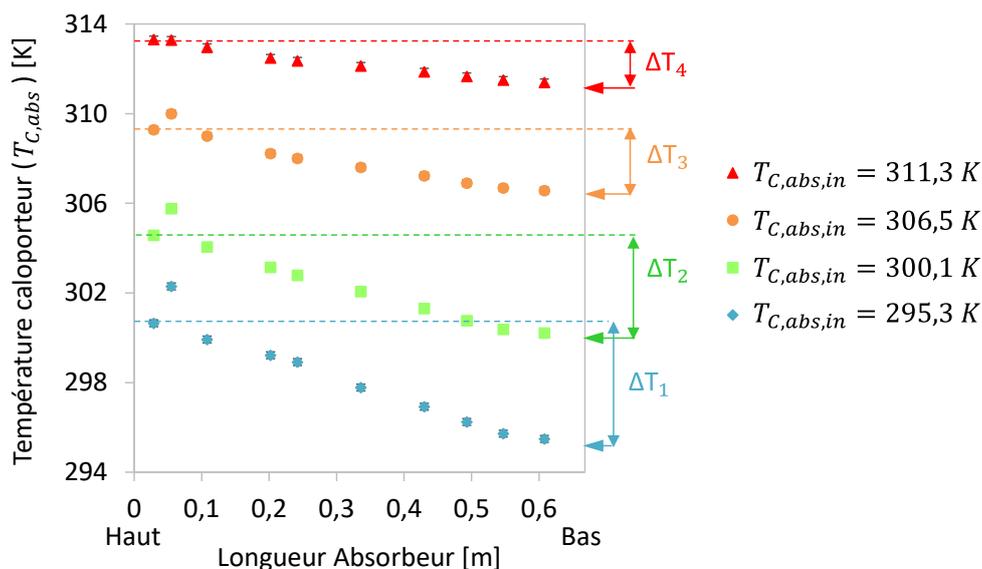


Fig.3. 26. Evolution de la température du fluide de refroidissement dans un canal central de l'absorbeur pour différentes températures d'entrée

La figure (Fig.3. 26) montre l'augmentation de la température du fluide caloporteur due à la chaleur cédée par la réaction d'absorption au fluide de refroidissement (le fluide caloporteur circule du bas vers le haut de l'absorbeur). La différence de température entre l'entrée et la sortie du fluide de refroidissement diminue lorsque la température d'entrée de ce fluide augmente ($\Delta T_1 > \Delta T_2 > \Delta T_3 > \Delta T_4$). Cela est dû au phénomène d'absorption qui est de moins en moins important et qui cède donc de moins en moins de chaleur lorsque la température de refroidissement augmente.

Ces courbes montrent aussi une mesure de température supérieure aux autres qui ne suit pas la tendance et qui correspond à la mesure du thermocouple TC n°4 (cf. partie III.2.2 Chapitre 2) (Fig.2. 11).

On suppose que cette mesure est liée à la position du thermocouple n°4. En effet, du côté interne de la plaque, le film liquide est dirigé à cet endroit-là avant d'être réparti dans les corrugations du canal. Le film liquide chauffe donc la plaque à cet endroit précis de la plaque plus qu'à un autre.

La figure suivante (Fig.3. 27) représente l'évolution de la température de refroidissement le long du canal pour différents débits de refroidissement externe dans l'absorbeur.

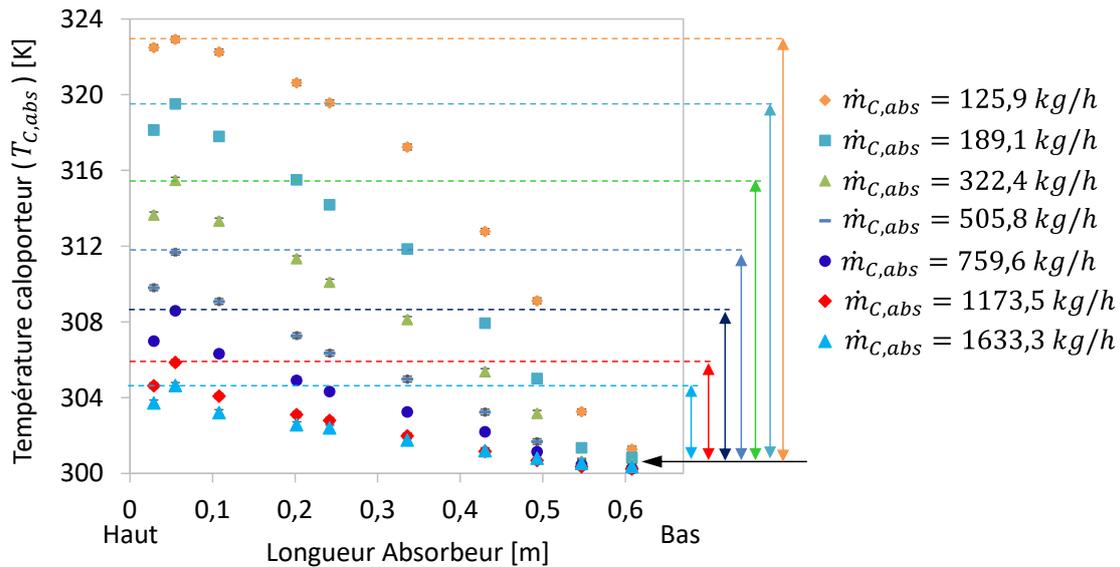


Fig.3. 27. Evolution de la température du fluide de refroidissement dans un canal central de l'absorbeur pour différents débits de refroidissement

L'évolution de la température de caloporteur le long de la plaque dépend fortement du débit de fluide de refroidissement comme le montre la figure (Fig.3. 27).

Pour les forts débits de fluide de refroidissement (entre 505,8 et 1633,3 kg.h⁻¹), la température de caloporteur augmente faiblement le long du canal mais cette augmentation est de plus en plus importante du bas vers le haut de l'absorbeur. Alors que pour les plus petits débits (entre 322,4 et 125,9 kg.h⁻¹), la température du fluide caloporteur augmente plus fortement le long du canal mais cette augmentation décroît en haut de l'absorbeur.

Pour les trop petits débits, le fluide de refroidissement devient limitant en haut de l'absorbeur pour refroidir le phénomène d'absorption du côté interne des plaques. C'est pour cette raison qu'en haut de l'absorbeur, le phénomène d'absorption devient moins important et cède moins de chaleur au fluide caloporteur.

Sur ce graphique aussi la valeur de la mesure du thermocouple TC n°4 est supérieure aux autres mesures.

III.2. Analyse des profils de température fluide/paroi le long de l'absorbeur

Les 6 thermocouples dans le fluide et les 6 thermocouples collés à la paroi de la plaque n°10 permettent d'évaluer la différence de température fluide-paroi le long de cette plaque (Fig.2. 11).

Sur les figures suivantes, plusieurs profils de température sont représentés :

- l'évolution de la température de refroidissement le long du canal (nommée Mesure température – Fluide) ;
- l'évolution de la température de la plaque le long du canal (nommée Mesure température – Paroi) ;
- l'évolution de la température de paroi recalculée en prenant en compte la conductivité et l'épaisseur de la colle et en utilisant la corrélation du manuel technique du GRETH pour calculer le coefficient de transfert de chaleur du côté du liquide de refroidissement h_c [W.m⁻².K⁻¹] (nommée Température paroi recalculée « colle et $h_{C,correl}$ ») ;
- l'évolution de la température de paroi recalculée en prenant en compte la conductivité et l'épaisseur de la colle et en utilisant les valeurs de coefficient de transfert de chaleur mesurées expérimentalement (nommée Température paroi recalculée « colle et $h_{C,exp}$ »).

Le détail du calcul de la température de paroi recalculée est disponible dans la partie III.2.2 du Chapitre 2.

Sur les figures suivantes, ces profils de température sont représentés pour une température d'entrée de refroidissement de 300,1 K et un débit de refroidissement de 1188,4 kg.h⁻¹ (Fig.3. 28) et pour une température d'entrée de refroidissement de 311,3 K et un débit de refroidissement de 1196 kg.h⁻¹ (Fig.3. 29).

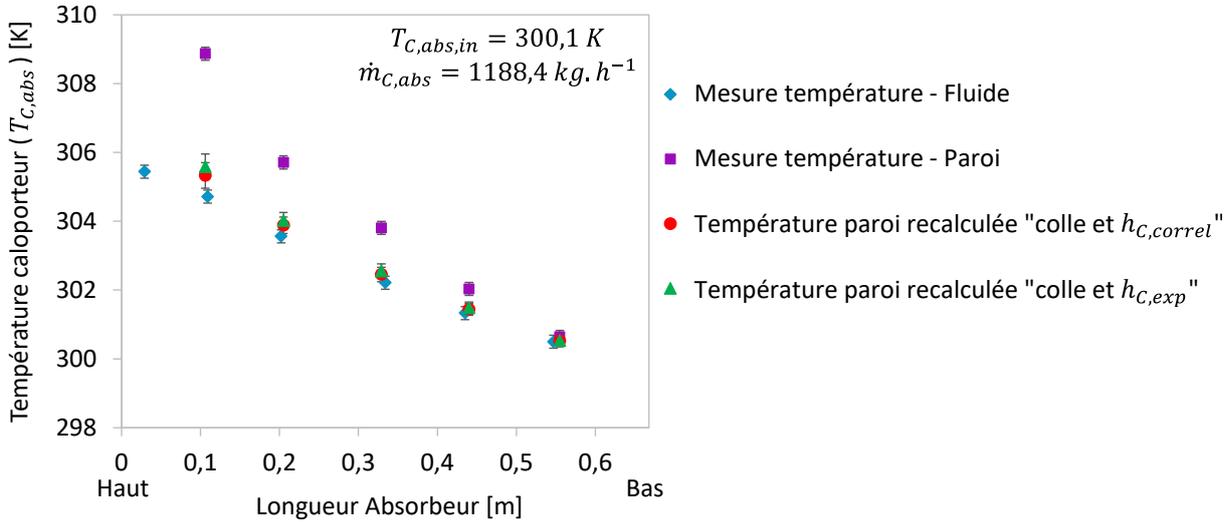


Fig.3. 28. Evolution des températures fluide/paroi pour une température d'entrée de refroidissement de 300,1 K et un débit de refroidissement de 1188,4 kg.h⁻¹

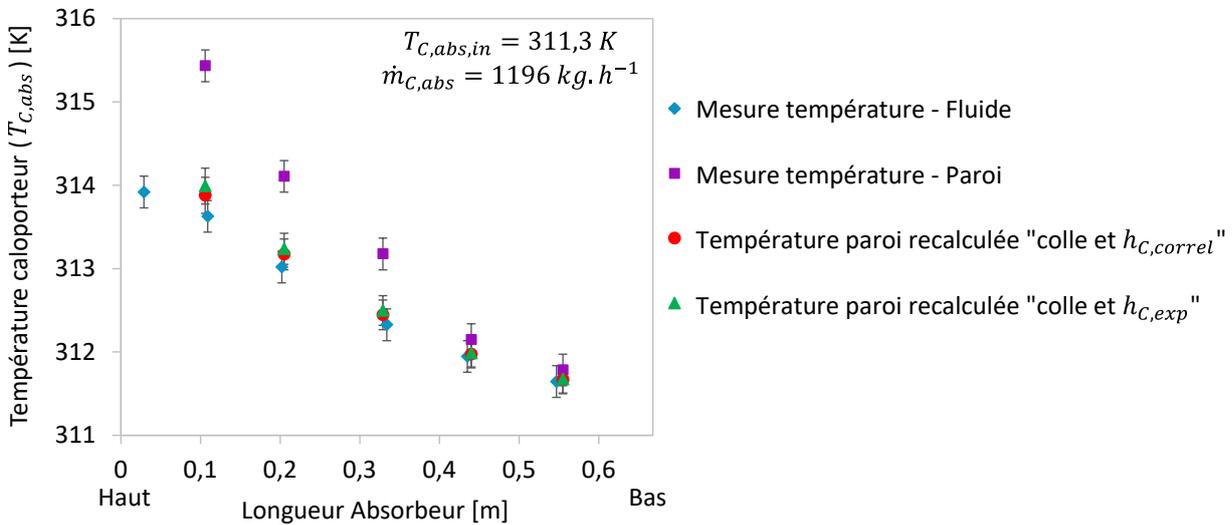


Fig.3. 29. Evolution des températures fluide/paroi pour une température d'entrée de refroidissement de 311,3 K et un débit de refroidissement de 1196 kg.h⁻¹

Ces deux figures montrent une différence importante de température entre les valeurs mesurées en paroi et les valeurs recalculées qui décroît du haut vers le bas de l'absorbeur. Comme expliqué dans le Chapitre 2, les valeurs mesurées sont surestimées à cause de la colle métallique utilisée pour coller la partie sensible des thermocouples contre la paroi qui a une faible conductivité thermique (1,07 W.m⁻¹.K⁻¹). Les valeurs recalculées prennent, quant à elle, en compte la faible valeur de conductivité thermique de la colle mais sont alors sous-estimées. Ces valeurs sont donc à utiliser avec prudence.

Sur ces deux figures (Fig.3. 28) et (Fig.3. 29), les tendances des courbes sont les mêmes, seule la différence de température entre l'entrée et la sortie du fluide de refroidissement est différente à cause de la différence de température d'entrée du fluide caloporteur (cf. partie III.1).

Entre les mesures de température dans le fluide et en paroi, une faible différence de température (proche de zéro) en bas de l'absorbeur qui augmente de façon de plus en plus importante jusqu'en haut de l'absorbeur peut être remarquée.

Par contre, en comparant les mesures de température dans le fluide avec les températures de paroi recalculées en prenant en compte la colle utilisée pour maintenir le thermocouple, la différence entre les deux profils est beaucoup moins importante. L'écart de température fluide-paroi a tout de même tendance à augmenter du bas vers le haut de l'absorbeur.

L'utilisation de la corrélation ou de la valeur expérimentale pour le coefficient de transfert de chaleur du côté du fluide de refroidissement a un faible impact sur le calcul de la température en paroi (écart inférieur à 0,2 K).

D'après ces profils de température, le flux d'absorption semble être supérieur en haut de l'absorbeur et semble diminuer le long de la plaque jusqu'en bas de l'absorbeur.

Ce flux d'absorption plus important en haut de l'absorbeur peut tout d'abord être expliqué par des conditions plus favorables à l'absorption en haut de l'absorbeur (phase liquide plus éloignée de la saturation, différence de concentration liquide-vapeur plus grande) mais peut aussi être expliqué par une potentielle plus faible surface mouillée par le film liquide dans les canaux internes en bas de l'absorbeur. Cela peut être dû à une mauvaise distribution du film liquide le long de la plaque.

La distribution du film dans cet échangeur est basée sur celle réalisée dans l'échangeur n°1 à plaques soudées et est donc supposée identique. Cependant, il n'est pas possible, expérimentalement, de vérifier la distribution du film dans cet échangeur à plaques et joints.

Sur la figure suivante (Fig.3. 30), ces profils de température sont représentés pour une température d'entrée de refroidissement de 300 K et un faible débit de refroidissement de 189,1 kg.h⁻¹.

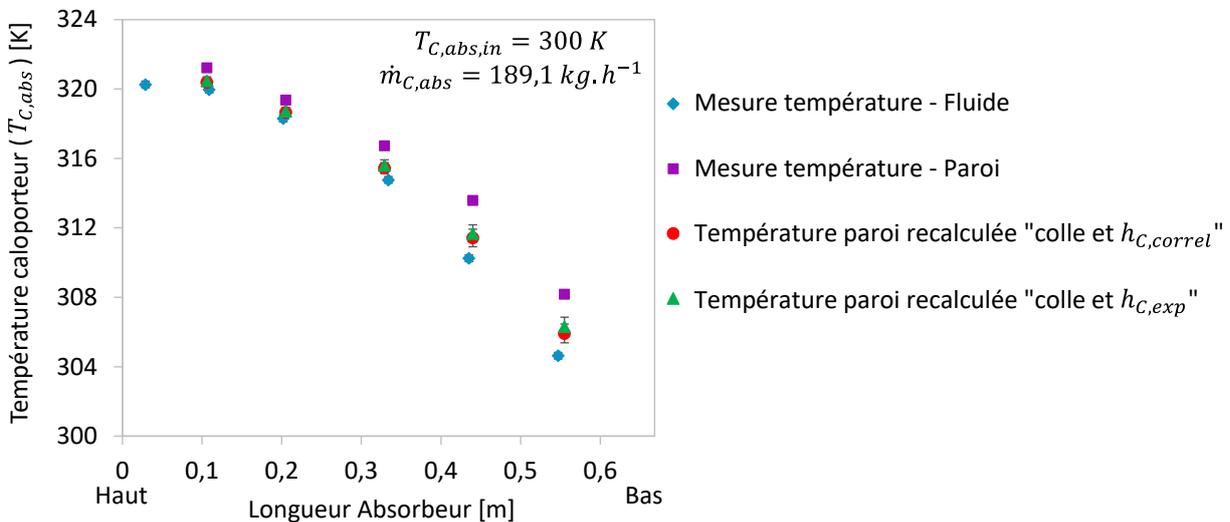


Fig.3. 30. Evolution des températures fluide/paroi pour une température d'entrée de refroidissement de 300 K et un débit de refroidissement de 189,1 kg.h⁻¹

Pour un faible débit de refroidissement (189,1 kg.h⁻¹), l'allure des profils de température de la figure (Fig.3. 27) est retrouvée, c'est-à-dire que la température de caloporteur augmente fortement à partir du bas du canal mais cette augmentation décroît en haut de l'absorbeur.

Contrairement aux deux figures précédentes (Fig.3. 28 et Fig.3. 29), la différence de température entre les mesures dans le fluide et les mesures à la paroi est importante en bas de l'absorbeur et diminue pour approcher zéro en haut de l'absorbeur.

En comparant les mesures de température dans le fluide avec les températures de paroi recalculées en prenant en compte la colle utilisée pour maintenir le thermocouple, la différence entre les deux profils est beaucoup moins importante. Mais l'écart de température fluide-paroi a tout de même tendance à diminuer du bas vers le haut de l'absorbeur.

Dans ce cas aussi, l'utilisation de la corrélation ou de la valeur expérimentale pour le coefficient de transfert de chaleur du côté du fluide de refroidissement n'a qu'un faible impact sur le calcul de la température en paroi (écart inférieur à 0,3 K).

Le flux d'absorption semble donc, dans ce cas-là être plus important en bas de l'absorbeur. Le phénomène d'absorption est moins important car moins refroidi et cède donc moins de chaleur au fluide caloporteur en haut de l'absorbeur.

III.3. Analyse des flux surfaciques le long de l'absorbeur

Les mesures de température dans les canaux ont permis de calculer les flux surfaciques échangés dans l'absorbeur avec deux méthodes différentes :

- En calculant le flux entre deux thermocouples dans le fluide le long de la plaque ;
- En calculant le flux entre un thermocouple dans le fluide et un thermocouple collé en paroi.

Dans la première méthode, le flux surfacique $Q_{C,abs,surf}$ [$W.m^{-2}$] est calculé de la façon suivante :

$$Q_{C,abs,surf} = \frac{\dot{m}_{C,abs} \cdot C_p \cdot \Delta T_{C,abs}}{A} \quad (3.4)$$

$\Delta T_{C,abs}$ [K] représente la différence de mesure de température dans le fluide entre deux thermocouples qui se trouvent l'un après l'autre le long des canaux instrumentés. A [m^2] représente la surface de la plaque entre ces deux thermocouples.

Cette méthode a été utilisée avec les 9 thermocouples positionnés sur la plaque n°6 et a permis d'obtenir 8 valeurs de flux surfaciques réparties le long de la plaque (la mesure du thermocouple TC n°4 n'a pas été prise en compte). Cette méthode a aussi été utilisée avec les 6 thermocouples positionnés dans le fluide le long de la plaque n°10 et a permis d'obtenir 5 valeurs de flux surfaciques réparties le long de la plaque.

Les figures suivantes représentent les profils de ces flux surfaciques le long des deux plaques (n°6 et n°10) pour une température d'entrée de refroidissement de 300,1 K et un débit de refroidissement de 1188,4 $kg.h^{-1}$ (Fig.3. 31) et pour une température d'entrée de refroidissement de 311,3 K et un débit de refroidissement de 1196 $kg.h^{-1}$ (Fig.3. 32).

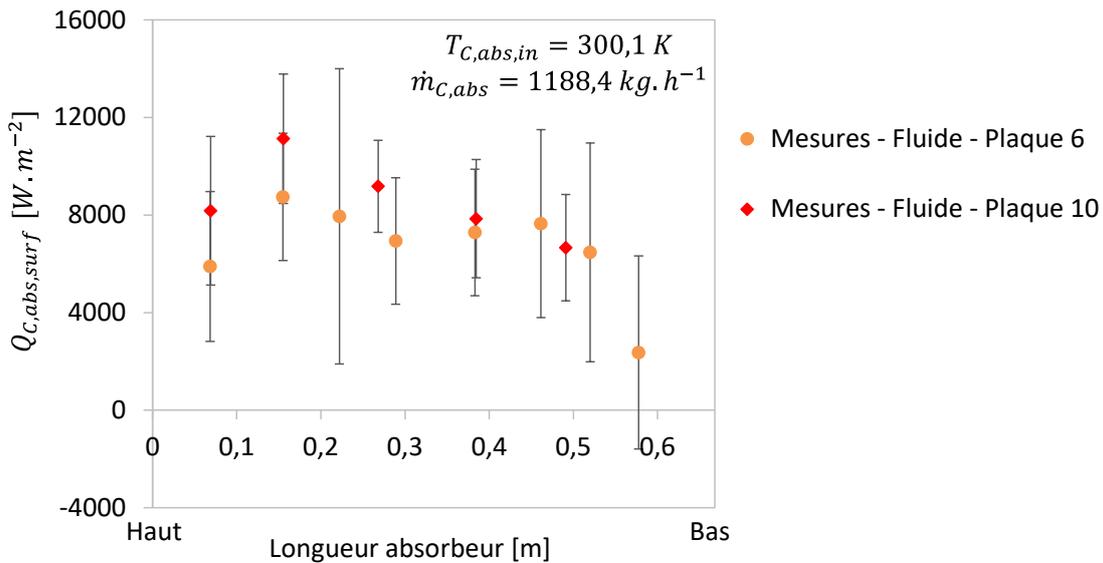


Fig.3. 31. Flux surfacique échangé le long des plaques pour une température d'entrée de refroidissement de 300,1 K et un débit de refroidissement de 1188,4 kg.h⁻¹

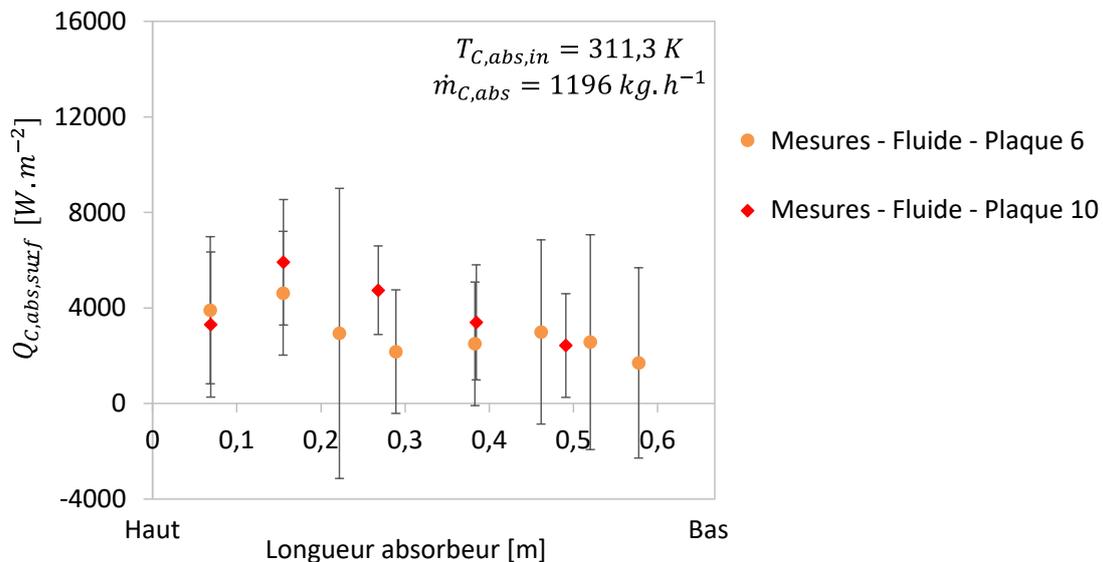


Fig.3. 32. Flux surfacique échangé le long des plaques pour une température d'entrée de refroidissement de 311,3 K et un débit de refroidissement de 1196 kg.h⁻¹

Sur ces deux figures (Fig.3. 31) et (Fig.3. 32), les tendances des courbes sont les mêmes mais les valeurs de flux surfaciques sont différentes. En effet, comme expliqué avec la figure (Fig.3. 26), la température d'entrée du fluide caloporteur plus importante sur la figure (Fig.3. 32) que sur la figure (Fig.3. 31) implique une différence de température moins grande entre l'entrée et la sortie du fluide caloporteur et entre chaque thermocouple placé dans le fluide. Par conséquent, les flux surfaciques sont moins importants lorsque la température d'entrée du fluide de refroidissement est plus grande. De plus, les flux surfaciques ont tendances à être plus importants en haut de l'absorbeur. Ce qui concorde avec la conclusion de la figure (Fig.3. 27) : pour les forts débits de fluide de refroidissement (entre 505,8 et 1633,3 kg.h⁻¹), la température de caloporteur augmente faiblement du bas vers le haut du canal mais de façon de plus en plus importante. Les écarts entre les flux calculés avec les 9 mesures sur la plaque n°6 et ceux calculés avec les 6 mesures sur la plaque n°10 entrent dans la plage d'incertitudes de calcul.

La figure suivante (Fig.3. 33) représente les profils de ces flux surfaciques le long des deux plaques (n°6 et n°10) mais cette fois pour une température d'entrée de refroidissement de 300 K et un débit de refroidissement de 189,1 kg.h⁻¹.

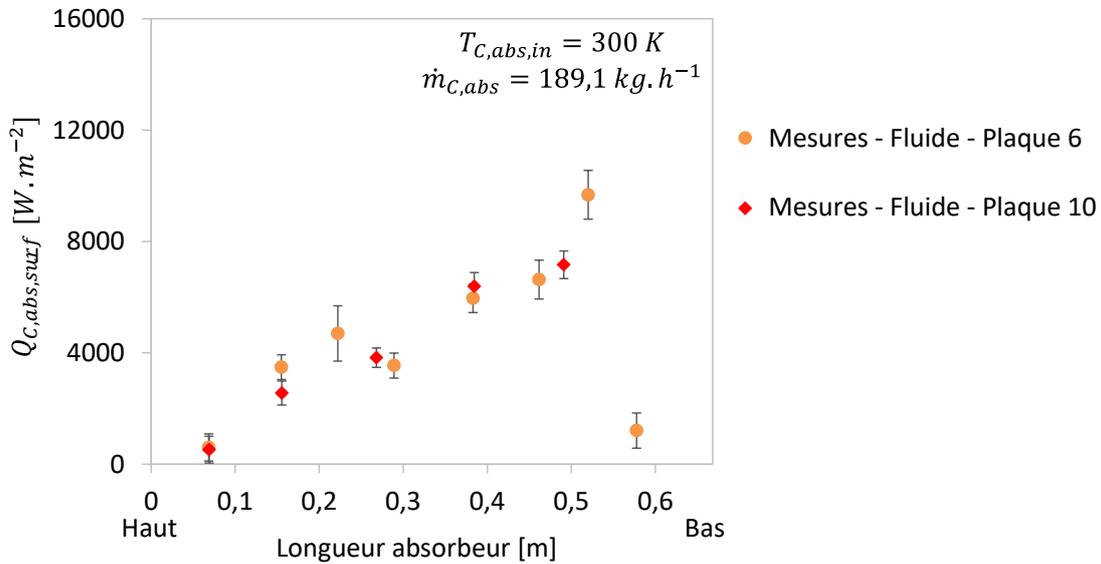


Fig.3. 33. Flux surfacique échangé le long des plaques pour une température d'entrée de refroidissement de 300 K et un débit de refroidissement de 189,1 kg.h⁻¹

Comme expliqué avec la figure (Fig.3. 27), pour les plus petits débits (entre 322,4 et 125,9 kg.h⁻¹), la température de caloporteur augmente fortement du bas vers le haut du canal mais cette augmentation est concave (elle décroît du bas vers le haut de l'absorbteur).

Par conséquent, comme le montre la figure (Fig.3. 33), le flux surfacique est plus important en bas de l'absorbteur et décroît du bas vers le haut des canaux car le fluide de refroidissement devient limitant en haut de l'absorbteur pour refroidir la réaction d'absorption.

Dans la deuxième méthode, le flux surfacique $Q_{C,abs,surf}$ [$W \cdot m^{-2}$] est calculé de la façon suivante :

$$Q_{C,abs,surf} = h_C \cdot (T_{C,abs,paroi} - T_{C,abs,fluide}) \quad (3.5)$$

$$Q_{C,abs,surf} = h_C \cdot (T_{C,abs,paroi,r} - T_{C,abs,fluide}) \quad (3.6)$$

h_C [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] est le coefficient de transfert de chaleur du côté du liquide de refroidissement. Il est calculé avec la corrélation du manuel technique du GRETh ($h_{C,correl}$) ou en utilisant les valeurs de coefficient de transfert de chaleur mesurées expérimentalement ($h_{C,exp}$).

$T_{C,abs,paroi}$ [K] est la température de paroi mesurée avec le thermocouple, $T_{C,abs,paroi,r}$ [K] est la température de paroi recalculée en prenant en compte la colle utilisée pour coller le thermocouple et $T_{C,abs,fluide}$ [K] est la température du fluide de refroidissement mesurée par un thermocouple.

L'équation (3.5) est utilisée lorsque la mesure de température de paroi est prise en compte et l'équation (3.6) est utilisée lorsque la température de paroi recalculée est prise en compte.

Cette méthode a été utilisée avec les 6 thermocouples positionnés dans le fluide et les 6 thermocouples positionnés en paroi le long de la plaque n°10 et a permis d'obtenir 5 valeurs de flux surfaciques réparties le long de la plaque.

Sur les figures suivantes, plusieurs profils de flux surfaciques sont représentés :

- l'évolution du flux calculé avec la mesure de température de paroi et la corrélation du GRETh pour calculer h_C [$W.m^{-2}.K^{-1}$] (nommée Mesures - Fluide/Paroi - Plaque 10 avec $h_{C,correl}$) ;
- l'évolution du flux calculé avec la mesure de température de paroi et les valeurs expérimentales de h_C [$W.m^{-2}.K^{-1}$] (nommée Mesures - Fluide/Paroi - Plaque 10 avec $h_{C,exp}$) ;
- l'évolution du flux calculé avec la température de paroi recalculée en prenant en compte la conductivité et l'épaisseur de la colle et la corrélation du GRETh pour calculer h_C [$W.m^{-2}.K^{-1}$] (nommée Mesures - Fluide/Paroi - Plaque 10 avec $h_{C,correl}$ et température paroi recalculée) ;
- l'évolution du flux calculé avec la température de paroi recalculée en prenant en compte la conductivité et l'épaisseur de la colle et les valeurs expérimentales de h_C [$W.m^{-2}.K^{-1}$] (nommée Mesures - Fluide/Paroi - Plaque 10 avec $h_{C,exp}$ et température paroi recalculée).

Les figures suivantes représentent les profils de ces flux surfaciques le long de la plaque n°10 pour une température d'entrée de refroidissement de 300,1 K et un débit de refroidissement de 1188,4 $kg.h^{-1}$ (Fig.3. 34) et pour une température d'entrée de refroidissement de 311,3 K et un débit de refroidissement de 1196 $kg.h^{-1}$ (Fig.3. 35).

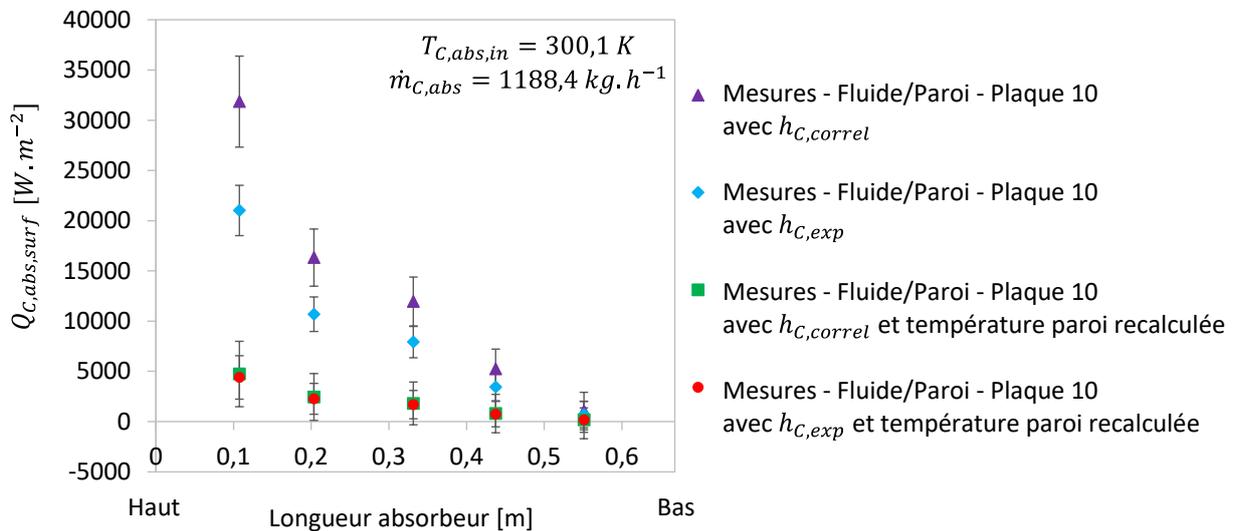


Fig.3. 34. Flux surfacique « fluide-paroi » échangé le long de la plaque pour une température d'entrée de refroidissement de 300,1 K et un débit de refroidissement de 1188,4 $kg.h^{-1}$

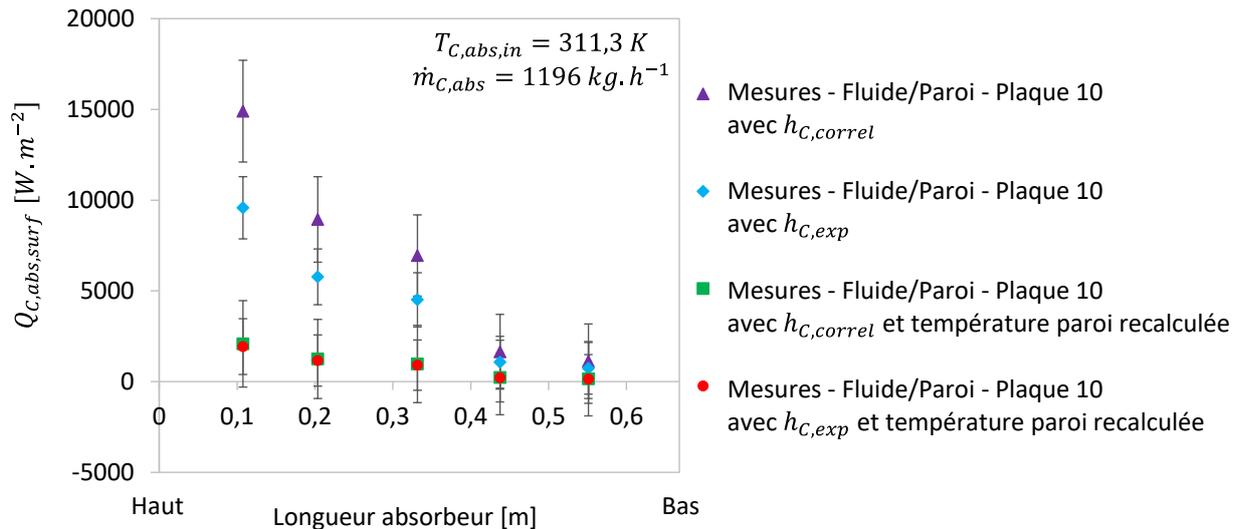


Fig.3. 35. Flux surfacique « fluide-paroi » échangé le long de la plaque pour une température d'entrée de refroidissement de 311,3 K et un débit de refroidissement de 1196 kg.h⁻¹

Sur ces deux figures (Fig.3. 34) et (Fig.3. 35), les tendances des courbes sont les mêmes mais les valeurs de flux surfaciques sont différentes. En effet, comme expliqué précédemment, les flux surfaciques sont moins importants lorsque la température d'entrée du fluide de refroidissement est plus grande. Les flux surfaciques calculés avec les mesures de température fluide/paroi sont beaucoup plus important que ceux calculés avec les mesures de température dans le fluide et les températures de paroi recalculées. En effet lorsque l'on ne prend pas en compte la colle qui a une faible conductivité, le flux surfacique a tendance à être surestimé alors que lorsqu'on prend en compte la conductivité et l'épaisseur de la colle, le flux surfacique a tendance à être sous-estimé (comme expliqué dans la partie III.2.2 du Chapitre 2).

Les valeurs de flux doivent être utilisées avec prudence mais permettent de mettre en lumière une forte tendance. En effet le flux d'absorption est supérieur en haut de l'absorbeur et diminue le long de la plaque jusqu'en bas de l'absorbeur, ce qui confirme l'hypothèse émise à partir des figures (Fig.3. 28) et (Fig.3. 29).

Sur la figure suivante (Fig.3. 36), ces profils de flux surfaciques sont représentés le long de la plaque n°10 pour une température d'entrée de refroidissement de 300 K et un faible débit de refroidissement de 189,1 kg.h⁻¹.

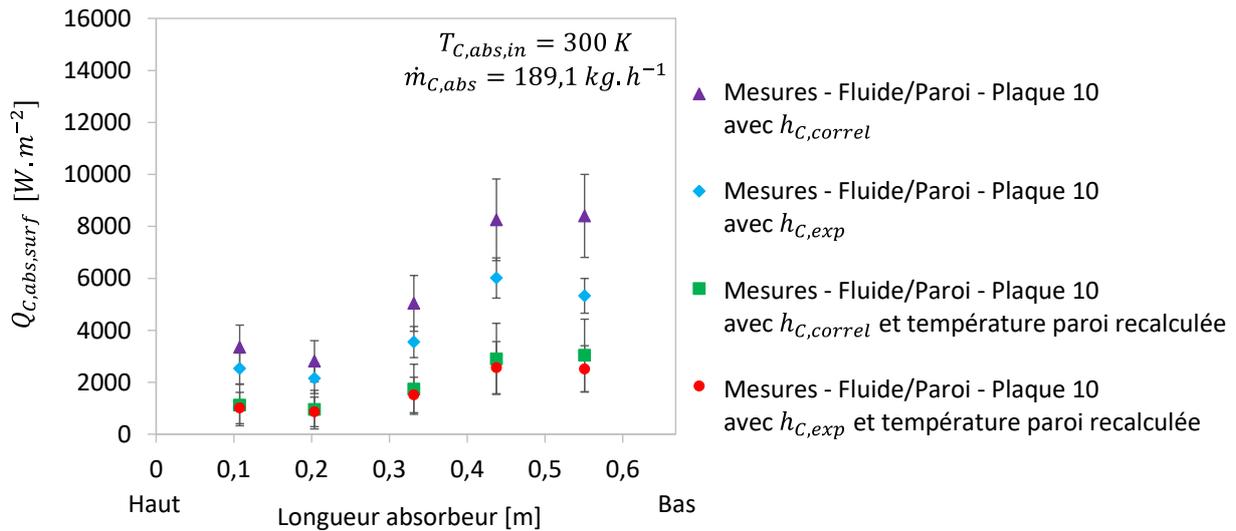


Fig.3. 36. Flux surfacique « fluide-paroi » échangé le long de la plaque pour une température d'entrée de refroidissement de 300 K et un débit de refroidissement de 189,1 kg.h⁻¹

Comme le montre cette figure (Fig.3. 36), avec un faible débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur, le flux surfacique échangé a tendance à décroître du bas vers le haut de l'absorbeur. L'hypothèse évoquée avec la figure (Fig.3. 30) est confirmée : le flux d'absorption est plus important en bas de l'absorbeur pour les faibles débits de caloporteur.

IV. Conclusion

Deux campagnes d'essais avec deux absorbeurs différents ont été réalisées pour cette étude expérimentale.

Les résultats obtenus lors de la deuxième campagne d'essais avec l'absorbeur n°2 sont considérés comme plus précis car l'incertitude de mesure des trois débitmètres Coriolis a été fortement réduite entre les deux campagnes d'essais.

Les différents essais ont permis d'analyser l'influence des différentes variables de contrôle sur les performances de l'absorbeur et sur les performances globales de la machine.

Une nette corrélation entre la puissance frigorifique produite par la machine à absorption et la masse absorbée de vapeur lors du phénomène d'absorption dans l'absorbeur a été vérifiée. Cela permet de confirmer l'intérêt de l'étude détaillée de l'absorbeur dans les machines à absorption. L'impact du rendement d'absorption sur le COP_{th} global de la machine à absorption a aussi été montré.

Il a aussi été montré que, dans le cadre de cette étude, les performances de l'absorbeur ne sont pas seulement impactées par les variables de contrôle globales de la machine mais également par les variables d'entrée de l'absorbeur qui ne sont pas fixes. Cela est dû aux effets rétroactifs des variables de contrôle globales sur toutes les variables d'entrée de l'absorbeur dans une machine à absorption réelle.

Il est difficile d'analyser expérimentalement et de dissocier l'impact des différentes variables de contrôle sur les performances de l'absorbeur avec ce banc expérimental.

Un modèle 1D d'un absorbeur à film tombant est donc nécessaire pour compléter l'étude expérimentale.

Les mesures locales de températures réalisées dans les canaux externes de l'absorbeur n°2 ont été utilisées pour établir les profils de température dans les canaux externes de l'absorbeur et pour calculer les flux surfaciques échangés le long de ces canaux.

Les résultats montrent un flux d'absorption plus important en haut qu'en bas de l'absorbeur (pour les débits de fluide de refroidissement supérieur à 500 kg.h^{-1}) qui peut être expliqué par des conditions plus favorables à l'absorption mais aussi par une plus faible surface mouillée par le film liquide dans les canaux internes en bas de l'absorbeur. Cela peut être dû à une mauvaise distribution du film liquide le long de la plaque.

La distribution du film dans cet échangeur à plaques et joints est supposée identique à celle réalisée dans l'échangeur n°1 à plaques soudées mais ne peut pas être vérifiée expérimentalement.

Les valeurs des mesures en paroi ne devant être utilisées qu'avec prudence, elles ont seulement permis de donner des tendances sur les flux échangés mais elles n'ont pas pu être utilisées pour estimer les températures de paroi interne et les températures dans le film ruisselant.

Un modèle 1D de l'absorbeur est développé dans la partie suivante de ce travail. L'étude numérique va permettre de réaliser une étude plus détaillée du phénomène d'absorption, de dissocier les variables de contrôle et les variables d'entrée et de réaliser des études paramétriques qui ne sont pas réalisables expérimentalement avec le prototype utilisé pour cette étude.

V. Références Chapitre 3

- [1] M. Mittermaier, F. Ziegler, Theoretical evaluation of absorption and desorption processes under typical conditions for chillers and heat transformers, *International Journal of Refrigeration* 59 (2015) 91-101.

CHAPITRE 4. Étude numérique

CHAPITRE 4. Étude numérique	116
I. Introduction.....	117
II. Modélisation d'un absorbeur à film tombant dans un échangeur à plaques	117
II.1. Hypothèses de modélisation	118
II.2. Bilans de masse	120
II.3. Bilans enthalpiques	121
II.4. Condition d'équilibre à l'interface.....	122
II.5. Bilan d'énergie à l'interface.....	122
II.6. Flux absorbés à l'interface.....	123
II.7. Bilan d'énergie sur le fluide de refroidissement	125
II.8. Equations empiriques pour le calcul des coefficients de transfert	126
II.8.1. Coefficient de transfert de chaleur du côté du fluide caloporteur.....	126
II.8.2. Coefficient de transfert de chaleur convectif du côté du film ruisselant.....	126
II.8.3. Coefficient de transfert de masse dans le film liquide à l'interface	127
II.8.4. Coefficient de transfert de chaleur dans la vapeur à l'interface	127
II.8.5. Analogie transfert thermique – transfert massique	128
III. Outil numérique développé.....	128
IV. Résultats numériques.....	131
IV.1. Validation du modèle numérique.....	132
IV.1.1. Comparaison avec les résultats expérimentaux globaux	132
IV.1.2. Validation expérimentale locale	137
IV.2. Etude détaillée du procédé d'absorption.....	143
IV.3. Études de sensibilité paramétriques	154
IV.3.1. Étude de l'impact du débit de fluide caloporteur.....	154
IV.3.2. Étude étendue de l'impact des variables d'entrée de l'absorbeur	161
IV.4. Impact de l'étude sur le dimensionnement de l'absorbeur	166
V. Conclusions.....	168
VI. Références Chapitre 4	170

I. Introduction

Un modèle 1D d'un absorbeur à film tombant a été développé dans le but de réaliser une étude détaillée des transferts couplés de masse et de chaleur dans un échangeur à plaques utilisé comme absorbeur à film tombant et de compléter l'étude expérimentale.

Dans la première partie de ce chapitre (II), les hypothèses de modélisation et le modèle mathématique sont exposés. Les corrélations empiriques utilisées pour calculer les coefficients de transfert de masse et de chaleur γ sont détaillées.

Dans la deuxième partie (III) l'outil numérique développé est présenté.

Dans la troisième partie (IV), les résultats de l'étude numérique sont tout d'abord validés par comparaison avec les résultats expérimentaux puis analysés afin de réaliser l'étude détaillée du phénomène d'absorption.

Enfin, l'outil numérique est utilisé pour effectuer plusieurs études de sensibilité paramétriques afin de donner des pistes d'amélioration de l'absorbeur.

II. Modélisation d'un absorbeur à film tombant dans un échangeur à plaques

Le modèle 1D d'un absorbeur à film tombant ammoniac-eau dans un échangeur à plaques développé est basé sur l'établissement des bilans de masses, d'espèces et de puissances, des équations de transferts de masse et de chaleur et des conditions d'équilibre à l'interface liquide-vapeur pour chaque volume de contrôle de l'absorbeur. L'absorbeur est discrétisé du haut vers le bas. La figure (Fig.4. 1) présente le volume de contrôle considéré.

Comme expliqué dans la partie III du Chapitre 1, en raison de l'écart de pression de vapeur trop faible entre l'eau et l'ammoniac, la vapeur de fluide frigorigène en entrée de l'absorbeur peut contenir de l'eau. Il y a donc une possibilité de résistance aux transferts de masse dans la phase vapeur.

Par conséquent, dans ce modèle, les résistances aux transferts de masse sont considérées dans les deux phases : liquide et vapeur.

Des corrélations empiriques sont utilisées pour calculer les coefficients de transfert de masse et de chaleur.

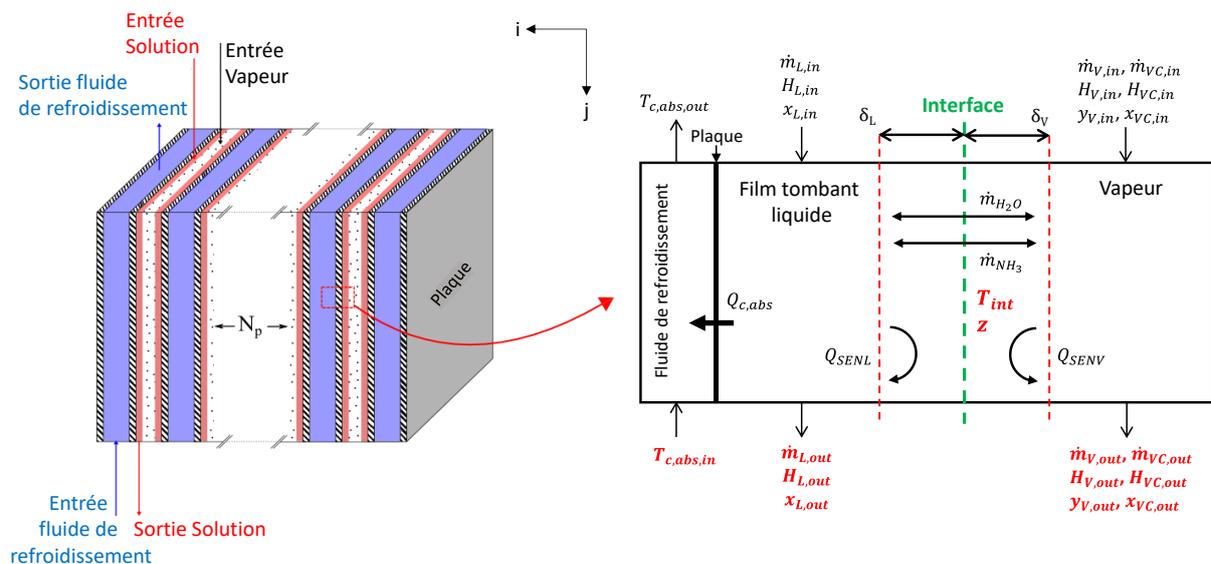


Fig.4. 1. Schéma de l'absorbeur (gauche) et volume de contrôle (droite) (Schéma non à l'échelle)

\dot{m} [kg.s⁻¹] est le débit massique, H [J.kg⁻¹] est l'enthalpie, x [-] est la fraction massique en ammoniac de la phase liquide, y [-] est la fraction massique en ammoniac de la phase vapeur, T [K] est la température, δ [m] est l'épaisseur, Q [W] est la puissance thermique, z [-] est le rapport de débit surfacique représentant la fraction massique d'ammoniac dans le flux transféré à l'interface.

II.1. Hypothèses de modélisation

Les principales hypothèses de modélisation prises en compte sont les suivantes :

- la pression est constante et homogène dans l'absorbeur ;
- l'interface liquide – vapeur est à saturation ;
- le procédé d'absorption est à l'équilibre (en régime établi) ;
- il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'environnement ;
- les températures des phases liquide et vapeur dans chaque volume de contrôle sont prises égales aux températures de mélange dans chacun de ces volumes ;
- les films ruisselants sont laminaires ;
- il y a équi-distribution des débits dans chaque canal de l'absorbeur ;
- l'effet des gaz non absorbables est négligé ;
- la conduction longitudinale à l'intérieur des plaques et des fluides est négligée ;
- les plaques de l'échangeur de chaleur sont planes ;
- la surface de ruissellement est complètement mouillée (il n'y a pas de contact entre les plaques et la vapeur) ;
- si la vapeur en entrée de l'absorbeur est diphasique, la partie liquide est mélangée à la solution et la phase vapeur est à saturation ;
- une partie de la vapeur se condense lors du phénomène d'absorption le long de l'absorbeur et des gouttes liquides apparaissent dans la vapeur de fluide frigorigène.

Les 9 premières hypothèses sont usuellement utilisées pour mener des études sur les absorbeurs [1], [2], [3], elles ne seront donc pas justifiées dans ce travail.

Les 4 dernières hypothèses sont quant à elles spécifiques à ce travail, elles sont donc justifiées ci-après.

L'hypothèse des plaques planes a été considérée pour plusieurs raisons. Tout d'abord, les corrélations empiriques utilisées dans la littérature pour calculer les coefficients de transfert de masse et de chaleur pour un film ruisselant sont développées pour des plaques planes ou pour des caractéristiques géométriques spécifiques [4] qui ne sont pas transposables à toutes les géométries.

Du côté des canaux internes, c'est-à-dire ceux dans lesquels circulent le film ruisselant et la vapeur, les corrélations empiriques utilisées dans ce travail ne prennent donc pas en compte les corrugations des plaques.

Alors que du côté des canaux externes de l'absorbeur, c'est-à-dire ceux dans lesquels le fluide de refroidissement circule, les corrugations de la plaque sont tout de même prises en compte. En effet, le coefficient de transfert de chaleur du côté du liquide de refroidissement h_c est calculé avec une corrélation développée par le Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques (GRETh) [5] (détails dans la partie V.2 du Chapitre 2). Or cette corrélation est développée pour des plaques corruguées, la turbulence générée par les corrugations et la modification de surface due aux corrugations sont directement intégrées dans la loi d'échange.

Un calcul a été effectué pour déterminer si la surface développée ou la surface lisse de la plaque devait être prise en compte comme surface de ruissellement du côté interne de l'absorbeur. Le rapport entre ces surfaces est le suivant :

$$r_{surface,abs1} = \frac{S_{développée,abs1}}{S_{lisse,abs1}} = 1,15 \quad (4.1)$$

$$r_{surface,abs2} = \frac{S_{développée,abs2}}{S_{lisse,abs2}} = 1,14 \quad (4.2)$$

Si la surface développée des plaques est prise en compte au lieu de la surface lisse, l'augmentation de la surface est de 15% pour l'absorbeur n°1 et de 14% pour l'absorbeur n°2.

Or, les points de contact entre les plaques ont tendances à diminuer la surface de ruissellement. Par conséquent, l'augmentation de surface due aux corrugations est négligée et c'est la surface lisse de la plaque qui est définie comme surface de ruissellement interne. L'épaisseur de film est supposée constante dans les corrugations.

L'hypothèse d'une surface de ruissellement complètement mouillée a aussi été réalisée car il n'est pas possible de déterminer expérimentalement le mouillage réel des plaques dans les absorbeurs. La détermination du mouillage réel des plaques devra faire l'objet d'une autre étude. Cette hypothèse est donc basée sur l'étude thermographique réalisée sur l'absorbeur n°1 (partie III.1.2 du Chapitre 2).

La vapeur de fluide frigorigène en entrée de l'absorbeur venant de l'évaporateur et du subcooler peut être sous forme diphasique avec une petite partie de liquide. Si c'est le cas, cette petite partie de solution liquide est mélangée avec la solution pauvre avant d'entrer dans l'absorbeur. La vapeur en entrée de l'absorbeur est donc à saturation.

Enfin, il est supposé que la vapeur se condense lors du phénomène d'absorption le long de l'absorbeur et que des gouttes liquides apparaissent dans la phase vapeur.

En effet, lors du phénomène d'absorption, les transferts couplés de masse et de chaleur impliquent la baisse de la concentration en ammoniac de la vapeur et la hausse de la température de la vapeur en haut de l'absorbeur. Par conséquent la phase vapeur qui est à saturation en entrée de l'absorbeur peut entrer dans le domaine diphasique comme le montre la figure suivante (Fig.4. 2) :

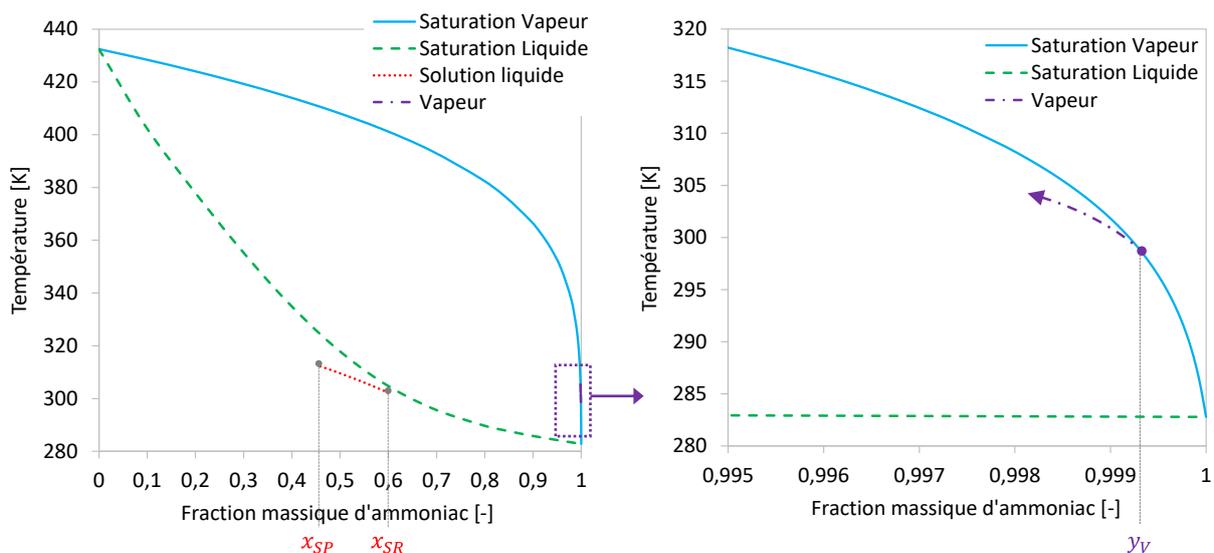


Fig.4. 2. Représentation des phases liquide et vapeur dans le diagramme de phase

Dans ce cas-là, deux hypothèses sont possibles :

- la vapeur est sous-refroidie, c'est-à-dire qu'elle reste à l'état de vapeur même si ces conditions de température et de pression devraient impliquer sa condensation ;
- il y a condensation de la vapeur le long de l'absorbeur et donc apparition d'un brouillard dans la phase vapeur. Les gouttelettes qui apparaissent dans la phase vapeur restent dans la phase vapeur et ne vont pas se mélanger avec la phase liquide car l'interface étant à une température plus haute que la vapeur, les gouttelettes se vaporisent à proximité de l'interface.

Plusieurs simulations ont été effectuées avec l'une puis l'autre hypothèse. La comparaison des différents résultats de températures, concentrations et débits de sortie, et de puissance dégagée montre des écarts relatifs maximum de 3%.

De plus, l'hypothèse de condensation est plus réaliste car pour obtenir une vapeur sous refroidie, le système doit être dans un état métastable (peu stable thermodynamiquement).

Par conséquent, l'hypothèse de condensation d'une partie de la vapeur le long de l'absorbeur a été choisie. Dans ce modèle, deux fluides à l'équilibre seront considérés quand la vapeur de fluide frigorigène devient diphasique:

- une phase vapeur à saturation (notée indice V) ;
- une phase liquide à saturation que l'on appellera vapeur condensée (notée indice VC).

Les concentrations de ces deux phases sont donc calculées à saturation en entrée (4.3) et à la sortie (4.4) de chaque volume de contrôle :

$$[x_{VC,in}, y_{V,in}] = f(T_{V,in}, P)_{sat} \quad (4.3)$$

$$[x_{VC,out}, y_{V,out}] = f(T_{V,out}, P)_{sat} \quad (4.4)$$

$x_{VC,in}$ et $y_{V,in}$ sont les concentrations en entrée de chaque volume de contrôle respectivement de la vapeur condensée et de la vapeur.

$x_{VC,out}$ et $y_{V,out}$ sont les concentrations en sortie de chaque volume de contrôle respectivement de la vapeur condensée et de la vapeur.

La vapeur condensée est considérée à la même température que la vapeur.

A la sortie de chaque canal de l'absorbeur, si il y a présence de vapeur condensée de fluide frigorigène, le condensat accumulé dans la phase vapeur est mélangé avec la solution liquide.

II.2. Bilans de masse

Les bilans de masse globaux dans la phase vapeur (Eq. 4.5) et dans la phase liquide (Eq. 4.6) s'expriment de la façon suivante :

$$\dot{m}_{V,in} + \dot{m}_{VC,in} - \dot{m}_{V,out} - \dot{m}_{VC,out} - (\dot{m}_{NH_3} + \dot{m}_{H_2O}) = 0 \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_{L,in} - \dot{m}_{L,out} + \dot{m}_{NH_3} + \dot{m}_{H_2O} = 0 \quad (4.6)$$

Les bilans d'espèces dans la phase vapeur (Eq. 4.7) et dans la phase liquide (Eq. 4.8) s'expriment de la façon suivante :

$$\dot{m}_{V,in} \cdot y_{V,in} + \dot{m}_{VC,in} \cdot x_{VC,in} - \dot{m}_{V,out} \cdot y_{V,out} - \dot{m}_{VC,out} \cdot x_{VC,out} - \dot{m}_{NH_3} = 0 \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_{L,in} \cdot x_{L,in} - \dot{m}_{L,out} \cdot x_{L,out} + \dot{m}_{NH_3} = 0 \quad (4.8)$$

\dot{m}_{NH_3} et \dot{m}_{H_2O} sont les débits massiques respectivement d'ammoniac et d'eau qui sont absorbés ou désorbés à l'interface entre les phases liquide et vapeur. Ces débits sont positifs lorsque qu'il y a un transfert de masse de la vapeur vers le liquide (phénomène d'absorption) et ces débits sont négatifs lorsqu'il y a un transfert de masse du liquide vers la vapeur (phénomène de désorption).

II.3. Bilans enthalpiques

Le bilan enthalpique dans la phase vapeur est le suivant :

$$\begin{aligned} -Q_{SEN_V} + \dot{m}_{V,in} \cdot H_{V,in}(T_{V,in}, P, y_{V,in}) + \dot{m}_{VC,in} \cdot H_{VC,in}(T_{V,in}, P, x_{VC,in}) \\ - \dot{m}_{V,out} \cdot H_{V,out}(T_{V,out}, P, y_{V,out}) \\ - \dot{m}_{VC,out} \cdot H_{VC,out}(T_{V,out}, P, x_{VC,out}) \\ - \dot{m}_{NH_3} \cdot \tilde{H}_{V,NH_3}(T_{int}, P) - \dot{m}_{H_2O} \cdot \tilde{H}_{V,H_2O}(T_{int}, P) = 0 \end{aligned} \quad (4.9)$$

Le mélange vapeur d'ammoniac et d'eau est considéré comme un mélange idéal de gaz parfait, par conséquent, l'enthalpie d'excès du mélange gazeux ($H_{V,E}$) est négligeable et les enthalpies partielles vapeurs d'ammoniac (\tilde{H}_{V,NH_3}) et d'eau (\tilde{H}_{V,H_2O}) sont considérées comme les enthalpies des composants purs (H_{V,NH_3} , H_{V,H_2O}) [6] :

$$\begin{aligned} H_{m,V} &= y_V \cdot \tilde{H}_{V,NH_3} + (1 - y_V) \cdot \tilde{H}_{V,H_2O} \\ &= y_V \cdot H_{V,NH_3} + (1 - y_V) \cdot H_{V,H_2O} + H_{V,E} \end{aligned} \quad (4.10)$$

$$\tilde{H}_{V,NH_3} = H_{V,NH_3} \quad (4.11)$$

$$\tilde{H}_{V,H_2O} = H_{V,H_2O} \quad (4.12)$$

Le bilan enthalpique dans la phase liquide est le suivant :

$$\begin{aligned} -Q_{SEN_L} - Q_C + \dot{m}_{L,in} \cdot H_{L,in}(T_{L,in}, P, x_{L,in}) - \dot{m}_{L,out} \cdot H_{L,out}(T_{L,out}, P, x_{L,out}) \\ + \dot{m}_{NH_3} \cdot \tilde{H}_{L,NH_3}(T_{int}, P) + \dot{m}_{H_2O} \cdot \tilde{H}_{L,H_2O}(T_{int}, P) = 0 \end{aligned} \quad (4.13)$$

\tilde{H}_{L,NH_3} et \tilde{H}_{L,H_2O} sont les enthalpies partielles respectivement de l'ammoniac et de l'eau dans la phase liquide. L'enthalpie d'excès du mélange liquide n'étant pas négligeable, les enthalpies partielles de

l'ammoniac et de l'eau dans la phase liquide ne peuvent pas être considérées comme les enthalpies des composants purs.

Le détail du calcul de ces enthalpies partielles est disponible dans l'Annexe 2 « Propriétés physiques des fluides ».

Q_{SEN_V} est le flux de chaleur sensible échangé entre la phase vapeur et l'interface et Q_{SEN_L} est le flux de chaleur sensible échangé entre la phase liquide et l'interface, leurs expressions seront détaillées dans la partie II.5 de ce chapitre. $Q_{C,abs}$ est le flux de chaleur cédé au fluide de refroidissement, son expression sera détaillée dans la partie II.7 de ce chapitre.

II.4. Condition d'équilibre à l'interface

La solution à l'interface liquide – vapeur est considérée à saturation (le liquide et la vapeur à l'interface sont à l'équilibre). Par conséquent, les fractions massiques d'ammoniac à l'équilibre à l'interface peuvent être exprimées par l'équation de saturation :

$$[x_{int}, y_{int}] = f(T_{int}, P)_{sat} \quad (4.14)$$

x_{int} [-] est la fraction massique d'ammoniac de la phase liquide à l'interface, y_{int} [-] est la fraction massique d'ammoniac de la phase vapeur à l'interface et T_{int} [K] est la température de l'interface.

II.5. Bilan d'énergie à l'interface

Le bilan d'énergie à l'interface entre la phase liquide et la phase vapeur s'exprime de la façon suivante :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{NH_3} \cdot (H_{V,NH_3}(T_{int}, P) - \tilde{H}_{L,NH_3}(T_{int}, P)) \\ + \dot{m}_{H_2O} \cdot (H_{V,H_2O}(T_{int}, P) - \tilde{H}_{L,H_2O}(T_{int}, P)) + Q_{SEN_L} \\ + Q_{SEN_V} = 0 \end{aligned} \quad (4.15)$$

Les deux premiers termes de l'équation (4.15) représentent la chaleur latente générée par le changement de phase de l'ammoniac et de l'eau à l'interface (le phénomène d'absorption).

Q_{SEN_V} est le flux de chaleur sensible échangé entre la phase vapeur et l'interface et Q_{SEN_L} est le flux de chaleur sensible échangé entre la phase liquide et l'interface.

Le phénomène d'absorption impliquant des transferts couplés de masse et de chaleur à l'interface liquide – vapeur, une quantité de chaleur due aux transferts de masse est aussi transférée entre les phases liquide et vapeur et l'interface.

Ces flux de chaleur sensible doivent donc prendre en compte la chaleur générée par les transferts de masse à l'interface, ils s'expriment à partir de l'équation générale suivante [7] :

$$Q_{SEN} = \underbrace{(N_{NH_3} \cdot Cp_{NH_3} + N_{H_2O} \cdot Cp_{H_2O}) \cdot (T - T_{int})}_{\text{Terme convectif}} + \underbrace{\lambda \cdot \left(-\frac{dT}{di}\right)}_{\text{Terme conductif}} \quad (4.16)$$

N_{NH_3} et N_{H_2O} [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$] sont les débits massiques surfaciques, respectivement d'ammoniac et d'eau, absorbés ou désorbés à l'interface entre la phase liquide et la phase vapeur. Comme les débits massiques, ces débits massiques surfaciques sont positifs lorsque qu'il y a un transfert de masse de la vapeur vers le liquide (phénomène d'absorption) et négatifs lorsqu'il y a un transfert de masse du liquide vers la vapeur (phénomène de désorption).

Cp_{NH_3} et Cp_{H_2O} [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] sont les capacités calorifiques respectivement de l'ammoniac et de l'eau. λ [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] est la conductivité thermique.

Le premier terme de l'équation (4.16) (terme convectif) prend en compte les flux de masse et le deuxième terme de l'équation (4.16) (terme conductif) représente la conductivité thermique dans la couche limite.

Par intégration de cette équation entre l'interface ($i = 0$ et $T = T_{int}$) et la limite de la couche limite de diffusion vapeur ($i = \delta_V$ et $T = T_V$) (cf. Fig.4. 1) l'équation suivante est obtenue :

$$Q_{SENV} = \frac{c_V}{1 - e^{-c_V}} \cdot h_V \cdot dAi \cdot (T_V - T_{int}) \quad (4.17)$$

Avec :

$$c_V = \frac{N_{NH_3} \cdot Cp_{V,NH_3} + N_{H_2O} \cdot Cp_{V,H_2O}}{h_V} \quad (4.18)$$

Par intégration de cette équation entre l'interface ($i = 0$ et $T = T_{int}$) et la limite de la couche limite de diffusion liquide ($i = \delta_L$ et $T = T_L$) l'équation suivante est obtenue :

$$Q_{SENL} = \frac{c_L}{1 - e^{-c_L}} \cdot h_L \cdot dAi \cdot (T_L - T_{int}) \quad (4.19)$$

Avec :

$$c_L = \frac{N_{NH_3} \cdot Cp_{L,NH_3} + N_{H_2O} \cdot Cp_{L,H_2O}}{h_L} \quad (4.20)$$

h_V et h_L [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$] sont les coefficients de transfert thermique, respectivement entre la vapeur et l'interface et entre le liquide et l'interface. Les corrélations empiriques utilisées pour les calculer sont développées dans la partie II.8 de ce chapitre.

c_V et c_L [-] sont des facteurs correctifs qui permettent de modifier les coefficients de transfert thermique h_V et h_L de manière à prendre en compte l'effet des transferts massiques.

II.6. Flux absorbés à l'interface

A l'interface entre le liquide et la vapeur, il existe deux résistances aux transferts de masse qui sont dues aux gradients de concentration. La première résistance aux transferts se situe entre la vapeur et l'interface dans une couche limite d'épaisseur δ_V et la deuxième entre l'interface et le liquide dans une couche limite d'épaisseur δ_L (Fig.4. 1).

La variation de concentration de chaque composant près de l'interface induit un phénomène de diffusion massique d'ammoniac et d'eau à travers l'interface dans la direction perpendiculaire à l'écoulement selon i (Fig.4. 1).

Le flux de NH_3 (composant le plus volatile) qui traverse la couche limite de la phase vapeur vers l'interface est déterminé de la façon suivante [7] :

$$N_{NH_3} = \underbrace{(N_{NH_3} + N_{H_2O}) \cdot y}_{\text{Convection massique}} + \underbrace{\rho_V \cdot D_V \cdot \left(\frac{dy}{di}\right)}_{\text{Diffusion moléculaire}} \quad (4.21)$$

D_V [$m^2 \cdot s^{-1}$] est le coefficient de diffusion massique dans la vapeur (le détail de son calcul est disponible en Annexe 2) et ρ_V [$kg \cdot m^{-3}$] est la masse volumique de la phase vapeur.

On considère le rapport z [-] qui est le rapport entre le débit massique surfacique d'ammoniac et le débit massique surfacique total absorbé ou désorbé à l'interface liquide – vapeur :

$$z = \frac{N_{NH_3}}{N_{NH_3} + N_{H_2O}} \quad (4.22)$$

z [-] permet de représenter la fraction massique d'ammoniac présente dans le flux de matière échangé à travers l'interface liquide – vapeur.

Trois cas sont possibles :

- $z < 1$: absorption d'ammoniac et d'eau ($N_{NH_3} > 0$ et $N_{H_2O} > 0$) ;
- $z = 1$: absorption d'ammoniac ($N_{H_2O} = 0$) ;
- $z > 1$: absorption d'ammoniac et désorption d'eau ($N_{NH_3} > 0$ et $N_{H_2O} < 0$).

L'équation (4.21) peut donc s'écrire de la façon suivante :

$$(N_{NH_3} + N_{H_2O}) \cdot di = \rho_V \cdot D_V \cdot \frac{1}{z - y} \cdot dy \quad (4.23)$$

Par intégration de cette équation entre l'interface ($i = 0$ et $y = y_{int}$) et la limite de la couche limite de diffusion vapeur ($i = \delta_V$ et $y = y_V$), l'équation du flux massique surfacique total qui est transféré entre la vapeur et l'interface liquide – vapeur est obtenue :

$$N_{NH_3} + N_{H_2O} = K_V \cdot \rho_V \cdot \ln\left(\frac{z - y_{int}}{z - y_V}\right) \quad (4.24)$$

K_V [$m \cdot s^{-1}$] est le coefficient de transfert massique entre la vapeur et l'interface. La corrélation empirique utilisée pour le calculer est développée dans la partie II.8.5 de ce chapitre.

Le flux de NH_3 (composant le plus volatile) qui traverse la couche limite de la phase liquide vers l'interface est déterminé de la façon suivante [7] :

$$N_{NH_3} = \underbrace{(N_{NH_3} + N_{H_2O}) \cdot x}_{\text{Convection massique}} - \underbrace{\rho_L \cdot D_L \cdot \left(\frac{dx}{di}\right)}_{\text{Diffusion moléculaire}} \quad (4.25)$$

D_L [$m^2 \cdot s^{-1}$] est le coefficient de diffusion massique dans la phase liquide (Annexe 2) et ρ_L [$kg \cdot m^{-3}$] est la masse volumique de la phase liquide.

L'équation (4.25) peut s'écrire de la façon suivante :

$$(N_{NH_3} + N_{H_2O}) \cdot di = -\rho_L \cdot D_L \cdot \frac{1}{z-x} \cdot dx \quad (4.26)$$

Par intégration de cette équation entre l'interface ($i = 0$ et $x = x_{int}$) et la limite de la couche limite de diffusion vapeur ($i = \delta_L$ et $x = x_L$), l'équation du flux massique surfacique total qui est transféré entre la vapeur et l'interface liquide - vapeur est obtenue :

$$N_{NH_3} + N_{H_2O} = K_L \cdot \rho_L \cdot \ln\left(\frac{z-x_L}{z-x_{int}}\right) \quad (4.27)$$

K_L [$m \cdot s^{-1}$] est le coefficient de transfert massique entre la vapeur et l'interface. La corrélation empirique utilisée pour le calculer est développée dans la partie II.8.3 de ce chapitre.

Il n'y a aucune accumulation de matière à l'interface liquide – vapeur, le flux échangé dans les deux phases est donc le même et l'équation suivante peut être écrite :

$$N_{NH_3} + N_{H_2O} = K_L \cdot \rho_L \cdot \ln\left(\frac{z-x_L}{z-x_{int}}\right) = K_V \cdot \rho_V \cdot \ln\left(\frac{z-y_{int}}{z-y_V}\right) \quad (4.28)$$

II.7. Bilan d'énergie sur le fluide de refroidissement

Pour évacuer la chaleur générée par le phénomène exothermique d'absorption, le fluide de refroidissement évacue une quantité de chaleur $Q_{C,abs}$ [W] qui est calculée par l'écriture du bilan premier principe sur le fluide de refroidissement :

$$Q_{C,abs} + \dot{m}_{C,abs} \cdot (H_{C,abs,in} - H_{C,abs,out}) = 0 \quad (4.29)$$

Avec :

$$Q_{C,abs} = U \cdot dAi \cdot (T_L - T_{C,abs,in}) \quad (4.30)$$

Et :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_C} + \frac{e}{\lambda_p} + \frac{1}{h_{film}} \quad (4.31)$$

$\dot{m}_{C,abs}$ [kg.s⁻¹] est le débit de fluide caloporteur dans l'absorbeur, $H_{C,abs,in}$ et $H_{C,abs,out}$ [J.kg⁻¹] sont les enthalpies de l'eau de refroidissement en entrée et en sortie de chaque volume de contrôle, dAi [m²] est la surface de la plaque dans le volume de contrôle considéré, T_L [K] est la température du film liquide dans le volume de contrôle et $T_{C,abs,in}$ [K] est la température du fluide caloporteur en entrée du volume de contrôle.

U [W.m⁻².K⁻¹] est le coefficient de transfert de chaleur global qui prend en compte les transferts convectifs (entre le film liquide et la plaque et entre le fluide de refroidissement et la plaque) et la conduction à travers la plaque. h_C [W.m⁻².K⁻¹] est le coefficient de transfert de chaleur du côté du liquide de refroidissement, il a été explicité dans la partie V.2 du Chapitre 2. e [m] est l'épaisseur de la plaque et λ_p [W.m⁻¹.K⁻¹] est la conductivité thermique de la plaque en inox. h_{film} [W.m⁻².K⁻¹] est le coefficient de transfert de chaleur convectif du côté du film ruisselant, il sera développé dans la partie suivante (II.8.2) de ce chapitre.

II.8. Equations empiriques pour le calcul des coefficients de transfert

Des corrélations empiriques sont utilisées pour calculer les coefficients de transfert de masse et de chaleur, elles sont détaillées ci-dessous.

II.8.1. Coefficient de transfert de chaleur du côté du fluide caloporteur

Le coefficient de transfert de chaleur du côté du fluide de refroidissement h_C [W.m⁻².K⁻¹] est calculé avec une corrélation développée par le Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques (GRETh) [5]. Le détail de cette corrélation a déjà été détaillé dans la partie V.2 du Chapitre 2.

II.8.2. Coefficient de transfert de chaleur convectif du côté du film ruisselant

Le coefficient de transfert de chaleur convectif du côté du film ruisselant h_{film} [W.m⁻².K⁻¹] est calculé avec une corrélation basée sur des tests expérimentaux [1]. Elle est uniquement valide pour des écoulements pleinement développés avec un nombre de Reynolds Re_{film} inférieur à (2460. $Pr^{-0.646}$). Cette corrélation s'exprime de la façon suivante :

$$h_{film} = 1,88 \cdot \frac{\lambda_L}{\delta} \quad (4.32)$$

Avec λ_L [W.m⁻¹.K⁻¹] la conductivité thermique du film liquide et δ [m] l'épaisseur moyenne du film liquide tombant. δ est un paramètre qui prend en compte les caractéristiques hydrodynamiques de l'écoulement. En écoulement laminaire, il s'exprime de la même manière que dans l'équation (1.29) du Chapitre 1.

II.8.3. Coefficient de transfert de masse dans le film liquide à l'interface

La corrélation utilisée pour calculer le coefficient de transfert massique entre le film liquide et l'interface K_L [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] est une corrélation développée par Yih et Chen [8] dans un film tombant laminaire ($49 < Re_{film} < 300$) et dans des conditions d'écoulement pleinement développées. Les valeurs des constantes ont été obtenues par ajustement de leurs données expérimentales avec des données fournies par dix autres chercheurs.

La corrélation s'exprime de la façon suivante :

$$K_L = (0,01099 \cdot Re_{film}^{0.3955} \cdot Sc_L^{0.5}) \cdot \left(D_L \cdot \left(\frac{g}{\nu_L^2} \right)^{\frac{1}{3}} \right) \quad (4.33)$$

Avec Re_{film} [-] le nombre de Reynolds du film tombant, Sc_L [-] le nombre de Schmidt du film tombant, D_L [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$] le coefficient de diffusion massique liquide, ν_L [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$] la viscosité cinématique du film liquide et g l'accélération de la pesanteur [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$].

Les expressions du nombre de Reynolds du film et du nombre de Schmidt sont détaillées dans la partie V du Chapitre 1.

Le détail du calcul du coefficient de diffusion binaire dans un mélange liquide est disponible en Annexe 2.

II.8.4. Coefficient de transfert de chaleur dans la vapeur à l'interface

Le coefficient de transfert thermique entre la vapeur et l'interface h_V [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$] est calculé avec une corrélation empirique développée par Kakaç *et al* [9].

Cette corrélation est basée sur des conditions d'écoulement laminaire dans un canal entre deux plaques planes parallèles. La température de surface est supposée uniforme et les effets de bords dus à la largeur finie des plaques sont négligés [1], [10]. Cette corrélation est une bonne approximation pour des canaux rectangulaires finis.

Cette corrélation est valide pour un nombre de Reynolds inférieur à 2200 et des conditions d'écoulement pleinement développées, elle s'exprime de la façon suivante :

$$h_V = 7,541 \cdot \frac{\lambda_V}{d_{h,V}} \quad (4.34)$$

Avec λ_V [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] la conductivité thermique de la vapeur et $d_{h,V}$ [m] le diamètre hydraulique de la vapeur dans le volume de contrôle.

Le diamètre hydraulique de la vapeur est défini de la façon suivante :

$$d_{h,V} = \frac{4 \cdot S}{P_m} = \frac{4 \cdot L \cdot \left(\frac{e_{corrug}}{2} - \delta \right)}{L} \quad (4.35)$$

L [m] est la largeur de la plaque, e_{corrug} [m] est la hauteur d'une corrugation et δ [m] est l'épaisseur de film liquide. L'espace moyen entre deux plaques adjacentes est considéré égal à la hauteur d'une corrugation.

II.8.5. Analogie transfert thermique – transfert massique

L'analogie de Chilton-Colburn [11] est utilisée pour estimer le coefficient de transfert thermique entre la phase liquide et l'interface et le coefficient de transfert massique entre la vapeur et l'interface.

Cette analogie s'exprime de la façon suivante :

$$h = Cp \cdot \rho \cdot K \cdot \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (4.36)$$

Le coefficient de transfert thermique entre la phase liquide et l'interface h_L [W.m⁻².K⁻¹] peut donc être exprimé en fonction du coefficient de transfert massique entre le film liquide et l'interface K_L [m.s⁻¹], il peut s'écrire :

$$h_L = Cp_L \cdot \rho_L \cdot K_L \cdot \left(\frac{Sc_L}{Pr_L} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (4.37)$$

Et le coefficient de transfert massique entre la phase vapeur et l'interface K_V [m.s⁻¹] peut donc être exprimé en fonction du coefficient de transfert thermique entre la phase vapeur et l'interface h_V [m.s⁻¹], il peut s'écrire :

$$K_V = \frac{h_V}{Cp_V \cdot \rho_V} \cdot \left(\frac{Sc_V}{Pr_V} \right)^{-\frac{2}{3}} \quad (4.38)$$

Cp_L et Cp_V [J.kg⁻¹.K⁻¹] sont les capacités calorifiques respectivement du mélange liquide et de la phase vapeur.

Les expressions du nombre de Prandtl et du nombre de Schmidt sont détaillées dans la partie V du Chapitre 1. Le nombre de Schmidt dépend de la diffusivité massique de la phase vapeur, le calcul de cette propriété est disponible en Annexe 2.

Comme précisé dans la partie V.1 du Chapitre 2, les propriétés thermodynamiques et les propriétés de transport du mélange ammoniac-eau sont calculées avec le logiciel Refprop ou par des corrélations (détails disponibles en Annexe 2).

III. Outil numérique développé

Un outil de simulation a été développé avec le logiciel de calcul numérique Scilab à partir de ce modèle. L'absorbeur est discrétisé en plusieurs volumes de contrôle. La méthode numérique implémentée permet la résolution itérative d'équations non linéaires dans chaque volume de contrôle de l'absorbeur avec la fonction « fsolve » de Scilab.

La fonction « fsolve » permet la résolution de n équations non linéaires à n inconnues avec un algorithme du type méthode hybride de Powell basée sur la méthode de Newton-Raphson [12].

Le schéma de l'outil numérique développé est présenté sur la figure suivante (Fig.4. 3).

L'étape 1 consiste à charger toutes les fonctions qui permettent le calcul des propriétés physiques du mélange ammoniac-eau.

L'étape 2 consiste à charger les données d'entrée de l'absorbeur (pression, débit, concentration et température des différents fluides en entrée de l'absorbeur).

L'étape 3 consiste à définir les entrées générales du modèle qui sont des paramètres constants lors de la modélisation de l'absorbeur : le nombre d'étage de discrétisation (de volume de contrôle), les données géométriques, la pression de travail de l'absorbeur, le débit de fluide caloporteur et les valeurs consignées de la température d'entrée du caloporteur en bas de l'absorbeur et du débit de sortie de la vapeur en bas de l'absorbeur. L'absorbeur est simulé du haut vers le bas dans le but de retrouver ces valeurs consignées en bas de l'absorbeur.

L'étape 4 consiste à réaliser un « nœud de mélange » avant l'absorbeur pour mélanger la partie liquide présente dans la vapeur de fluide frigorigène provenant de l'évaporateur avec la solution pauvre.

Les variables d'entrée nécessaires pour chaque étage sont ensuite définies. Le fluide caloporteur circulant à contre-courant dans l'absorbeur (de bas en haut), c'est la température de sortie de fluide caloporteur qui est une entrée du modèle. Les débits \dot{m}_L , \dot{m}_V et $\dot{m}_{C,abs}$ sont calculés à partir des données d'entrée de l'absorbeur pour un seul canal.

Les variables d'entrée de l'étage n°1 sont ensuite initialisées avec les données d'entrée directement chargées à l'étape 1 et les données recalculées après le nœud de mélange.

Les valeurs de la température de sortie du fluide caloporteur et du débit d'entrée de la vapeur sont supposées.

L'étape 5 consiste à initialiser les inconnues pour résoudre le premier étage de l'absorbeur.

L'étape 6 est l'étape de résolution. Une première boucle itérative permet de retrouver les valeurs consignées de la température d'entrée du fluide de refroidissement et du débit de sortie de la vapeur. Cette boucle itérative est nécessaire pour retrouver la valeur de température d'entrée souhaitée du fluide caloporteur ($T_{C,abs,in}$) car l'absorbeur est discrétisé de haut en bas et c'est la valeur de température de sortie ($T_{C,abs,out}$) qui est une donnée d'entrée du modèle. Cette boucle itérative est aussi nécessaire pour ajuster le débit massique de vapeur en entrée de l'absorbeur ($\dot{m}_{V,in}$) de façon à ce que le débit de vapeur soit nul à la sortie de l'absorbeur. En réalité la consigne de débit de vapeur en sortie est fixée à $4 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ pour stabiliser le modèle.

Pour chaque jeu de paramètre [$T_{C,abs,out}$, $\dot{m}_{V,in}$] testé, la fonction qui permet la résolution d'un étage est appelée, avec une deuxième boucle itérative, autant de fois qu'il y a d'étage (de volume de contrôle). Les paramètres de sortie de chaque étage sont utilisés comme paramètres d'entrée des étages suivants.

Dans cette fonction « résolution étage », le calcul de toutes les propriétés fluides est effectué, tous les coefficients de transfert sont calculés, les conditions d'équilibre sont établies et la fonction fsolve permet la résolution des 9 équations non linéaires à 9 inconnues avec une tolérance de $1 \cdot 10^{-8}$.

Les deux équations de la fonction « Résolution $T_{C,abs,in}$ et $\dot{m}_{V,out}$ » qui permettent la comparaison avec les valeurs consignées sont résolues avec une tolérance de $1 \cdot 10^{-4}$.

Dans l'étape 7, une matrice résultat est écrite. Elle est composée de toutes les données calculées pour chaque étage (températures, débits, concentrations, flux mais aussi toutes les propriétés fluides et les coefficients de transfert).

Dans l'étape 8, un nœud de mélange est réalisé. Il permet de mélanger le condensat accumulé dans la phase vapeur avec la phase liquide à la sortie du canal modélisé et de connaître l'état des différents fluides en bas du canal.

Chapitre 4. Étude numérique

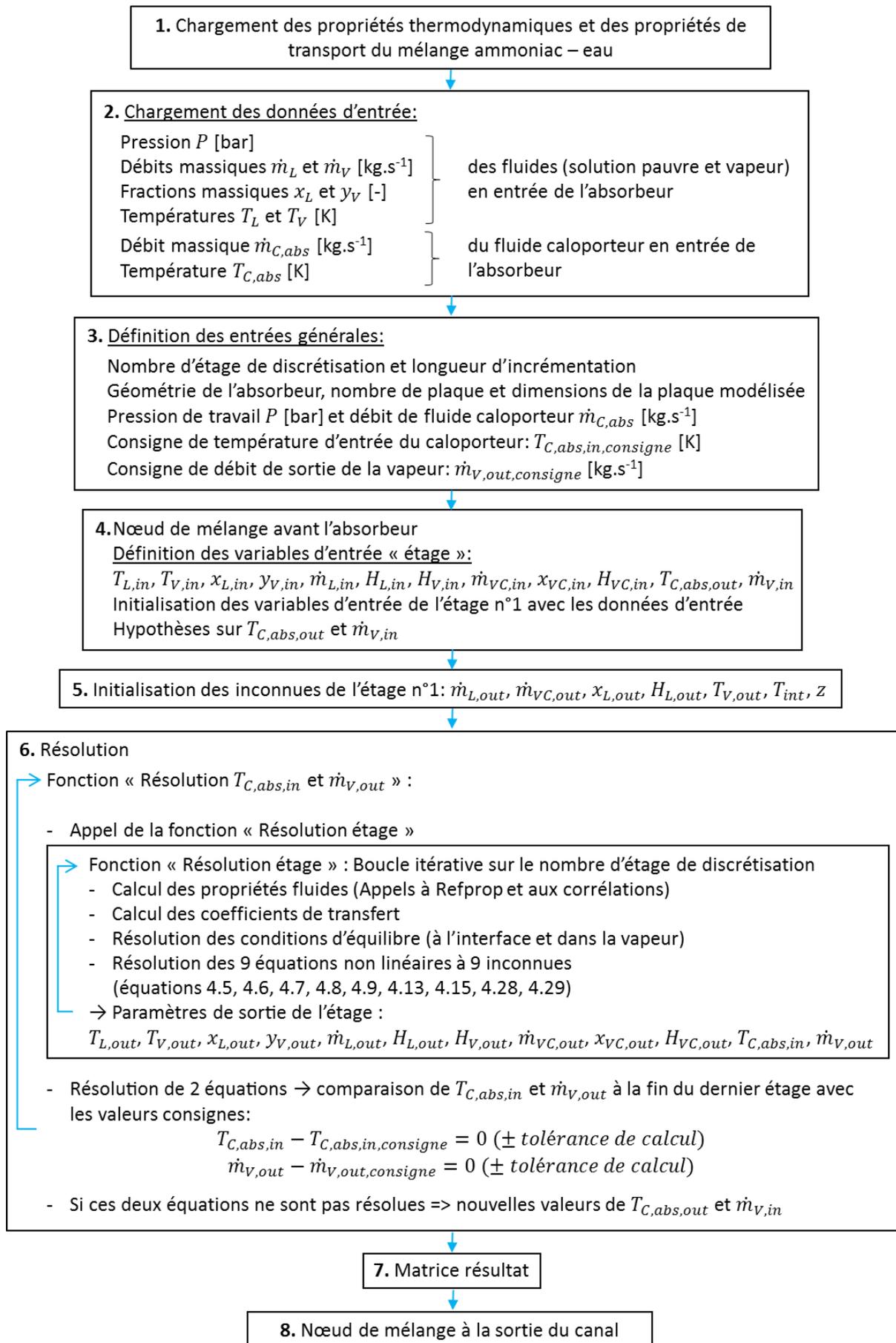


Fig.4. 3. Algorithme de résolution pour la modélisation de l'absorbeur

Pour comparer les résultats numériques avec les résultats expérimentaux, deux types de simulations ont été réalisés :

- la simulation d'une plaque centrale ;
- la simulation d'une plaque de bord.

En effet, comme expliqué dans le Chapitre 2, le refroidissement n'est pas le même dans les canaux de bord et les canaux au centre de l'absorbeur.

Dans le cas d'une plaque centrale, un volume de contrôle ne comprend qu'un demi-canal de refroidissement alors que dans le cas d'une plaque de bord, un volume de contrôle comprend un canal de refroidissement en entier. Les différences entre les deux types de simulation seront donc le débit de fluide de refroidissement ($\dot{m}_{C,abs}$), le diamètre hydraulique du fluide caloporteur ($d_{h,C}$) et donc l'expression du nombre de Reynolds du fluide de refroidissement (Re_C) (cf. partie V.2 du Chapitre 2). Ces deux types de simulations numériques permettent de réaliser un autre nœud de mélange à la sortie de l'absorbeur pour mélanger les 14 films liquides ensemble.

Le débit (\dot{m}_{SR}), la température (T_{SR}) et la concentration (x_{SR}) de solution riche à la sortie de l'absorbeur sont calculés avec les bilans suivant :

$$-\dot{m}_{SR} + \dot{m}_{L,out} + \dot{m}_{VC,out} + \dot{m}_{V,out} = 0 \quad (4.39)$$

$$-(\dot{m}_{SR} \cdot x_{SR}) + (\dot{m}_{L,out} \cdot x_{out}) + (\dot{m}_{VC,out} \cdot x_{VC,out}) + (\dot{m}_{V,out} \cdot y_{out}) = 0 \quad (4.40)$$

$$-(\dot{m}_{SR} \cdot H_{SR}) + (\dot{m}_{L,out} \cdot H_{L,out}) + (\dot{m}_{VC,out} \cdot H_{VC,out}) + (\dot{m}_{V,out} \cdot H_{V,out}) = 0 \quad (4.41)$$

Et :

$$T_{SR} = f(x_{SR}, P, H_{SR}) \quad (4.42)$$

$\dot{m}_{V,out}$ est le débit de vapeur en sortie de l'absorbeur, il n'est pas nul afin de stabiliser le modèle.

Le calcul de tous les paramètres (températures, concentrations, débits), de la masse absorbée, du rendement d'absorption et des différents flux au point de mélange de tous les canaux à la sortie de l'absorbeur est alors possible et ces résultats peuvent être comparés avec les résultats expérimentaux.

Cet outil permet une analyse détaillée des transferts combinés de masse et de chaleur le long de l'absorbeur et facilite ainsi l'étude du procédé d'absorption.

IV. Résultats numériques

Dans cette partie, les résultats numériques sont comparés aux données expérimentales obtenues dans ce travail de thèse pour valider le modèle (de façon globale et locale).

Ils sont ensuite utilisés pour analyser de façon détaillée le procédé d'absorption le long de l'absorbeur. Enfin, le modèle numérique est utilisé pour réaliser des études paramétriques et donner des pistes de dimensionnement de l'absorbeur.

IV.1. Validation du modèle numérique

IV.1.1. Comparaison avec les résultats expérimentaux globaux

Cette première validation du modèle est appelée validation expérimentale globale car elle est réalisée avec les données en entrée et en sortie de l'absorbeur et ne prend pas en compte les évolutions internes le long de l'absorbeur.

Les conditions d'essais expérimentales ont été utilisées comme données d'entrée du modèle d'absorbeur et permettent ainsi la comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques.

Les essais utilisés pour réaliser cette étude comparative ont été choisis de manière à représenter les plages de variation des variables de contrôle de la machine à absorption. 8 essais ont été choisis dans la campagne d'essais avec l'absorbeur n°1 et 10 essais ont été choisis dans la campagne d'essais avec l'absorbeur n°2. De cette manière, le modèle développé est testé sur deux absorbeurs différents.

Les conditions opératoires globales des essais utilisés pour réaliser cette étude sont listées dans les tableaux suivants (Tab.4. 1 et Tab.4. 2).

Pour rappel, $T_{G,in}$ est la température d'entrée de la source chaude au générateur, $T_{E,in}$ est la température de la source froide en entrée de l'évaporateur, $T_{C,abs,in}$ est la température de refroidissement en entrée de l'absorbeur (mais aussi du condenseur et du rectifieur), \dot{m}_{SR} est le débit de solution riche et $\dot{m}_{C,abs}$ est le débit de refroidissement externe dans l'absorbeur. Ce sont les variables de contrôle globales de la machine. N1 est le niveau dans le réservoir N1 et $\dot{m}_{C,rect}$ est le débit de refroidissement externe dans le rectifieur.

Tab.4. 1. Conditions opératoires des essais avec l'absorbeur n°1

Essais	$T_{G,in}$ [K]	$T_{E,in}$ [K]	$T_{C,abs,in}$ [K]	\dot{m}_{SR} [kg.s ⁻¹]	$\dot{m}_{C,abs}$ [kg.s ⁻¹]	N1 [mm]	$\dot{m}_{C,rect}$ [kg.s ⁻¹]
1-1	361,37	290,76	300,21	$2,08.10^{-2}$	$3,28.10^{-1}$	70,00	$3,33.10^{-3}$
1-2	362,32	290,83	306,45	$2,08.10^{-2}$	$3,29.10^{-1}$	70,00	$3,33.10^{-3}$
1-3	362,29	290,79	296,41	$2,08.10^{-2}$	$3,24.10^{-1}$	70,00	$3,33.10^{-3}$
1-4	362,29	290,79	300,19	$3,75.10^{-2}$	$3,26.10^{-1}$	70,00	$3,33.10^{-3}$
1-5	362,28	290,79	300,27	$2,08.10^{-2}$	$4,36.10^{-1}$	70,00	$3,33.10^{-3}$
1-6	362,29	290,81	300,19	$1,81.10^{-2}$	$3,26.10^{-1}$	70,00	$3,33.10^{-3}$
1-7	352,31	290,81	300,15	$2,08.10^{-2}$	$3,25.10^{-1}$	70,00	$3,33.10^{-3}$
1-8	362,30	290,81	300,06	$2,08.10^{-2}$	$9,11.10^{-2}$	70,00	$3,33.10^{-3}$

Tab.4. 2. Conditions opératoires des essais avec l'absorbeur n°2

Essais	$T_{G,in}$ [K]	$T_{E,in}$ [K]	$T_{C,abs,in}$ [K]	\dot{m}_{SR} [kg.s ⁻¹]	$\dot{m}_{C,abs}$ [kg.s ⁻¹]	N1 [mm]	$\dot{m}_{C,rect}$ [kg.s ⁻¹]
2-1	362,30	290,77	300,11	$2,08.10^{-2}$	$3,30.10^{-1}$	55,00	$3,33.10^{-3}$
2-2	362,31	290,80	304,12	$2,08.10^{-2}$	$3,30.10^{-1}$	55,00	$3,33.10^{-3}$
2-3	362,30	290,79	297,11	$2,08.10^{-2}$	$3,31.10^{-1}$	55,00	$3,33.10^{-3}$
2-4	352,36	290,83	300,18	$2,08.10^{-2}$	$3,24.10^{-1}$	55,00	$3,33.10^{-3}$
2-5	362,34	288,84	300,19	$2,08.10^{-2}$	$3,24.10^{-1}$	55,00	$3,33.10^{-3}$
2-6	362,30	290,80	300,13	$2,92.10^{-2}$	$3,32.10^{-1}$	55,00	$3,33.10^{-3}$
2-7	362,31	290,81	300,14	$3,19.10^{-2}$	$3,32.10^{-1}$	55,00	$3,33.10^{-3}$
2-8	362,30	290,81	300,06	$2,08.10^{-2}$	$1,02.10^{-1}$	55,00	$3,33.10^{-3}$
2-9	362,30	290,79	300,29	$2,08.10^{-2}$	$4,38.10^{-1}$	55,00	$3,33.10^{-3}$
2-10	362,31	290,81	300,16	$2,08.10^{-2}$	$3,27.10^{-1}$	55,00	$1,17.10^{-3}$

Les variables d'entrée de l'absorbeur dans ces conditions opératoires sont listées dans les tableaux suivants (Tab.4. 3 et Tab.4. 4) :

Tab.4. 3. Variables d'entrée de l'absorbeur n°1

Essais	$\dot{m}_{V,in}$ [kg.s ⁻¹]	$\dot{m}_{L,in}$ [kg.s ⁻¹]	$T_{V,in}$ [K]	$T_{L,in}$ [K]	$x_{L,in}$ [-]	$y_{V,in}$ [-]	P [MPa]	$T_{C,abs,in}$ [K]	$\dot{m}_{C,abs}$ [kg.s ⁻¹]
1-1	5,20.10 ⁻³	1,53.10 ⁻²	296,24	310,56	0,4521	0,9967	0,602	300,21	3,28.10 ⁻¹
1-2	3,19.10 ⁻³	1,73.10 ⁻²	297,00	319,12	0,4819	0,9966	0,632	306,45	3,29.10 ⁻¹
1-3	6,44.10 ⁻³	1,40.10 ⁻²	296,26	307,41	0,4245	0,9979	0,590	296,41	3,24.10 ⁻¹
1-4	5,76.10 ⁻³	3,12.10 ⁻²	294,54	315,71	0,4907	0,9932	0,608	300,19	3,26.10 ⁻¹
1-5	5,34.10 ⁻³	1,51.10 ⁻²	296,40	310,40	0,4509	0,9966	0,602	300,27	4,36.10 ⁻¹
1-6	4,91.10 ⁻³	1,28.10 ⁻²	297,00	310,00	0,4413	0,9982	0,608	300,19	3,26.10 ⁻¹
1-7	4,34.10 ⁻³	1,62.10 ⁻²	297,54	309,79	0,4998	0,9980	0,621	300,15	3,25.10 ⁻¹
1-8	4,08.10 ⁻³	1,64.10 ⁻²	296,52	316,15	0,4500	0,9989	0,621	300,06	9,11.10 ⁻²

Tab.4. 4. Variables d'entrée de l'absorbeur n°2

Essais	$\dot{m}_{V,in}$ [kg.s ⁻¹]	$\dot{m}_{L,in}$ [kg.s ⁻¹]	$T_{V,in}$ [K]	$T_{L,in}$ [K]	$x_{L,in}$ [-]	$y_{V,in}$ [-]	P [MPa]	$T_{C,abs,in}$ [K]	$\dot{m}_{C,abs}$ [kg.s ⁻¹]
2-1	5,13.10 ⁻³	1,57.10 ⁻²	298,60	312,19	0,4578	0,9976	0,607	300,11	3,30.10 ⁻¹
2-2	3,83.10 ⁻³	1,70.10 ⁻²	297,89	317,41	0,4885	0,9954	0,629	304,12	3,30.10 ⁻¹
2-3	6,08.10 ⁻³	1,47.10 ⁻²	298,37	309,19	0,4331	0,9985	0,598	297,11	3,31.10 ⁻¹
2-4	4,41.10 ⁻³	1,65.10 ⁻²	298,34	310,27	0,5002	0,9983	0,621	300,18	3,24.10 ⁻¹
2-5	4,58.10 ⁻³	1,63.10 ⁻²	298,28	313,69	0,4626	0,9967	0,578	300,19	3,24.10 ⁻¹
2-6	5,52.10 ⁻³	2,37.10 ⁻²	294,68	315,60	0,4905	0,9918	0,603	300,13	3,32.10 ⁻¹
2-7	5,53.10 ⁻³	2,65.10 ⁻²	293,66	317,36	0,4980	0,9912	0,604	300,14	3,32.10 ⁻¹
2-8	3,84.10 ⁻³	1,70.10 ⁻²	296,53	318,48	0,4731	0,9976	0,629	300,06	1,02.10 ⁻¹
2-9	5,48.10 ⁻³	1,53.10 ⁻²	300,79	311,43	0,4470	0,9991	0,609	300,29	4,38.10 ⁻¹
2-10	5,21.10 ⁻³	1,56.10 ⁻²	295,14	312,55	0,4522	0,9933	0,603	300,16	3,27.10 ⁻¹

Les indicateurs utilisés pour effectuer la comparaison numérique – expérimental sont le rendement d'absorption (η_{abs}), le débit de vapeur absorbé ($\dot{m}_{V,abs}$) et la puissance interne de l'absorbeur ($Q_{C,abs,interne}$) (calculée avec les enthalpies en entrée et sortie de la phase liquide et de la phase vapeur). Le rendement d'absorption et le débit de vapeur absorbé ont été introduits dans la partie IV.4 du Chapitre 1 et le calcul de la puissance interne de l'absorbeur a été détaillé dans la partie V.2 du Chapitre 2.

Les résultats numériques et expérimentaux sont résumés dans le tableau (Tab.4. 5) pour l'absorbeur n°1 et dans le tableau (Tab.4. 6) pour l'absorbeur n°2. Ces tableaux permettent la comparaison des résultats.

Tab.4. 5. Comparaison des résultats numériques et expérimentaux à la sortie de l'absorbeur n°1

Essais	η_{abs} [-]		$\dot{m}_{v,abs}$ [kg.s ⁻¹]		$Q_{C,abs,interne}$ [kW]	
	Num	Exp	Num	Exp	Num	Exp
1-1	0,553	0,575	5,01.10 ⁻³	5,20.10 ⁻³	7,467	7,535
1-2	0,573	0,557	3,29.10 ⁻³	3,19.10 ⁻³	5,344	5,003
1-3	0,518	0,532	6,28.10 ⁻³	6,44.10 ⁻³	9,288	9,283
1-4	0,346	0,370	5,38.10 ⁻³	5,76.10 ⁻³	8,977	9,034
1-5	0,579	0,596	5,18.10 ⁻³	5,34.10 ⁻³	7,709	7,708
1-6	0,602	0,602	4,90.10 ⁻³	4,91.10 ⁻³	7,234	7,086
1-7	0,533	0,539	4,29.10 ⁻³	4,34.10 ⁻³	6,355	6,234
1-8	0,346	0,376	3,76.10 ⁻³	4,08.10 ⁻³	6,021	6,176

Tab.4. 6. Comparaison des résultats numériques et expérimentaux à la sortie de l'absorbeur n°2

Essais	η_{abs} [-]		$\dot{m}_{v,abs}$ [kg.s ⁻¹]		$Q_{C,abs,interne}$ [kW]	
	Num	Exp	Num	Exp	Num	Exp
2-1	0,609	0,553	5,66.10 ⁻³	5,13.10 ⁻³	8,502	7,549
2-2	0,621	0,584	4,07.10 ⁻³	3,83.10 ⁻³	6,426	5,871
2-3	0,580	0,507	6,95.10 ⁻³	6,08.10 ⁻³	10,285	8,872
2-4	0,591	0,541	4,84.10 ⁻³	4,41.10 ⁻³	7,139	6,400
2-5	0,610	0,556	5,02.10 ⁻³	4,58.10 ⁻³	7,801	6,975
2-6	0,478	0,473	5,57.10 ⁻³	5,52.10 ⁻³	8,922	8,437
2-7	0,443	0,442	5,54.10 ⁻³	5,53.10 ⁻³	9,208	8,723
2-8	0,377	0,373	3,92.10 ⁻³	3,84.10 ⁻³	6,416	5,991
2-9	0,648	0,583	6,10.10 ⁻³	5,48.10 ⁻³	9,094	8,069
2-10	0,603	0,554	5,67.10 ⁻³	5,21.10 ⁻³	8,504	7,536

Le débit de vapeur absorbé expérimental $\dot{m}_{v,abs,exp}$ est le débit massique de vapeur en entrée de l'absorbeur mesuré expérimentalement alors que le débit de vapeur absorbé numérique $\dot{m}_{v,abs,num}$ est le débit de vapeur en entrée de l'absorbeur calculé par le modèle auquel est soustrait le faible débit de vapeur présent à la sortie de l'absorbeur modélisé.

Dans le modèle, le rendement d'absorption $\eta_{abs,num}$ et la puissance interne de l'absorbeur $Q_{C,abs,interne,num}$ sont calculés avec les résultats numériques et expérimentalement, le rendement d'absorption $\eta_{abs,exp}$ et la puissance interne de l'absorbeur $Q_{C,abs,interne,exp}$ sont calculés à partir des mesures et des données expérimentales.

L'essai 1-1 est considéré comme l'essai de référence pour la campagne d'essais n°1 et l'essai 2-1 est considéré comme l'essai de référence pour la campagne d'essais n°2.

Ces deux essais ont été réalisés dans les conditions nominales de fonctionnement de la machine ($T_{G,in}=90$ °C ; $T_{E,in}=18$ °C ; $T_{C,abs,in}=27$ °C ; $\dot{m}_{SR}=75$ kg.h⁻¹ ; $\dot{m}_{C,abs} \approx 1180$ kg.h⁻¹ ; $\dot{m}_{C,rect}=12$ kg.h⁻¹ ; $N_{1,abs1}=70$ mm ; $N_{1,abs1}=55$ mm).

Les résultats présentés dans les tableaux (Tab.4. 5 et Tab.4. 6) sont représentés sur les figures suivantes pour faciliter la comparaison des résultats du modèle avec les résultats expérimentaux.

La figure (Fig.4. 4) représente le rendement d'absorption calculé avec le modèle numérique en fonction du rendement d'absorption calculé à partir des données expérimentales pour l'absorbeur n°1 (a) et pour l'absorbeur n°2 (b).

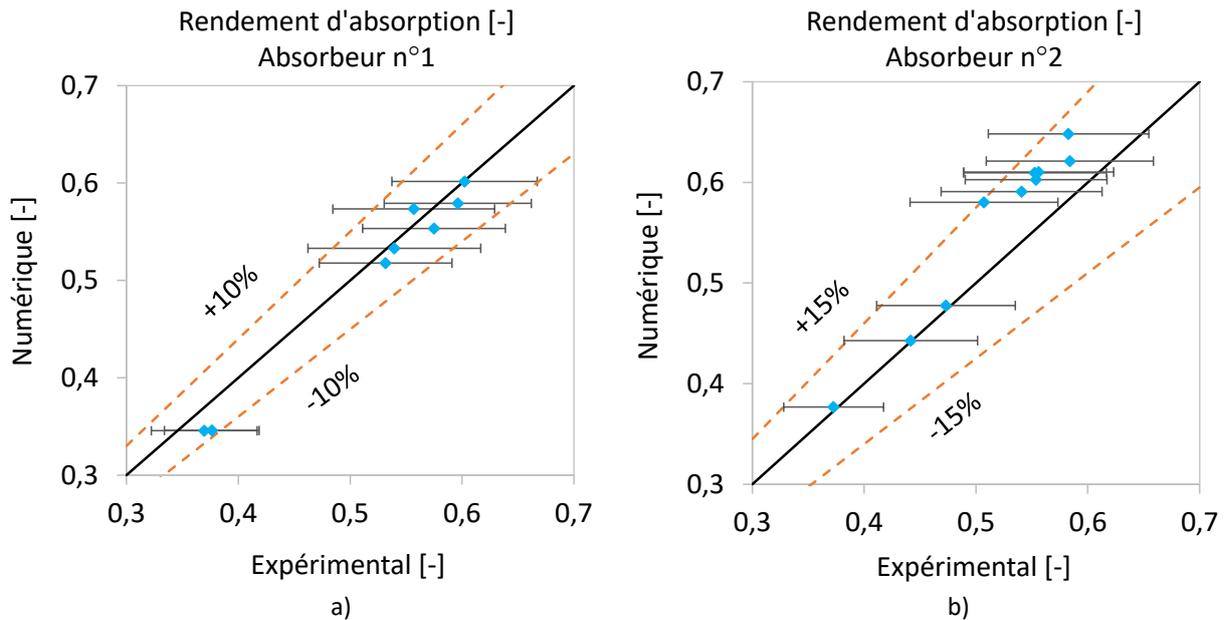


Fig.4. 4. Comparaison entre le rendement d'absorption numérique et le rendement d'absorption expérimental (a) pour les essais avec l'absorbeur n°1 et (b) pour les essais avec l'absorbeur n°2

La comparaison du rendement d'absorption numérique et du rendement d'absorption expérimental montre une bonne concordance. La différence relative maximale pour les essais de la campagne n°1 est de l'ordre de 10 %, elle est inférieure à la différence relative maximale des essais de la campagne n°2 qui est de 15 %. La comparaison des résultats de la campagne n°2 (Fig.4. 4.b) montre un rendement d'absorption numérique supérieur au rendement d'absorption expérimental, le modèle numérique surestime donc le rendement d'absorption.

La figure (Fig.4. 5) représente le débit de vapeur absorbé calculé avec le modèle numérique en fonction du débit de vapeur absorbé calculé à partir des données expérimentales pour l'absorbeur n°1 (a) et pour l'absorbeur n°2 (b).

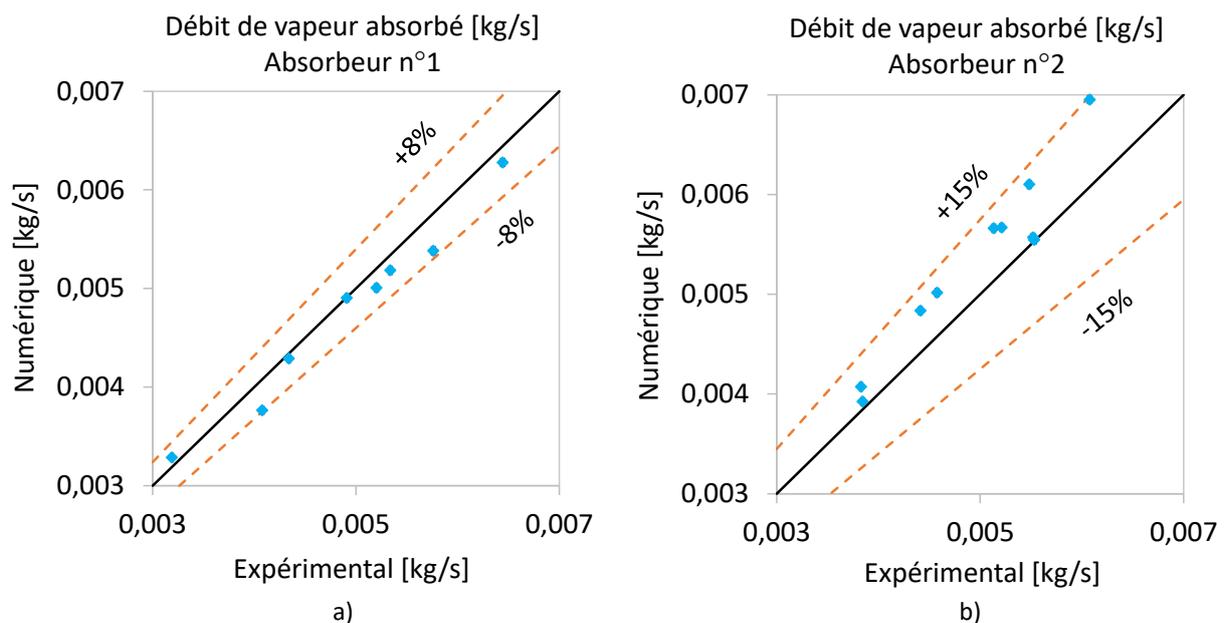


Fig.4. 5. Comparaison entre le débit de vapeur absorbé numérique et le débit de vapeur absorbé expérimental (a) pour les essais avec l'absorbeur n°1 et (b) pour les essais avec l'absorbeur n°2

La comparaison des débits de vapeur absorbés numérique et expérimental montre aussi une bonne concordance. La différence relative maximale pour les essais de la campagne n°1 est de l'ordre de 8 %, elle est inférieure à la différence relative maximale des essais de la campagne n°2 qui est de 15 %. De même que pour le rendement d'absorption, le débit massique absorbé est supérieur dans l'étude numérique par rapport à l'étude expérimentale pour les essais avec l'absorbeur n°2 (Fig.4. 5.b), les simulations surestiment donc le débit de vapeur absorbé.

La figure (Fig.4. 6) représente la puissance interne de l'absorbeur calculée avec le modèle numérique en fonction de la puissance interne de l'absorbeur calculée à partir des données expérimentales pour l'absorbeur n°1 (a) et pour l'absorbeur n°2 (b).

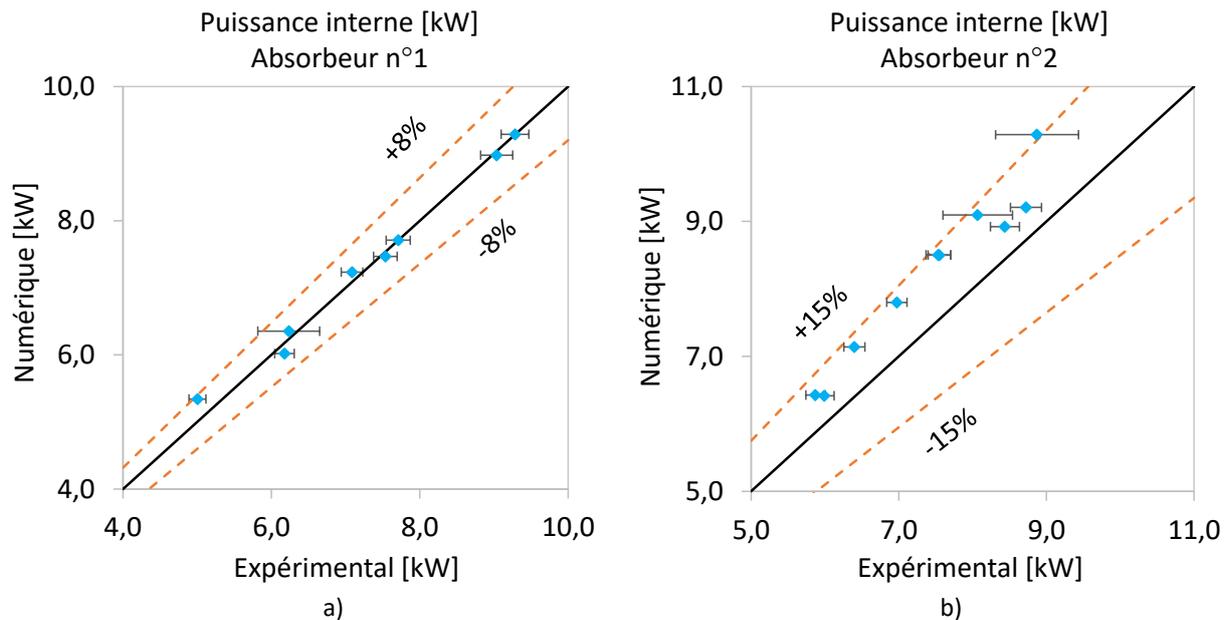


Fig.4. 6. Comparaison entre la puissance interne numérique et la puissance interne expérimentale (a) pour les essais avec l'absorbeur n°1 et (b) pour les essais avec l'absorbeur n°2

La comparaison de la puissance numérique et de la puissance interne expérimentale de l'absorbeur montre elle aussi une bonne concordance. La différence relative maximale pour les essais de la campagne n°1 est de l'ordre de 8 %, elle est inférieure à la différence relative maximale des essais de la campagne n°2 qui est de 15 %.

La figure (Fig.4. 6.b) montre un phénomène d'absorption plus important numériquement comme sur les figures (Fig.4. 4.b) et (Fig.4. 5.b). La chaleur absorbée par le fluide caloporteur de refroidissement est proportionnelle au débit absorbé puisque c'est lui qui génère la puissance à évacuer. La puissance interne de l'absorbeur est donc plus importante dans l'étude numérique que dans l'étude expérimentale (pour la campagne d'essais n°2).

Pour résumer, la comparaison des données globales numériques et expérimentales en sortie de l'absorbeur permet de réaliser une première validation du modèle satisfaisante. Une erreur relative maximale de 15% (en valeur absolue) est observée entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux.

La comparaison des résultats numériques avec les résultats expérimentaux pour les deux absorbeurs montre que les hypothèses retenues pour établir le modèle semblent plus proches des conditions de fonctionnement de l'absorbeur n°1 que de l'absorbeur n°2. Le procédé d'absorption dans l'absorbeur n°2 est surestimé dans l'étude numérique.

Cette surestimation numérique peut être expliquée par l'hypothèse de surface de ruissellement complètement mouillée prise dans le modèle. En effet, expérimentalement, des surfaces sèches sont possibles sur les plaques de l'absorbeur à cause d'une potentielle mauvaise distribution du film liquide

sur les plaques de l'absorbeur n°2 (pour rappel, la distribution du film liquide dans l'absorbeur n°2 n'a pas pu être vérifiée expérimentalement). Si c'est le cas, la surface de ruissellement est alors surestimée dans le modèle, ce qui peut expliquer la surestimation du procédé d'absorption.

Cependant, l'hypothèse des plaques planes prise dans le modèle a, au contraire, tendance à sous-estimer la surface de ruissellement.

Ces résultats semblent donc montrer que la sous-estimation de la surface de ruissellement due à l'hypothèse des plaques planes est moins significative que la surestimation de cette surface due à l'hypothèse de surface de ruissellement complètement mouillée.

La surestimation numérique dans l'absorbeur n°2 peut aussi être expliquée par une mauvaise estimation des coefficients de transfert. Les différences de corrugation entre les deux absorbeurs impliquent des écoulements différents qui peuvent engendrer un établissement différent du film liquide dans les deux absorbeurs. Les corrélations utilisées sembleraient donc correspondre davantage à l'absorbeur n°1.

IV.1.2. Validation expérimentale locale

Dans cette partie, une deuxième validation du modèle est effectuée. Elle est appelée validation expérimentale locale car elle est réalisée avec les données expérimentales de température à l'intérieur des canaux externes de l'absorbeur n°2. Ces mesures de températures ont été présentées dans la partie III.2.2 du Chapitre 2.

L'évolution de la température de caloporteur mesurée le long de l'absorbeur lors des essais expérimentaux est comparée avec celle simulée par le modèle dans les mêmes conditions opératoires. Cette comparaison est réalisée pour différentes conditions opératoires, pour les canaux centraux et pour les canaux de bord.

Les essais utilisés pour effectuer cette comparaison sont les essais 2-1, 2-2, 2-7 et 2-8. Les conditions opératoires de ces essais sont listées dans le tableau (Tab.4. 2) et les variables d'entrée de l'absorbeur sont résumées dans le tableau (Tab.4. 4).

Les figures suivantes présentent l'évolution de la température de fluide de refroidissement dans un canal central et dans un canal de bord de l'absorbeur n°2. Les 10 mesures de température sur la plaque centrale n°6 (Fig.2. 11) et les 2 mesures de température sur la plaque de bord n°2 (Fig.2. 12) sont utilisées.

L'essai 2-1 qui est l'essai référence de la campagne d'essais n°2 est présenté sur la figure (Fig.4. 7), l'essai 2-2 pour lequel la température d'entrée du fluide de refroidissement dans l'absorbeur est supérieure à celle de l'essai de référence est présenté sur la figure (Fig.4. 8), l'essai 2-7 durant lequel le débit de solution riche est supérieur à celui de l'essai de référence est présenté sur la figure (Fig.4. 9) et enfin l'essai 2-8 pendant lequel le débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur est inférieur à celui de l'essai de référence est présenté sur la figure (Fig.4. 10).

Pour rappel, le fluide caloporteur entre en bas et sort en haut de l'absorbeur, il circule à contre-courant avec le film ruisselant et la vapeur.

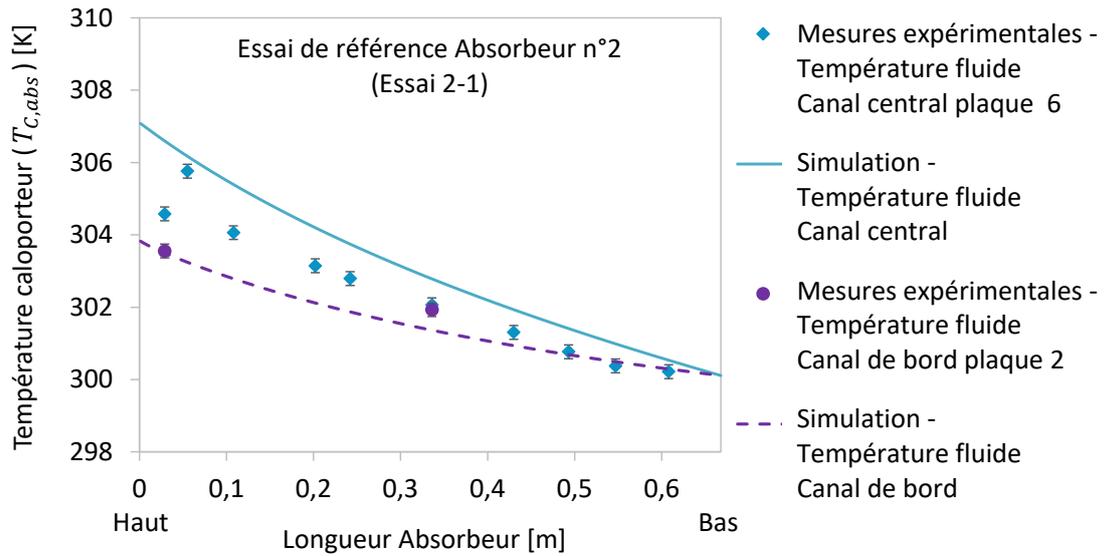


Fig.4. 7. Évolution de la température de fluide de refroidissement dans un canal central et dans un canal de bord de l'absorbeur n°2 pour l'essai 2-1 (conditions nominales)

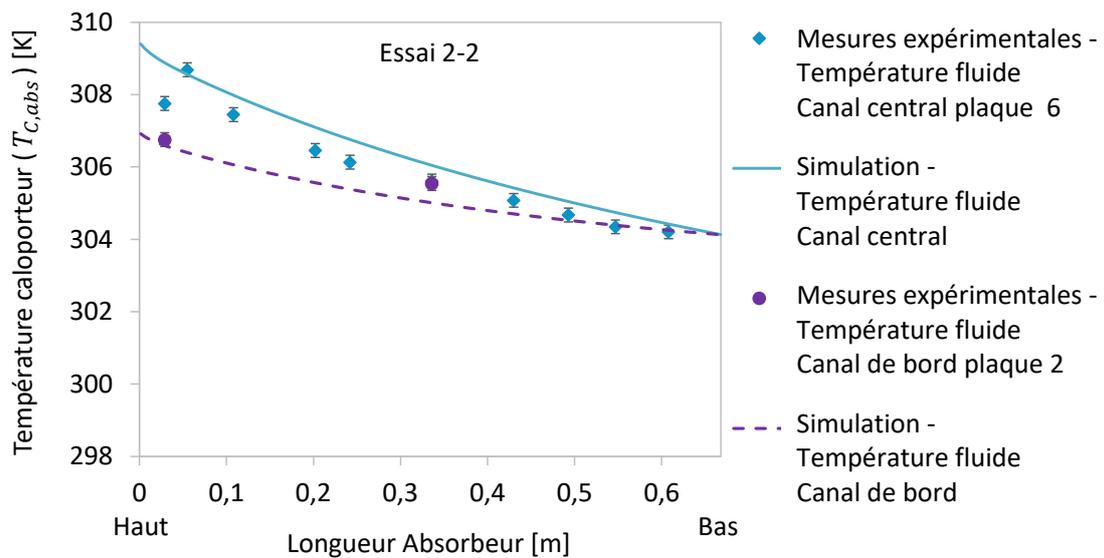


Fig.4. 8. Évolution de la température de fluide de refroidissement dans un canal central et dans un canal de bord de l'absorbeur n°2 pour l'essai 2-2 (forte température d'entrée du fluide de refroidissement)

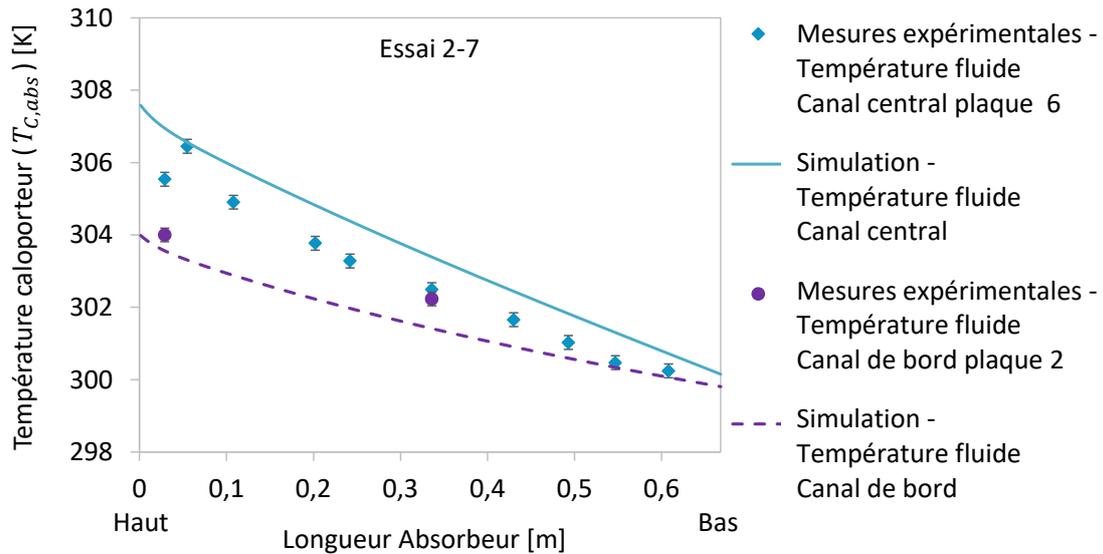


Fig.4. 9. Évolution de la température de fluide de refroidissement dans un canal central et dans un canal de bord de l'absorbeur n°2 pour l'essai 2-7 (fort débit de solution riche)

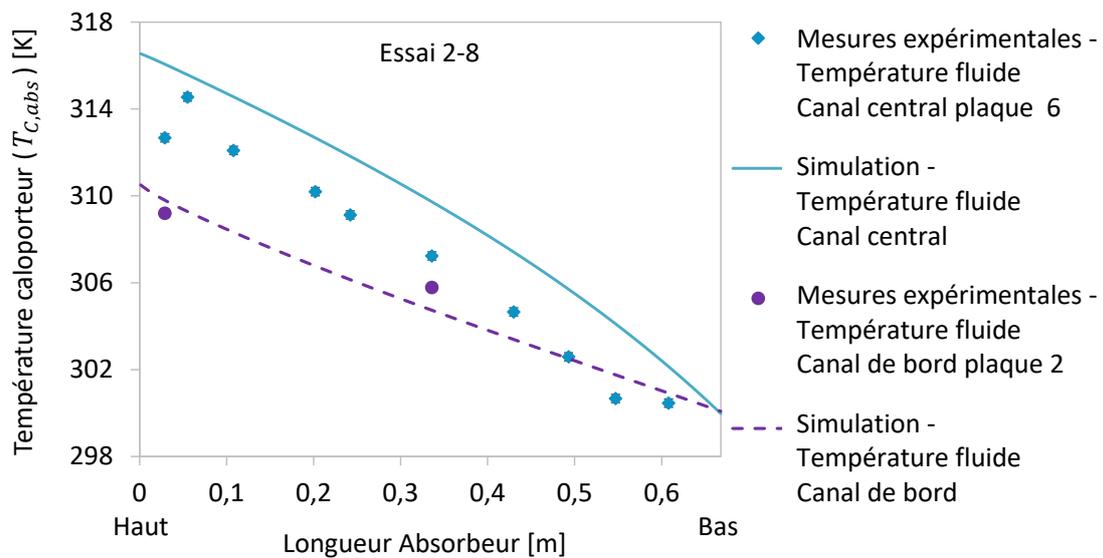


Fig.4. 10. Évolution de la température de fluide de refroidissement dans un canal central et dans un canal de bord de l'absorbeur n°2 pour l'essai 2-8 (faible débit de fluide de refroidissement)

Ces quatre figures montrent l'intérêt des deux simulations différentes (bord et centre) puisque la différence de température de caloporteur en sortie de l'absorbeur (en haut) entre un canal central et un canal de bord est importante. La température de caloporteur à la sortie des canaux centraux est plus haute que celle à la sortie des canaux de bord car dans les canaux centraux deux films liquides sont refroidis par un même débit de fluide caloporteur.

Ces quatre figures montrent que la température de caloporteur mesurée le long de l'absorbeur lors des essais expérimentaux et celle simulée par le modèle dans les mêmes conditions opératoires ont la même tendance mais que le modèle surestime l'augmentation de la température de caloporteur dans les canaux centraux. La même surestimation numérique que dans la comparaison globale est donc retrouvée.

La figure (Fig.4. 7) montre l'évolution de la température de fluide de refroidissement dans les conditions nominales de fonctionnement de la machine. L'augmentation de température s'accroît du bas vers le haut de l'absorbeur. La figure (Fig.4. 8) montre l'évolution de la température de fluide

caloporteur lorsque la température d'entrée du fluide caloporteur dans l'absorbeur est supérieure à celle de l'essai de référence. Les profils de courbes sont les mêmes que sur la figure (Fig.4. 7) mais l'augmentation de la température est moins importante puisque le phénomène d'absorption est moins refroidi et donc cède moins de chaleur. Sur la figure (Fig.4. 9), est présentée l'évolution de la température de fluide de refroidissement lorsque le débit de solution riche fixé est plus important. L'augmentation de la température est plus linéaire et légèrement plus importante que dans les conditions nominales. Enfin, la figure (Fig.4. 10) montre l'évolution de la température de fluide caloporteur lorsque son débit est plus faible que dans les conditions nominales. La température du fluide caloporteur augmente fortement du bas vers le haut de l'absorbeur mais de façon de moins en moins importante car le phénomène d'absorption est de moins en moins refroidi du bas vers le haut de l'absorbeur.

Sur les figures suivantes, ce sont les évolutions des températures de fluide de refroidissement dans l'écoulement et en paroi d'un canal central qui sont présentées et comparées avec celles simulées par le modèle dans les mêmes conditions opératoires.

Les 6 mesures de température dans le fluide et les 5 mesures de température sur la paroi de la plaque centrale n°10 (Fig.2. 11) sont utilisées pour la comparaison avec le modèle.

L'essai 2-1 qui est l'essai référence de la campagne d'essais n°2 est présenté sur la figure (Fig.4. 11), l'essai 2-2 pour lequel la température d'entrée du fluide de refroidissement dans l'absorbeur est supérieure à celle de l'essai de référence est présenté sur la figure (Fig.4. 12), l'essai 2-7 durant lequel le débit de solution riche est supérieur à celui de l'essai de référence est présenté sur la figure (Fig.4. 13) et enfin l'essai 2-8 pendant lequel le débit de fluide de refroidissement dans l'absorbeur est inférieur à celui de l'essai de référence est présenté sur la figure (Fig.4. 14).

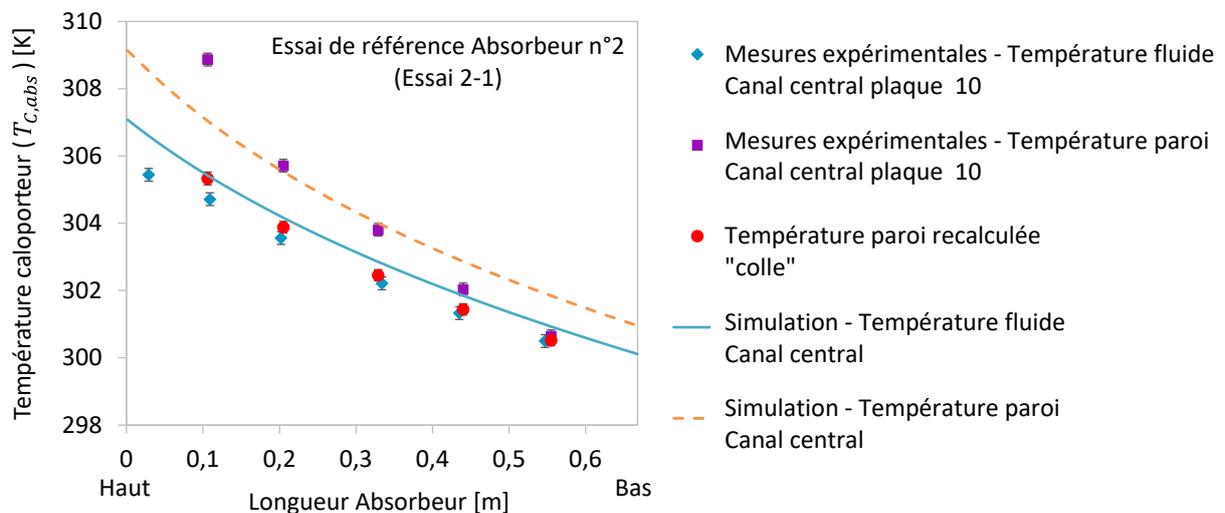


Fig.4. 11. Évolution de la température de fluide de refroidissement et de la température en paroi dans un canal central de l'absorbeur n°2 pour l'essai 2-1 (conditions nominales)

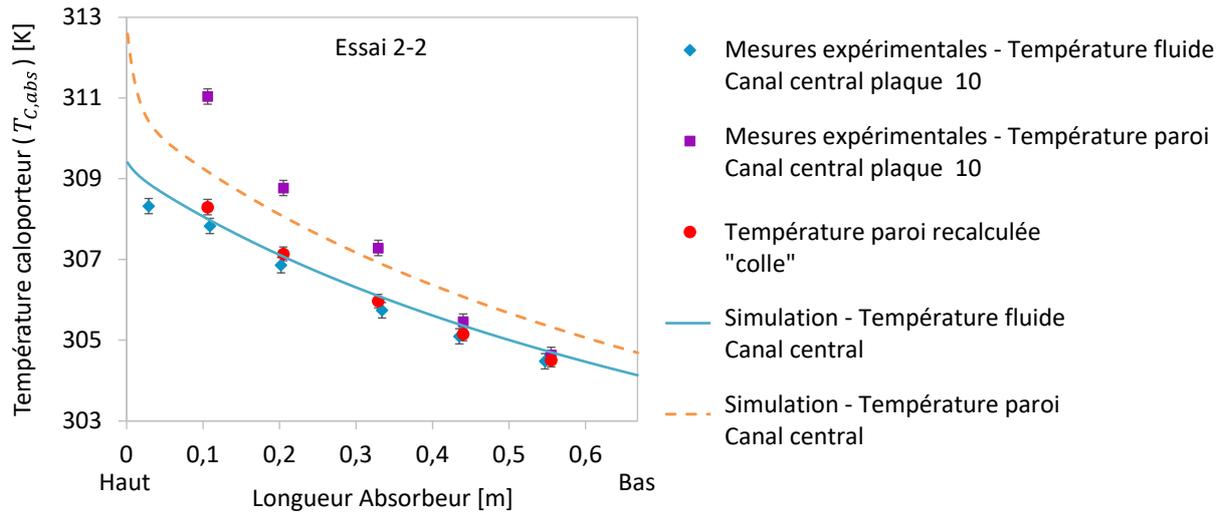


Fig.4. 12. Évolution de la température de fluide de refroidissement et de la température en paroi dans un canal central de l'absorbeur n°2 pour l'essai 2-2 (forte température d'entrée du fluide de refroidissement)

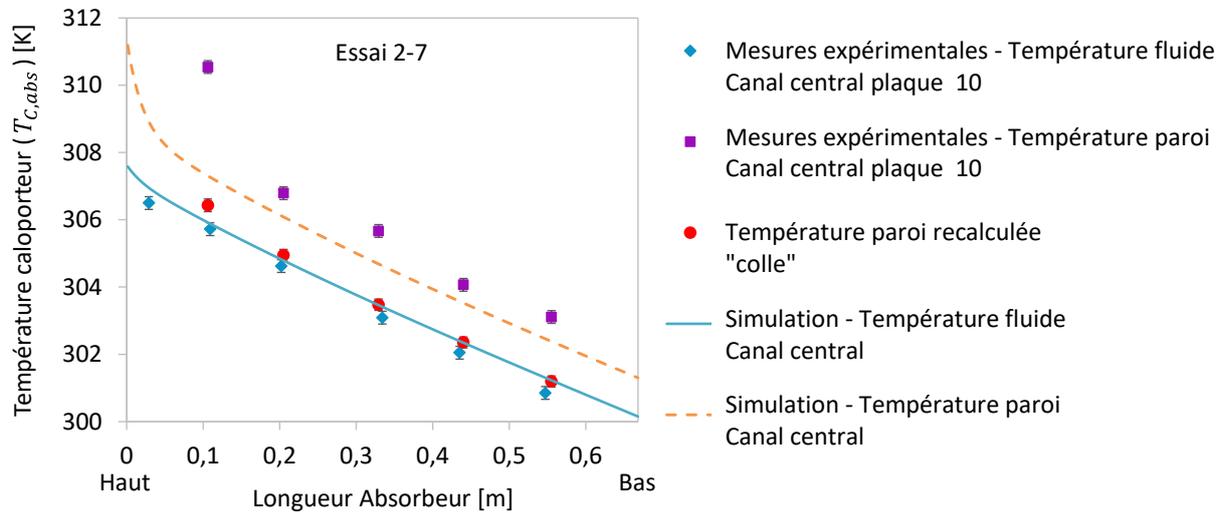


Fig.4. 13. Évolution de la température de fluide de refroidissement et de la température en paroi dans un canal central de l'absorbeur n°2 pour l'essai 2-7 (fort débit de solution riche)

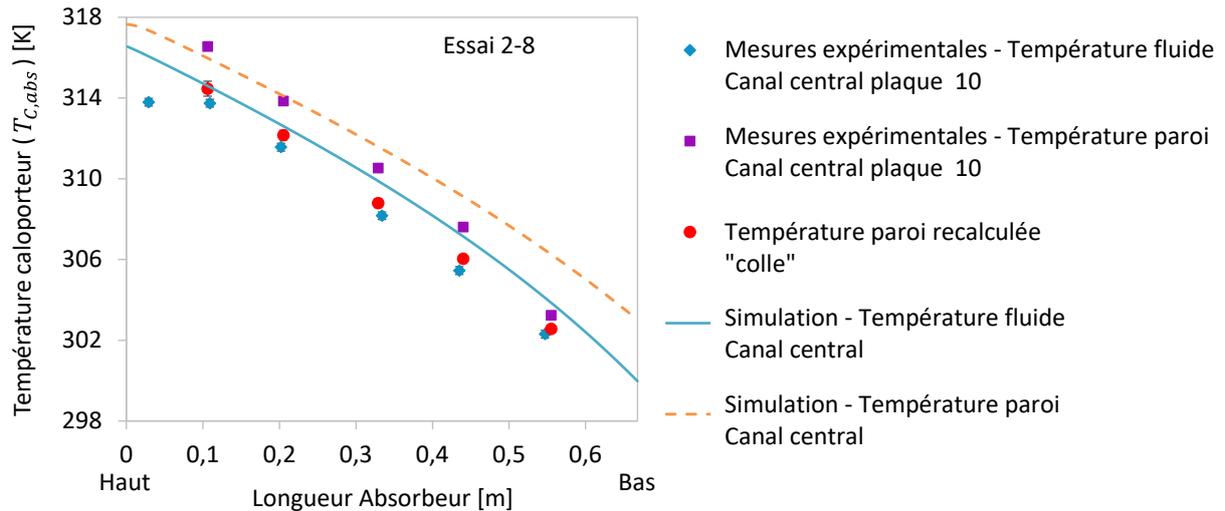


Fig.4. 14. Évolution de la température de fluide de refroidissement et de la température en paroi dans un canal central de l'absorbeur n°2 pour l'essai 2-8 (faible débit de fluide de refroidissement)

Ces quatre figures montrent que contrairement à la température dans le fluide, la température de la paroi n'a pas la même tendance expérimentalement et numériquement.

Pour l'essai de référence (Fig.4. 11), les valeurs numériques de température montrent un flux de chaleur transféré au fluide caloporteur qui décroît faiblement du haut vers le bas de l'absorbeur avec une différence de température entre le fluide caloporteur et la paroi qui diminue. Le phénomène d'absorption est donc un peu plus important en haut de l'absorbeur. En revanche, pour ce même essai de référence, les mesures expérimentales montrent une différence de température entre le fluide et la paroi plus grande en haut de l'absorbeur et proche de zéro en bas de l'absorbeur. Les températures de paroi recalculées en prenant en compte la conductivité thermique de la colle utilisée pour fixer les thermocouples montrent elles aussi cette différence de température mais dans une moindre mesure (dans ce cas-là, le flux surfacique de chaleur transféré au fluide caloporteur a tendance à être sous-estimé). Expérimentalement, le phénomène d'absorption est donc plus important en haut de l'absorbeur et très faible en bas de l'absorbeur.

Pour l'essai 2-2 (Fig.4. 12), le même phénomène peut être observé : la différence de température fluide-paroi numérique ne décroît que faiblement du haut vers le bas de l'absorbeur alors que la différence de température fluide-paroi expérimentale décroît plus fortement. Par contre la température de paroi externe simulée augmente fortement en haut de l'absorbeur car la température de refroidissement plus importante implique une température de solution pauvre plus chaude.

Lors de l'essai 2-7 (Fig.4. 13), les différences de températures fluide-paroi numériques et expérimentales sont semblables. Le flux de chaleur transféré au fluide de refroidissement lorsque le débit de solution riche est plus grand semble constant le long de l'absorbeur mis à part en haut de l'absorbeur où il est beaucoup plus grand.

Enfin, lors de l'essai 2-8 avec un faible débit de refroidissement (Fig.4. 14), la différence de température fluide-paroi numérique augmente légèrement du haut vers le bas de l'absorbeur alors qu'elle décroît légèrement expérimentalement. Numériquement le faible débit de fluide caloporteur semble donc limiter le flux de chaleur transféré au fluide caloporteur en haut de l'absorbeur alors qu'expérimentalement ce n'est pas le cas.

Pour résumer, la comparaison des mesures expérimentales locales de température avec les profils de température simulés permet de réaliser une deuxième validation satisfaisante du modèle avec des données différentes. Les conclusions sont les suivantes :

- les profils de température du fluide de refroidissement mesurés et simulés sont semblables mais comme dans la validation globale, la température est surestimée par le modèle. Cela peut

- être expliqué par l'hypothèse de surface de ruissellement complètement mouillée prise dans le modèle ou par une mauvaise estimation des coefficients de transfert ;
- expérimentalement, pour les essais avec un débit de solution riche nominal et un débit de fluide caloporteur nominal, les différences de température fluide-paroi impliquent un procédé d'absorption important en haut de l'absorbeur qui décroît fortement en bas de l'absorbeur. A l'opposé, numériquement, le procédé d'absorption ne semble décroître que faiblement du haut vers le bas de l'absorbeur. Ce phénomène peut être expliqué par une faible surface mouillée en bas de l'absorbeur dans l'étude expérimentale à cause d'une mauvaise distribution du film liquide. Des études complémentaires devront être menées pour étudier le comportement du film liquide.

IV.2. Etude détaillée du procédé d'absorption

Comme mentionné précédemment, l'outil numérique développé permet une analyse détaillée des transferts combinés de masse et de chaleur le long de l'absorbeur. Il fournit des profils de température, de débit massique et de concentration en ammoniac le long de l'absorbeur et les flux massiques d'ammoniac et d'eau absorbés ou désorbés peuvent être calculés sur toute la longueur de l'absorbeur. Dans cette partie, les profils de température, de concentration et de débit massique surfacique sont présentés et étudiés pour différentes conditions d'entrée dans l'absorbeur n°2. Le schéma (Fig.4. 15) permet de visualiser les différentes températures étudiées à l'intérieur de l'absorbeur.

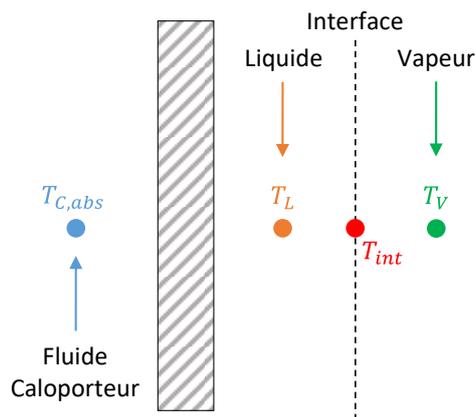


Fig.4. 15. Schéma d'une plaque avec positionnement des températures

Les figures suivantes (Fig.4. 16) et (Fig.4. 17) présentent, pour l'essai de référence, les profils de températures, de concentrations et de flux massiques échangés à l'interface, le long d'un canal de bord et le long d'un canal central de l'absorbeur n°2.

Essai de référence Absorbant n°2
(Essai 2-1) Canal de bord

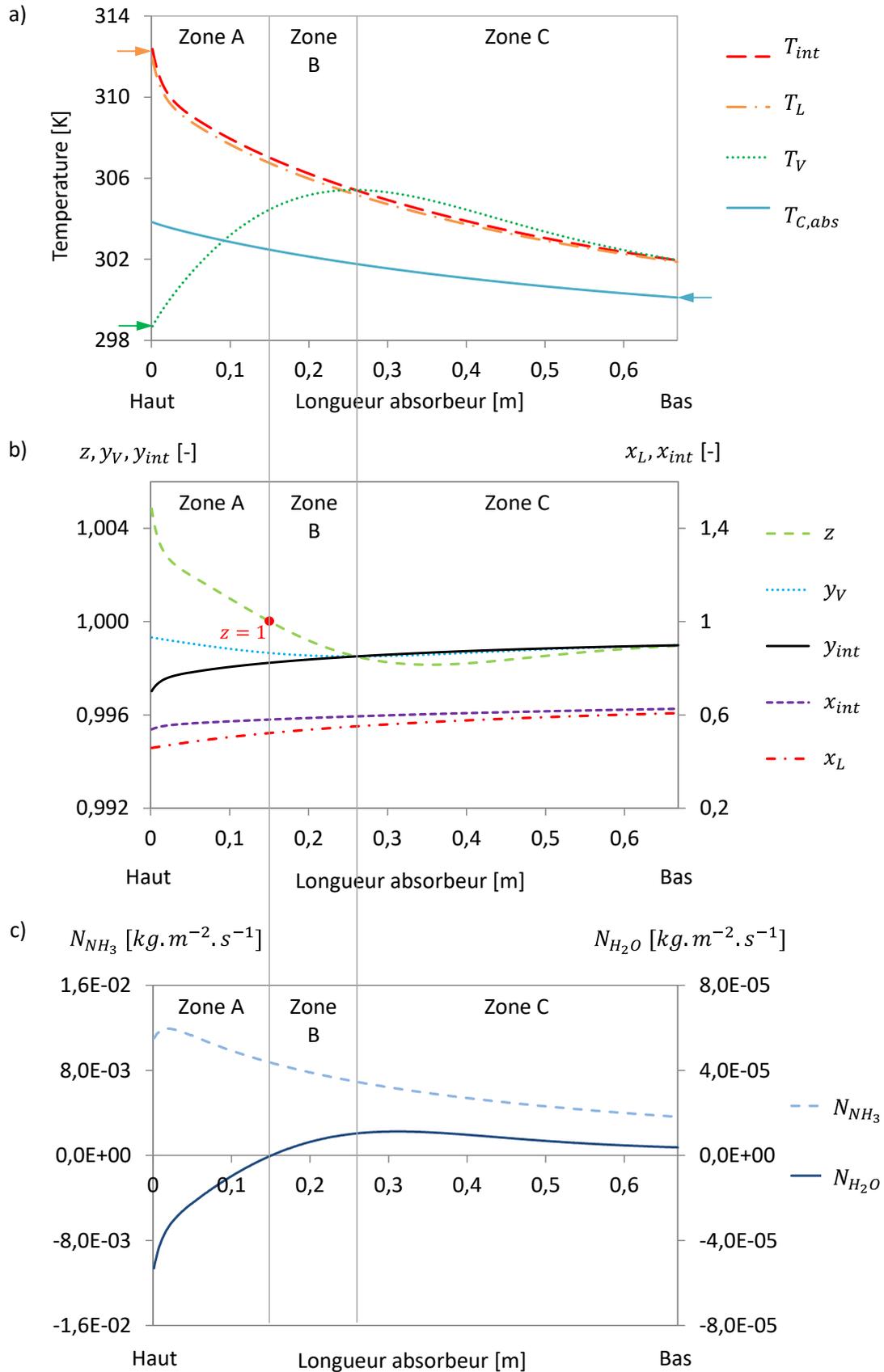


Fig.4. 16. Évolution des différents profils le long d'un canal de bord de l'absorbant n°2 pour l'essai référence 2-1 : a) Températures, b) Fractions massiques d'ammoniac, c) Flux massiques surfaciques absorbés/désorbés

Essai de référence Absorbant n°2
(Essai 2-1) Canal central

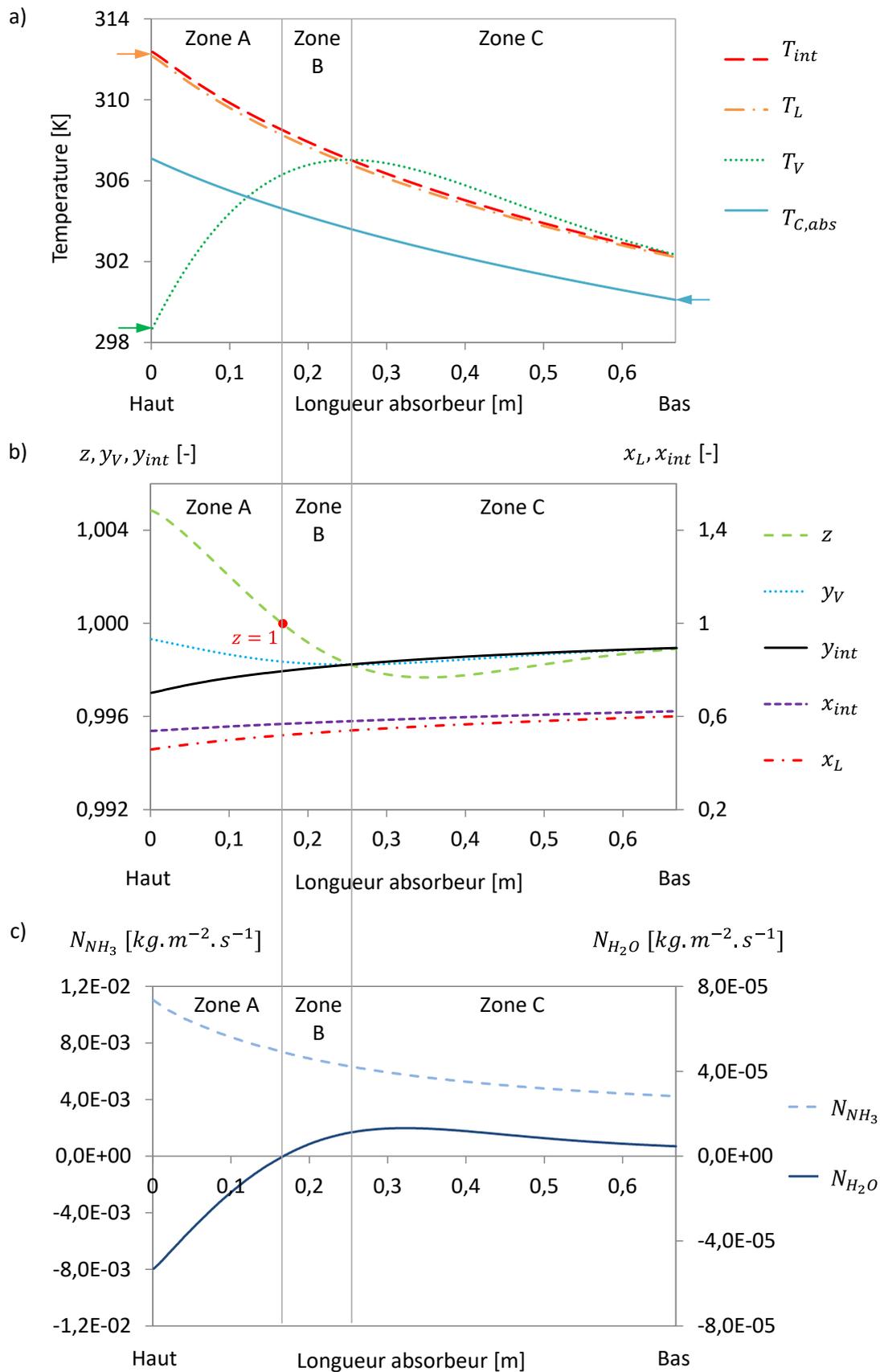


Fig.4. 17. Évolution des différents profils le long d'un canal central de l'absorbant n°2 pour l'essai référence 2-1 : a) Températures, b) Fractions massiques d'ammoniac, c) Flux massiques surfaciques absorbés/désorbés

Les figures (Fig.4. 16.a) et (Fig.4. 17.a) montrent que le fluide caloporteur entre en bas de l'absorbeur et refroidit le procédé d'absorption en circulant à contre-courant avec le film tombant. Par conséquent, la température de la solution liquide (T_L) diminue du haut vers le bas de l'absorbeur alors que la température du fluide caloporteur ($T_{C,abs}$) augmente du bas vers le haut.

L'augmentation de la température de caloporteur est plus importante dans le canal central, cela est dû à la géométrie de l'absorbeur (sur les bords de l'absorbeur, un canal externe sert au refroidissement d'un seul film ruisselant alors qu'au centre de l'absorbeur, un canal externe permet de refroidir deux films ruisselants). La température du fluide caloporteur étant moins importante en haut d'un canal de bord, la température du film liquide décroît plus fortement en haut de l'absorbeur (zone A).

La température de l'interface liquide-vapeur (T_{int}) est toujours légèrement plus haute que la température de film liquide (T_L) à cause de la chaleur générée par le phénomène d'absorption à l'interface.

La vapeur entre en haut de l'absorbeur avec une température plus basse par rapport à la phase liquide. La vapeur s'échauffe donc fortement en haut de l'absorbeur pour atteindre la température de l'interface à une longueur d'absorbeur de 254 mm dans le canal central et de 259 mm dans le canal de bord (bas de la zone B). Lorsque la température d'interface est atteinte par la vapeur, le flux de chaleur sensible Q_{SEN_V} (détaillé dans la partie II.5 de ce chapitre) échangé entre la phase vapeur et l'interface change de sens et la température de la vapeur se met à décroître avec les températures de l'interface et du film liquide (zone C).

Les figures (Fig.4. 16.b) et (Fig.4. 17.b) présentent les différentes variations de fraction massique en ammoniac le long d'un canal de bord et le long d'un canal central de l'absorbeur n°2. Elles sont à mettre en relation avec les figures (Fig.4. 16.c) et (Fig.4. 17.c) qui présentent les profils de variation des flux massiques surfaciques d'ammoniac et d'eau absorbés ou désorbés le long d'un canal de bord et le long d'un canal central de l'absorbeur n°2.

Comme expliqué dans la section II.6 de ce chapitre, z représente la fraction massique d'ammoniac présente dans le flux massique absorbé ou désorbé à l'interface. Si z est supérieur à 1, de l'eau est désorbé de la phase liquide vers la phase vapeur ($N_{H_2O} < 0$) et si z est inférieur à 1, de l'eau est absorbé de la phase vapeur vers la phase liquide ($N_{H_2O} > 0$).

En haut de l'absorbeur, dans la zone A des figures (Fig.4. 16.b) et (Fig.4. 17.b), z est supérieur à 1 et à la fraction massique d'ammoniac dans la phase vapeur (y_V). Par conséquent, à cause de la faible concentration en eau de la phase vapeur, de l'eau est désorbée de la phase liquide vers la phase vapeur par diffusion et de l'ammoniac est absorbé de la phase vapeur vers la phase liquide. Comme le montrent les figures (Fig.4. 16.c) et (Fig.4. 17.c), le flux d'eau est bien négatif et le flux d'ammoniac est bien positif en haut de l'absorbeur. La concentration en ammoniac du flux transféré à l'interface étant supérieure à la concentration en ammoniac de la phase vapeur ($z > y_V$), la fraction massique d'ammoniac de la phase vapeur diminue dans la zone A.

De plus, dans la zone A, les concentrations à l'interface de la phase vapeur (y_{int}) et de la phase liquide (x_{int}) augmentent car la température d'interface (T_{int}) diminue. La concentration en ammoniac de la phase liquide (x_L) augmente aussi en raison de la forte concentration en ammoniac du flux absorbé par rapport à la phase liquide.

Dans la zone B, z diminue et devient inférieur à 1, il y a alors absorption d'eau ($N_{H_2O} > 0$) et absorption d'ammoniac ($N_{NH_3} > 0$). La concentration en ammoniac du flux transféré à l'interface étant toujours supérieure à la concentration en ammoniac de la phase vapeur ($z > y_V$), la fraction massique d'ammoniac de la phase vapeur diminue dans la zone B.

En entrée de la zone C, la concentration en ammoniac de la phase vapeur (y_V) devient inférieure à la concentration en ammoniac de la vapeur à l'interface (y_{int}) et z devient inférieur à y_V . Ce phénomène est dû au fait que la température de la vapeur atteint la température d'interface et que la différence entre la concentration en ammoniac de la phase liquide et de la phase vapeur diminue. Le flux massique absorbé étant maintenant moins concentré que la phase vapeur ($z < y_V$), la concentration en ammoniac de la phase vapeur augmente.

De plus, dans la zone C, les concentrations à l'interface de la phase vapeur (y_{int}) et de la phase liquide (x_{int}) continuent d'augmenter de même que la concentration en ammoniac de la phase liquide (x_L). Le flux absorbé d'ammoniac diminue le long de l'absorbeur, ce qui montre que le phénomène d'absorption décroît du haut vers le bas de l'absorbeur. Malgré le refroidissement de la solution, l'augmentation de la fraction massique d'ammoniac dans la solution le long de l'absorbeur implique une diminution du flux absorbé d'ammoniac et donc du débit de vapeur absorbé du haut vers le bas de l'absorbeur.

Ces résultats de simulation permettent aussi d'identifier les résistances aux transferts qui sont négligeables ou limitantes durant le procédé d'absorption.

Tout d'abord, les figures (Fig.4. 16.a) et (Fig.4. 17.a) montrent une faible différence de température entre l'interface et la solution liquide tout au long de l'absorbeur. De plus, le flux de chaleur sensible entre l'interface et la solution liquide (Q_{SEN_L}) est supérieur au flux de chaleur sensible entre l'interface et la vapeur (Q_{SEN_V}) sur la majeure partie de l'absorbeur comme le montre la figure (Fig.4. 18). Par conséquent, la résistance aux transferts de chaleur côté solution liquide est négligeable par rapport à la résistance aux transferts de chaleur côté vapeur. Le tableau (Tab.4. 7) montre aussi que le coefficient de transfert de chaleur entre la solution liquide et l'interface est supérieur au coefficient de transfert de chaleur entre la phase vapeur et l'interface.

Dans la première partie de l'absorbeur (zones A et B), le film liquide est refroidi par le fluide caloporteur mais aussi par la vapeur car la différence de température entre le film liquide et la vapeur est importante. Néanmoins, la quantité de chaleur évacuée par le fluide caloporteur (Q_C) est environ 10 fois plus importante que celle évacuée par la vapeur (Fig.4. 18). Comme le montre le tableau (Tab.4. 7), le coefficient de transfert de chaleur convectif entre la vapeur et l'interface (h_V) est faible devant les autres coefficients de transfert thermique.

Dans la seconde partie de l'absorbeur (zone C), le refroidissement du film liquide et de l'interface est uniquement assuré par le fluide caloporteur.

Le tableau (Tab.4. 7) montre aussi que le coefficient de transfert de chaleur du côté du fluide de refroidissement h_C et le coefficient de transfert de chaleur convectif du côté du film ruisselant h_{film} sont du même ordre de grandeur. Ils interviennent donc de la même façon dans le calcul du coefficient de transfert de chaleur global U . Le coefficient de transfert de chaleur global prend en compte les transferts convectifs (entre le film liquide et la plaque et entre le fluide de refroidissement et la plaque) et la conduction à travers la plaque qui est négligeable par rapport aux transferts convectifs.

Tab.4. 7. Ordre de grandeurs des différents coefficients de transfert le long de l'absorbeur pour l'essai 2-1

Coefficient de transfert	Unité	Valeur moyenne	Valeur minimale	Valeur maximale
h_C	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	7566	7382	7817
h_{film}	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	5848	5683	6209
h_L	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	3571	3139	3883
h_V	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	62,3	61,5	62,8
K_L	[m.s ⁻¹]	8,7.10 ⁻⁵	8,4.10 ⁻⁵	9,3.10 ⁻⁵
K_V	[m.s ⁻¹]	7,4.10 ⁻³	7,0.10 ⁻³	7,5.10 ⁻³

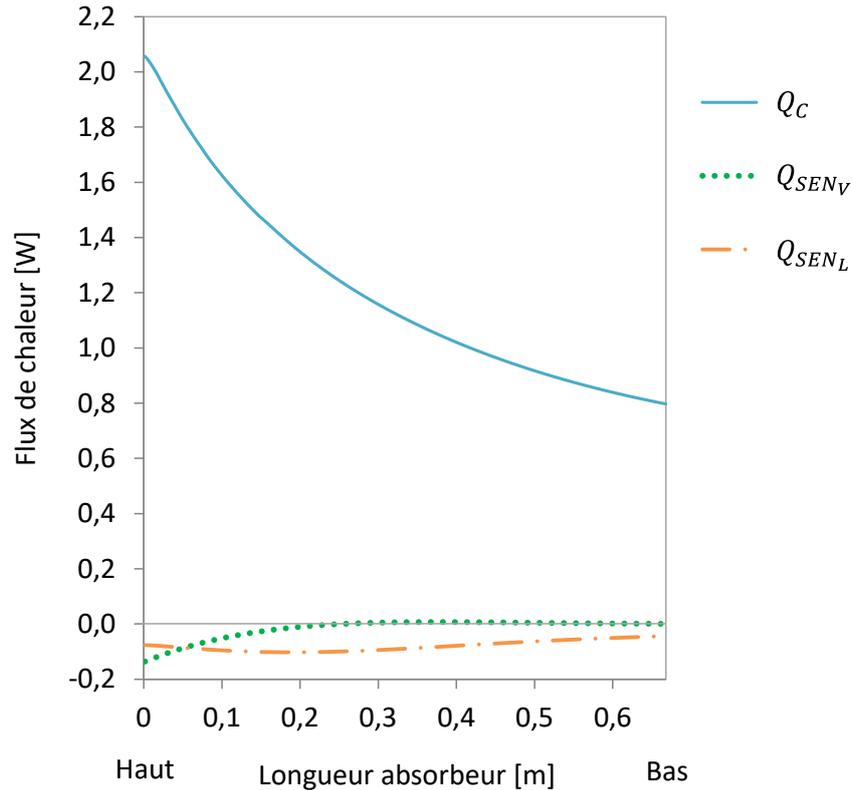


Fig.4. 18. Flux de chaleur le long de l'absorbeur pour l'essai de référence 2-1

En ce qui concerne les transferts de masse à l'intérieur de l'absorbeur, la différence de concentration est plus grande entre la phase liquide et l'interface côté liquide qu'entre la phase vapeur et l'interface côté vapeur. En effet, comme le montre le tableau (Tab.4. 7), le coefficient de transfert massique entre le film liquide et l'interface K_L est plus faible que le coefficient de transfert massique entre la phase vapeur et l'interface K_V et il n'y a pas d'accumulation à l'interface. La résistance aux transferts massiques dans la phase liquide est donc plus importante et contrôle le phénomène d'absorption.

Dans ce travail, le procédé d'absorption peut donc se décomposer en trois zones A, B et C qui peuvent être représentées de la façon suivante (Fig.4. 19) :

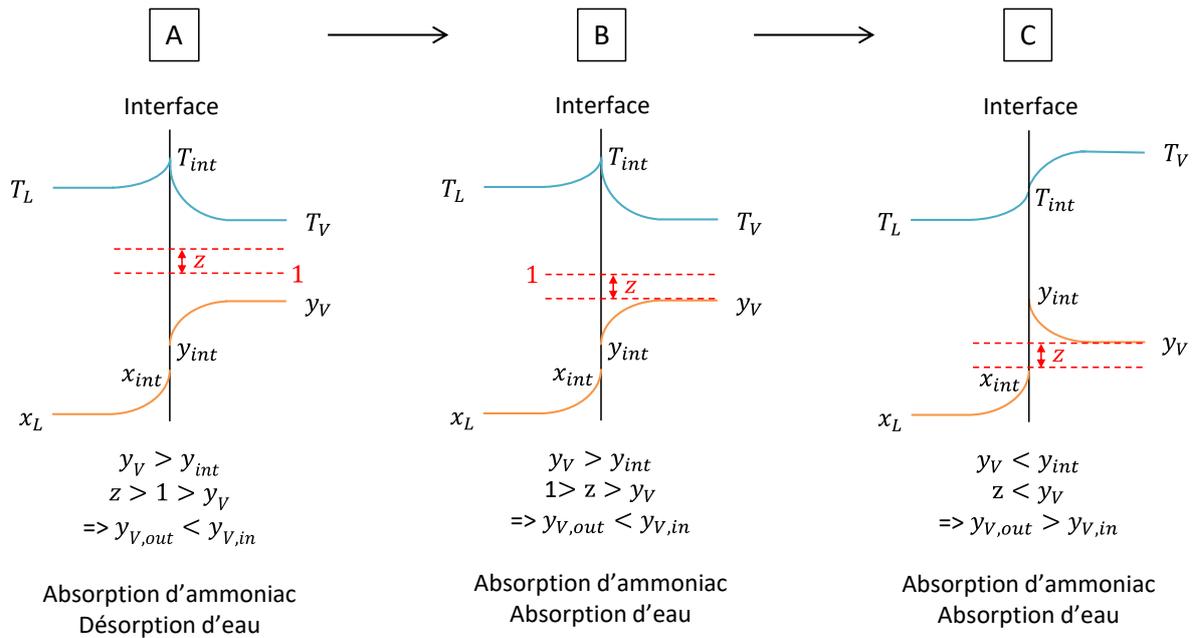


Fig.4. 19. Profils de température et de concentration dans les trois zones de l'absorbeur

Ces trois zones A, B et C correspondent à des positionnements différents des températures T_L , T_V et T_{int} dans le diagramme de phase. Ces positions sont représentées sur la figure (Fig.4. 20).

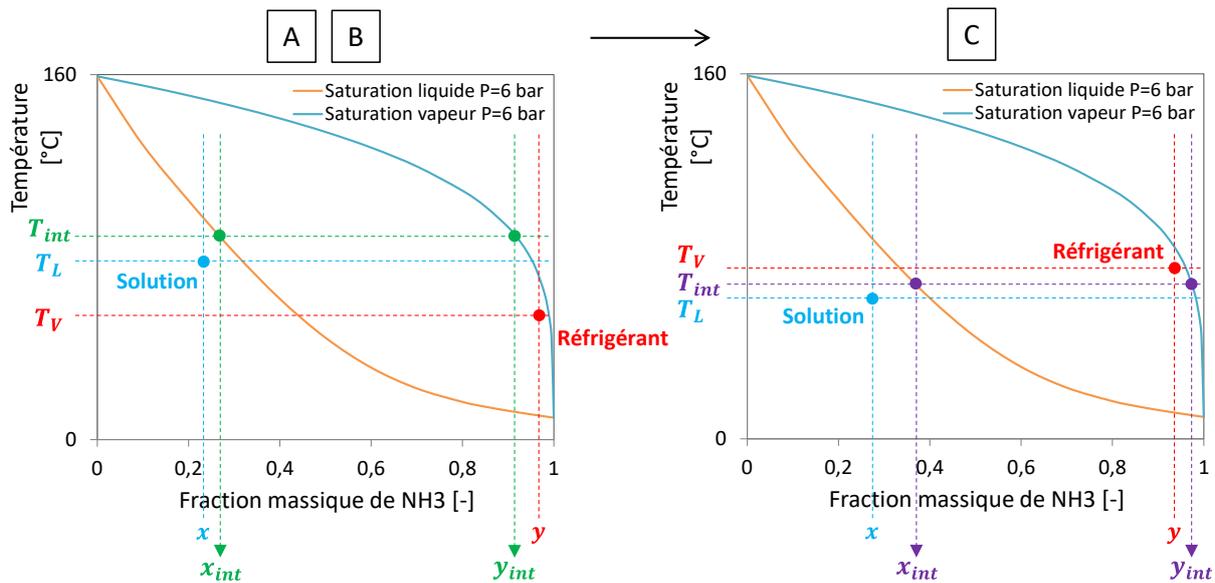


Fig.4. 20. Positionnement des différentes températures dans le diagramme de phase pour les zones A, B et C de l'absorbeur

Le phénomène de désorption d'eau que l'on observe dans la zone A de l'absorbeur a également été constaté dans des travaux de la littérature.

Kang *et al.* [13] étudient dans leurs travaux le procédé d'absorption à bulle et le procédé d'absorption en film tombant à contre-courant. Ils observent la désorption d'eau en bas de leur échangeur à l'entrée de la vapeur mais uniquement pour le mode d'absorption à bulle.

Goel et Goswami [1] étudient quant à eux un absorbeur avec un mode d'absorption à film tombant à contre-courant et observent le phénomène de désorption d'eau à l'entrée de la vapeur dans l'absorbeur.

Kang *et al.* [4] réalisent une étude expérimentale du procédé d'absorption en film tombant (co-courant) dans un échangeur à plaques. Dans leur étude, la phase liquide entre à basse température dans un état sous refroidi et la phase vapeur entre à saturation à haute température. Les auteurs observent un procédé de rectification avant que le procédé d'absorption ne se mette en place puis le phénomène de désorption d'eau est observé en bas de l'absorbeur.

Dans le travail de Kang et Christensen [3], le mode d'absorption en film tombant à contre-courant dans un absorbeur à tubes verticaux est étudié. Le phénomène de désorption d'eau est observé en partie inférieure de l'absorbeur comme dans l'étude de Goel et Goswami [1].

Dans l'étude de Fernandez-Seara *et al.* [14], le mode d'absorption à bulle à co-courant est analysé dans un absorbeur à tubes verticaux. Le phénomène de désorption d'eau est aussi observé en bas de l'absorbeur, à l'entrée de la vapeur.

Dans la configuration de ce travail de thèse, le phénomène de désorption d'eau est observé en haut de l'absorbeur, à l'entrée de la vapeur. En effet c'est en haut de l'absorbeur que la différence de concentration entre la phase liquide et la phase vapeur est la plus importante, que la vapeur est le moins concentrée en eau et que la température de la solution liquide est la plus élevée, ce qui favorise le phénomène de désorption d'eau.

La figure suivante (Fig.4. 21) présente les différentes variations de températures, concentrations et flux absorbés/désorbés le long d'un canal central de l'absorbeur n°2 pour l'essai 2-2 (température d'entrée du fluide de refroidissement élevée).

Seules les différences notables avec l'essai de référence (dans les conditions nominales) précédemment détaillé seront explicitées dans le paragraphe suivant.

La figure (Fig.4. 21.a) montre que le fluide caloporteur qui entre en bas de l'absorbeur pour refroidir le procédé d'absorption a une température d'entrée plus élevée dans l'essai 2-2 que dans l'essai de référence. Par conséquent, le refroidissement du film liquide est moins important.

La température du film liquide (T_L) étant alors plus chaude en haut de l'absorbeur, la différence de température entre la solution liquide et la vapeur est plus grande, ce qui implique une baisse plus rapide de la température du film liquide dans la zone A. La température du film liquide (T_L) plus chaude implique aussi un flux d'eau désorbé plus important en haut de l'absorbeur par rapport à l'essai de référence.

En bas de la zone B, la température de l'interface est atteinte plus rapidement que dans l'essai de référence (à une longueur d'absorbeur de 242 mm au lieu de 254 mm) car la différence de température entre la phase liquide et la phase vapeur est plus grande.

La figure (Fig.4. 21.b) présente les différentes variations de fraction massique en ammoniac le long d'un canal central de l'absorbeur n°2. Elle est à mettre en relation avec la figure (Fig.4. 21.c) qui présente les profils de variation des flux massiques surfaciques d'ammoniac et d'eau absorbés ou désorbés.

La valeur de z en haut de l'absorbeur dans l'essai 2-2 est plus grande que dans l'essai de référence car le flux désorbé d'eau est plus important comme le montre la figure (Fig.4. 21.c).

Essai 2-2 Canal central

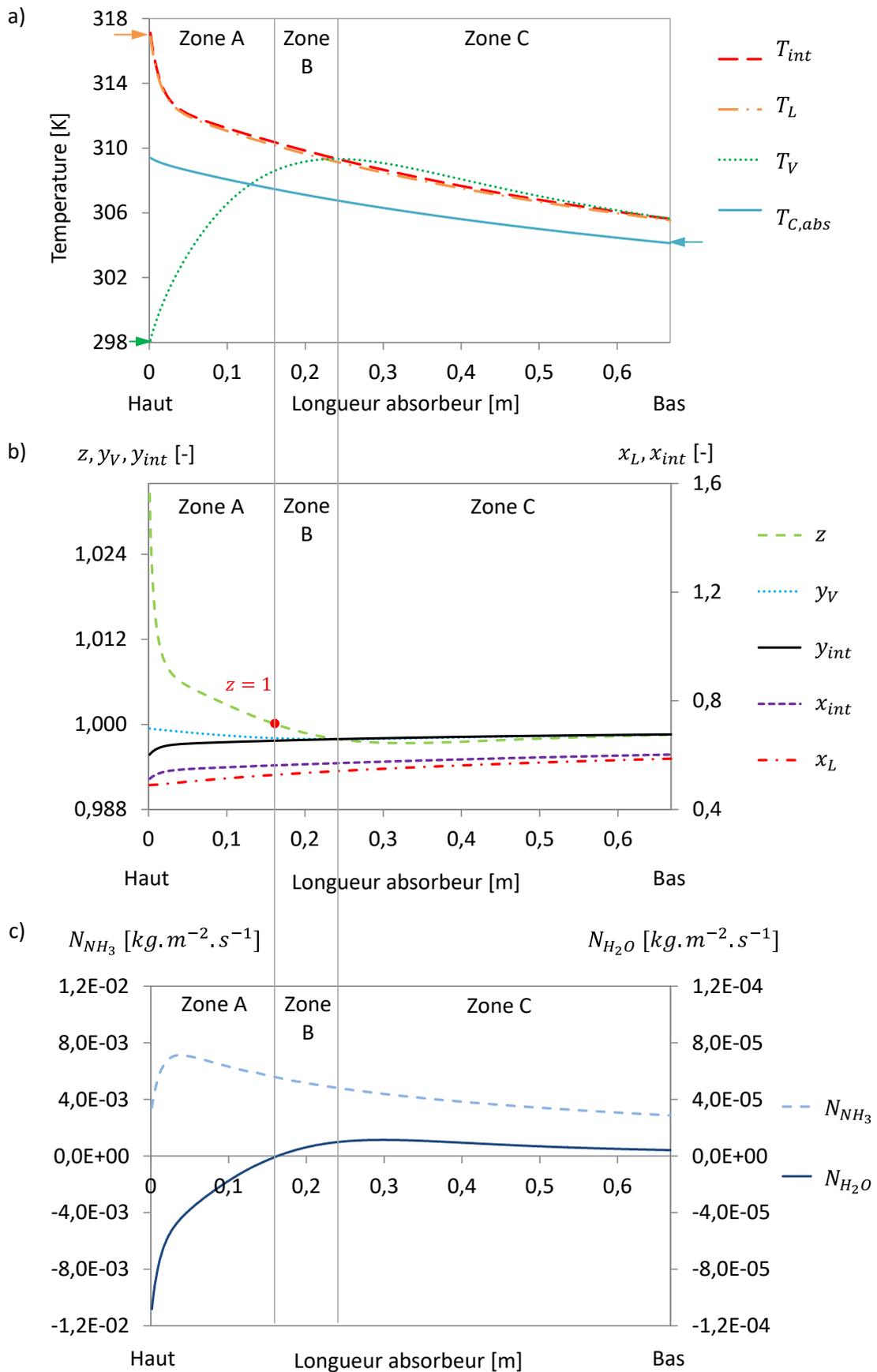


Fig.4. 21. Évolution des différents profils le long d'un canal central de l'absorbeur n°2 pour l'essai 2-2 : a) Températures, b) Fractions massiques d'ammoniac, c) Flux massiques surfaciques absorbés/désorbés

La figure suivante (Fig.4. 22) présente les différentes variations de températures, de concentrations et de flux absorbés/désorbés le long d'un canal central de l'absorbeur n°2 pour l'essai 2-8 (faible débit de fluide de refroidissement).

La figure (Fig.4. 22.a) montre que le fluide caloporteur qui entre en bas de l'absorbeur avec un faible débit par rapport à l'essai de référence ($366,57 \text{ kg.h}^{-1}$ au lieu de $1188,36 \text{ kg.h}^{-1}$) implique un refroidissement moins important du film liquide puisque la température de solution en haut de l'absorbeur est beaucoup plus chaude ($318,5 \text{ K}$) que dans l'essai 2-1 ($312,2 \text{ K}$).

La température du film liquide (T_L) étant alors plus chaude en haut de l'absorbeur, le flux d'eau désorbé est plus important et la différence de température entre la phase liquide et la phase vapeur est plus grande (22 K).

Cela implique une température d'interface liquide-vapeur (T_{int}) légèrement plus basse que la température du film liquide (T_L) sur les 7,6 premiers centimètres en haut de l'absorbeur. Puis, avec l'augmentation de la température de la phase vapeur (T_V) et la baisse du flux désorbé d'eau, T_{int} devient légèrement plus élevée que la température de film liquide (T_L) à cause de la chaleur générée par le procédé d'absorption à l'interface.

La vapeur entre en haut de l'absorbeur avec une température très inférieure à la température de la phase liquide. La température de la phase vapeur augmente donc fortement en haut de l'absorbeur pour atteindre la température de l'interface à une longueur d'absorbeur de 246 mm (bas de la zone B). La température de l'interface est atteinte plus rapidement que dans l'essai de référence car la différence de température entre la phase liquide et la phase vapeur est plus grande et le débit de vapeur est plus faible. Comme dans l'essai de référence, lorsque la vapeur atteint la température d'interface, le flux de chaleur sensible Q_{SEN_V} échangé entre la vapeur et l'interface change de sens et la température de la vapeur se met à décroître avec celles de l'interface et du film liquide (zone C).

La figure (Fig.4. 22.b) présente les différentes variations de fraction massique en ammoniac le long d'un canal central de l'absorbeur n°2. Elle est à mettre en relation avec la figure (Fig.4. 22.c) qui présente les profils de variation des flux massiques surfaciques d'ammoniac et d'eau absorbés ou désorbés.

En haut de l'absorbeur, dans la zone A, z est supérieur à 1 et à la fraction massique d'ammoniac dans la phase vapeur (y_V). Par conséquent, à cause de la faible concentration en eau de la phase vapeur et de la température élevée de la solution, de l'eau est désorbée et de l'ammoniac est absorbé. La valeur de z en haut de l'absorbeur dans l'essai 2-8 est plus grande que dans l'essai de référence car la désorption d'eau est plus importante. Par contre, l'absorption d'ammoniac est moins importante. La concentration en ammoniac du flux transféré à l'interface étant supérieure à la concentration en ammoniac de la phase vapeur ($z > y_V$), la fraction massique d'ammoniac de la phase vapeur diminue dans la zone A.

De plus, dans la zone A, les concentrations y_{int} et x_{int} augmentent car la température d'interface (T_{int}) diminue et la concentration en ammoniac de la phase liquide (x_L) augmente en raison de la forte concentration en ammoniac du flux absorbé par rapport à la phase liquide.

Dans la zone B, z diminue et devient inférieur à 1, il y a alors absorption d'eau ($N_{H_2O} > 0$) et absorption d'ammoniac ($N_{NH_3} > 0$) comme dans l'essai de référence.

Dans la zone C, les allures des profils de températures et des fractions massiques sont les mêmes que dans l'essai de référence. Par contre, si le flux absorbé d'ammoniac (N_{NH_3}) augmente du haut vers le bas de l'absorbeur, cela est dû au fait que la diminution du débit de fluide caloporteur a tendance à limiter le procédé d'absorption en haut de l'absorbeur.

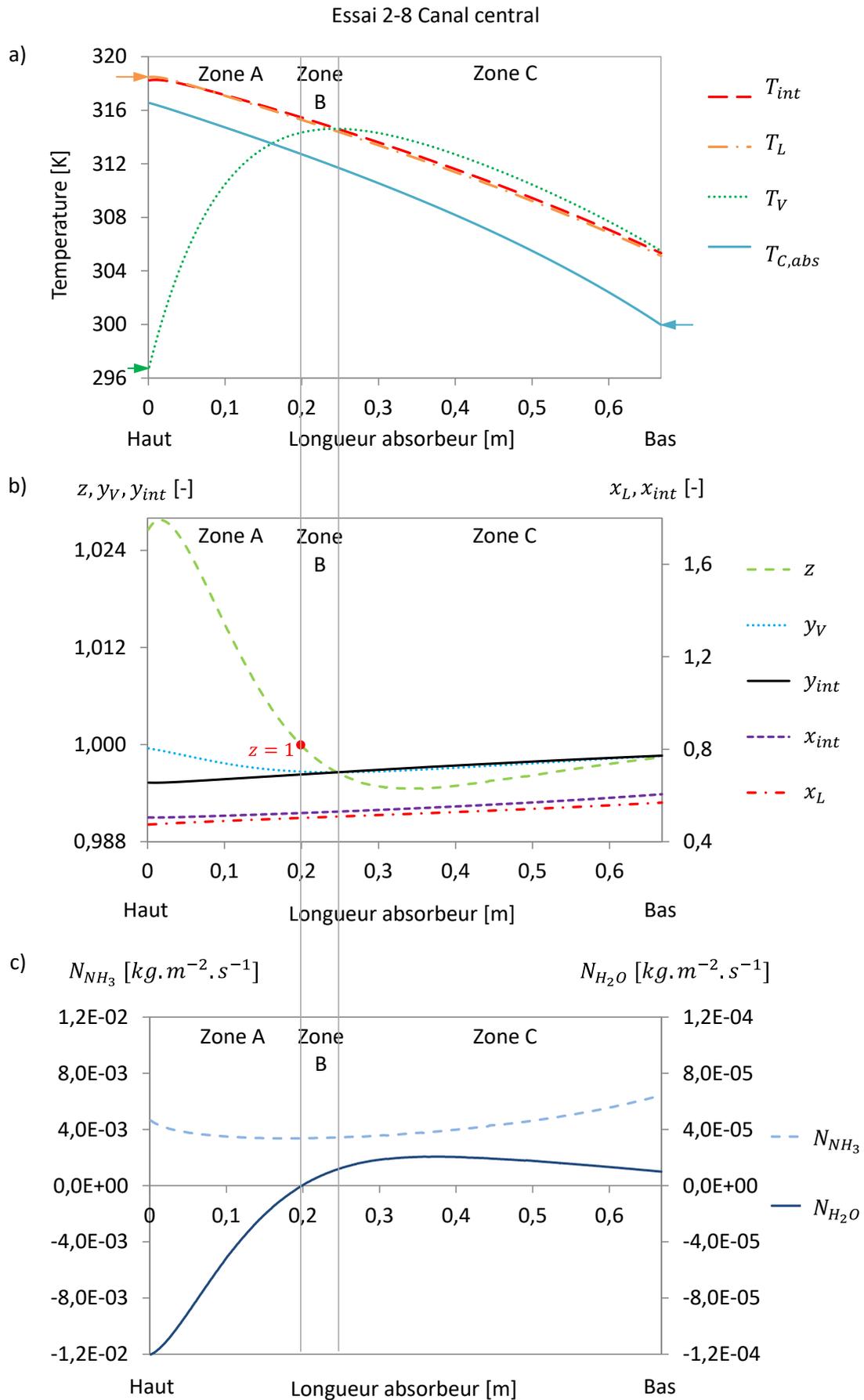


Fig.4. 22. Évolution des différents profils le long d'un canal central de l'absorbeur n°2 pour l'essai 2-8 : a) Températures, b) Fractions massiques d'ammoniac, c) Flux massiques surfaciques absorbés/désorbés

IV.3. Études de sensibilité paramétriques

Plusieurs analyses de sensibilité paramétriques sont réalisées afin de compléter l'étude expérimentale qui ne permet pas de dissocier l'impact des différentes variables sur l'absorbeur.

L'objectif de ces études paramétriques est d'étudier indépendamment l'impact des variables d'entrée de l'absorbeur sur le phénomène d'absorption.

IV.3.1. Étude de l'impact du débit de fluide caloporteur

Une première analyse permet l'étude de l'impact du débit de fluide caloporteur sur les performances de l'absorbeur.

Comme expliqué dans le Chapitre 3, les tests expérimentaux montrent une augmentation des performances de l'absorbeur lorsque le débit de fluide caloporteur augmente mais ces essais ne sont pas réalisés avec des variables fixes à l'entrée de l'absorbeur. En effet, lorsque le débit de fluide caloporteur varie, le comportement de la machine globale est modifié, ce qui induit une variation des conditions d'entrée dans l'absorbeur. Par conséquent, le débit de fluide caloporteur ne peut pas être considéré comme l'unique variable responsable de l'augmentation des performances de l'absorbeur. Pour dissocier l'impact du débit de fluide caloporteur de l'impact des autres variables d'entrée de l'absorbeur, deux types de simulations numériques sont tout d'abord réalisés :

- des simulations avec différents débits de fluide caloporteur mais avec un jeu de variables d'entrée fixe (celui de l'essai référence 2-1) ;
- des simulations avec différents jeux de variables en entrée de l'absorbeur mais avec un débit de fluide caloporteur fixe (celui de l'essai référence 2-1 : $0,330 \text{ kg.s}^{-1}$).

Le tableau suivant (Tab.4. 8) résume les différents jeux de variables en entrée de l'absorbeur et les différents débits de caloporteurs des 14 essais expérimentaux utilisés pour cette étude paramétrique.

Tab.4. 8. Conditions opératoires en entrée de l'absorbeur

Conditions d'entrée	Variables d'entrée réelles								Débit de fluide caloporteur réel
	$\dot{m}_{V,in}$ [kg.s ⁻¹]	$\dot{m}_{L,in}$ [kg.s ⁻¹]	$T_{V,in}$ [K]	$T_{L,in}$ [K]	$x_{L,in}$ [-]	$y_{V,in}$ [-]	P [MPa]	$T_{C,abs,in}$ [K]	$\dot{m}_{C,abs}$ [kg.s ⁻¹]
a	$2,07.10^{-3}$	$1,88.10^{-2}$	292,73	323,75	0,4978	0,9952	0,645	300,04	$6,02.10^{-2}$
b	$2,90.10^{-3}$	$1,80.10^{-2}$	294,65	323,26	0,4880	0,9970	0,638	300,06	$7,09.10^{-2}$
c	$3,59.10^{-3}$	$1,73.10^{-2}$	295,97	319,78	0,4771	0,9976	0,633	300,07	$8,95.10^{-2}$
d	$3,84.10^{-3}$	$1,70.10^{-2}$	296,53	318,48	0,4731	0,9976	0,629	300,06	$1,02.10^{-1}$
e	$4,12.10^{-3}$	$1,67.10^{-2}$	297,12	317,06	0,4686	0,9978	0,625	300,08	$1,18.10^{-1}$
f	$4,37.10^{-3}$	$1,65.10^{-2}$	297,78	315,89	0,4643	0,9981	0,621	300,08	$1,40.10^{-1}$
g	$4,55.10^{-3}$	$1,63.10^{-2}$	298,16	315,16	0,4616	0,9982	0,617	300,08	$1,62.10^{-1}$
h	$4,86.10^{-3}$	$1,60.10^{-2}$	298,97	313,77	0,4573	0,9985	0,613	300,11	$2,11.10^{-1}$
i	$5,08.10^{-3}$	$1,57.10^{-2}$	299,69	312,71	0,4540	0,9989	0,613	300,12	$2,51.10^{-1}$
j	$5,19.10^{-3}$	$1,56.10^{-2}$	299,95	311,95	0,4532	0,9990	0,611	300,14	$2,88.10^{-1}$
k	$5,13.10^{-3}$	$1,57.10^{-2}$	298,60	312,19	0,4578	0,9976	0,607	300,11	$3,30.10^{-1}$
l	$5,44.10^{-3}$	$1,53.10^{-2}$	300,41	311,53	0,4474	0,9997	0,609	300,22	$3,86.10^{-1}$
m	$5,48.10^{-3}$	$1,53.10^{-2}$	300,79	311,43	0,4470	0,9991	0,609	300,29	$4,38.10^{-1}$
n	$5,50.10^{-3}$	$1,53.10^{-2}$	300,67	311,33	0,4472	0,9999	0,608	300,32	$4,54.10^{-1}$

Le jeu de variables d'entrée « k » est celui de l'essai référence 2-1. Le débit de fluide caloporteur référence est le débit correspondant ($\dot{m}_{C,abs} = 3,30.10^{-1} \text{ kg.s}^{-1}$).

Les figures suivantes (Fig.4. 23) et (Fig.4. 24) permettent de comparer les résultats expérimentaux avec différents résultats numériques.

Sur la figure (Fig.4. 23), les points expérimentaux représentent le débit massique de vapeur absorbé mesuré pour les 14 essais. En abscisse, chaque lettre représente le jeu de variables d'entrée qui change pour chaque essai. La courbe numérique représente le débit massique de vapeur absorbé simulé avec les mêmes jeux de variables en entrée de l'absorbeur (lettres en abscisse) mais avec un débit de fluide caloporteur qui est gardé fixe.

Sur la figure (Fig.4. 24), la courbe expérimentale représente à nouveau le débit massique de vapeur absorbé mesuré mais, cette fois-ci, en fonction du débit de fluide caloporteur. Et la courbe numérique représente le débit massique de vapeur absorbé simulé pour différents débits de fluide caloporteur avec cette fois un jeu de variables d'entrée fixe (celui de l'essai référence 2-1).

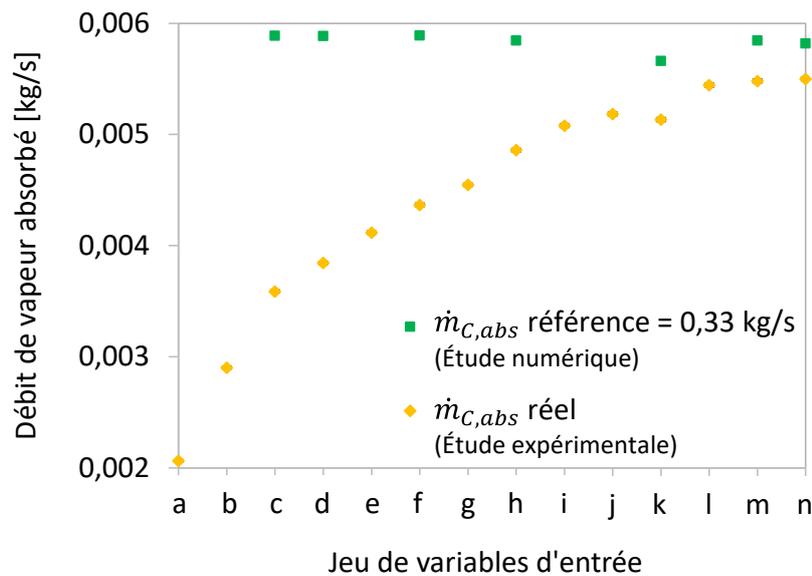


Fig.4. 23. Débit de vapeur absorbé en fonction du jeu de variables d'entrée pour différents débits de fluide caloporteur et pour le débit de fluide caloporteur de référence

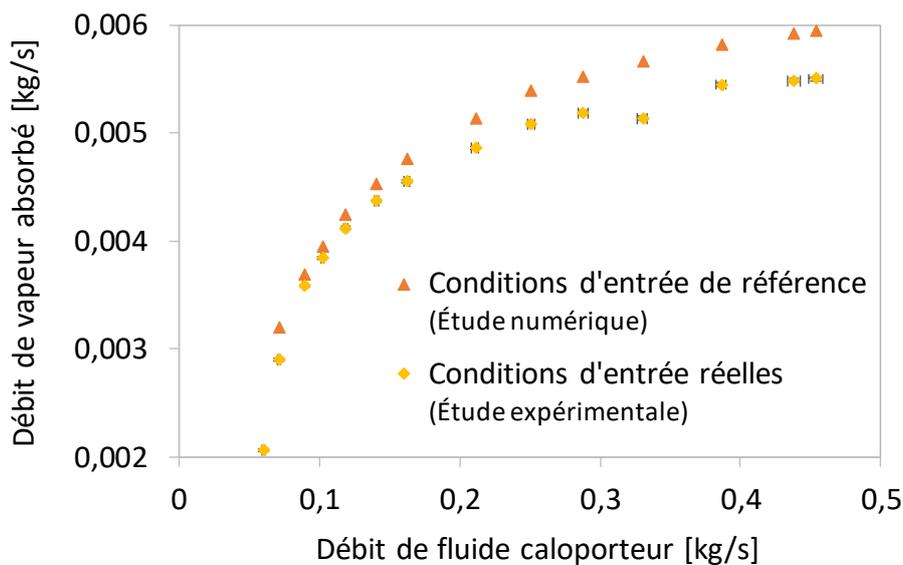


Fig.4. 24. Débit de vapeur absorbé en fonction du débit de fluide caloporteur pour différentes conditions d'entrée et pour les conditions d'entrée de référence

La figure (Fig.4. 23) montre une très faible variation du débit de vapeur absorbé lorsque le débit de fluide caloporteur est fixe. La variation du jeu de variables d'entrée ne semble avoir qu'un faible impact sur le débit de vapeur absorbé lors du phénomène d'absorption.

La figure (Fig.4. 24) montre des tendances de courbes similaires lorsque le jeu de variables d'entrée reste fixe et lorsqu'il varie. La courbe numérique présente des valeurs de débit absorbé supérieures à celles de la courbe expérimentale en raison de la surestimation du modèle. Cela confirme la précédente conclusion : le débit de fluide caloporteur semble avoir un impact significatif et prédominant par rapport à l'impact de la variation des autres variables d'entrée.

Pour affiner cette étude, une étude de sensibilité paramétrique est réalisée pour chaque variable d'entrée de l'absorbeur affectée par la variation du débit de fluide caloporteur. Ces études sont réalisées dans le but de dissocier l'impact de chaque variable pour vérifier qu'il n'y a pas d'effet de compensation important entre elles.

Les variables étudiées sont le débit, la température et la concentration en ammoniac de la solution pauvre, la température et la concentration en ammoniac de la vapeur ainsi que la pression de fonctionnement de l'absorbeur. Le débit de vapeur étant un résultat du modèle et non une variable d'entrée et la température d'entrée du fluide caloporteur étant une variable fixée pendant les essais considérés, ils ne font pas partie des variables étudiées. Les plages de variation des conditions d'entrée étudiées sont celles induites par la variation du débit de fluide caloporteur (observées sur les essais expérimentaux), elles sont donc restreintes. Des plages de variation plus larges seront étudiées dans une deuxième analyse.

Les figures suivantes présentent le débit de vapeur absorbé en fonction des différentes variables d'entrée ($\dot{m}_{L,in}$, $T_{L,in}$, $x_{L,in}$, $T_{V,in}$, $y_{V,in}$, P). Sur chaque figure, trois courbes sont représentées :

- une courbe expérimentale : le débit de vapeur absorbé en fonction de la variable étudiée dans les conditions réelles;
- une courbe numérique simulée dans les mêmes conditions que la courbe expérimentale (les conditions réelles) afin de s'assurer de la fiabilité du modèle ;
- une courbe numérique où seule la variable d'entrée étudiée en entrée de l'absorbeur varie, les autres variables d'entrée étant prises égales aux conditions d'entrée de référence.

La figure suivante (Fig.4. 25) présente le débit de vapeur absorbé en fonction du débit de solution pauvre en entrée de l'absorbeur ($\dot{m}_{L,in}$):

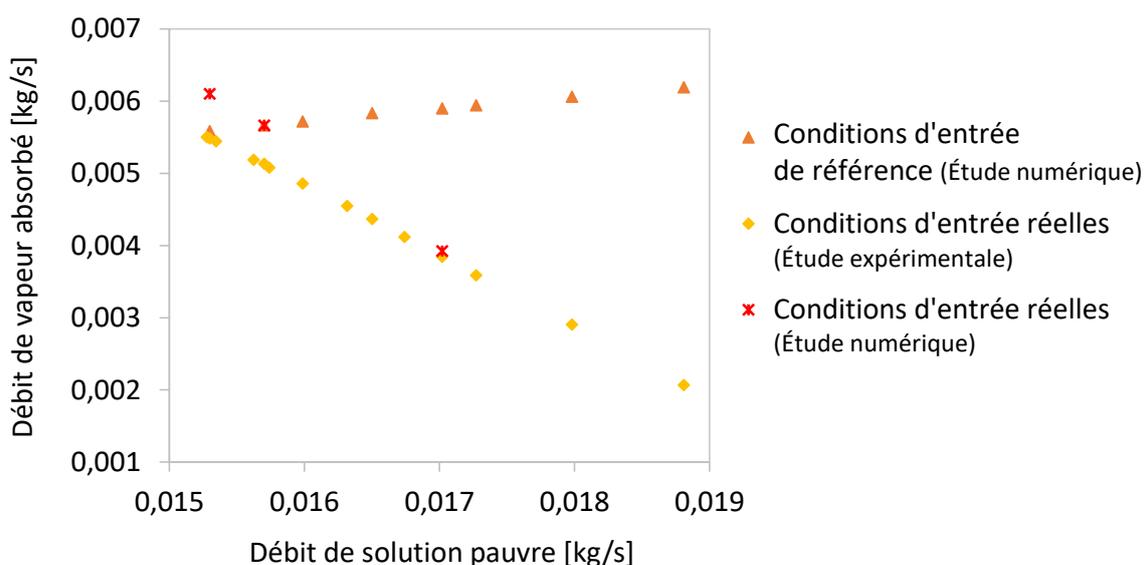


Fig.4. 25. Débit de vapeur absorbé en fonction du débit de solution pauvre pour les conditions d'entrée réelles et pour les conditions d'entrée de référence

Dans l'étude expérimentale, le débit de vapeur absorbé augmente et le débit de solution pauvre diminue avec l'augmentation du débit de fluide caloporteur. Par conséquent, sur la figure (Fig.4. 25), le débit de vapeur absorbé expérimental (conditions d'entrée réelles) diminue quand le débit de solution pauvre augmente.

Lorsque le débit de solution pauvre varie mais que les autres variables d'entrée sont stables, la figure (Fig.4. 25) montre que le débit massique de vapeur absorbé ne varie que très peu. Sa légère augmentation est due au fait que l'augmentation du débit de solution pauvre implique une augmentation de la capacité d'absorption et une augmentation des coefficients de transfert. Pour une augmentation de $0,0035 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ du débit de solution pauvre, le débit de vapeur absorbé augmente de maximum 10,8 % par rapport à sa valeur minimale. Par conséquent la variation du débit de solution pauvre induite par la variation du débit de fluide caloporteur a un impact modéré sur la variation du débit de vapeur absorbé.

La figure suivante (Fig.4. 26) présente le débit de vapeur absorbé en fonction de la température de solution pauvre en entrée de l'absorbeur ($T_{L,in}$):

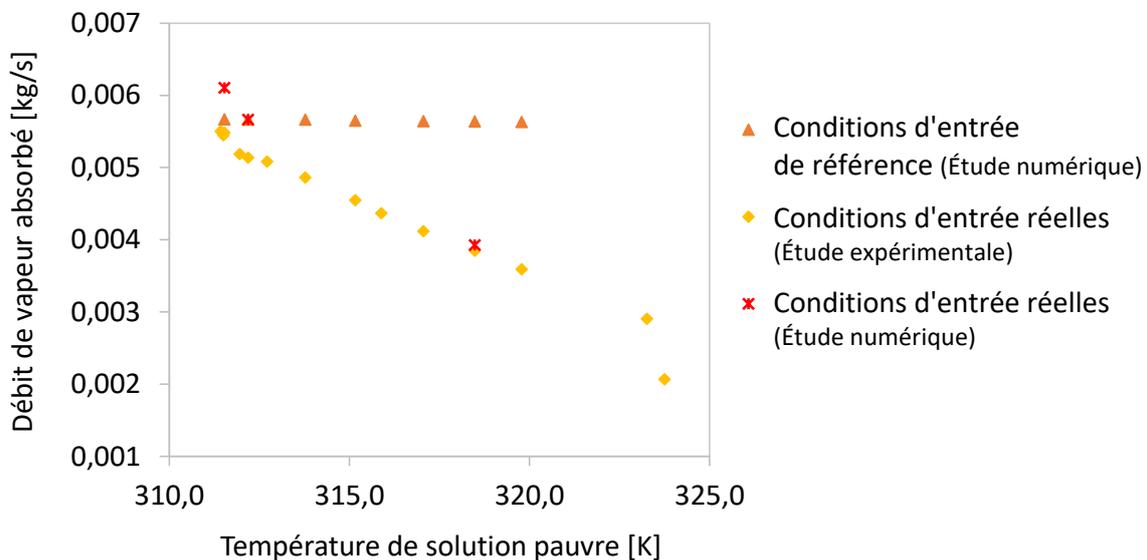


Fig.4. 26. Débit de vapeur absorbé en fonction de la température de solution pauvre pour les conditions d'entrée réelles et pour les conditions d'entrée de référence

Dans l'étude expérimentale (conditions d'entrée réelles), le débit de vapeur absorbé augmente et la température de solution pauvre diminue avec l'augmentation du débit de fluide caloporteur. Par conséquent, sur la figure (Fig.4. 26), le débit de vapeur absorbé expérimental diminue quand la température de solution pauvre augmente.

Lorsque la température de solution pauvre augmente mais que les autres variables d'entrée sont fixes (conditions d'entrée de référence), la figure (Fig.4. 26) montre que le débit massique de vapeur absorbé ne varie que très peu. Une augmentation de 8,3 K implique une légère décroissance de 0,6 % du débit de vapeur absorbé. Par conséquent la variation de température de la solution pauvre induite par la variation du débit de fluide caloporteur n'a qu'un faible impact sur la variation du débit de vapeur absorbé. La légère décroissance indique que le refroidissement par le fluide caloporteur est dans tous les cas suffisamment efficace.

La figure suivante (Fig.4. 27) présente le débit de vapeur absorbé en fonction de la fraction massique d'ammoniac dans la solution pauvre en entrée de l'absorbeur ($x_{L,in}$):

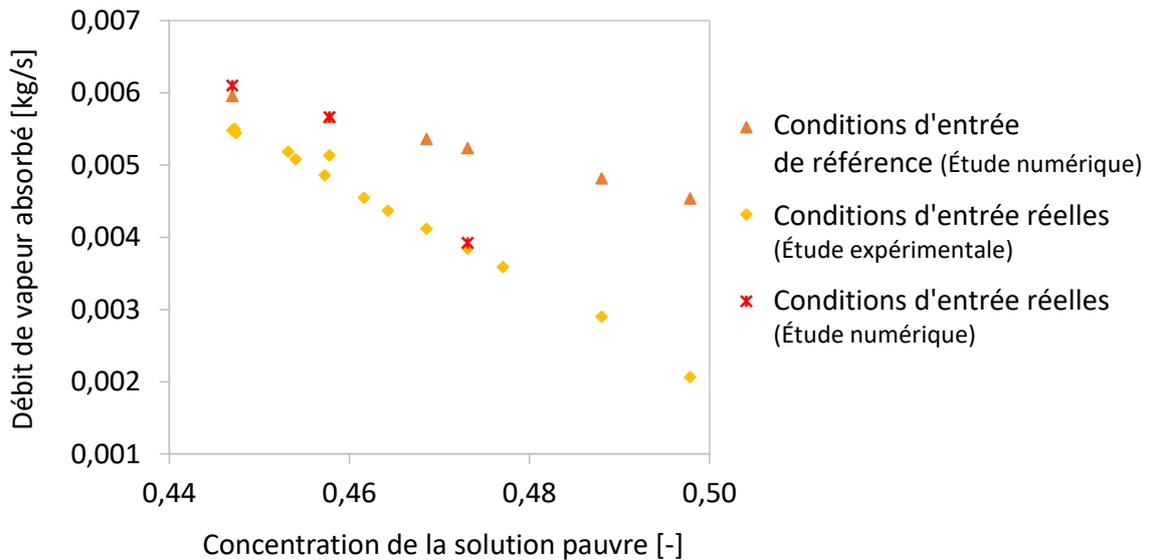


Fig.4. 27. Débit de vapeur absorbé en fonction de la concentration en ammoniac de la solution pauvre pour les conditions d'entrée réelles et pour les conditions d'entrée de référence

Dans l'étude expérimentale (conditions d'entrée réelles), le débit de vapeur absorbé augmente et la concentration de la solution pauvre diminue avec l'augmentation du débit de fluide caloporteur. Par conséquent, sur la figure (Fig.4. 27), le débit de vapeur absorbé expérimental diminue quand la concentration de la solution pauvre augmente.

Lorsque la concentration de la solution pauvre augmente mais que les autres variables d'entrée sont fixes, la figure (Fig.4. 27) montre que le débit massique de vapeur absorbé diminue mais de façon moins importante que dans les conditions d'entrée réelles. Cette diminution est due au fait que lorsque la concentration de la solution pauvre augmente, la différence entre la concentration de la phase liquide et la concentration de la phase vapeur diminue et la solution pauvre est plus proche de la saturation. Cela implique une diminution de la capacité d'absorption de la phase liquide. Pour une augmentation de 0,05 de la concentration en ammoniac de la solution pauvre, le débit de vapeur absorbé diminue de $0,001 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ (24 % par rapport à sa valeur maximale). Par conséquent, la variation de la concentration de solution pauvre induite par la variation du débit de fluide caloporteur a un impact modéré sur la variation du débit de vapeur absorbé.

La figure suivante (Fig.4. 28) présente le débit de vapeur absorbé en fonction de la température de la vapeur en entrée de l'absorbeur ($T_{v,in}$):

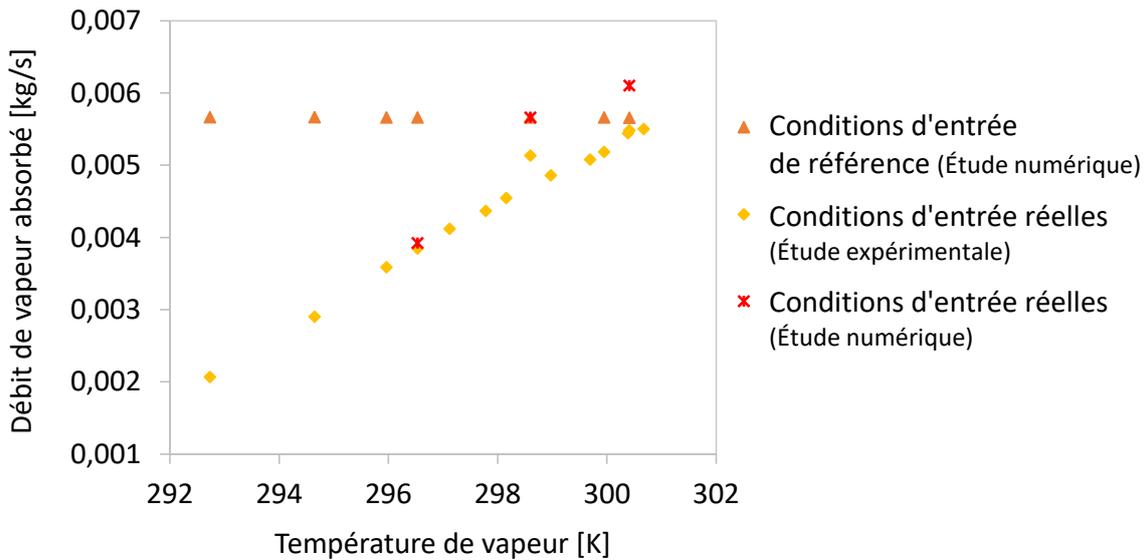


Fig.4. 28. Débit de vapeur absorbé en fonction de la température de vapeur pour les conditions d'entrée réelles et pour les conditions d'entrée de référence

Dans l'étude expérimentale (conditions d'entrée réelles), le débit de vapeur absorbé augmente et la température de la vapeur augmente avec l'augmentation du débit de fluide caloporteur. Par conséquent, sur la figure (Fig.4. 28), le débit de vapeur absorbé expérimental augmente quand la température de vapeur augmente.

Lorsque la température de vapeur varie mais que les autres variables d'entrée restent fixes, la figure (Fig.4. 28) montre que le débit massique de vapeur absorbé ne varie que très peu. Pour une augmentation de 7,7 K, le débit de vapeur absorbé varie de maximum 0,1 %. Par conséquent, la variation de température de la vapeur induite par la variation du débit de fluide caloporteur a un impact très faible sur la variation du débit de vapeur absorbé.

La figure suivante (Fig.4. 29) présente le débit de vapeur absorbé en fonction de la fraction massique en ammoniac de la vapeur en entrée de l'absorbeur ($y_{V,in}$):

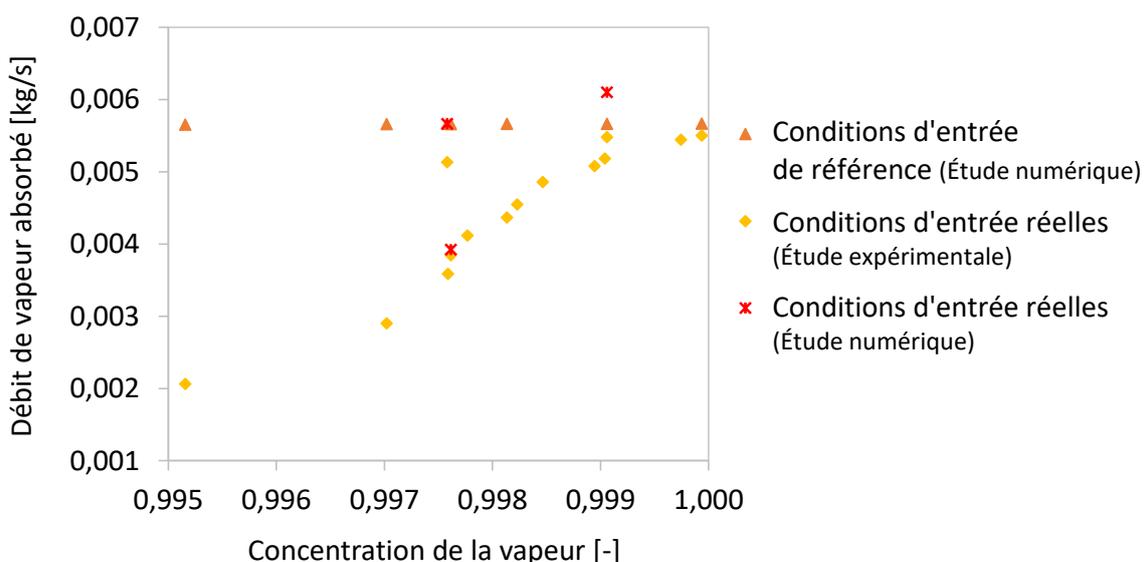


Fig.4. 29. Débit de vapeur absorbé en fonction de la concentration en ammoniac de la vapeur pour les conditions d'entrée réelles et pour les conditions d'entrée de référence

Dans l'étude expérimentale (conditions d'entrée réelles), le débit de vapeur absorbé augmente et la concentration de la vapeur augmente légèrement avec l'augmentation du débit de fluide caloporteur. Par conséquent, sur la figure (Fig.4. 29), le débit de vapeur absorbé expérimental augmente quand la concentration de la vapeur augmente.

Lorsque la concentration de la vapeur varie mais que les autres variables d'entrée sont constantes, la figure (Fig.4. 29) montre que le débit massique de vapeur absorbé ne varie que très peu. Une augmentation de 0,005 [-] de la concentration de la vapeur implique une variation de 0,2 % du débit de vapeur absorbé. Par conséquent, la variation de concentration de la vapeur induite par la variation du débit de fluide caloporteur n'a qu'un faible impact sur la variation du débit de vapeur absorbé.

La figure suivante (Fig.4. 30) présente le débit de vapeur absorbé en fonction de la pression de fonctionnement de l'absorbeur (P) :

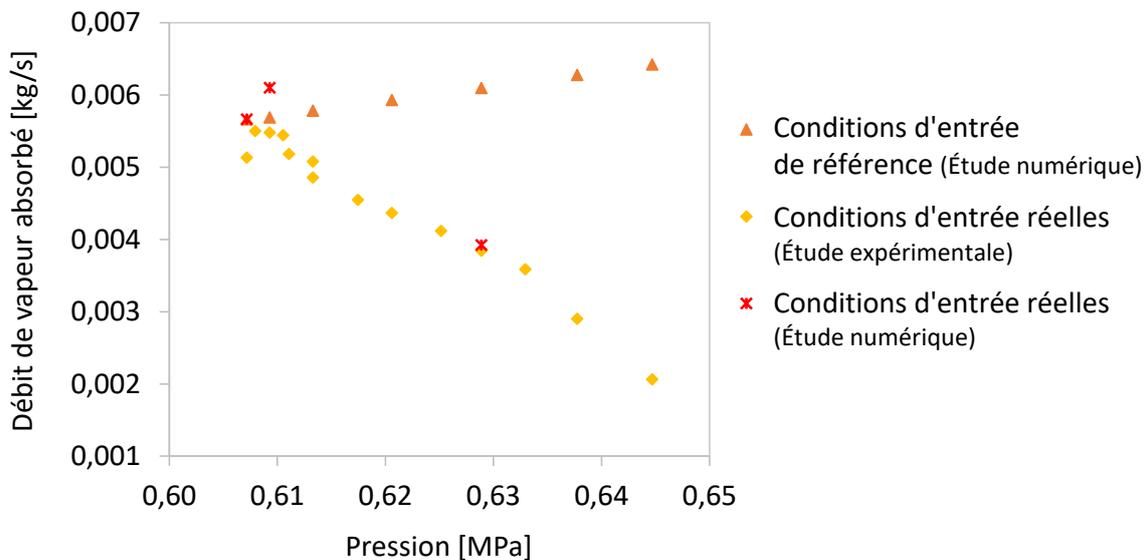


Fig.4. 30. Débit de vapeur absorbé en fonction de la pression pour les conditions d'entrée réelles et pour les conditions d'entrée de référence

Dans l'étude expérimentale, le débit de vapeur absorbé augmente et la pression diminue avec l'augmentation du débit de fluide caloporteur. Par conséquent, sur la figure (Fig.4. 30), le débit de vapeur absorbé expérimental diminue quand la pression augmente.

Lorsque la pression de fonctionnement de l'absorbeur augmente mais que les autres variables d'entrée sont constantes, la figure (Fig.4. 30) montre que le débit massique de vapeur absorbé augmente mais de façon moins importante que la diminution du débit de vapeur absorbé liée aux conditions d'entrée réelles. Une augmentation de 0,04 MPa de la pression implique une augmentation de 13,4 % du débit de vapeur absorbé par rapport à sa valeur minimale. Par conséquent la variation de pression induite par la variation de débit de fluide caloporteur a un impact modéré sur la variation du débit de vapeur absorbé.

La comparaison des courbes expérimentales avec les courbes de simulation réalisées en faisant varier une seule variable d'entrée de l'absorbeur permet donc de dissocier les différents impacts de ces variables d'entrée.

La première analyse réalisée en faisant varier les jeux de variables dans leur ensemble montre que le débit de fluide caloporteur a un impact significatif et prédominant par rapport à l'impact de la variation des autres variables d'entrée. Cette deuxième analyse, plus fine, vient nuancer cette conclusion :

- la variation des variables d'entrée ($T_{L,in}$, $T_{V,in}$, $y_{V,in}$) induite par la variation du débit de fluide caloporteur n'a pas d'impact sur la variation du débit de vapeur absorbé ;

- la variation de la pression (P) et du débit de solution pauvre ($\dot{m}_{L,in}$) induite par la variation du débit de fluide caloporteur a un impact sur la variation du débit de vapeur absorbé qui est inverse à l'impact du débit de fluide caloporteur. L'augmentation du débit de vapeur absorbé avec l'augmentation du débit de fluide caloporteur dans l'étude expérimentale est donc restreinte par la baisse de pression et la baisse de débit de solution pauvre ;
- la variation de la concentration de solution pauvre ($x_{L,in}$) induite par la variation du débit de fluide caloporteur a un impact sur la variation du débit de vapeur absorbé qui est dans le même sens que l'impact du débit de fluide caloporteur. L'augmentation du débit de vapeur absorbé avec l'augmentation du débit de fluide caloporteur dans l'étude expérimentale est donc amplifiée par la baisse de concentration de la solution pauvre.

IV.3.2. Étude étendue de l'impact des variables d'entrée de l'absorbeur

Dans cette partie, une étude de sensibilité paramétrique a été réalisée pour chaque variable d'entrée de l'absorbeur, c'est-à-dire, le débit de solution pauvre, la température de solution pauvre, la concentration en ammoniac de la solution pauvre, la température de vapeur, la concentration en ammoniac de la vapeur, la température d'entrée du fluide caloporteur, le débit de fluide caloporteur et la pression de fonctionnement de l'absorbeur. Le débit de vapeur étant un résultat du modèle et non une variable d'entrée, l'étude paramétrique n'a pas pu être réalisée.

L'objectif est d'étudier l'impact de chaque variable d'entrée de l'absorbeur sur ses performances. Pour toutes ces études de sensibilité, des plages de variation plus larges que dans les précédentes études ont donc été balayées pour fournir des éléments plus complets. Les plages de variation ont été choisies de manière à représenter les différentes valeurs possibles des variables d'entrée de l'absorbeur dans les limites de calcul du modèle.

Pour chaque simulation effectuée, les variables d'entrée de l'absorbeur sont prises égales aux variables d'entrée de l'essai référence 2-1 (conditions nominales) et seule une variable d'entrée varie.

Les figures suivantes présentent le débit de vapeur absorbé et le rendement d'absorption en fonction des différentes variables d'entrée de l'absorbeur.

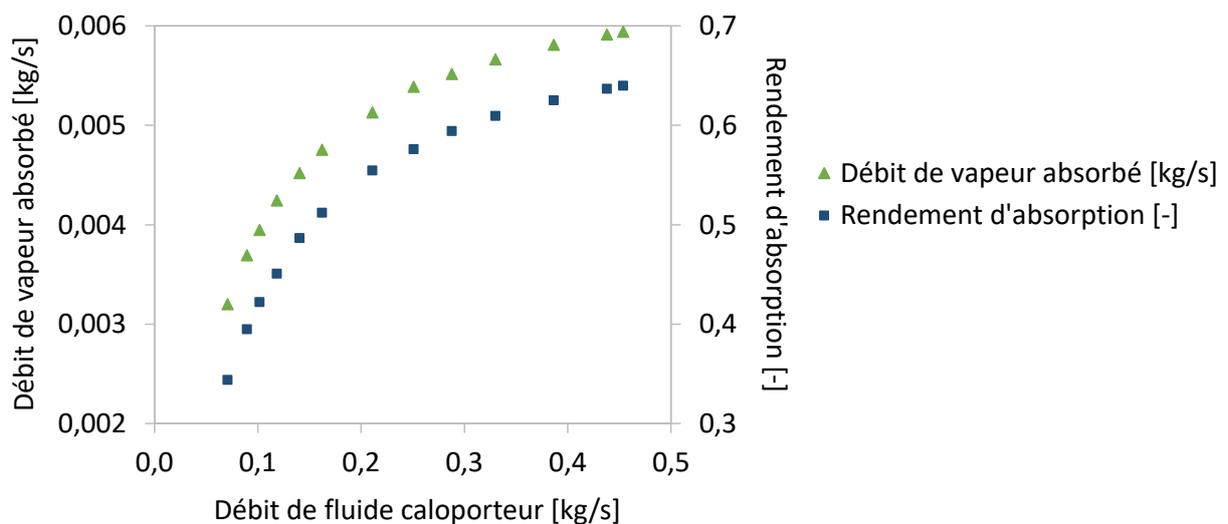


Fig.4. 31. Débit de vapeur absorbé et rendement d'absorption en fonction du débit de fluide caloporteur

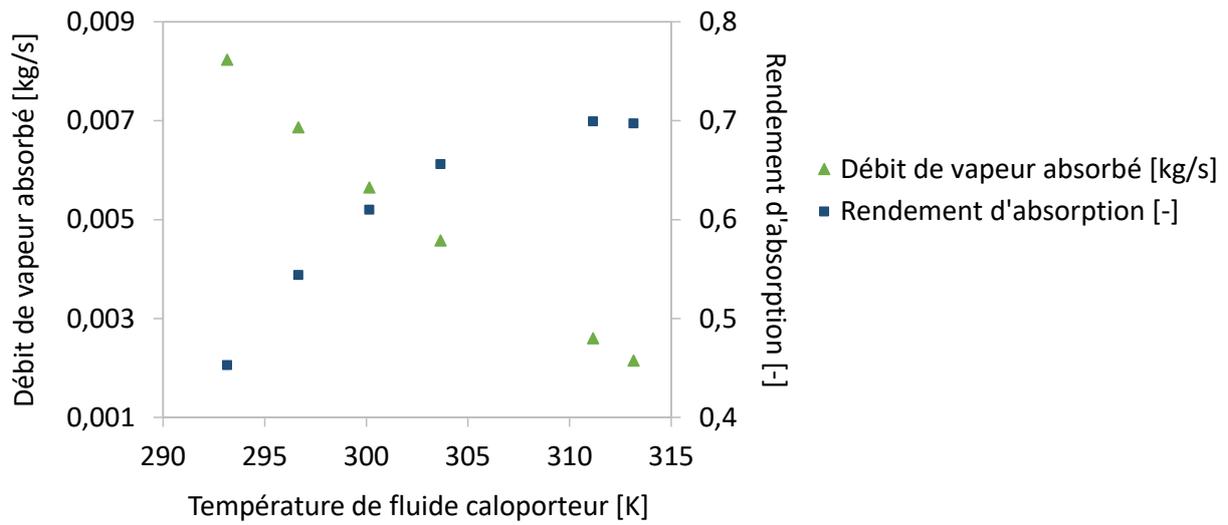


Fig.4. 32. Débit de vapeur absorbé et rendement d'absorption en fonction de la température d'entrée du fluide caloporteur dans l'absorbeur

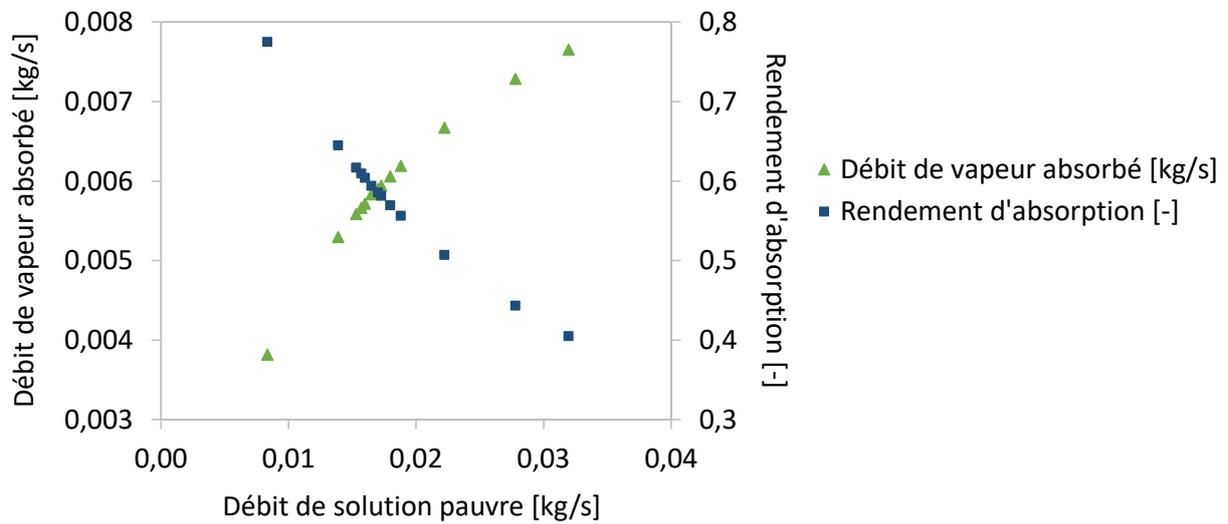


Fig.4. 33. Débit de vapeur absorbé et rendement d'absorption en fonction du débit de solution pauvre

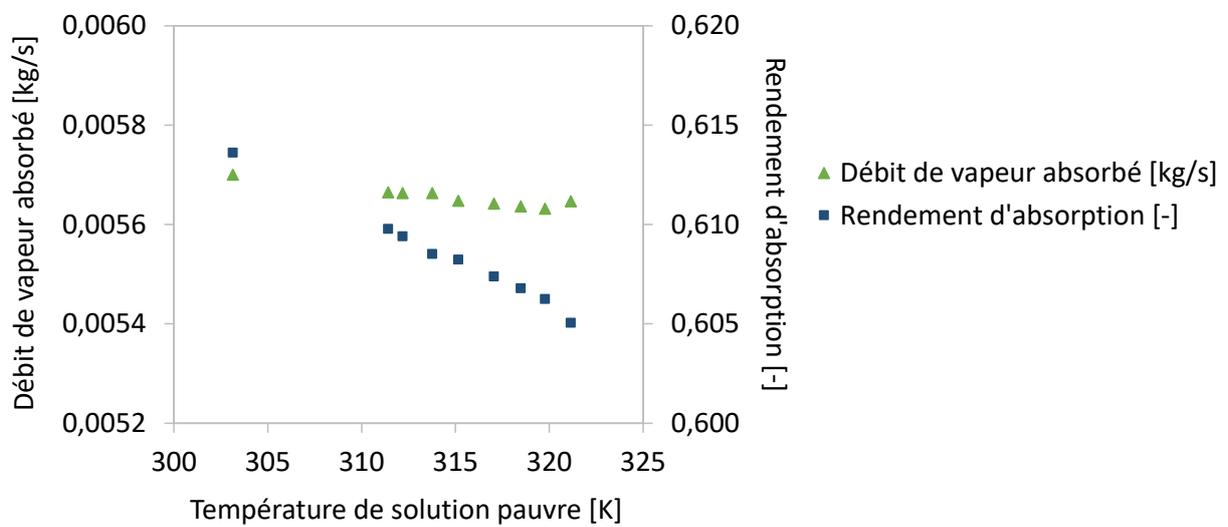


Fig.4. 34. Débit de vapeur absorbé et rendement d'absorption en fonction de la température de la solution pauvre

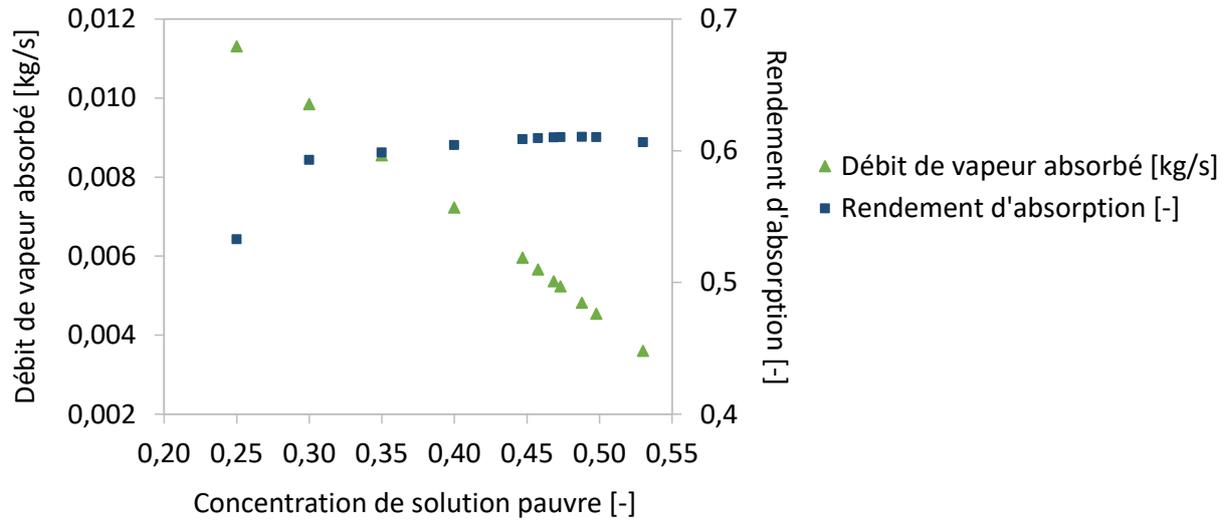


Fig.4. 35. Débit de vapeur absorbé et rendement d'absorption en fonction de la fraction massique d'ammoniac dans la solution pauvre

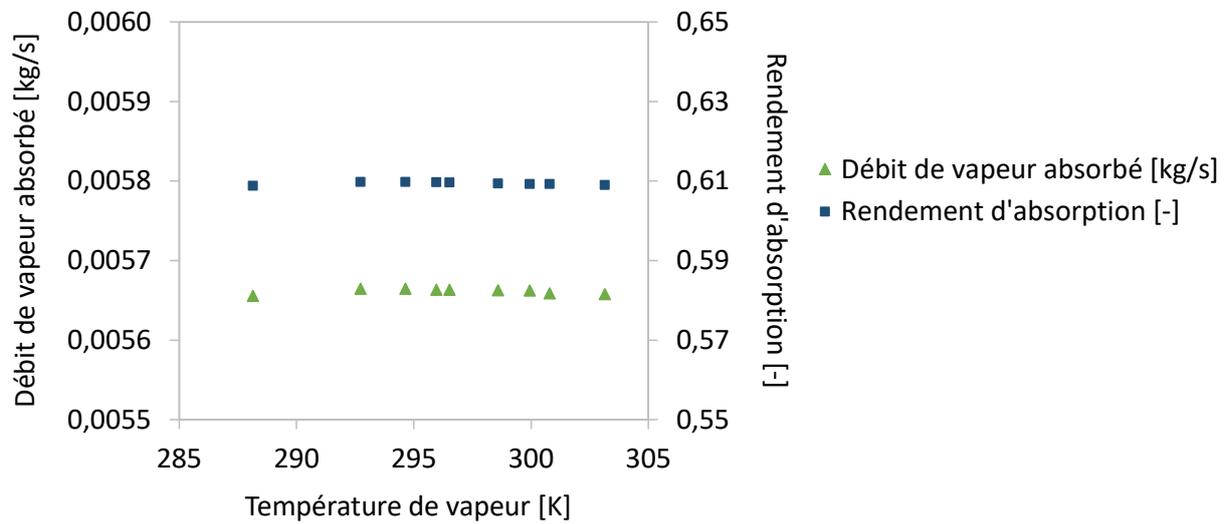


Fig.4. 36. Débit de vapeur absorbé et rendement d'absorption en fonction de la température de la phase vapeur à l'entrée de l'absorbeur

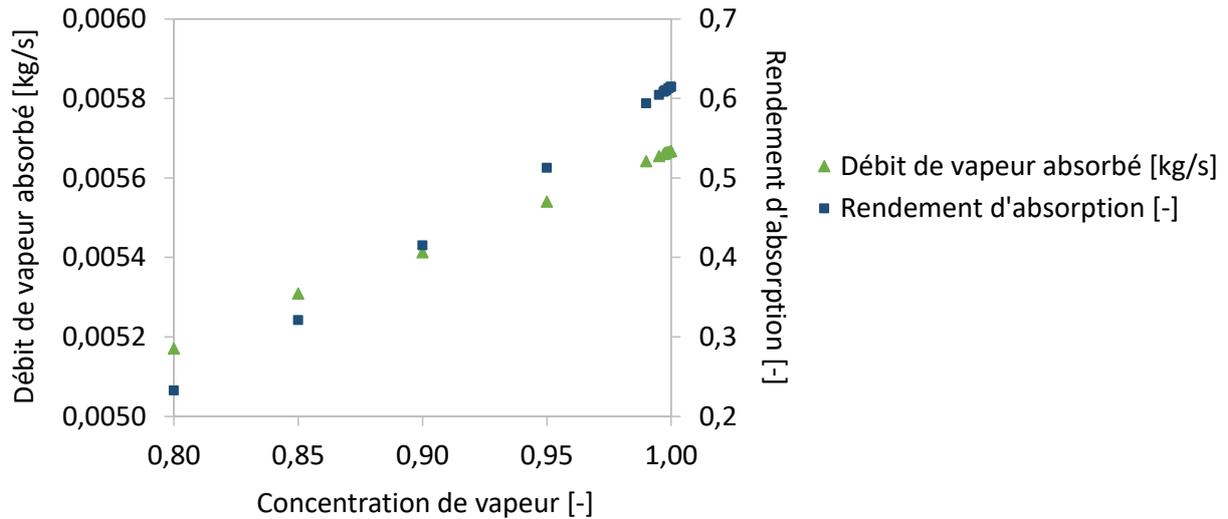


Fig.4. 37. Débit de vapeur absorbé et rendement d'absorption en fonction de la fraction massique d'ammoniac dans la phase vapeur à l'entrée de l'absorbeur

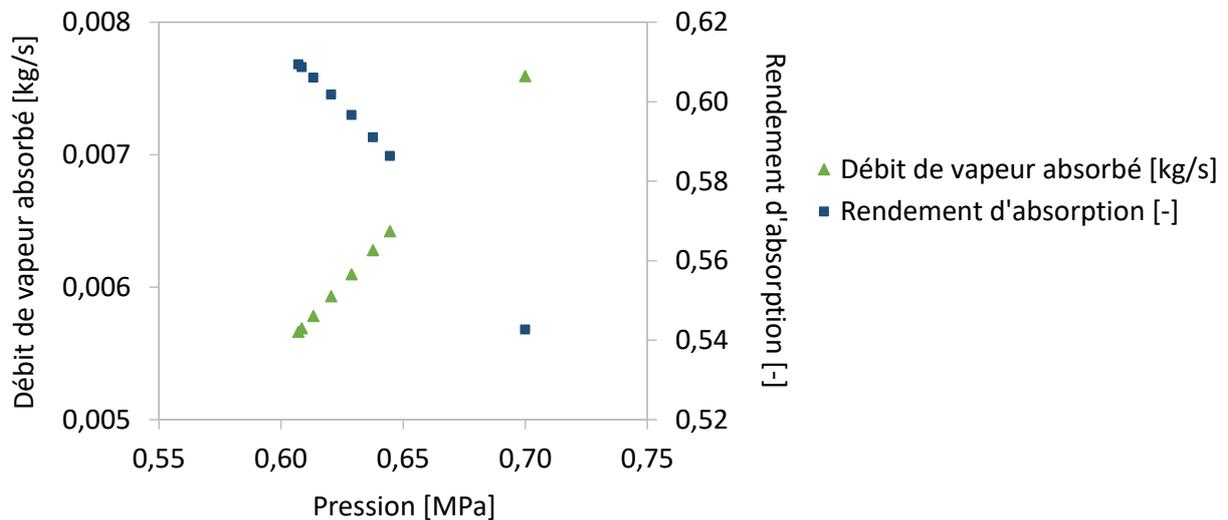


Fig.4. 38. Débit de vapeur absorbé et rendement d'absorption en fonction de la pression de fonctionnement de l'absorbeur

Les différentes études paramétriques présentées sur ces huit figures permettent d'identifier les variables clés qui ont un impact significatif sur les performances de l'absorbeur et dont il faudra se préoccuper dans le dimensionnement d'une machine à absorption.

L'impact de chaque variable d'entrée sur le rendement d'absorption et le débit de vapeur absorbé est détaillé dans le tableau suivant (Tab.4. 9) :

Tab.4. 9. Impact des variables d'entrée de l'absorbeur sur le rendement d'absorption et le débit de vapeur absorbé (min : Valeur minimale, nom : Valeur nominale (essai référence), max : Valeur maximale)

	Plage de variation		η_{abs} [-]	$\dot{m}_{v,abs}$ [kg.s ⁻¹]
$\dot{m}_{C,abs}$ [kg.s ⁻¹]	min	7,09.10 ⁻²	0,344	3,20.10 ⁻³
	nom	3,30.10 ⁻¹	0,609	5,66.10 ⁻³
	max	4,54.10 ⁻¹	0,640	5,94.10 ⁻³
$T_{C,abs,in}$ [K]	min	293,15	0,453	8,24.10 ⁻³
	nom	300,15	0,610	5,65.10 ⁻³
	max	313,15	0,697	2,15.10 ⁻³
$\dot{m}_{L,in}$ [kg.s ⁻¹]	min	8,33.10 ⁻³	0,775	3,82.10 ⁻³
	nom	1,57.10 ⁻²	0,609	5,66.10 ⁻³
	max	3,19.10 ⁻²	0,405	7,65.10 ⁻³
$T_{L,in}$ [K]	min	303,15	0,614	5,70.10 ⁻³
	nom	312,19	0,609	5,66.10 ⁻³
	max	321,15	0,605	5,65.10 ⁻³
$x_{L,in}$ [-]	min	0,2500	0,533	1,13.10 ⁻²
	nom	0,4578	0,609	5,66.10 ⁻³
	max	0,5300	0,606	3,60.10 ⁻³
$T_{V,in}$ [K]	min	288,15	0,609	5,66.10 ⁻³
	nom	298,60	0,609	5,66.10 ⁻³
	max	303,15	0,609	5,66.10 ⁻³
$y_{V,in}$ [-]	min	0,8000	0,23	5,17.10 ⁻³
	nom	0,9976	0,609	5,66.10 ⁻³
	max	1,0000	0,615	5,67.10 ⁻³
P [MPa]	min	0,607	0,609	5,66.10 ⁻³
	nom	0,607	0,609	5,66.10 ⁻³
	max	0,700	0,543	7,59.10 ⁻³

Ce tableau (Tab.4. 9) montre que la température d'entrée du caloporteur, le débit de solution pauvre, la concentration de solution pauvre et la pression ont chacun un effet inverse sur le rendement d'absorption et le débit de vapeur absorbé.

L'augmentation du débit de solution pauvre (et donc de l'épaisseur de film tombant) et l'augmentation de la pression impliquent un potentiel d'absorption plus important et donc une augmentation du débit de vapeur absorbé mais impliquent aussi une variation des résistances aux transferts qui engendrent une baisse du rendement d'absorption.

L'augmentation de la concentration de solution pauvre et l'augmentation de la température d'entrée du caloporteur impliquent quant à eux un potentiel d'absorption moins important et donc une baisse du débit de vapeur absorbé mais impliquent aussi une baisse des résistances aux transferts qui engendrent une augmentation du rendement d'absorption.

Sur ces variables d'entrée de l'absorbeur, un compromis entre quantité de vapeur absorbé et rendement d'absorption doit donc être réalisé.

Le tableau (Tab.4. 9) montre aussi que la fraction massique d'ammoniac dans la phase vapeur en entrée de l'absorbeur ($y_{v,in}$) et donc la pureté du fluide frigorigène a un impact important sur le rendement d'absorption de l'absorbeur. Une diminution de 0,2 de la concentration en ammoniac de la vapeur implique une baisse de 62 % du rendement d'absorption par rapport à sa valeur maximale. En effet, une plus faible fraction massique d'ammoniac dans la phase vapeur implique un plus grand débit de vapeur qui doit être théoriquement absorbé pour atteindre la même concentration de solution riche à saturation. Le rendement d'absorption étant calculé comme le débit réel de vapeur

absorbé sur le débit maximal théoriquement absorbé, moins la vapeur d'ammoniac est pure (fortement concentrée en eau), plus le rendement d'absorption est faible.

Le tableau (Tab.4. 9) montre aussi que les températures de solution pauvre et de vapeur ont un faible impact (< 2 %) sur les performances de l'absorbeur.

Le débit de solution pauvre a, quant à lui, un impact significatif sur les performances de l'absorbeur. Un faible débit de solution par plaque implique tout d'abord un rendement d'absorption élevé qui engendre un COP_{th} élevé de la machine globale mais implique aussi un faible débit de vapeur absorbé qui engendre une plus faible puissance frigorifique. L'impact du rendement d'absorption sur le COP_{th} de la machine globale et l'impact du débit de vapeur absorbé sur la puissance frigorifique produite a été montré dans l'étude expérimentale (partie II.2 du Chapitre 3).

La température d'entrée du caloporteur a elle aussi un impact non négligeable sur les performances de l'absorbeur mais cette température est souvent induite par la source froide utilisée et ne peut pas être contrôlée.

Enfin, l'augmentation du débit de fluide caloporteur dans l'absorbeur a un impact important et positif sur les performances de l'absorbeur. Mais la figure (Fig.4. 31) montre que l'augmentation du débit de vapeur absorbé et du rendement d'absorption a tendance à faiblir lorsque le débit de fluide caloporteur atteint une valeur de l'ordre de $0,25 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$.

Une plus faible valeur de débit de fluide caloporteur implique une résistance aux transferts plus importante dans le fluide caloporteur et donc un plus faible refroidissement de la réaction d'absorption. Mais un débit de fluide caloporteur trop élevé implique une saturation de la contribution du fluide caloporteur au refroidissement de la réaction d'absorption et des pertes de charge importantes dans les canaux externes.

Il faut donc trouver un compromis entre un débit de fluide caloporteur assez grand pour ne pas qu'il soit limitant pour le phénomène d'absorption et un débit de fluide caloporteur pas trop élevé pour ne pas avoir trop de pertes de charge dans les canaux de refroidissement et ne pas avoir à surdimensionner les tuyauteries externes.

IV.4. Impact de l'étude sur le dimensionnement de l'absorbeur

L'outil développé pour cette étude numérique peut être utilisé pour créer un outil de dimensionnement de l'absorbeur.

Dans cette partie, une méthodologie de dimensionnement est détaillée.

Le dimensionnement d'une machine à absorption consiste à choisir l'ensemble des composants afin de garantir d'une part le fonctionnement sur des plages de températures externes données, et d'autre part de respecter un objectif de performance, par exemple un COP_{th} et une puissance frigorifique délivrée.

Une des méthodes utilisées afin d'obtenir les entrées et sorties de chaque composant consiste à utiliser un modèle thermodynamique global de la machine à absorption, dans lequel chaque composant est caractérisé par un indicateur de performance. Ainsi pour l'absorbeur, le rendement d'absorption est utilisé dans le modèle global, évitant ainsi d'avoir à utiliser un modèle détaillé des transferts. La valeur du rendement utilisé dépend des contraintes de performances, de coûts, de faisabilité, et peut être ajustée si le dimensionnement obtenu ne respecte pas une des contraintes.

Le dimensionnement de l'absorbeur est ensuite effectué à partir du dimensionnement de la machine globale de façon à respecter des exigences de performances de l'absorbeur. Il faut pour cela utiliser un modèle plus détaillé qui pourra être le modèle développé dans ce travail.

Le dimensionnement de la machine à absorption complète va ainsi conditionner les variables d'entrée de l'absorbeur qui ont été analysées dans cette étude. Ces variables sont donc subies par l'absorbeur et en partie induites par les autres éléments de la machine à absorption.

En fonction de ces variables d'entrée, le dimensionnement de l'absorbeur consiste donc à définir ses paramètres de dimensionnement pour répondre aux exigences de performances souhaitées. Les paramètres de dimensionnement de l'absorbeur sont, dans le cas d'un échangeur à plaques, le nombre de plaque, la longueur de l'absorbeur, le type et l'angle des corrugations des plaques et l'épaisseur et la conductivité thermique des plaques.

Le modèle développé permet de tester différents paramètres de dimensionnement de l'absorbeur avec différentes variables d'entrée et permet de déterminer les performances de l'absorbeur pour les comparer avec les objectifs.

Le tableau suivant (Tab.4. 10) résume les paramètres de dimensionnement de l'absorbeur :

Tab.4. 10. Les paramètres de dimensionnement de l'absorbeur

Paramètre de dimensionnement	Étude
Nombre de plaque (équivalent à largeur de plaque)	Étudié → paramètre lié au débit de solution par plaque
Longueur de l'absorbeur	Non étudié → mais étude possible avec le modèle développé
Type et angle de corrugation	Non étudié → Les corrugations ne sont pas prises en compte du côté des plaques internes
Épaisseur et conductivité des plaques	Non étudié → mais étude possible avec le modèle développé
Ecart entre les plaques (profondeur des corrugations)	Non étudié → mais étude possible avec le modèle développé

Dans le cadre de ce travail, le dimensionnement d'un absorbeur n'a pas été réalisé. Il est néanmoins possible de dégager certaines tendances à partir de l'étude effectuée : Le nombre de plaque de l'absorbeur étant lié au débit de solution par plaque, ce paramètre a déjà été analysé dans l'étude du débit de solution pauvre en entrée de l'absorbeur. Ce débit devra être choisi en fonction de l'application envisagée :

- si l'objectif est d'avoir un rendement important alors le débit par plaque devra être le plus bas possible même si cela implique un absorbeur avec un nombre de plaque plus grand ;
- si l'objectif est d'avoir une machine compacte alors le débit par plaque devra être plus grand même si cela implique un rendement plus bas.

La longueur de l'absorbeur, l'épaisseur et la conductivité thermique des plaques et l'écart entre les plaques sont, quant à eux, des paramètres qui n'ont pas été étudiés mais leur étude est possible avec le modèle développé. Tester différents matériaux peut être intéressant pour tester l'impact de la conductivité thermique des plaques et tester différentes épaisseurs de plaques peut être intéressant notamment pour le cas des échangeurs à plaques à doubles parois.

Le type de corrugation (H ou L) et l'angle des corrugations sont des paramètres qui ne peuvent pas être étudiés avec le modèle développé dans ce travail car les plaques ont été supposées planes du côté interne alimenté en solution. Le modèle devra donc être adapté avec d'autres coefficients de transfert internes pour prendre en compte les corrugations.

V. Conclusions

Ce chapitre présente le modèle 1D d'un absorbeur à film tombant ammoniac-eau dans un échangeur à plaques développé pour ce travail de thèse ainsi que l'outil numérique construit à partir de ce modèle.

Cet outil a été développé dans le but de permettre une analyse détaillée des transferts combinés de masse et de chaleur à travers l'interface liquide-vapeur et faciliter l'étude du procédé d'absorption. De plus, il a permis de compléter l'étude expérimentale.

Une première validation globale du modèle a été réalisée avec les données expérimentales mesurées en entrée et en sortie des deux absorbeurs testés et une deuxième validation locale du modèle a été effectuée avec les données expérimentales de température à l'intérieur des canaux externes de l'absorbeur n°2.

La première comparaison globale a montré une erreur relative maximale de 15% (en valeur absolue) entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux sur le débit de vapeur absorbé, le rendement d'absorption et la puissance interne de l'absorbeur. Cette comparaison a été réalisée pour les deux absorbeurs et montre que la modélisation de l'absorbeur n°1 est plus proche des résultats expérimentaux que la modélisation de l'absorbeur n°2. Le procédé d'absorption dans l'absorbeur n°2 est surestimé dans l'étude numérique. Cette surestimation numérique peut être expliquée par plusieurs hypothèses. Tout d'abord, une surestimation de la surface de ruissellement mouillée dans le modèle est possible. En effet, l'hypothèse de surface des plaques complètement mouillée est prise dans le modèle alors qu'expérimentalement, des surfaces sèches sont possibles à cause d'une éventuelle mauvaise distribution du film liquide sur les plaques de l'absorbeur n°2, cette hypothèse n'ayant pu être vérifiée. Il est aussi possible que les corrélations utilisées pour les coefficients de transferts de masse et de chaleur génèrent des erreurs et que les angles de corrugation des plaques qui sont différents dans les deux absorbeurs impliquent des écoulements différents. Les corrélations utilisées sembleraient donc correspondre davantage à l'absorbeur n°1.

La deuxième comparaison locale a montré une surestimation numérique de la température de fluide caloporteur dans les canaux centraux de l'absorbeur n°2 par rapport aux mesures expérimentales. De plus, les différences de températures fluide-paroi mesurées ont montré un procédé d'absorption important en haut de l'absorbeur qui décroît fortement en bas de l'absorbeur alors que, numériquement, le procédé d'absorption ne semble décroître que faiblement du haut vers le bas de l'absorbeur.

Ces deux comparaisons ont donc permis une validation satisfaisante du modèle. Elles ont tout de même soulevé un problème et une hypothèse : la surface de ruissellement en bas de l'absorbeur ne semble pas être complètement mouillée dans l'étude expérimentale, ce qui pourrait être dû à une mauvaise distribution du film liquide dans l'absorbeur n°2. Des études complémentaires devront être menées pour vérifier cette hypothèse et trouver des solutions.

Une étude détaillée du procédé d'absorption a ensuite été présentée à partir des différents profils de température, concentration et débit massique surfacique obtenus avec l'outil numérique pour différentes conditions d'entrée dans l'absorbeur n°2.

Cette étude a permis d'expliquer les différentes étapes du procédé d'absorption dans les différentes conditions opératoires de ce travail et de mettre en lumière le phénomène de désorption d'eau qui a lieu en haut de l'absorbeur dans les conditions de fonctionnement étudiées.

Une analyse des résistances aux transferts les plus importantes durant le procédé d'absorption a aussi été réalisée.

Les résultats ont montré que la résistance aux transferts de chaleur côté film liquide est négligeable par rapport à la résistance aux transferts de chaleur côté vapeur et que le flux de chaleur est principalement évacué par le fluide caloporteur.

Il a aussi été montré que la résistance aux transferts massiques dans la phase liquide est importante par rapport à celle dans la phase vapeur et contrôle le phénomène d'absorption.

Enfin, plusieurs analyses de sensibilité paramétriques permettant d'étudier l'impact des variables d'entrée de l'absorbeur sur le phénomène d'absorption sont présentées dans ce chapitre. Ces analyses ont été réalisées pour compléter l'étude expérimentale qui ne permet pas de dissocier les différents impacts des variables d'entrée de l'absorbeur.

Une première analyse a permis l'étude de l'impact du débit de fluide caloporteur sur les performances de l'absorbeur en le dissociant de l'impact des autres variables d'entrée de l'absorbeur.

Il a été montré que le débit de fluide caloporteur a un impact significatif par rapport à l'impact de la variation du jeu de variables d'entrée. Néanmoins, dans les conditions réelles de fonctionnement, l'augmentation du débit de vapeur absorbé avec l'augmentation du débit de fluide caloporteur est atténuée par la baisse de pression et la baisse de débit de solution pauvre induites par l'augmentation du débit de fluide caloporteur alors qu'elle est amplifiée par la baisse de concentration de la solution pauvre induite par l'augmentation du débit de fluide caloporteur.

Une deuxième analyse a permis l'étude de l'impact de chaque variable d'entrée sur les performances de l'absorbeur. Des études paramétriques ont été réalisées sur le débit de solution pauvre, la température de solution pauvre, la concentration en ammoniac de la solution pauvre, la température de vapeur, la concentration en ammoniac de la vapeur, la température d'entrée du fluide caloporteur, le débit de fluide caloporteur et la pression de fonctionnement de l'absorbeur.

Elles permettent d'identifier les variables clefs qui ont un impact important sur les performances de l'absorbeur et dont il faut se préoccuper lors du dimensionnement d'une machine à absorption. Ces variables clefs sont tout d'abord le débit de fluide caloporteur et la température d'entrée du fluide caloporteur dans l'absorbeur. Le débit de fluide caloporteur doit être choisi en faisant un compromis entre amélioration des performances de l'absorbeur et pertes de charge dans les canaux externes alors que la température d'entrée du fluide caloporteur est souvent induite par l'environnement dans lequel se trouve la machine et n'est pas une variable contrôlable.

Une autre variable clef pour le rendement d'absorption est la pureté du fluide frigorigène qui doit être la plus importante possible. Et enfin une dernière et significative variable clef est le débit de solution pauvre qui doit être choisi en fonction de l'application envisagée de la machine.

Le dimensionnement d'un absorbeur n'a pas été réalisé dans le cadre de ce travail mais le modèle développé permet de dégager certaines tendances. Il est possible, avec le modèle, de régler certains paramètres de dimensionnement en fonction des variables d'entrée de l'absorbeur pour répondre à des objectifs de performance.

VI. Références Chapitre 4

- [1] N. Goel, D.Y. Goswami, Analysis of a counter-current vapor flow absorber, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48 (2005) 1283-1292.
- [2] K. Gommed, G. Grossman, M.S. Koenig, Numerical study of absorption in a laminar falling film of Ammonia-Water, *ASHRAE Transactions*, 2001, pp. 453-462.
- [3] Y.T. Kang, R.N. Christensen, Development of a counter current model for a vertical fluted tube GAX absorber, *Proceedings of the International absorption heat pump conference*, AES-Vol 31, 1993, pp. 7-16.
- [4] Y.T. Kang, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Experimental correlation of combined heat and mass transfer for NH₃-H₂O falling film absorption, *International Journal of refrigeration* 22 (1999) 250-262.
- [5] Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques, *Manuel Technique du GRETh*, 2010.
- [6] F. Xu, Y. Goswami, Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle applications, *Energy* 24 (1999) 525-536.
- [7] A. Bontemps, *Condensation de mélanges de vapeurs – Transfert de chaleur et de masse*, *Techniques de l'ingénieur*, 2001, BE 9 910, pp. 1-13.
- [8] S.M. Yih, K.Y. Chen, Gas absorption into wavy and turbulent falling liquid films in a wetted-wall column, *Chemical Engineering Communications*, 1982, Vol 17, pp. 123-136.
- [9] S. Kakaç, R.K. Shah, W. Aung, *Handbook of single phase convective heat transfer*, Wiley Interscience, 1987, chapter 3.
- [10] R. Taylor, R. Krishna, *Multicomponent Mass Transfer*, John Wiley & Sons, 1993.
- [11] T.H. Chilton, A.P. Colburn, *Mass Transfer (Absorption) Coefficients*, *Industrial and Engineering Chemistry* 26 (11) (1934) 1183-1187.
- [12] M.J.D. Powell, An efficient method for finding the minimum of a function of several variables without calculating derivatives, *Computer Journal* 7 (1964) 155–162.
- [13] Y.T. Kang, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Analytical investigation of two different absorption modes: falling film and bubble types, *International Journal of refrigeration* 23 (2000) 430-443.
- [14] J. Fernandez-Seara, J. Sieres, C. Rodriguez, M. Vazquez, Ammonia-water absorption in vertical tubular absorbers, *International Journal of Thermal Sciences* 44 (2005) 277-288.

Conclusion générale

Les travaux réalisés dans le cadre de cette thèse ont porté sur l'étude de l'absorbeur dans une machine à absorption ammoniac-eau. Ces travaux avaient plusieurs objectifs :

- étudier de façon détaillée les différentes étapes du phénomène d'absorption ;
- prédire les performances de l'absorbeur ;
- étudier l'impact des performances de l'absorbeur sur les performances globales de la machine à absorption ;
- identifier des pistes d'amélioration pour accroître les performances de l'absorbeur.

Ce travail de thèse a ainsi commencé par une étude bibliographique sur le fonctionnement de la machine à absorption, sur ses performances et sur les différents fluides de travail pouvant être utilisés. L'étude bibliographique s'est ensuite focalisée sur l'absorbeur et sur les différents modes d'absorption. Suite à cette recherche bibliographique, le couple ammoniac-eau a été retenu pour cette étude en raison de ses nombreux avantages en matière de coût, compacité de la machine et domaines d'applications (climatisation et réfrigération). Le mode d'absorption en film tombant dans l'absorbeur a été choisi en raison de ses hauts coefficients de transfert de chaleur qui permettent d'avoir une forte compacité.

Un état de l'art des différentes études numériques et expérimentales sur l'absorption en film tombant a ensuite été réalisé et a permis de valider l'intérêt de la technologie d'échangeur étudiée : l'échangeur à plaques qui est un composant compact, bas coût et thermiquement performant. Cet état de l'art a montré que les études expérimentales sur l'absorption en film tombant dans un échangeur à plaques sont rares et que peu d'études numériques ont été validées expérimentalement avec des conditions d'essais représentatives des conditions réelles de fonctionnement d'un absorbeur dans une machine à absorption.

Cette étude a aussi porté sur la théorie des transferts couplés de masse et de chaleur en film tombant et a montré que l'épaisseur du film tombant, la continuité du film, les échanges thermiques, le temps de séjour, la surface de ruissellement mouillée et la distribution du film sont des paramètres importants pour l'amélioration du phénomène d'absorption.

Cette étude bibliographique qui constitue le premier chapitre de cette thèse a mis en lumière le fait qu'il est important de modéliser l'absorbeur pour comprendre le phénomène d'absorption mais aussi de valider expérimentalement ce modèle avec des essais dans des conditions opératoires réalistes.

La suite de ce travail de thèse s'est donc déroulée en deux parties :

- une partie expérimentale permettant d'étudier l'absorbeur dans des conditions réelles de fonctionnement ;
- une partie numérique permettant tout d'abord de comprendre le procédé d'absorption en étudiant les transferts couplés de masse et de chaleur et ensuite d'identifier des pistes d'amélioration de l'absorbeur.

L'étude expérimentale de l'absorbeur a été réalisée sur un prototype de machine à absorption ammoniac-eau de 5 kW entièrement instrumenté, conçu à l'INES en 2011, qui a permis de caractériser l'absorbeur dans des conditions réalistes de fonctionnement.

Deux absorbeurs ont été testés sur ce prototype : un échangeur à plaques soudées qui était initialement installé sur le prototype et un échangeur à plaques et joints avec des caractéristiques géométriques différentes. Le deuxième absorbeur a été sélectionné et instrumenté de manière à réaliser des mesures de températures internes dans les canaux alimentés en fluide caloporteur.

72 essais ont été réalisés avec le premier absorbeur et 136 avec le deuxième absorbeur dans différentes conditions de fonctionnement qui sont décrites dans le Chapitre 2 de cette thèse. Les variables de contrôle de la machine globale étant ses températures externes, ses débits externes et le

débit de solution riche, les variables d'entrée de l'absorbeur ne peuvent pas être contrôlées sur cette installation.

Les résultats expérimentaux obtenus suite à l'étude des deux absorbeurs ont été présentés dans le Chapitre 3. Les différents essais ont, dans un premier temps, permis d'analyser l'influence des différentes variables de contrôle de la machine globale sur les performances de l'absorbeur. Le débit de vapeur absorbé mesuré a été comparé avec le débit de vapeur maximal absorbable et le rendement d'absorption a été calculé pour chaque essai.

Une nette corrélation entre la puissance frigorifique produite par la machine à absorption et la masse absorbée de vapeur dans l'absorbeur a ensuite été mise en évidence et a conforté l'intérêt de l'étude de l'absorbeur dans les machines à absorption.

Les différents essais ont aussi permis d'analyser l'influence des différentes variables de contrôle sur les performances de la machine globale et de faire le lien avec les performances de l'absorbeur.

Cependant, l'étude expérimentale a montré que les performances de l'absorbeur n'étaient pas seulement liées aux variables de contrôle globales à cause des effets rétroactifs de ces dernières sur toutes les variables d'entrée de l'absorbeur dans une machine à absorption réelle. L'installation expérimentale utilisée pour ce travail de recherche n'a donc pas permis de dissocier l'impact des différentes variables de contrôle sur l'absorbeur ni d'étudier séparément l'impact des variables d'entrée de l'absorbeur sur ses performances. Un outil numérique a donc été nécessaire pour réaliser ces études.

Les mesures de températures locales réalisées dans les canaux alimentés en fluide caloporteur du deuxième absorbeur ont été utilisées pour établir des profils de température et pour calculer les flux surfaciques échangés le long de ces canaux. Les résultats ont mis en évidence un flux d'absorption plus important dans la partie supérieure de l'absorbeur qui peut être expliqué par des conditions plus favorables à l'absorption mais aussi probablement par une plus faible surface mouillée par le film liquide dans les canaux internes en bas de l'absorbeur. Cette faible surface de ruissellement mouillée pourrait être due à une mauvaise distribution du film liquide le long de la plaque mais cette hypothèse n'a pas pu être validée car la vérification de l'établissement du film liquide n'a pas pu être effectuée.

Une étude numérique de l'absorbeur a ensuite été réalisée afin d'analyser les transferts couplés de masse et de chaleur dans un échangeur à plaques utilisé comme absorbeur à film tombant et de compléter l'étude expérimentale.

Un modèle 1D d'un absorbeur à film tombant a été développé. Il est basé sur des bilans de masses, d'espèces et d'énergies, des équations de transferts de masse et de chaleur et des conditions d'équilibre à l'interface liquide-vapeur. Dans ce modèle, les résistances aux transferts de masse sont considérées dans les deux phases (liquide et vapeur) et des corrélations empiriques sont utilisées pour calculer les coefficients de transfert de masse et de chaleur.

Un outil de simulation a été développé à partir de ce modèle mathématique dans l'environnement Scilab. La méthode numérique mise en œuvre a permis la résolution d'un jeu d'équations non-linéaires dans chaque volume de contrôle de l'absorbeur et l'analyse détaillée des flux de masse et de chaleur le long de l'absorbeur.

Les résultats de ce modèle ont été comparés avec les données expérimentales aux bornes des deux absorbeurs mais aussi avec les mesures locales de températures le long des canaux de fluide de refroidissement du deuxième absorbeur. Ces deux comparaisons ont permis une validation satisfaisante du modèle et viennent conforter l'hypothèse mise en lumière dans la partie expérimentale : la surface des plaques dans la partie inférieure de l'absorbeur ne serait pas complètement mouillée dans l'étude expérimentale. Une mauvaise distribution du film liquide dans le deuxième absorbeur pourrait en être la cause mais des études complémentaires devront être menées pour vérifier cette hypothèse et trouver des solutions.

Une fois validé, l'outil numérique a rendu possible l'étude détaillée du procédé d'absorption dans un échangeur à plaques à partir des différents profils de température, de concentration et de débit massique surfacique obtenus pour différentes conditions d'entrée dans l'absorbeur n°2.

Les résultats ont montré que le phénomène d'absorption se décompose en 3 étapes :

Conclusion et perspectives

- une première étape de désorption d'eau et d'absorption d'ammoniac qui a lieu en raison de la faible concentration en eau et de la faible température de la phase vapeur ;
- une deuxième étape d'absorption d'eau et d'ammoniac pendant laquelle la température de la vapeur augmente pour atteindre la température de l'interface et la concentration en ammoniac de la vapeur diminue ;
- une troisième étape d'absorption d'eau et d'ammoniac pendant laquelle la température de la vapeur diminue avec celles de l'interface et de la solution liquide et la concentration en ammoniac de la vapeur augmente.

Une analyse des résistances aux transferts durant le procédé d'absorption a aussi été réalisée. Les résultats numériques ont notamment montré que la résistance aux transferts massiques dans la phase liquide est importante et contrôle le phénomène d'absorption et que la résistance aux transferts de chaleur dans la solution liquide est négligeable tout le long de l'absorbeur.

Enfin, l'outil numérique a été utilisé pour réaliser des analyses de sensibilité paramétriques permettant de dissocier les variables et d'étudier l'impact des variables d'entrée de l'absorbeur sur le phénomène d'absorption.

Une première analyse a permis l'étude de l'impact du débit de fluide caloporteur sur les performances de l'absorbeur en le dissociant des autres variables d'entrée, ce qui n'a pas été faisable expérimentalement. Les résultats ont, dans un premier temps, montré que le débit de fluide caloporteur a un effet significatif par rapport à l'impact de la variation du jeu de variables d'entrée de l'absorbeur qui est induite par la variation du débit de fluide caloporteur. Puis, une étude plus fine, par variable, a montré que l'augmentation du débit de vapeur absorbé avec l'augmentation du débit de fluide caloporteur (constatée expérimentalement) est atténuée par la baisse de pression et la baisse de débit de solution pauvre induites alors qu'elle est amplifiée par la baisse de concentration de la solution pauvre induite.

Une deuxième analyse de sensibilité paramétrique plus étendue a permis l'étude de l'impact de chaque variable d'entrée de l'absorbeur sur ces performances. De cette façon, les variables qui ont un impact important sur les performances de l'absorbeur et dont il faut se préoccuper lors du dimensionnement d'une machine à absorption ont été identifiées.

Les variables mises en évidence par ces analyses sont le débit de fluide caloporteur, la température d'entrée du fluide caloporteur, la concentration de la vapeur et le débit de solution pauvre. La température d'entrée du fluide caloporteur dans l'absorbeur est une variable souvent non contrôlable et induite par la source froide utilisée. Le débit de fluide caloporteur doit être choisi de manière à ne pas devoir sur-dimensionner les circuits externes mais à ne pas non plus limiter la réaction d'absorption. La concentration en ammoniac de la vapeur doit être la plus importante possible ; le système de rectification de la vapeur est donc un élément important de la machine à absorption globale. Enfin le débit de solution pauvre par plaque doit être choisi en fonction de l'application envisagée pour privilégier, soit la puissance frigorifique produite, soit le COP thermique global de la machine à absorption.

Ces variables d'entrée de l'absorbeur vont conditionner les paramètres de dimensionnement de ce dernier qui sont la longueur de plaque, la largeur des plaques ou le nombre de plaque, le type, la profondeur et l'angle de corrugation des plaques ainsi que l'épaisseur des plaques et leur conductivité. Le modèle développé dans ce travail permet de régler certains paramètres de dimensionnement de l'absorbeur en fonction de ses variables d'entrée pour répondre à des objectifs de performance de l'absorbeur et de la machine à absorption.

Finalement, l'utilisation d'une machine à absorption réelle pour l'étude expérimentale de l'absorbeur a eu des avantages et des inconvénients.

L'utilisation d'une machine à absorption complète n'a pas permis le contrôle des variables d'entrée de l'absorbeur. Les variables de contrôle globales ayant un impact simultané sur toutes les variables d'entrée de l'absorbeur, l'étude expérimentale de l'impact des variables d'entrée de l'absorbeur sur ses performances n'a pas été possible.

Néanmoins, la machine à absorption complète a permis la réalisation d'une grande quantité d'essais en continu dans des conditions de fonctionnement réalistes. Les essais réalisés ont pu être utilisés pour analyser les performances de l'absorbeur mais aussi de la machine à absorption et de tous les éléments de la machine. Enfin, l'impact de l'absorbeur sur la machine globale et, réciproquement, l'impact des variables de contrôle globales de la machine sur l'absorbeur ont pu être étudiés.

La pertinence de l'utilisation de la machine à absorption réelle est donc discutable mais a permis, dans le cadre de cette étude, de caractériser et d'analyser le comportement d'un absorbeur à plaques dans des conditions réalistes de fonctionnement.

Perspectives

Les travaux réalisés ont fourni une étude du phénomène d'absorption dans un échangeur à plaques et ont confirmé l'impact significatif des performances de l'absorbeur sur les performances de la machine à absorption globale.

Les travaux ont aussi permis d'identifier des pistes d'amélioration des performances et des pistes de dimensionnement de l'absorbeur et de déterminer de futurs axes de recherche.

Les perspectives de ce travail peuvent se décomposer en plusieurs parties.

Le premier axe de recherche à approfondir est l'établissement du film liquide sur les plaques de l'absorbeur. En effet, la surface de ruissellement effectivement mouillée durant le phénomène d'absorption a été une forte interrogation durant ce travail. Cet axe de recherche peut se décomposer en plusieurs parties :

- la visualisation du film liquide ;
- l'étude de la distribution de la solution liquide ;
- la définition d'une méthodologie pour choisir le type de distributeur de solution liquide et son angle d'orientation dans l'absorbeur ;
- l'étude de l'impact de la forme et de l'angle des corrugations sur la mouillabilité des plaques.

Toutefois, la visualisation du film liquide dans un absorbeur fonctionnant avec le couple ammoniac-eau se heurte à plusieurs problèmes. Tout d'abord, la toxicité de l'ammoniac implique la nécessité d'un système de visualisation complètement étanche ou la recherche d'un fluide équivalent avec les mêmes propriétés hydrauliques que l'ammoniac. De plus, la technologie de l'échangeur à plaques implique que les canaux alimentés en solution liquide soient entourés de canaux de refroidissement ; une visualisation directe des canaux alimentés en film liquide par caméra infra-rouge n'est donc pas possible.

La visualisation du film liquide composé d'ammoniac et d'eau sur une plaque de l'échangeur ne semble pas être possible directement sur l'absorbeur en fonctionnement et devra donc être réalisée avec un banc d'essais dédié composé de matériaux spécifiques résistants à la corrosivité de l'ammoniac et à la pression.

Ce banc d'essais pourrait aussi permettre d'étudier différentes distributions du film liquide et de définir une méthodologie pour choisir le type de distributeur et son orientation.

Le deuxième axe de recherche identifié est la réalisation de mesures de température de la solution ammoniac-eau à l'intérieur de l'absorbeur. En effet, dans ce travail de thèse, des mesures de température ont été réalisées le long des canaux alimentés en fluide de refroidissement en insérant des thermocouples à travers les joints d'un échangeur à plaques et joints. Différents tests d'étanchéité à différentes pressions ont été effectués et ont montrés la faisabilité de cette solution d'instrumentation.

Conclusion et perspectives

Par conséquent, des mesures de température dans les canaux internes alimentés en ammoniac et en eau pourraient être réalisées afin d'étudier expérimentalement l'évolution de la température du film liquide dans l'absorbeur.

D'autres mesures de température pourraient aussi être réalisées dans les canaux alimentés en fluide caloporteur pour repérer d'éventuelles inhomogénéités.

Un troisième axe de recherche est la définition d'une méthode pour mesurer les températures de parois à l'intérieur des canaux de l'absorbeur. En effet, la colle utilisée dans les présents travaux n'a pas permis de mesures fiables en raison de sa faible conductivité. Une autre méthode pour maintenir les thermocouples contre les parois doit donc être mise en place pour permettre une estimation correcte des flux de chaleur transférés.

Un quatrième axe de recherche est la création d'un outil de dimensionnement fiable à partir du modèle développé dans ce travail de thèse. Pour cela, le modèle devra être testé et validé sur une quantité plus importante de points expérimentaux et sur d'autres absorbeurs avec la difficulté de l'instrumentation locale d'un autre type d'échangeur.

Un cinquième axe de recherche est l'adaptation du modèle pour des plaques corruguées du côté de la solution liquide ammoniac-eau. Pour cela, les coefficients de transfert de masse et de chaleur devront être estimés le long de plaques corruguées.

Enfin, un sixième axe de recherche est le mode d'absorption à bulle. Ce mode d'absorption pourrait être intégré dans le modèle pour le tester et le comparer au mode d'absorption en film tombant dans un échangeur à plaques.

Annexe 1. Calcul des incertitudes de mesure et de leur propagation

Annexe 1. Calcul des incertitudes de mesure et de leur propagation.....	178
I. Incertitudes de mesure.....	179
II. Propagation des incertitudes de mesure	180
II.1. Incertitude sur le calcul des concentrations.....	180
II.2. Incertitude sur le calcul du rendement d'absorption.....	180
II.3. Incertitude sur le calcul des enthalpies	181
II.4. Incertitude sur le calcul des puissances internes	181
II.5. Incertitude sur le calcul des puissances externes	181
III. Références Annexe 1	183

I. Incertitudes de mesure

Les incertitudes sont calculées en considérant les chaînes de mesure dans leur intégralité.

Les sources d'incertitude prises en compte pour chaque paramètre sont listées dans le tableau suivant (Tab.a1. 1) :

Tab.a1. 1. Sources d'incertitude prises en compte pour chaque type de mesure

Type de mesure	Sources d'incertitudes prises en compte
Température : - TC solution - TC dans l'absorbeur - PT100 circuits externes	Étalonnage de la chaîne de mesure
	Erreur de la chaîne de mesure
	Dérive de la chaîne de mesure
	Résolution de la centrale
	Flux parasite généré par la gaine de la sonde
	Homogénéité du fluide
	Résidu de la correction
Débit et masse volumique (interne) : - Solution pauvre - Solution riche - Fluide frigorigène	Exactitude du débitmètre
	Dérive
	Répétabilité
	Exactitude de la centrale
	Résolution de la centrale
	Dérive de la centrale
Débit (externe) : - Refroidissement absorbeur/condenseur/rectifieur - Chauffage générateur - Eau glacée évaporateur	Incertitude d'étalonnage
	Dérive
	Résidu de la correction
	Répétabilité
	Erreur de gain Carte acquisition
	Non linéarité Carte acquisition
	Résolution Carte acquisition
	Offset error Carte acquisition
Pression : - HP - BP	Exactitude du transmetteur
	Stabilité long terme
	Répétabilité
	Exactitude de la centrale
	Résolution de la centrale
	Dérive de la centrale
	Classe de précision de la résistance de shunt
	Variation de la résistance en fonction de la température

Pour estimer les incertitudes types ($u(x)$), des méthodes de type B sont utilisées (loi normale ou loi rectangle selon le type de composante d'incertitude).

Les incertitudes types sont combinées et l'incertitude composée ($u_c(y)$) s'exprime de la façon suivante [1] :

$$u_c(y) = \pm \sqrt{\sum \left(\frac{\partial y}{\partial x_i}\right)^2 \cdot u(x_i)^2} \quad (\text{a1.1})$$

Une fois l'incertitude composée déterminée, l'incertitude finale est calculée en prenant en compte le coefficient d'élargissement k :

$$U(y) = \pm k \cdot u_c(y) \quad (\text{a1.2})$$

Avec $k=2$ pour un intervalle de confiance à 95%.

II. Propagation des incertitudes de mesure

II.1. Incertitude sur le calcul des concentrations

Pour calculer les concentrations de la solution pauvre, de la solution riche et du fluide frigorigène, la corrélation utilisée fait intervenir trois grandeurs : la masse volumique, la température et la pression.

$$x = f(T, P, \rho) \quad (\text{a1.3})$$

L'incertitude sur le calcul de la concentration est donc calculée de la façon suivante :

$$U(x) = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{\partial x}{\partial T}\right)^2 \cdot u_c(T)^2 + \left(\frac{\partial x}{\partial P}\right)^2 \cdot u_c(P)^2 + \left(\frac{\partial x}{\partial \rho}\right)^2 \cdot u_c(\rho)^2} \quad (\text{a1.4})$$

Pour calculer la concentration de solution riche à saturation, la corrélation utilisée fait intervenir deux grandeurs : la température et la pression

$$x_{sat} = f(T, P) \quad (\text{a1.5})$$

L'incertitude sur le calcul de la concentration est donc calculée de la façon suivante :

$$U(x_{sat}) = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{\partial x}{\partial T}\right)^2 \cdot u_c(T)^2 + \left(\frac{\partial x}{\partial P}\right)^2 \cdot u_c(P)^2} \quad (\text{a1.6})$$

II.2. Incertitude sur le calcul du rendement d'absorption

La formule utilisée pour calculer le rendement d'absorption est :

$$\eta_{abs} = \frac{\dot{m}_{V,abs}}{\dot{m}_{SP} \cdot \frac{(x_{SR,sat} - x_{SP})}{(x_{Ref} - x_{SR,sat})}} \quad (\text{a1.7})$$

L'incertitude sur le calcul du rendement d'absorption est donc calculée de la façon suivante :

$$U(\eta_{abs}) = 2. \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_{abs}}{\partial \dot{m}_{V,abs}}\right)^2 \cdot u_C(\dot{m}_{V,abs})^2 + \left(\frac{\partial \eta_{abs}}{\partial \dot{m}_{SP}}\right)^2 \cdot u_C(\dot{m}_{SP})^2 + \left(\frac{\partial \eta_{abs}}{\partial x_{SR,sat}}\right)^2 \cdot u_C(x_{SR,sat})^2 + \left(\frac{\partial \eta_{abs}}{\partial x_{SP}}\right)^2 \cdot u_C(x_{SP})^2 + \left(\frac{\partial \eta_{abs}}{\partial x_{Ref}}\right)^2 \cdot u_C(x_{Ref})^2} \quad (a1.8)$$

II.3. Incertitude sur le calcul des enthalpies

Les enthalpies aux différents points du cycle sont calculées avec le logiciel REFPROP, la corrélation utilisée fait intervenir trois grandeurs : la température, la pression et la concentration.

$$H = f(T, P, x) \quad (a1.9)$$

L'incertitude sur le calcul de l'enthalpie est donc calculée de la façon suivante :

$$U(H) = 2. \sqrt{\left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)^2 \cdot u_C(T)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial P}\right)^2 \cdot u_C(P)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial x}\right)^2 \cdot u_C(x)^2} \quad (a1.10)$$

II.4. Incertitude sur le calcul des puissances internes

La formule utilisée pour calculer la puissance interne d'un échangeur est de la forme :

$$Q_{int} = \sum (\dot{m} \cdot H)_{in} - \sum (\dot{m} \cdot H)_{out} \quad (a1.11)$$

L'incertitude sur le calcul de la puissance interne d'un échangeur est donc calculée de la façon suivante :

$$U(Q_{int}) = 2. \sqrt{\sum \left(\left(\frac{\partial Q_{int}}{\partial \dot{m}}\right)^2 \cdot u_C(\dot{m})^2 + \left(\frac{\partial Q_{int}}{\partial H}\right)^2 \cdot u_C(H)^2 \right)} \quad (a1.12)$$

II.5. Incertitude sur le calcul des puissances externes

La formule utilisée pour calculer la puissance externe d'un échangeur est de la forme :

$$Q_{ext} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in}) = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (a1.13)$$

L'incertitude sur le calcul de la puissance externe d'un échangeur est donc calculée de la façon suivante :

$$U(Q_{ext}) = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_{ext}}{\partial \dot{m}}\right)^2 \cdot u_c(\dot{m})^2 + \left(\frac{\partial Q_{ext}}{\partial C_p}\right)^2 \cdot u_c(C_p)^2 + \left(\frac{\partial Q_{ext}}{\partial \Delta T}\right)^2 \cdot u_c(\Delta T)^2} \quad (\text{a1.14})$$

La valeur de C_p est calculée par une corrélation faisant intervenir la température et la pression. L'incertitude composée sur C_p est donc calculée de la façon suivante :

$$u_c(C_p) = \sqrt{\left(\frac{\partial C_p}{\partial T}\right)^2 \cdot u_c(T)^2 + \left(\frac{\partial C_p}{\partial P}\right)^2 \cdot u_c(P)^2} \quad (\text{a1.15})$$

L'incertitude sur le ΔT est utilisée pour le calcul de la puissance externe car elle est plus avantageuse, elle permet de ne pas prendre en compte l'exactitude des valeurs de T_{out} et T_{in} .

III. Références Annexe 1

- [1] JCGM, Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM 1995 with minor corrections) 2008

Annexe 2. Propriétés physiques des fluides

Annexe 2. Propriétés physiques des fluides.....	184
I. Viscosité dynamique dans un mélange liquide	185
II. Conductivité thermique dans un mélange liquide.....	186
III. Conductivité thermique dans un mélange vapeur	186
IV. Viscosité dynamique du mélange ammoniac-eau sous forme gazeuse	186
V. Coefficient de diffusion binaire dans un mélange liquide.....	187
VI. Coefficient de diffusion binaire dans un mélange vapeur.....	188
VII. Les enthalpies partielles	189
VIII. Références Annexe 2.....	192

Les propriétés thermodynamiques de l'ammoniac, de l'eau et du mélange ammoniac-eau sont déterminées grâce au logiciel Refprop (NIST) qui permet le calcul des propriétés de plusieurs fluides et mélanges de fluides [1].

NIST est le National Institute of Standards and Technology. C'est une agence du département du commerce des États-Unis qui travaille avec l'industrie pour développer des technologies, de la métrologie et des normes de travail.

Les propriétés physiques de transport des fluides purs (l'ammoniac et l'eau) sont aussi calculées grâce au logiciel Refprop.

Les propriétés physiques de transport du mélange ammoniac-eau telles que la viscosité dynamique dans une phase liquide et la conductivité thermique dans une phase liquide et dans une phase vapeur sont obtenues à partir des équations publiées par M. CONDE (2006) [2].

Le calcul de ces propriétés est détaillé dans cette annexe.

I. Viscosité dynamique dans un mélange liquide

$$\mu_{m,L} = \exp(x \cdot \ln \mu_{NH_3, T^*_{NH_3}} + (1-x) \cdot \ln \mu_{H_2O, T^*_{H_2O}} + \Delta\mu_{T_m, x}) \quad (\text{a2.1})$$

Avec :

$$\Delta\mu_{T_m, x} = \left(0.534 - 0.815 \cdot \frac{T_m}{T_{c, H_2O}} \right) \cdot F(x) \quad (\text{a2.2})$$

$$F(x) = 6.38 \cdot (1-x)^{1.125x} \cdot \left(1 - e^{-0.585x(1-x)^{0.18}} \right) \cdot \ln(\mu_{NH_3, T^*_{NH_3}}^{0.5} \cdot \mu_{H_2O, T^*_{H_2O}}^{0.5}) \quad (\text{a2.3})$$

$$T^*_{NH_3} = \frac{T_m \cdot T_{c, NH_3}}{T_{c, m}} \quad (\text{a2.4})$$

$$T^*_{H_2O} = \frac{T_m \cdot T_{c, H_2O}}{T_{c, m}} \quad (\text{a2.5})$$

$\mu_{m,L}$ est la viscosité dynamique du mélange liquide [$\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$]

x est la fraction molaire d'ammoniac dans la phase liquide [-]

T_{c, H_2O} est la température de l'eau au point critique [K]

T_{c, NH_3} est la température de l'ammoniac au point critique [K]

$\mu_{NH_3, T^*_{NH_3}}$ est la viscosité dynamique de l'ammoniac pur à saturation [$\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$]

$\mu_{H_2O, T^*_{H_2O}}$ est la viscosité dynamique de l'eau à saturation [$\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$]

T_m est la température de mélange [K]

$T_{c, m}$ est la température critique de mélange [K]

II. Conductivité thermique dans un mélange liquide

$$\lambda_{m,L} = x \cdot \lambda_{NH_3}(\rho_{NH_3}^+) + (1 - x) \cdot \lambda_{H_2O}(T_{H_2O}^*) \quad (\text{a2.6})$$

Avec :

$$\rho_{NH_3}^+ = \rho_{NH_3}(T_{NH_3}^*) \cdot x^{0.425} \quad (\text{a2.7})$$

$\lambda_{m,L}$ est la conductivité thermique du mélange liquide [W/m.K]

λ_{NH_3} est la conductivité thermique de l'ammoniac [W/m.K]

λ_{H_2O} est la conductivité thermique de l'eau [W/m.K]

ρ_{NH_3} est la masse volumique de l'ammoniac [kg/m³]

III. Conductivité thermique dans un mélange vapeur

$$\lambda_{m,V} = \frac{y \cdot \lambda_{NH_3}}{y + (1 - y) \cdot \varphi_{12}} + \frac{(1 - y) \cdot \lambda_{H_2O}}{(1 - y) + y \cdot \varphi_{21}} \quad (\text{a2.8})$$

Avec :

$$\varphi_{12} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_{NH_3}}{\mu_{H_2O}} \right)^{0.5} * \left(\frac{M_{H_2O}}{M_{NH_3}} \right)^{0.25} \right]^2}{\left[8 * \left(1 + \frac{M_{H_2O}}{M_{NH_3}} \right) \right]^{0.5}} \quad (\text{a2.9})$$

$$\varphi_{21} = \varphi_{12} \cdot \frac{\mu_{H_2O}}{\mu_{NH_3}} \cdot \frac{M_{NH_3}}{M_{H_2O}} \quad (\text{a2.10})$$

$\lambda_{m,V}$ est la conductivité thermique du mélange vapeur [W/m.K]

y est la fraction molaire d'ammoniac dans la phase vapeur [-]

μ_{NH_3} est la viscosité dynamique de l'ammoniac [Pa.s]

μ_{H_2O} est la viscosité dynamique de l'eau [Pa.s]

M_{NH_3} est la masse molaire de l'ammoniac [g/mol]

M_{H_2O} est la masse molaire de l'eau [g/mol]

IV. Viscosité dynamique du mélange ammoniac-eau sous forme gazeuse

La viscosité dynamique du mélange ammoniac-eau sous forme gazeuse est quant à elle déterminée par l'équation de Wilke [3] :

$$\mu_{m,V} = \frac{\mu_{NH_3}}{1 + \left(\frac{x_{H_2O}}{x_{NH_3}} \cdot \left(1 + \left(\frac{\mu_{NH_3}}{\mu_{H_2O}} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{M_{H_2O}}{M_{NH_3}} \right)^{1/4} \right)^2 \right)} + \frac{\mu_{H_2O}}{1 + \left(\frac{x_{NH_3}}{x_{H_2O}} \cdot \left(1 + \left(\frac{\mu_{H_2O}}{\mu_{NH_3}} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{M_{NH_3}}{M_{H_2O}} \right)^{1/4} \right)^2 \right)} \quad (a2.11)$$

$\mu_{m,V}$ est la viscosité dynamique du mélange vapeur [Pa.s]

x_{NH_3} est la fraction molaire d'ammoniac dans la phase vapeur [-]

x_{H_2O} est la fraction molaire d'eau dans la phase vapeur [-]

V. Coefficient de diffusion binaire dans un mélange liquide

Le calcul du coefficient de diffusion binaire dans un mélange liquide est effectué avec la méthode développée par CONDE [2]. L'équation de Wilke & Chang [4] est utilisée et adaptée au design d'un absorbeur dans une machine à absorption.

$$D_{Liq} = 117.282 \cdot 10^{-18} \cdot T_m \cdot \frac{\sqrt{\psi_m \cdot M_m}}{\mu_m \cdot \tilde{V}_{diff}^{0.6}} \quad (a2.12)$$

Avec :

$$\psi_m = x \cdot \psi_{NH_3} + (1 - x) \cdot \psi_{H_2O} \quad (a2.13)$$

$$M_m = x \cdot M_{NH_3} + (1 - x) \cdot M_{H_2O} \quad (a2.14)$$

$$\tilde{V}_{diff} = \frac{M_{NH_3}}{\rho_{NH_3, T_m}} \quad (a2.15)$$

ψ_m est le facteur d'association du mélange [-]

M_m est la masse molaire du mélange [g/mol]

μ_m est la viscosité dynamique du mélange liquide [Pa.s]

T_m est la température de mélange [K]

Des données expérimentales sont utilisées pour obtenir une équation pour le calcul du facteur d'association de l'ammoniac (ψ_{NH_3}) :

$$\psi_{NH_3} = 1.7 \quad (a2.16)$$

Le facteur d'association de l'eau (ψ_{H_2O}) est obtenu par Wilke & Chang :

$$\psi_{H_2O} = 2.6 \quad (\text{a2.17})$$

VI. Coefficient de diffusion binaire dans un mélange vapeur

Le calcul du coefficient de diffusion binaire dans un mélange vapeur est réalisé à partir de l'équation de Chapman-Enskog [5], [6] :

$$D_{vap,ij} = 0.0018583 \cdot \sqrt{T^3 \cdot \left(\frac{1}{M_i} + \frac{1}{M_j} \right)} \cdot \frac{1}{P \cdot \sigma_{ij}^2 \cdot \Omega_D} \cdot 10^{-4} \quad (\text{a2.18})$$

Avec :

$$\sigma_{ij} = \frac{\sigma_i + \sigma_j}{2} \quad (\text{a2.19})$$

$$\Omega_D = \frac{A}{(T^*)^B} + \frac{C}{\exp(DT^*)} + \frac{E}{\exp(FT^*)} + \frac{G}{\exp(HT^*)} \quad (\text{a2.20})$$

$$T^* = \frac{kT}{\varepsilon_{ij}} \quad (\text{a2.21})$$

$$\varepsilon_{ij} = (\varepsilon_i \cdot \varepsilon_j)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{a2.22})$$

$D_{vap,ij}$ est le coefficient de diffusion pour un mélange binaire gazeux [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

T est la température [K]

P est la pression [atm]

M_i, M_j sont les masses molaires des espèces i et j [g/mol]

σ_{ij} est le diamètre moléculaire [Å]

Ω_D est l'intégrale de collision avec : $A=1.06036$; $B=0.15610$; $C=0.19300$; $D=0.47635$; $E=1.03587$; $F=1.52996$; $G=1.76474$; $H=3.89411$

k est la constante de Boltzmann ($1,3806488 \times 10^{-23} \text{ m}^2 \text{ kg s}^{-2} \text{ K}^{-1}$)

σ_{ij} et ε_{ij} sont calculés à l'aide des potentiels de Lennard-Jones des constituants i et j (les coefficients de Lennard-Jones sont calculés via [7]) (Tab.a2. 1):

Tab.a2. 1. Potentiels de Lennard-Jones de l'eau et de l'ammoniac

	σ (nm)	ε/k (K)
H ₂ O	0.2641	809.1
NH ₃	0.29	558.3

Ces propriétés sont nécessaires dans la phase liquide et dans la phase vapeur pour tous les calculs relatifs au phénomène d'absorption ammoniac-eau.

VII. Les enthalpies partielles

Seules les enthalpies partielles de l'ammoniac et de l'eau dans un mélange liquide seront calculées dans cette annexe car le mélange vapeur d'ammoniac et d'eau est considéré comme un mélange idéal de gaz parfait. Par conséquent, l'enthalpie d'excès du mélange gazeux est négligeable et les enthalpies partielles vapeurs d'ammoniac et d'eau sont considérées comme les enthalpies des composants purs dans ces travaux.

Les enthalpies spécifiques de l'ammoniac et de l'eau [8], [9] sont calculées à partir de l'énergie libre de Gibbs :

$$H_L = -R \cdot T_{Ref} \cdot T_r^2 \cdot \left(\frac{\partial \left(\frac{G_{r,L}}{T_r} \right)}{\partial T_r} \right)_{P_r} \quad (\text{a2.23})$$

Avec :

$$G = H_0 - T \cdot s_0 + \int_{T_0}^T C_p \cdot dT + \int_{P_0}^P v \cdot dP - T \cdot \int_{T_0}^T \frac{C_p}{T} \cdot dT \quad (\text{a2.24})$$

H_0 , s_0 , T_0 et P_0 sont respectivement l'enthalpie spécifique, l'entropie spécifique, la température et la pression à l'état de référence.

En utilisant les expressions empiriques de C_p et v [8], l'énergie libre de Gibbs réduite d'un mélange liquide $G_{r,L}$ peut alors s'écrire [9] :

$$\begin{aligned} G_{r,L} = & H_{r,0}^L - T_r \cdot s_{r,0}^L + B_1 \cdot (T_r - T_{r,0}) + \frac{B_2}{2} \cdot (T_r^2 - T_{r,0}^2) \\ & + \frac{B_3}{3} \cdot (T_r^3 - T_{r,0}^3) - B_1 \cdot T_r \cdot \ln \left(\frac{T_r}{T_{r,0}} \right) - B_2 \cdot T_r \cdot (T_r - T_{r,0}) \\ & - \frac{B_3}{2} \cdot (T_r^2 - T_{r,0}^2) + (A_1 + A_3 \cdot T_r + A_4 \cdot T_r^2) \cdot (P_r - P_{r,0}) \\ & + \frac{A_2}{2} \cdot (P_r^2 - P_{r,0}^2) \end{aligned} \quad (\text{a2.25})$$

L'indice 0 signifie gaz parfait et l'indice r signifie réduit.

En développant l'équation (a2.23), les enthalpies spécifiques de l'ammoniac et de l'eau sont obtenues :

$$\begin{aligned} H_{L,NH_3} = & -R \cdot T_{Ref} \cdot \left(-H_{r,0,NH_3}^L + B_{1,NH_3} \cdot (T_{r,0,NH_3} - T_r) \right. \\ & + \frac{B_{2,NH_3}}{2} \cdot (T_{r,0,NH_3}^2 - T_r^2) + \frac{B_{3,NH_3}}{3} \cdot (2 \cdot T_r^3 + T_{r,0,NH_3}^3) \\ & - B_{3,NH_3} \cdot T_r^3 + (P_r - P_{r,0,NH_3}) \cdot (-A_{1,NH_3} + A_{4,NH_3} \cdot T_r^2) \\ & \left. - \frac{A_{2,NH_3}}{2} \cdot (P_r^2 - P_{r,0,NH_3}^2) \right) \end{aligned} \quad (\text{a2.26})$$

$$\begin{aligned}
H_{L,H_2O} = -R \cdot T_{Ref} \cdot & \left(-H_{r,0,H_2O}^L + B_{1,H_2O} \cdot (T_{r,0,H_2O} - T_r) \right. \\
& + \frac{B_{2,H_2O}}{2} \cdot (T_{r,0,H_2O}^2 - T_r^2) + \frac{B_{3,H_2O}}{3} \cdot (2 \cdot T_r^3 + T_{r,0,H_2O}^3) \\
& - B_{3,H_2O} \cdot T_r^3 + (P_r - P_{r,0,H_2O}) \cdot (-A_{1,H_2O} + A_{4,H_2O} \cdot T_r^2) \\
& \left. - \frac{A_{2,H_2O}}{2} \cdot (P_r^2 - P_{r,0,H_2O}^2) \right) \quad (a2.27)
\end{aligned}$$

Avec :

$$T_r = \frac{T}{T_{ref}}, (T_{ref} = 100 \text{ K}) \quad (a2.28)$$

$$P_r = \frac{P}{P_{ref}}, (P_{ref} = 10 \text{ bar}) \quad (a2.29)$$

$$R = 8.314 \text{ [J/mol.K]} \quad (a2.30)$$

$$G_r = \frac{G}{R \cdot T_{ref}} \quad (a2.31)$$

$$h_r = \frac{h}{R \cdot T_{ref}} \quad (a2.32)$$

$$s_r = \frac{s}{R} \quad (a2.33)$$

L'enthalpie du mélange liquide s'exprime de la façon suivante :

$$H_{m,L} = x \cdot H_{L,NH_3} + (1 - x) \cdot H_{L,H_2O} + H_E \quad (a2.34)$$

H_E est l'enthalpie d'excès du mélange liquide, elle s'exprime de la façon suivante :

$$H_E = -R \cdot T_{Ref} \cdot T_r^2 \cdot \left(\frac{\partial \left(\frac{G_{r,E}}{T_r} \right)}{\partial T_r} \right)_{P_r} \quad (a2.35)$$

Avec [8] :

$$G_{r,E} = (F_1 + F_2 \cdot (2 \cdot x - 1) + F_3 \cdot (2 \cdot x - 1)^2) \cdot (1 - x) \quad (a2.36)$$

$$F_1 = E_1 + E_2 \cdot P_r + (E_3 + E_4 \cdot P_r) \cdot T_r + \frac{E_5}{T_r} + \frac{E_6}{T_r^2} \quad (a2.37)$$

$$F_2 = E_7 + E_8 \cdot P_r + (E_9 + E_{10} \cdot P_r) \cdot T_r + \frac{E_{11}}{T_r} + \frac{E_{12}}{T_r^2} \quad (a2.38)$$

$$F_3 = E_{13} + E_{14} \cdot P_r + \frac{E_{15}}{T_r} + \frac{E_{16}}{T_r^2} \quad (a2.39)$$

Donc :

$$\begin{aligned}
 H_E = -R \cdot T_{Ref} \cdot x \cdot (1-x) \cdot & \left(-E_1 - E_2 \cdot P_r - 2 \cdot \frac{E_5}{T_r} - 3 \cdot \frac{E_6}{T_r^2} \right. \\
 & + (2 \cdot x - 1) \cdot \left(-E_7 - E_8 \cdot P_r - 2 \cdot \frac{E_{11}}{T_r} - 3 \cdot \frac{E_{12}}{T_r^2} \right) \\
 & \left. + (2 \cdot x - 1)^2 \cdot \left(-E_{13} - E_{14} \cdot P_r - 2 \cdot \frac{E_{15}}{T_r} - 3 \cdot \frac{E_{16}}{T_r^2} \right) \right)
 \end{aligned} \quad (a2.40)$$

Les enthalpies partielles de l'ammoniac et de l'eau dans une phase liquide s'expriment de la façon suivante (en kJ/kg):

$$\tilde{H}_{L,NH_3} = H_{m,L} + (1-x) \cdot \frac{\partial H_{m,L}}{\partial x} \quad (a2.41)$$

$$\tilde{H}_{L,H_2O} = H_{m,L} - x \cdot \frac{\partial H_{m,L}}{\partial x} \quad (a2.42)$$

Avec :

$$\frac{\partial H_{m,L}}{\partial x} = H_{L,NH_3} - H_{L,H_2O} + \frac{\partial H_E}{\partial x} \quad (a2.43)$$

Les valeurs des différents coefficients sont listées dans les tableaux (Tab.a2. 2) et (Tab.a2. 3) :

Tab.a2. 2. Coefficients pour le calcul de l'enthalpie d'excès

Ammoniac /Eau			
E_1	-46.26129	E_9	-1.475383
E_2	0.02060225	E_{10}	-0.005038107
E_3	7.292369	E_{11}	-96.40398
E_4	-0.01032613	E_{12}	122.6973
E_5	80.74824	E_{13}	-7.582637
E_6	-84.61214	E_{14}	0.0006012445
E_7	24.52882	E_{15}	54.87018
E_8	0.009598767	E_{16}	-76.67596

Tab.a2. 3. Coefficients pour le calcul des enthalpies spécifiques

Coefficients	Ammoniac	Eau
A_1	$3.971423 \cdot 10^{-2}$	$2.748796 \cdot 10^{-2}$
A_2	$-1.790557 \cdot 10^{-5}$	$-1.016665 \cdot 10^{-5}$
A_3	$-1.308905 \cdot 10^{-2}$	$-4.452025 \cdot 10^{-3}$
A_4	$3.752836 \cdot 10^{-3}$	$8.389246 \cdot 10^{-4}$
B_1	$1.634519 \cdot 10^1$	$1.214557 \cdot 10^1$
B_2	-6.508119	-1.898065
B_3	1.448937	$2.911966 \cdot 10^{-1}$
$h_{r,0}^L$	4.878573	21.821141
$s_{r,0}^L$	1.644773	5.733498
$T_{r,0}$	3.2252	5.0705
$P_{r,0}$	2	3

VIII. Références Annexe 2

- [1] R. Tillner-Roth, D.G. Friend, Survey and assessment of available measurements on thermodynamic properties of the mixture "Water-Ammonia", *Journal of Physical Chemistry* 27 (1) (1998) 45-61.
- [2] M. Conde, Thermophysical properties of ammonia-water mixtures for the industrial design of absorption refrigeration equipment, M. CONDE Engineering, 2006.
- [3] C.R. Wilke, A viscosity equation for gas mixtures, *The Journal of chemical physics* 18 (4) (1950) 517-519.
- [4] C.R. Wilke, P. Chang, Correlation of diffusion coefficients in dilute solutions, *AIChE Journal* 1 (2) (1955) 264-270.
- [5] R. B. Bird, W. E. Stewart, and E. N. Lightfoot, *Transport Phenomena* 2nd ed., New York: John Wiley & Sons (2002) 525-528.
- [6] H. Dardour, Etude des machines frigorifiques à absorption et à absorption-diffusion utilisant un mélange d'alcanes: Etude systémique et modélisation rigoureuse de l'absorbeur, Thèse, Université de Pau et des pays de l'Adour, Université de Monastir, 2012.
- [7] B. Le Neindre, *Viscosité, Méthodes d'estimation pour les fluides*, Techniques de l'Ingénieur, 2005.
- [8] B. Ziegler, C. Trepp, Equation of state for ammonia-water mixtures, *International Journal of Refrigeration* 7 (2) (1984) 101-106.
- [9] F. Xu, Y. Goswami, Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle applications, *Energy* 24 (1999) 525-536.

Annexe 3. Production scientifique

Publications et communications

S. Bonnot, D. Triché, H. Demasles, F. Lefrançois, F. Boudéhenn and J. Wyttenbach, Development and experimental study of a 5kW cooling capacity ammonia-water absorption chiller, Eurosun 2014.

D. Triché, S. Bonnot, M. Perier-Muzet, F. Boudéhenn, H. Demasles, N. Caney, Modeling and experimental study of an ammonia-water falling film absorber, Energy procedia 91 (2016) 857-867.

F. Boudéhenn, S. Bonnot, H. Demasles, F. Lefrançois, M. Perier-Muzet, D. Triché, Development and Performances Overview of Ammonia-water Absorption Chillers with Cooling Capacities from 5 to 100 kW, Energy procedia 91 (2016) 707-716.

Article soumis dans une revue internationale

D. Triché, S. Bonnot, M. Perier-Muzet, F. Boudéhenn, H. Demasles, N. Caney, Experimental and numerical study of a falling film absorber in an ammonia-water absorption chiller, International Journal of heat and mass transfer.

Brevet

Demande de brevet DD16499 SD - ECHANGEUR THERMIQUE A AU MOINS TROIS FLUIDES A EFFICACITE AMELIOREE – M. Mariotto, F. Boudéhenn, D. Triché.

Résumé

Les machines frigorifiques à absorption ammoniac-eau sont prometteuses dans les domaines de la climatisation solaire et de la valorisation des rejets thermiques pour l'industrie. Pour permettre à ces machines de devenir compétitives par rapport aux systèmes à compression mécanique de vapeur, l'amélioration de leur efficacité et la baisse de leur coût sont nécessaires. C'est dans ce contexte que s'inscrit ce travail de thèse.

L'étude se concentre sur l'absorbeur qui est un des composants les plus critiques de la machine à absorption en matière de taille, de coût et d'efficacité. L'objectif est d'étudier numériquement et expérimentalement les transferts couplés de masse et de chaleur dans l'absorbeur dans le but de prédire et d'améliorer ses performances.

Deux absorbeurs à film tombant sont étudiés, dans lesquels la solution pauvre et la vapeur entrent en haut et le fluide caloporteur entre en bas. Le premier est un échangeur à plaques soudées et le deuxième est un échangeur à plaques et joints avec des dimensions et des profils de plaques différents.

L'analyse expérimentale de ces deux absorbeurs est réalisée dans des conditions réelles de fonctionnement sur un prototype instrumenté de machine à absorption ammoniac-eau de 5 kW. Ce dispositif permet une analyse globale des débits de vapeur absorbés, des flux thermiques évacués et des efficacités d'absorption. Une analyse plus locale est aussi réalisée à l'aide de mesures de températures à l'intérieur des canaux de refroidissement dans l'absorbeur plaques et joints. Les résultats montrent une importante corrélation entre la puissance frigorifique produite par la machine à absorption et les performances de l'absorbeur. Mais ce prototype étant une machine réelle, les variables d'entrée de l'absorbeur ne peuvent pas être contrôlées. Un modèle numérique est donc nécessaire pour dissocier l'impact des différentes variables sur les performances de l'absorbeur.

Un modèle 1D d'un absorbeur à film tombant est donc développé. Il est basé sur des bilans de masses, d'espèces et d'énergies, des équations de transferts de masse et de chaleur et des conditions d'équilibre à l'interface liquide-vapeur. Les résistances aux transferts de masse sont considérées dans les phases liquide et vapeur et des corrélations empiriques sont utilisées pour calculer les coefficients de transfert de masse et de chaleur.

Ce modèle est validé expérimentalement avec les données globales aux bornes des deux absorbeurs et avec les mesures de températures le long des canaux du fluide de refroidissement. Une erreur maximale de 15% est observée. Il permet donc l'analyse détaillée des phénomènes de transferts de masse et de chaleur le long de l'absorbeur et facilite l'étude du procédé d'absorption.

Enfin, une étude de sensibilité est réalisée avec ce modèle pour discuter des résultats expérimentaux et pour identifier les pistes d'amélioration des performances de l'absorbeur et donc de la machine à absorption.

Abstract

Ammonia-water absorption chillers are promising both for solar air conditioning and for industry processes. To become competitive compared to electric compression chillers, their efficiency needs to be improved and their cost has to be decreased. This thesis study takes place in this context.

The focus is put on the absorber, which is one of the most critical component of absorption chillers in terms of compactness, cost and efficiency. The purpose is to study numerically and experimentally coupled heat and mass transfers which occur in the absorber in order to predict and improve its overall performances.

Two falling film absorbers are analysed. In both of them, the poor solution and the vapour enter at the top and the coolant fluid enters at the bottom of the absorber. The first absorber is a brazed plate heat exchanger and the second is a gasketed plate-and-frame heat exchanger with different geometric dimensions and plates corrugations.

The experimental study of these two absorbers is performed in real working conditions on an instrumented ammonia-water absorption chiller prototype of 5 kW. Thanks to this device, a global analysis of vapour absorbed mass flow rates, absorbed heat fluxes and mass effectiveness is achieved. A local analysis is also performed thanks to temperature measures inside channels of coolant fluid in the gasketed plate-and-frame heat exchanger. Results show a strong correlation between the absorption chiller cooling capacity and the absorber performances. However, since this prototype is a real chiller, absorber inlet variables cannot be controlled. Thus, a numerical model is necessary to dissociate the impact of these variables on the absorber performances.

A 1D numerical model of the absorber is developed. It is based on mass, species and enthalpy balances, mass and heat transfer equations and equilibrium conditions at the vapour/solution interface. Mass transfer resistances in both liquid and vapour phases are considered while heat and mass transfer coefficients are calculated using empirical correlations. This model is validated experimentally with global data at the inlet and the outlet of the absorber and temperature measures along the absorber coolant fluid channels. A maximal relative error of 15 % is observed. Therefore, a detailed analysis of combined heat and mass transfers along the absorber and the absorption process study is performed thanks to this model.

A parametric study is also performed with this model to discuss experimental results and find ways to improve the absorber performances and thus the absorption chiller performances.