



**HAL**  
open science

# Étude et conception d'une pompe à chaleur intégrée dans le procédé d'épuration du biogaz

Elie Keryakos

► **To cite this version:**

Elie Keryakos. Étude et conception d'une pompe à chaleur intégrée dans le procédé d'épuration du biogaz. Biochimie, Biologie Moléculaire. Conservatoire national des arts et métiers - CNAM, 2017. Français. NNT : 2017CNAM1098 . tel-03738093

**HAL Id: tel-03738093**

**<https://theses.hal.science/tel-03738093v1>**

Submitted on 25 Jul 2022

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

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

**ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES des MÉTIERS de L'INGÉNIEUR**

**Laboratoire Chimie moléculaire, génie des procédés chimiques et énergétiques**

**THÈSE** présentée par :

**Elie KERYAKOS**

soutenue le : **05 Mai 2017**

pour obtenir le grade de : **Docteur du Conservatoire National des Arts et Métiers**

Discipline: Energétique, génie des procédés/ Spécialité : Energétique

**ÉTUDE et CONCEPTION d'une POMPE à  
CHALEUR INTÉGRÉE dans le PROCÉDÉ  
d'ÉPURATION du BIOGAZ**

**THÈSE dirigée par :**

**M. DESCOMBES Georges**

Professeur, Cnam

**RAPPORTEURS :**

**M. NEVEU Pierre**

Professeur, Université de Perpignan

**M. PLOURDE Frédéric**

Directeur de Recherche CNRS, ENSMA, Institut PPrime

---

**JURY :**

**Mme FAUCHEUX Sylvie**

Professeur, présidente du Jury, Cnam

**M. CLODIC Denis**

Président, Cryo Pur

**Mme DANLOS Amélie**

Maître de Conférences, co-encadrant, Cnam

**Mme MORIN Céline**

Professeur, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis

**M. TOUBASSY Joseph**

Responsable service procédés, invité, Cryo Pur

*On ne peut pas reculer ni avancer dans le temps  
le temps on doit le vivre  
Gibran Khalil Gibran*

*Je dédie cette thèse à ma famille*

## Remerciements

Cette mémoire de thèse est le fruit de multiples discussions scientifiques et techniques dans le cadre d'une collaboration académique et industrielle entre le Cnam (Conservatoire national des arts et métiers) et Cryo Pur. Encadré par une équipe de techniciens et d'ingénieurs, je tiens à remercier :

**M. Denis Clodic**, président de Cryo Pur, pour m'avoir donné l'opportunité de faire cette thèse, pour sa confiance en moi et pour son orientation de mes travaux.

**M. Georges Descombes**, mon directeur de thèse, pour son suivi, ses conseils et pour sa confiance en moi.

**M. Samer Maarouï**, pour son soutien, suivi et ses conseils.

**M. Joseph Toubassy**, responsable du service procédé à Cryo Pur, pour son suivi et ses conseils.

**M. Adel Tajouri**, expert contrôle et commande, pour sa disponibilité et ses conseils.

**Mme Amélie Danlos**, mon encadrante de thèse pour son suivi, sa disponibilité et ses conseils.

**Mme Anne-Marie Bonnet**, directrice administrative adjointe de Cryo Pur, pour sa disponibilité et ses conseils.

Mes parents, **Nabil**, **Josephine** et mon frère **Youssef** pour leur présence, leur affection et leur soutien le long de ma vie personnelle et professionnelle.

Mon cousin **Gaby** et son épouse **Maria** pour leur accueil, leur soutien et leur encouragement.

Mes amis et amies qui n'ont cessé de m'encourager, surtout la belle **Rémi** et **Joseph** le futur docteur.

L'ensemble de l'équipe qui travaille à Cryo Pur, pour leur encouragement et leur soutien.

## Résumé

L'engagement de l'Europe sur les énergies renouvelables amène à l'accélération du développement du biométhane comme énergie renouvelable. Les travaux de cette thèse portent sur une partie du procédé Cryo Pur qui est un procédé essentiellement frigorifique qui va permettre en refroidissant le biogaz de la température ambiante à  $-120\text{ °C}$ , de séparer successivement l'eau, le  $\text{CO}_2$  et des polluants pour obtenir du méthane et du  $\text{CO}_2$  liquides de hautes puretés.

Les objectifs poursuivis sont méthodologiques et expérimentaux. La méthode est celle de l'intégration énergétique associée à une analyse exergétique du procédé. L'analyse intègre la production frigorifique et la production de chaleur par les groupes frigorifiques pour son utilisation dans le procédé de méthanisation. L'optimisation énergétique part de l'analyse exergétique et identifie les pertes des différentes étapes du procédé et intègre à la fois les productions frigorifiques aux différents niveaux de température et la production de chaleur utilisée dans le digesteur. Le besoin en chaleur du digesteur se situe autour de  $50\text{ à }55\text{ °C}$  pour les bactéries thermophiles. Pour l'épuration du biogaz et la liquéfaction du biométhane, les besoins frigorifiques se situent de la température ambiante jusqu'à  $-120\text{ °C}$ . Dans le procédé Cryo Pur, la production frigorifique s'effectue à 4 niveaux de températures :  $2\text{ °C}$ ,  $-40\text{ °C}$ ,  $-78\text{ °C}$  et  $-120\text{ °C}$ . La pompe à chaleur est couplée aux différents systèmes frigorifiques en refroidissant un frigoporteur à une température qui fait l'objet de l'optimisation globale du système de thermo-frigo-pompe. En effet la pompe à chaleur refroidit les condenseurs des 4 systèmes frigorifiques et la chaleur récupérée des groupes froids est valorisée à  $55\text{ °C}$  par la pompe à chaleur.

Complémentairement à cette optimisation énergétique globale, la thèse se focalise sur le givrage et dégivrage de l'eau contenue dans le biogaz. Cette opération consomme beaucoup d'énergie et un travail d'optimisation énergétique est mené pour minimiser la consommation d'énergie pour la déshumidification du biogaz de la température ambiante à  $-78\text{ °C}$ . La représentation des cycles associés au givrage et dégivrage de la glace hydrique et des pertes associées aux montées et descentes en température des masses métalliques des échangeurs requière une modélisation dynamique de ces phénomènes. Du point de vue expérimental les cycles de givrage et dégivrage de l'eau font l'objet d'une optimisation quant à leur gestion.

Les travaux de la modélisation donneront lieu à dimensionner les échangeurs des cycles de givrage et de dégivrage. Le but finalement étant l'obtention d'un rendement exergetique le plus élevé possible. Les essais ont permis de valider les modèles d'échangeurs et des systèmes frigorifiques. L'optimisation intègre également le choix des mélanges des fluides frigorigènes.

***Mots Clés***

*Biogaz, Givrage, Dégivrage, Echangeurs, Biométhane, Pompe à Chaleur*

# **STUDY and DESIGN of a HEAT PUMP INTEGRATED in a BIOGAS UPGRADING PROCESS**

## **Résumé en anglais**

Europe's commitment to renewable energy leads to accelerate the biomethane development as a renewable energy. The work of this thesis is based on the Cryo Pur process which is essentially a cooling process that will allow the biogas cooling from ambient temperature to  $-120\text{ }^{\circ}\text{C}$ . While cooling the biogas, water vapor,  $\text{CO}_2$  and pollutants must be separated to obtain liquefied biomethane and bio  $\text{CO}_2$ .

The objectives pursued are methodological and experimental. The method used is the energy integration associated with an exergy analysis of the process. The analysis integrates the cooling production and the heat production by the refrigeration units for the use in the methanisation process. The energy optimization starts from the exergy analysis and identifies the losses of the various stages of the process and integrates both the cooling production at different temperature levels and the heat production used in the digester. The heat requirement of the digester is around  $50\text{ to }55\text{ }^{\circ}\text{C}$  for the thermophilic bacteria. For the biogas upgrading and the liquefaction of biomethane, the cooling requirements are from ambient temperature to  $-120\text{ }^{\circ}\text{C}$ . In the Cryo Pur process, refrigeration is carried out at 4 different temperature levels:  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $-78\text{ }^{\circ}\text{C}$  and  $-120\text{ }^{\circ}\text{C}$ . The heat pump is coupled to the various refrigeration systems by cooling a refrigerant at a temperature which is the objective of the overall optimization of the heat pump system. The heat pump cools the condensers of the 4 refrigeration systems and the heat recovered from the refrigeration systems is upgraded to  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$  by the heat pump.

In addition to this overall energy optimization, the thesis focuses on the frosting and defrosting of the water contained in the biogas. This operation consumes a lot of energy. An energy optimization work is carried out to minimize the energy consumption for the dehumidification of biogas from ambient temperature to  $-78\text{ }^{\circ}\text{C}$ . The representation of the frosting and defrosting cycles and the losses associated with the temperature of the metallic mass of the heat exchangers requires a dynamic modeling. The dynamic modeling will lead to design the heat exchangers. The ultimate aim is to achieve the highest possible exergy efficiency. Tests made it possible to

validate the models of the heat exchangers and refrigeration systems. The optimization also integrates the choice of refrigerant mixtures.

***Keywords***

*Biogas, Frosting, Defrosting, Heat exchanger, Biomethane, Heat Pump*



# Nomenclature

## Symboles

---

$A$	Section ou surface	$m^2$
$B$	Coefficient	-
$An$	Anergie par unité de masse du fluide	$J.kg^{-1}$
$C$	Chaleur à céder par unité de masse du fluide	$J.kg^{-1}$
$C_p$	Chaleur massique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
$D_v$	Diffusivité massique	$m^2.s^{-1}$
$D_{diff}$	Coefficient de diffusion	$m^2.s^{-1}$
$d_{int}$	Diamètre interne des tubes	m
$d_{ext}$	Diamètre externe des tubes	m
$d_h$	Diamètre hydraulique	m
$D_c$	Diamètre du collet	m
$e$	Epaisseur	m
$Ex$	Exergie par unité de masse du fluide	$J.kg^{-1}$
$f$	Coefficient de frottement	-
$F$	Densité de flux massique	$kg.m^{-2}.s^{-1}$
$F_{lv}$	Facteur de corrélation liquide-vapeur	-
$G$	Energie de Gibbs	J
$h$	Hauteur	m
$h_e$	Coefficient de convection externe	$W.m^{-2}.K^{-1}$
$h_i$	Coefficient de convection interne	$W.m^{-2}.K^{-1}$
$h_{lat}$	Coefficient d'échange latent	$W.m^{-2}.K^{-1}$
$h_m$	Coefficient de convection massique	$kg.m^{-2}.s^{-1}$
$H$	Chaleur à fournir par unité de masse du fluide	$J.kg^{-1}$
$I$	Taux de formation d'embryons	$embryons.m^{-2}.s^{-1}$
$I_0$	Constante cinétique	$embryons.m^{-2}.s^{-1}$
$i$	Enthalpie	$J.kg^{-1}$
$j$	Facteur de Colburn	-
$k$	Constante de Boltzman	$J.K^{-1}$
$K_{subl}$	Constante de sublimation	-
$K_v$	Coefficient de débit	$m^3.h^{-1}$
$l$	Largeur	m
$L$	Longueur	m
$L_D$	Destruction exergétique	W
$m$	Module d'ailette	$m^{-1}$
$m_v$	Masse vapeur	kg
$\dot{m}$	Débit massique	$kg.s^{-1}$
$\dot{m}_\delta$	Débit massique pour l'épaisseur du givre	$kg.s^{-1}$
$\dot{m}_\rho$	Débit massique pour la densification du givre	$kg.s^{-1}$

$M$	Masse molaire	$\text{g.mol}^{-1}$
$N$	Numéro du rang	-
$N_{ail}$	Nombre d'ailette	-
$N_c$	Nombre de circuits	-
$N_p$	Nombre de rangs ou de nappes	-
$P$	Pression	bar
$p_{ail}$	Périmètre ailette	m
$P_l$	Pas longitudinal	m
$P_t$	Pas transversal	m
$q$	Densité de flux thermique	$\text{W.m}^{-2}$
$Q$	Energie thermique par unité de masse du fluide	$\text{J.kg}^{-1}$
$\dot{Q}$	Puissance thermique	W
$r$	Rayon interne	m
$r_f$	Rayon externe	m
$R$	Constante des gaz parfaits	$\text{J.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$s$	Entropie	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$S$	Degré de sursaturation	-
$S_{ail}$	Espacement entre ailettes, pas d'ailettes	m
$T$	Température	$^{\circ}\text{C}$
$t$	Temps	h
$U$	Coefficient d'échange global	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
$TS_{subl}$	Cinétique de sublimation	$\text{kg.m}^{-3}.\text{s}^{-1}$
$v$	Volume	$\text{m}^3$
$\dot{v}$	Débit volumique	$\text{m}^3.\text{h}^{-1}$
$V$	Vitesse	$\text{m.s}^{-1}$
$w$	Humidité absolue	$\text{g}_{\text{eau}}.\text{kg}^{-1}_{\text{air sec}}$
$W$	Travail par unité de masse du fluide	$\text{J.kg}^{-1}$
$\dot{W}$	Puissance	W
$x$	Distance	m
$x_{moy}$	Distance moyenne parcourue par une molécule	m
$x_v$	Titre de vapeur	-
$X_T$	Hauteur de la section hexagonale	m
$X_D$	Longueur de la section hexagonale	m
$y$	Coefficient	-
$Y$	Fraction volumique	-

## Symboles grecs

---

$\theta$	Angle	rad
$\alpha_s$	Coefficient de sublimation	-
$\xi$	Coefficient de singularité	-
$\lambda$	Conductivité thermique	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$\rho$	Masse volumique	$\text{kg.m}^{-3}$

$\Delta$	Différence / Variation	-
$\alpha$	Diffusivité thermique	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
$\delta_f$	Epaisseur couche de givre	m
$\gamma$	Energie de surface	$\text{kJ}.\text{m}^{-2}$
$\emptyset$	Facteur de correction	-
$\kappa$	Facteur de géométrie	-
$\varepsilon$	Facteur de porosité	-
$\chi$	Facteur de température adimensionnel	-
$\vartheta$	Perméabilité	$\text{m}^2$
$\vartheta_r$	Perméabilité relative	-
$\eta_{ail}$	Efficacité ailette	-
$\eta_{g,ail}$	Rendement ailette	-
$\eta_{ex}$	Rendement exergétique	-
$\varepsilon_r$	Rugosité absolue	mm
$\beta$	Température absolue	K
$\nu$	Viscosité cinématique	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
$\mu$	Viscosité dynamique	Pa.s

## Indices

---

<i>a</i>	air
<i>ail</i>	ailette
<i>ail-m</i>	ailette par unité de longueur
<i>amb</i>	ambiante
<i>avg</i>	moyenne
<i>c</i>	critique
<i>ca</i>	carnot
<i>cal</i>	calculée
<i>calo</i>	caloporteur
<i>comp</i>	compresseur
<i>cond</i>	condenseur
<i>det</i>	détendeur
<i>ech</i>	échangée
<i>ech-m</i>	échangée par unité de longueur
<i>e</i>	embryon
<i>el</i>	électrique
<i>ew</i>	embryon-paroi
<i>ex</i>	exergétique
<i>ech</i>	échange-volume de contrôle
<i>ext</i>	externe
<i>ext-m</i>	externe par unité de longueur
<i>evap</i>	évaporateur
<i>f</i>	givre

<i>ff</i>	fluide frigorigène
<i>frigo</i>	frigoporteur
<i>fs</i>	surface du givre
<i>g</i>	gaz
<i>g,ail</i>	global ailette
<i>i</i>	indice de volume de contrôle
<i>in</i>	entrée
<i>int</i>	interne
<i>int-m</i>	interne par unité de longueur
<i>l</i>	liquide
<i>lv</i>	liquide-vapeur
<i>lat</i>	latente
<i>min</i>	minimale
<i>max</i>	maximale
<i>out</i>	sortie
<i>p</i>	paroi
<i>pinc</i>	pincement
<i>r</i>	réfrigérant
<i>rec</i>	recupérable
<i>reg</i>	régulière
<i>s</i>	substrat
<i>sc</i>	source chaude
<i>se</i>	milieu externe-embryon
<i>sf</i>	source froide
<i>sl</i>	solide-liquide
<i>sv</i>	solide-vapeur
<i>sw</i>	milieu externe-paroi
<i>sat</i>	saturation
<i>sen</i>	sensible
<i>sin</i>	singulière
<i>sol</i>	solide
<i>sup</i>	sur-refroidissement
<i>subl</i>	sublimation
<i>t</i>	tube
<i>t-m</i>	tube par unité de longueur
<i>th</i>	thermique
<i>tot</i>	totale
<i>triple</i>	point triple de l'eau
<i>v</i>	vapeur

## Abréviations

---

AR Aéro-refroidisseur

ATEX	Atmosphère Explosive
BP	Basse Pression
BML	Biométhane Liquide
CFC	ChloroFluoroCarbone
COP	Coefficient de Performance
COV	Composé Organique Volatil
DTLM	Différence de Température Logarithmique Moyenne
EMR <sub>c</sub>	Energie Minimale Requise chaude
EMR <sub>f</sub>	Energie Minimale Requise froide
GES	Gaz à Effet de Serre
GNL	Gaz Naturel Liquéfié
GNV	Gaz Naturel Véhicule
GPL	Gaz Pétrole Liquéfié
HP	Haute Pression
HT	Haute Température
HX	Heat Exchanger (Echangeur de chaleur)
HFC	Hydrofluoro-carbone
HFO	Hydrofluoro-oléfine
HCFC	Hydrochlorofluoro-carbone
IAA	Industrie Agro-Alimentaire
IFPEN	Institut Française du Pétrole Energie Nouvelle
MCP	Matériau à changement de phase
Mél	Mélange
Mtep	Millions de tonnes équivalent pétrole
OM	Ordure Ménagère
OPEX	Operating Expenditure
PAC	Pompe à Chaleur
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur
PCS	Pouvoir Calorifique Supérieur
PDO	Potentiel de Déplétion Ozonique
ppm	particule par million
PRG	Potentiel de Réchauffement Global
PSA	Pressure Swing Adsorption
SS	Sous-Système
TFP	Thermo Frigo-Pompe
UC	Utilité Chaude
UE	Union Européenne
UF	Utilité Froide

## Symboles chimiques

---

CH <sub>4</sub>	Méthane
CO <sub>2</sub>	Dioxyde de Carbone

H <sub>2</sub> S	Sulfure d'hydrogène
H <sub>2</sub> O	Eau
N <sub>2</sub>	Azote
NH <sub>3</sub>	Ammoniac
O <sub>2</sub>	Oxygène

## Nombres adimensionnels

---

Bo	nombre d'ébullition	$\frac{q}{i_{lv}F}$
Fo	nombre de Fourier	$\frac{\alpha t}{L^2}$
Kn	nombre de Knudsen	$\frac{x_{moy}}{d_{int}}$
Le	nombre de Lewis	$\frac{\alpha}{D_v}$
Nu	nombre de Nusselt	$\frac{hL}{\lambda}$
Pr	nombre de Prandtl	$\frac{\mu C_p}{\lambda}$
Re	nombre de Reynolds	$\frac{\rho VL}{\mu}$

# Table des matières

Remerciements .....	3
Résumé .....	4
Résumé en anglais .....	6
Nomenclature .....	8
Table des matières .....	14
Liste des tableaux .....	19
Liste des figures .....	21
Liste des annexes.....	29
Introduction .....	30
Première partie Positionnement du sujet.....	36
1. Le biométhane : énergie combustible à haute pureté .....	37
1.1. Contexte énergétique.....	37
1.1.1. Evolution du marché énergétique.....	37
1.1.2. Evolution des prix des sources énergétiques.....	38
1.1.3. Energies renouvelables.....	39
1.1.4. Méthanisation.....	40
1.1.5. Composition du biogaz.....	43
1.1.6. Valorisation du biogaz .....	44
1.2. Biométhane : énergie renouvelable à haute pureté.....	45
1.2.1. Du biogaz au biométhane .....	45
1.2.2. Voies de valorisation du biométhane .....	46
1.2.2.1. Biométhane carburant ou bio GNV.....	46
1.2.2.2. Du bio GNV au bio GNL .....	48
1.2.2.3. Injection dans le réseau de gaz naturel.....	48
1.3. Comparatif des technologies d'épuration.....	49
1.3.1. Technologie de séparation membranaire.....	49
1.3.2. Procédé d'adsorption ou PSA (Pressure Swing Adsorption).....	50
1.3.3. Procédé d'absorption.....	52
1.3.3.1. Principe du procédé d'absorption.....	52
1.3.3.2. Absorption physique par lavage à l'eau .....	52
1.3.3.3. Absorption chimique par lavage aux amines .....	53
1.3.4. Procédé d'épuration cryogénique Cryo Pur .....	54

1.4.	Système de déshumidification de Cryo Pur .....	56
1.5.	Conclusion.....	57
Deuxième partie Intégration d'une TFP dans un procédé d'épuration du biogaz.....		60
2.	Couplage du réchauffage du méthaniseur du procédé d'épuration cryogénique par une TFP	61
2.1.	Intégration d'une TFP dans un procédé industriel .....	61
2.1.1.	Principes de l'intégration énergétique.....	62
2.1.2.	Analyse exergetique .....	62
2.1.3.	Méthode de pincement .....	64
2.1.4.	Intégration thermique étendue aux facteurs exergetiques .....	67
2.1.5.	Choix des fluides frigorigènes.....	68
2.2.	Récupération de la chaleur du procédé d'épuration .....	71
2.2.1.	Efficacité énergétique et exergetique du SS-240 .....	75
2.2.2.	Efficacité énergétique et exergetique du SS-250 .....	77
2.2.3.	Efficacité énergétique et exergetique du SS-300 .....	78
2.2.4.	Efficacité énergétique et exergetique du SS-400 .....	80
2.2.5.	Efficacité énergétique et exergetique du procédé d'épuration.....	81
2.3.	Efficacité énergétique et exergetique du système complet .....	83
2.3.1.	Intégration thermique .....	83
2.3.2.	Composants et cycle thermodynamique de la TFP .....	84
2.3.3.	Energie fournie au niveau du condenseur de la TFP.....	87
2.3.4.	Energie absorbée par l'évaporateur de la TFP .....	88
2.3.5.	Consommation électrique du système complet.....	90
2.3.6.	Rendement exergetique de la TFP et du système complet.....	91
2.4.	Optimisation énergétique, exergetique et économique du système complet .....	92
2.4.1.	Analyse énergétique et exergetique de la TFP .....	93
2.4.2.	Optimisation énergétique du système .....	95
2.4.3.	Optimisation exergetique du système .....	96
2.4.4.	Optimisation économique du système.....	97
2.5.	Conclusion.....	100
Troisième partie Modélisation du système de déshumidification du procédé d'épuration....		102
3.	Etat de l'art sur les systèmes de givrage et de dégivrage .....	103
3.1.	Introduction .....	103



3.2.	Changements de phase de l'eau .....	103
3.3.	Etat de l'art sur le système de givrage.....	106
3.3.1.	Les principes fondamentaux de la formation du givre.....	106
3.3.2.	La théorie de la nucléation .....	108
3.3.3.	Conclusion.....	113
3.3.4.	Historique des modèles de givrage.....	113
3.3.5.	Corrélations pour les propriétés du givre .....	117
3.3.5.1.	Masse volumique de la couche de givre.....	117
3.3.5.2.	Conductivité thermique de la couche de givre .....	120
3.3.5.3.	Epaisseur de la couche de givre .....	120
3.3.6.	Conclusion.....	122
3.4.	Etat de l'art sur le système de dégivrage.....	124
3.4.1.	Dégivrage par inversion du cycle.....	125
3.4.2.	Dégivrage par fusion .....	128
3.4.3.	Dégivrage par sublimation .....	131
3.4.3.1.	Introduction .....	131
3.4.3.2.	Les pompes à vides volumétriques.....	131
3.4.3.3.	Coefficient de sublimation .....	134
3.4.3.4.	Pression de saturation.....	135
3.5.	Conclusion.....	137
4.	Modélisation dynamique et optimisation du cycle de givrage allant de 0 à -78 °C.....	139
4.1.	Caractéristiques de l'échangeur à tubes à ailettes .....	139
4.1.1.	Introduction .....	139
4.1.2.	Les coefficients d'échange .....	141
4.1.2.1.	Coefficient d'échange externe.....	141
4.1.2.2.	Coefficient d'échange interne .....	145
4.1.3.	Pertes de charge.....	148
4.1.3.1.	Pertes de charge internes .....	148
4.1.3.2.	Pertes de charge externes .....	149
4.1.4.	Efficacité et rendement de l'ailette.....	151
4.1.4.1.	Ailette rectangulaire plane .....	151
4.1.4.2.	Ailette circulaire plane .....	154
4.1.4.3.	Ailette hexagonale.....	156

4.2.	Modélisation dynamique du phénomène de givrage.....	159
4.2.1.	Equations relatives à la géométrie de l'échangeur.....	160
4.2.2.	Equations relatives au transfert de chaleur.....	161
4.2.3.	Equations relatives à la couche de givre.....	164
4.2.4.	Algorithme de calcul.....	166
4.3.	Optimisation du cycle de givrage.....	168
4.3.1.	Optimisation exergetique du système allant de 0 à -78 °C.....	169
4.3.2.	Effet des matériaux de l'échangeur.....	171
4.3.3.	Effet du pas d'ailettes.....	173
4.3.3.1.	Pas d'ailettes fixes.....	174
4.3.3.2.	Pas d'ailettes variable.....	178
4.3.4.	Etude de la sensibilité sur la vitesse du biogaz.....	180
4.4.	Conclusion.....	189
5.	Modélisation dynamique et amélioration de l'efficacité énergétique du cycle de dégivrage	191
5.1.	Introduction.....	191
5.2.	Modèle dynamique de dégivrage par fusion.....	191
5.2.1.	Introduction du modèle.....	191
5.2.2.	Phase de préchauffage.....	193
5.2.3.	Phase de fusion.....	195
5.2.4.	Phase de drainage de l'eau.....	197
5.2.5.	Algorithme de calcul.....	197
5.2.6.	Paramètres affectant le dégivrage.....	198
5.2.6.1.	Matériaux des tubes et des ailettes.....	198
5.2.6.2.	Masse volumique de la couche de givre.....	200
5.2.6.3.	Débit de gaz chaud.....	201
5.2.7.	Amélioration de l'efficacité énergétique du dégivrage.....	202
5.2.7.1.	Analyse énergétique.....	204
5.2.7.2.	Analyse exergetique.....	206
5.3.	Modèle dynamique de dégivrage par sublimation.....	208
5.3.1.	Introduction du modèle.....	208
5.3.2.	Equations relatives au transfert de masse.....	209
5.3.3.	Equations relatives au transfert énergétique.....	210

5.3.4.	Résultats de la simulation.....	212
5.3.5.	Conclusion.....	217
	Quatrième partie Résultats et comparaison expérimentale .....	218
6.	Résultats d’essai sur les cycles de givrage et de dégivrage.....	219
6.1.	Introduction .....	219
6.2.	Système de déshumidification du pilote BioGNVAL.....	219
6.2.1.	Sous-système de déshumidification SS-240 .....	223
6.2.1.1.	Composants du SS-240 .....	224
6.2.1.1.1.	Compresseur CP-240-01.....	224
6.2.1.1.2.	Condenseur HX-240-02.....	225
6.2.1.1.3.	Détendeur électropneumatique .....	226
6.2.1.1.4.	Evaporateur (échangeur à tubes à ailettes) .....	226
6.2.1.2.	Principe de fonctionnement.....	228
6.2.2.	Sous-système de déshumidification SS-250 .....	230
6.3.	Validation expérimentale .....	231
6.3.1.	Géométrie des échangeurs à tubes à ailettes .....	231
6.3.2.	Validation de la séquence de givrage.....	234
6.3.2.1.	Caractéristiques du dimensionnement.....	234
6.3.2.2.	Courbes de températures caractéristiques des échangeurs.....	235
6.3.2.3.	Puissance frigorifique des échangeurs .....	240
6.3.2.4.	Rendement de l’ailette.....	243
6.3.2.5.	Température de surface de la couche de givre .....	243
6.3.2.6.	Epaisseur de la couche de givre .....	244
6.3.3.	Validation de la séquence de dégivrage .....	249
6.4.	Conclusion.....	254
	Conclusions et Perspectives .....	256
	Annexes .....	272
	Résumé.....	280
	Résumé en anglais.....	280

## Liste des tableaux

Tableau 1-1 Prix des différents carburants (Catalgaz, 2016) .....	39
Tableau 1-2 Comparatif des propriétés du biogaz issu de la méthanisation et du gaz naturel (Biogaz énergie renouvelable, 2016) .....	43
Tableau 1-3 Production du biométhane dans l'Europe (Air liquide, 2016) .....	45
Tableau 1-4 Paramètres de valorisation en biométhane carburant (Aile, 2016) .....	46
Tableau 1-5 Propriétés des différents carburants (Bilans, 2016) .....	47
Tableau 1-6 Paramètres d'injection dans le réseau du gaz naturel (Aile, 2016) .....	48
Tableau 1-7 Caractéristiques des différents adsorbants (Mémoire, 2016) .....	51
Tableau 1-8 Comparatif des différents procédés d'épuration .....	57
Tableau 2-1 Analyse énergétique et exergétique des différents composants de la PAC .....	63
Tableau 2-2 Les différentes familles de fluides frigorigènes .....	69
Tableau 2-3 Propriétés thermodynamiques du TYFOXIT 72 % et du MPG 50 %, pour une température de 0 °C .....	71
Tableau 2-4 Récapitulatif de la variation des différentes grandeurs en fonction de la température d'entrée du TYFOXIT, SS-240 .....	77
Tableau 2-5 Récapitulatif de la variation des différentes grandeurs en fonction de la température d'entrée du TYFOXIT, SS-250 .....	78
Tableau 2-6 Récapitulatif de la variation des différentes grandeurs en fonction de la température d'entrée du TYFOXIT, SS-300 .....	79
Tableau 2-7 Récapitulatif de la variation des différentes grandeurs en fonction de la température d'entrée du TYFOXIT, SS-400 .....	81
Tableau 2-8 Proportion de la consommation électrique de chaque sous-système .....	83
Tableau 2-9 Besoin en chaleur du digesteur en fonction du mois et de la température ambiante (Cryo Pur, 2015) .....	86
Tableau 2-10 Compositions des mélanges de la TFP et fluide pur .....	93
Tableau 3-1 Constante cinétique et équation de calcul de l'énergie de surface (Fletcher, 1970). .....	111
Tableau 4-1 Caractéristiques géométriques de l'échangeur à tubes à ailettes .....	141
Tableau 4-2 Constantes de calcul en fonction de la géométrie de l'échangeur (Jannot, 2011). .....	144
Tableau 4-3 Conductivité thermique de quelques matériaux .....	154
Tableau 4-4 Caractéristiques des différents échangeurs .....	172

Tableau 4-5 Pas d'ailettes fixes le long de l'échangeur .....	175
Tableau 4-6 Pas d'ailettes de différentes configurations d'échangeur à tubes ailettes .....	178
Tableau 4-7 Paramètres des trois configurations .....	181
Tableau 4-8 Paramètres géométriques des modules de l'échangeur .....	186
Tableau 5-1 Masse volumique des différents matériaux de l'échangeur .....	198
Tableau 5-2 Masse des tubes et des ailettes des échangeurs utilisés pour la comparaison....	199
Tableau 5-3 Données sur la température de surface, la masse et l'épaisseur de la couche....	212
Tableau 5-4 Température, pression de sublimation et débit volumique au niveau de chaque rang .....	216
Tableau 5-5 Débits volumiques et puissance électrique pour différentes pompes à vides (Sterlingsihi, 2016).....	216
Tableau 6-1 Paramètres géométriques de l'échangeur <b>1</b> installé dans le pilote BioGNVAL	231
Tableau 6-2 Paramètres géométriques de l'échangeur <b>2</b> installé dans le pilote BioGNVAL	233
Tableau 6-3 Paramètres géométriques de l'échangeur <b>3</b> installé dans le pilote BioGNVAL	233
Tableau 6-4 emplacement des échangeurs dans les sous-systèmes de déshumidification.....	234
Tableau 6-5 Caractéristiques de dimensionnement des échangeurs 1 & 2 du SS-240 .....	235
Tableau 6-6 Caractéristiques de dimensionnement des échangeurs 1 & 3 du SS-250 .....	235
Tableau 6-7 Caractéristiques et énergie qu'il faut fournir pendant la phase de dégivrage, sur les échangeurs <b>1</b> et <b>2</b> du SS-240 .....	249
Tableau 6-8 Gain énergétique du dégivrage et du conditionnement des échangeurs <b>1</b> et <b>2</b> ..	251
Tableau 6-9 Caractéristiques et énergie qu'il faut fournir pendant la phase de dégivrage, sur les échangeurs <b>1</b> et <b>3</b> du SS-250 .....	252
Tableau 6-10 Gain énergétique du dégivrage et du conditionnement des échangeurs <b>1</b> et <b>3</b>	254

## Liste des figures

Figure 1.1 Part des différentes énergies dans la consommation finale des industries (Statistiques et développement durable, 2016) .....	37
Figure 1.2 Evolution des prix des sources énergétiques (Acqualys, 2015).....	38
Figure 1.3 Répartition des énergies renouvelables (Statistiques et développement durable, 2015).....	40
Figure 1.4 Procédé de méthanisation .....	41
Figure 1.5 Besoin en chaleur du digesteur température ambiante en fonction du mois .....	42
Figure 1.6 Les voies de valorisation du biogaz (Biogaz énergie renouvelable, 2016) .....	44
Figure 1.7 Répartition par source des émissions des GES dans l'UE en 2012 (Développement durable, 2016).....	47
Figure 1.8 Répartition par source des émissions des GES en France en 2013 (Développement durable, 2016).....	47
Figure 1.9 Schéma de principe de la technologie de séparation membranaire .....	50
Figure 1.10 Schéma général de la technologie de séparation membranaire (Aile, 2016).....	50
Figure 1.11 Schéma général de la technologie d'adsorption (Aile, 2016). .....	52
Figure 1.12 Schéma général de la technologie d'absorption par lavage à eau du biogaz (Aile, 2016).....	53
Figure 1.13 Schéma général de la technologie d'absorption par lavage aux amines (Aile, 2016) .....	54
Figure 1.14 Procédé d'épuration cryogénique de Cryo Pur (Cryo Pur, 2015).....	55
Figure 1.15 Variation de la teneur en eau contenue dans le biogaz en fonction de sa température .....	56
Figure 2.1 Principe de fonctionnement d'une PAC ou TFP .....	61
Figure 2.2 Courbes composites chaude et froide .....	66
Figure 2.3 Positionnement d'une PAC dans un procédé industriel .....	66
Figure 2.4 Pression de saturation de différents fluides frigorigènes .....	70
Figure 2.5 Puissance calorifique volumétrique de différents fluides frigorigènes.....	71
Figure 2.6 Représentation du système de récupération de la chaleur du procédé d'épuration et de l'intégration de la TFP.....	73
Figure 2.7 Diagramme T-h du Mél-240 .....	76
Figure 2.8 Diagramme T-h du Mél-250 .....	77
Figure 2.9 Diagramme T-h du Mél-300 .....	79

Figure 2.10 Diagramme T-h du Mél-400 .....	80
Figure 2.11 Variation de l'énergie transférée et valorisée .....	82
Figure 2.12 Intégration thermique des différents flux du système et intégration de la TFP ....	84
Figure 2.13 Composants de la TFP et intégration dans le procédé d'épuration.....	85
Figure 2.14 Diagramme T-s de la TFP .....	86
Figure 2.15 Energie qu'il faut fournir à l'eau chaude au niveau du condenseur de la TFP en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP .....	87
Figure 2.16 Energie absorbée par l'évaporateur de la TFP en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP.....	88
Figure 2.17 Besoin énergétique du système complet pour une température de TYFOXIT, à la sortie de l'évaporateur de la TFP, de -25 °C.....	89
Figure 2.18 Variation de la consommation électrique totale, pour chaque mois, en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP.....	90
Figure 2.19 Variation du rendement exergetique de la TFP, par mois de fonctionnement, en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de la TFP.....	91
Figure 2.20 Variation du rendement exergetique du système, par mois de fonctionnement, en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP .....	92
Figure 2.21 Variation du COP de la TFP en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur.....	93
Figure 2.22 Variation du COP de la TFP en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur.....	94
Figure 2.23 Variation du rendement exergetique de la TFP en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur .....	94
Figure 2.24 Diagramme de Sankey de la TFP .....	95
Figure 2.25 Consommation électrique totale en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP .....	96
Figure 2.26 Rendement exergetique global en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP .....	97
Figure 2.27 OPEX des deux scénarios par mois de fonctionnement du procédé.....	98
Figure 2.28 Valeur horaire du biométhane selon les deux scénarios et pourcentage de biogaz brûlé par mois de fonctionnement du procédé .....	99
Figure 2.29 Gain horaire de chaque scénario par mois de fonctionnement du procédé .....	100
Figure 3.1 Changement de phase de l'eau.....	104

Figure 3.2 Diagramme de phase de l'eau a) Cas sans changement d'état, (b) solidification, (c) sublimation, (d) évaporation .....	105
Figure 3.3 Développement de la couche de givre en fonction du temps (Tao et <i>al.</i> , 1993)...	107
Figure 3.4 Représentation de la nucléation (a) homogène (b) hétérogène (Fletcher, 1970)..	109
Figure 3.5 Variation du degré de sursaturation en fonction de l'angle de contact (Na et Webb, 2003).....	112
Figure 3.6 Variation du taux de formation d'embryons en fonction de l'angle de contact.....	113
Figure 3.7 Comparaison entre les corrélations de la masse volumique de la couche de givre .....	122
Figure 3.8 Variation de la masse volumique de la couche de givre en fonction du facteur de température adimensionnel, corrélation de Kandula.....	123
Figure 3.9 Variation de la conductivité thermique de la couche de givre en fonction de sa masse volumique.....	124
Figure 3.10 Système de réfrigération a) <i>Mode chauffage</i> b) <i>Mode refroidissement</i> (Zakrzewski et <i>al.</i> , 2011).....	125
Figure 3.11 Schéma de principe de fonctionnement du cycle inverse avec déstockage d'énergie (Shi et <i>al.</i> , 2010).....	128
Figure 3.12 Dégivrage par fusion avec l'arrêt de la production de chauffage .....	129
Figure 3.13 Système de dégivrage par fusion du pilote BioGNVAL de Cryo Pur .....	130
Figure 3.14 Coupe simplifiée d'une pompe à palette (Ipcms, 2016). .....	132
Figure 3.15 Courbes caractéristiques d'une pompe à vide à joint liquide (Ipcms, 2016).....	133
Figure 3.16 Vue de coupe d'une pompe à vide sèche BUSCH COBRA (Vaccum-guide, 2016) .....	133
Figure 3.17 Variation du coefficient de sublimation en fonction de la température de surface du givre.....	135
Figure 3.18 Pression de saturation en fonction de la température pour les différentes corrélations (courbes confondues) .....	137
Figure 4.1 Echangeur à tubes à ailettes industriel .....	139
Figure 4.2 Vue de face de l'échangeur à tubes à ailettes .....	141
Figure 4.3 Comparaison entre les différentes corrélations pour le coefficient d'échange externe .....	145
Figure 4.4 Comparaison des différentes corrélations pour le coefficient d'échange interne. ....	148
Figure 4.5 Ailette utilisée pour le calcul thermodynamique .....	152



Figure 4.6 Efficacité de l'échangeur en fonction du module de l'ailette .....	153
Figure 4.7 Comparaison de l'efficacité de l'ailette pour différents matériaux .....	154
Figure 4.8 Ailettes circulaires planes a) secteur d'ailette b) ailette circulaire (Perrotin, 2004). .....	155
Figure 4.9 Comparaison de l'efficacité de l'ailette circulaire en utilisant les approximations de Schmidt et de Hong (Perrotin, 2004). .....	156
Figure 4.10 Section d'ailette hexagonale et tubes en quinconce.....	157
Figure 4.11 Efficacité de l'ailette hexagonale a) $\frac{X_T}{r} = 2$ , b) $\frac{X_T}{r} = 3$ , c) $\frac{X_T}{r} = 4$ , d) $\frac{X_T}{r} = 5$ .	158
Figure 4.12 Vue de dessus de l'échangeur à tubes à ailettes et répartition des volumes de contrôle.....	159
Figure 4.13 Entrée et sortie des volumes de contrôles de l'échangeur à tubes à ailettes .....	160
Figure 4.14 Chaleur latente de sublimation de l'eau.....	162
Figure 4.15 Algorithme du code de calcul de l'échangeur .....	168
Figure 4.16 Variation de la puissance de givrage du SS-240 et SS-250 en fonction de la température du biogaz intermédiaire.....	170
Figure 4.17 Destruction exergétique globale du SS-240 et SS-250 en fonction de la température intermédiaire du biogaz.....	170
Figure 4.18 Profils de température du biogaz et du mélange de réfrigérants pour différents matériaux a) ailettes b) tubes.....	173
Figure 4.19 Masse du givre capté par échelon de température .....	174
Figure 4.20 Variation du coefficient d'échange externe au niveau du premier rang de l'échangeur.....	175
Figure 4.21 Variation de la puissance pour les différents pas d'ailettes fixes en fonction du temps .....	176
Figure 4.22 Variation des pertes de charge externes des différents pas d'ailettes fixes en fonction du temps.....	177
Figure 4.23 Variation du pourcentage de blocage des différents pas d'ailettes fixe après 1 h de simulation.....	177
Figure 4.24 Comparaison du taux de blocage des différentes configurations après 3 h de simulation.....	180
Figure 4.25 Différentes configurations de la section (vue de dessus de l'échangeur).....	181
Figure 4.26 Comparaison de la vitesse du biogaz pour les différentes configurations.....	182

Figure 4.27 Comparaison du coefficient d'échange externe pour les différentes configurations .....	183
Figure 4.28 Croissance de la couche de givre des différentes configurations en fonction du temps .....	184
Figure 4.29 Variation du taux de blocage le long des échangeurs à la fin de la simulation (2 h) .....	185
Figure 4.30 Représentation de l'échangeur à deux modules.....	186
Figure 4.31 Variation de la vitesse du biogaz au niveau de chaque rang pour les deux modules .....	187
Figure 4.32 Variation du coefficient d'échange externe au niveau de chaque rang de l'échangeur pour les deux modules.....	188
Figure 4.33 Variation du taux de blocage après 2 h de simulation au niveau de chaque rang des deux modules.....	189
Figure 5.1 Schéma simplifié du dégivrage par fusion avec réintégration du gaz chaud à l'aspiration du compresseur .....	192
Figure 5.2 Phase de préchauffage de la couche de givre .....	193
Figure 5.3 Phase de début de fusion de la couche de givre.....	195
Figure 5.4 Algorithme de calcul du modèle de dégivrage par fusion .....	198
Figure 5.5 Variation du temps pour obtenir une température supérieure à 2 °C à la sortie de l'échangeur pour différents matériaux .....	200
Figure 5.6 Variation de la température du gaz chaud à la sortie de l'échangeur pour différentes masses volumiques de la couche de givre.....	201
Figure 5.7 Variation de la température du gaz chaud à la sortie de l'échangeur pour différents débits .....	202
Figure 5.8 Température de sortie du gaz chaud de l'échangeur en dégivrage et titre en liquide en fonction du temps .....	203
Figure 5.9 Représentation schématique du système de dégivrage amélioré .....	204
Figure 5.10 Puissance d'évaporation et de condensation en fonction du temps.....	205
Figure 5.11 Variation de la puissance du compresseur, pour deux différents scénarios, en fonction du temps.....	206
Figure 5.12 Rendement exergetique du pré-condenseur HX-001 et du condenseur HX-002 en fonction du temps.....	207
Figure 5.13 Rendement exergetique du compresseur en fonction du temps.....	208

Figure 5.14 Représentation schématique du modèle de dégivrage par sublimation avec apport de chaleur .....	209
Figure 5.15 Variation de la masse volumique en fonction de la température de surface.....	214
Figure 5.16 Régression de la couche de givre au niveau du rang #1 de l'échangeur .....	215
Figure 5.17 Régression de la couche de givre au niveau du rang #4 de l'échangeur .....	215
Figure 5.18 Régression de la couche de givre au niveau du rang #8 de l'échangeur .....	215
Figure 5.19 Régression de la couche de givre au niveau du rang #12 de l'échangeur .....	215
Figure 6.1 Ventilateur BL-500-01 de contrôle du débit du biogaz (conduite verte).....	220
Figure 6.2 Sonde de température Pt100 .....	221
Figure 6.3 Transmetteur de pression .....	221
Figure 6.4 Transmetteur de débit .....	222
Figure 6.5 Echangeur de déshumidification HX-230-00 .....	222
Figure 6.6 Teneur en eau en fonction de la température de sortie du biogaz de l'échangeur HX-230-00.....	223
Figure 6.7 Représentation schématique du SS-240 du pilote BioGNVAL.....	224
Figure 6.8 Compresseur Dorin 3LVS type ouvert (Dorin, 2016) .....	225
Figure 6.9 Echangeur condenseur à plaque (Swep, 2016) .....	225
Figure 6.10 Détendeur électropneumatique série 3241 (Samson, 2016) .....	226
Figure 6.11 Echangeur à tubes à ailettes (Morgana, 2016).....	227
Figure 6.12 Transmetteur de pression différentielle .....	227
Figure 6.13 Vanne motorisé (Meca-inoX, 2016) .....	228
Figure 6.14 Cycle complet de givrage sur chacune des enceintes A et B du SS-240 .....	230
Figure 6.15 Géométrie de l'échangeur 1 installé dans le SS-240 et SS-250 du pilote BioGNVAL : a) Vue de gauche b) Vue de face .....	231
Figure 6.16 Géométrie de l'échangeur 2 installé dans le SS-240 du pilote BioGNVAL .....	232
Figure 6.17 Géométrie de l'échangeur 3 installé dans le SS-250 du pilote BioGNVAL .....	234
Figure 6.18 Variation de la température au niveau de l'échangeur 1 .....	236
Figure 6.19 Variation de la température au niveau de l'échangeur 2 .....	236
Figure 6.20 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du biogaz, sur l'échangeur 1 SS-240.....	237
Figure 6.21 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du biogaz, sur l'échangeur 2 SS-240.....	238
Figure 6.22 Variation de la température au niveau de l'échangeur 1 .....	239

Figure 6.23 Variation de la température au niveau de l'échangeur <b>3</b> .....	239
Figure 6.24 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du biogaz, sur l'échangeur <b>1</b> du SS-250.....	239
Figure 6.25 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du biogaz, sur l'échangeur <b>3</b> du SS-250.....	240
Figure 6.26 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la puissance frigorifique, sur l'échangeur <b>1</b> du SS-240 .....	241
Figure 6.27 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la puissance frigorifique, sur l'échangeur <b>2</b> du SS-240 .....	241
Figure 6.28 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la puissance frigorifique, sur l'échangeur <b>1</b> du SS-250 .....	242
Figure 6.29 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la puissance frigorifique, sur l'échangeur <b>3</b> du SS-250 .....	242
Figure 6.30 Variation du rendement de l'ailette en fonction du temps, sur les échangeurs <b>1</b> et <b>2</b> du SS-240 .....	243
Figure 6.31 Variation de la température de surface pour l'échangeur <b>1</b> du SS-240 .....	244
Figure 6.32 Variation de la température de surface pour l'échangeur <b>2</b> du SS-240 .....	244
Figure 6.33 Variation de l'épaisseur de la couche de givre en fonction du temps au niveau de chaque rang de l'échangeur <b>1</b> du SS-240 .....	245
Figure 6.34 Comparaison entre le modèle de Schneider et le calcul effectué par le modèle développé pour l'épaisseur de la couche de givre au niveau du rang #2 de l'échangeur <b>1</b> .....	245
Figure 6.35 Variation de l'épaisseur de la couche de givre en fonction du temps au niveau de chaque rang de l'échangeur <b>2</b> du SS-240 .....	246
Figure 6.36 Variation de la masse de givre capté au niveau de chaque rang des deux échangeurs du SS-240, après 2 h de simulation .....	247
Figure 6.37 Pourcentage de blocage au niveau de chaque rang de l'échangeur à la fin de la simulation.....	248
Figure 6.38 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du gaz chaud de l'échangeur <b>1</b> du SS-240 ....	250
Figure 6.39 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du gaz chaud de l'échangeur <b>2</b> du SS-240 ....	251

Figure 6.40 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du gaz chaud de l'échangeur **1** du SS-250 .... 253

Figure 6.41 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du gaz chaud de l'échangeur **3** du SS-250 .... 253

## Liste des annexes

Annexe 1 Profil des échangeurs à tubes à ailettes.....	273
Annexe 2 Synthèse des corrélations des coefficients d'échange .....	276
Annexe 3 Synthèse des corrélations des pertes de charge .....	277
Annexe 4 Synthèse des corrélations des propriétés de la couche de givre .....	279

# Introduction

Actuellement, en Europe, plus de 50 % de la consommation totale d'énergie provient des combustibles fossiles. L'augmentation de la pollution et l'accroissement de l'effet de serre dus aux activités humaines, requièrent l'amélioration de l'efficacité énergétique et le développement des énergies renouvelables. Ainsi, l'engagement de l'Europe sur les énergies renouvelables et l'efficacité énergétique amène à l'accélération du développement du biométhane comme énergie renouvelable.

L'épuration du biogaz consiste à éliminer les composants indésirables et les traces de polluants jusqu'à des seuils prédéfinis correspondant aux usages du biométhane soit pour son injection dans le réseau de gaz naturel soit pour son usage comme carburant. Les composants du biogaz sont le méthane, le dioxyde de carbone, la vapeur d'eau, le sulfure d'hydrogène, les composés organiques volatils (COV) et d'autres polluants comme les siloxanes. La vapeur d'eau constitue jusqu'à 5% en volume du biogaz sortant du digesteur soit une humidité absolue de 36 g de H<sub>2</sub>O par kg de biogaz. L'élimination des composants indésirables nécessite une méthode de séparation. De nos jours, plusieurs technologies de séparation sont employées pour épurer le biogaz et le transformer en biométhane. Les travaux de cette thèse sont basés sur la technologie de séparation cryogénique et se centrent sur l'optimisation énergétique du système complet et sur les méthodes efficaces de givrage et de dégivrage de la glace hydrique. Cryo pur a mis au point un démonstrateur, basé sur cette technologie cryogénique, qui permet l'épuration du biogaz et la liquéfaction du biométhane ainsi que l'obtention d'un CO<sub>2</sub> en phase liquide à haute pureté. Le démonstrateur BioGNVAL de Cryo Pur a servi pour valider les modèles des échangeurs de givrage de l'eau aux températures de -40°C et -75°C.

Le démonstrateur est composé de quatre sous-systèmes, le premier consiste en un système de prétraitement des impuretés principalement l'eau et l'hydrogène sulfuré (H<sub>2</sub>S). Le H<sub>2</sub>S est capté par adsorption physique sur charbon actif. Le passage vers le sous-système suivant est assuré lorsque la teneur en H<sub>2</sub>S est inférieure à 1 ppm. Un échangeur déshumidificateur est situé en aval des filtres à charbon actif afin de condenser l'eau contenue dans le biogaz jusqu'à des températures variant de 1 à 3 °C. Cet échangeur minimise la teneur en eau afin de réduire la quantité d'eau qui sera captée sous forme de givre dans les sous-systèmes suivants.

Le deuxième sous-système consiste à déshumidifier le biogaz par givrage de l'eau qui y est contenue. Ce sous-système effectue cette déshumidification en deux étapes. La première permet une descente en température du biogaz jusqu'à -40 °C et donc une teneur résiduelle de vapeur d'eau de 130 ppm, la deuxième partie refroidit le biogaz jusqu'à -78 °C et une teneur résiduelle



de 1 ppm en vapeur d'eau. Chacun de ces sous-systèmes est composé d'un groupe frigorifique (compresseur, condenseur, détendeur, deux évaporateurs) conçu pour obtenir de telles températures. Les évaporateurs utilisés sont des échangeurs à tubes à ailettes. Le but de chacun de ces sous-systèmes, consiste à givrer l'eau contenue dans le biogaz ainsi que les impuretés comme les COV et les siloxanes, sur les ailettes et tubes des échangeurs. Une fois le givrage achevé, le dégivrage s'effectue par envoi d'une partie de débit sortant du compresseur (appelé gaz chaud).

Le troisième sous-système permet une décarbonation du biogaz. Ce sous-système est constitué d'une cascade intégrée refroidissant le biogaz jusqu'à  $-120\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Dans ce sous-système, c'est le dioxyde de carbone qui est capté par givrage, sur les ailettes des échangeurs. La condition de passage au sous-système suivant consiste à atteindre une pureté en méthane d'au moins 97 %. La liquéfaction du biométhane s'effectue dans le dernier sous-système après compression à 1,5 MPa. Une fois le biométhane liquéfié, il est stocké dans une cuve Gaz Naturel Liquéfié (GNL).

Le travail de cette thèse porte principalement sur l'étude du cycle de givrage et dégivrage de la glace hydrique. Pour le dégivrage deux options sont comparées : dégivrage par fusion de la glace ou par sublimation. Dans le cas du dégivrage par fusion, la chaleur de dégivrage est fournie de l'intérieur des tubes par injection du gaz chaud pour faire remonter la température de l'échangeur jusqu'à au moins  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ . L'énergie fournie dans ce cas dépend de l'inertie de l'échangeur et de la masse d'eau captée. Après la fin du dégivrage, une phase de conditionnement sera nécessaire pour amener la température de l'échangeur sec à  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . La consommation d'énergies calorifique et frigorifique durant les phases respectives de dégivrage et de conditionnement dépend de la masse et de la capacité calorifique des échangeurs employés. Les échangeurs à tubes et ailettes en acier inoxydable, à tubes en acier inoxydable et ailettes en aluminium et à tubes en cuivre et ailettes en aluminium, seront comparés. Le dégivrage par sublimation permet une récupération énergétique en fonction de la masse de glace sublimée et la phase de conditionnement sera réduite selon la température de sublimation. Ainsi, une comparaison des deux méthodes de dégivrage et de leur efficacité énergétique, mène à une optimisation énergétique des systèmes de givrage et de dégivrage.

Des mélanges de fluides frigorigènes sont formulés pour obtenir les températures glissantes souhaitées pour les évaporateurs refroidissant successivement le biogaz à  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  puis  $-78\text{ }^{\circ}\text{C}$ . La quantité de chaleur cédée par ces systèmes frigorifiques au niveau des condenseurs, sera

valorisée afin de fournir le besoin en chaleur du méthaniseur du système qui se situe autour de 50 à 55 °C pour les bactéries thermophiles. Le démonstrateur de Cryo Pur permet une production frigorifique décomposée en quatre niveaux : 2 °C, -40 °C, -78 °C et -120 °C. La chaleur récupérée de ces machines froides sera valorisée par une pompe à chaleur produisant de la chaleur à 55 °C. Ainsi, l'optimisation énergétique, en plus du système de givrage et de dégivrage de l'eau prend en compte le système complet intégrant le besoin de chaleur du digesteur. Les travaux de cette thèse sont ainsi répartis en quatre parties composées de six chapitres. La première partie, intitulée positionnement du sujet, est constituée du chapitre 1. Ensuite, la deuxième partie, intitulée intégration d'une TFP dans un procédé d'épuration du biogaz, est constituée du chapitre 2. Ensuite, la troisième partie, intitulée modélisation du système de déshumidification du procédé d'épuration, est constituée des chapitres 3,4 et 5. Enfin, la quatrième partie, intitulée résultats et comparaison expérimentale, est constituée du chapitre 6.

Dans le premier chapitre, les enjeux énergétiques de l'épuration et de la liquéfaction du biogaz sont traités. La première partie de ce chapitre présente l'évolution du marché énergétique et la nécessité de développer les énergies renouvelables. La deuxième partie présente le principe de la méthanisation, la composition du biogaz et les voies de valorisation. Dans la troisième partie, un comparatif entre les différentes technologies d'épuration est effectué. La dernière partie présente le système de déshumidification de Cryo Pur.

Dans le deuxième chapitre, un état de l'art est présenté sur les principes de l'intégration d'une Thermo-Frigo-Pompe (TFP) dans un procédé industriel. Ensuite, la récupération de la chaleur du procédé d'épuration de Cryo Pur est explicitée énergétiquement et exergétiquement, pour chaque sous-système du pilote. Une optimisation énergétique, exergétique et économique est effectuée en intégrant une TFP au procédé.

Dans le troisième chapitre, un état d'art sur les systèmes de givrage et de dégivrage de l'eau est présenté. Une première partie traite les différents changements de phase de l'eau et les principes fondamentaux de la formation du givre. Les corrélations permettant de calculer les propriétés du givre sont analysées dans cette partie. L'originalité de ce travail vient du fait que l'étude est effectuée sur le biogaz dont les propriétés sont différentes de celles de l'air. De plus, à ma connaissance les niveaux de températures du procédé sont bien inférieures aux températures du givre étudié dans d'autres travaux. Enfin, un état de l'art est présenté sur le dégivrage et notamment sur les méthodes de : dégivrage par fusion et dégivrage par sublimation.

Dans le quatrième chapitre, la modélisation dynamique et l'optimisation du cycle de givrage sont traitées. La première partie de ce chapitre présente les caractéristiques de l'échangeur à tubes à ailettes, les coefficients d'échange, les pertes de charge et l'efficacité des ailettes. Ensuite, la deuxième partie traite la modélisation dynamique du phénomène de givrage. Le but est d'augmenter autant que possible la durée de la phase de givrage pour accroître l'efficacité énergétique et exergetique du système. L'optimisation du système de déshumidification est effectuée en étudiant l'effet du changement des matériaux, l'effet du pas d'ailettes le long de l'échangeur et la vitesse du biogaz à l'entrée de l'échangeur. Cette optimisation amène au dimensionnement des échangeurs à tubes à ailettes qui sont testés dans le démonstrateur de Cryo Pur.

Dans le cinquième chapitre, la modélisation dynamique du dégivrage par envoi du gaz chaud à basse pression et l'amélioration de l'efficacité énergétique du dégivrage par fusion sont traitées. Un modèle dynamique est développé pour simuler la fusion de la couche de givre et une amélioration de l'efficacité énergétique et exergetique est effectuée. La durée du cycle de dégivrage dépend essentiellement du débit de gaz chaud, de la masse métallique de l'échangeur ainsi que de la capacité calorifique des matériaux. Ensuite, dans la deuxième partie un modèle dynamique est développé afin de simuler le phénomène de sublimation. Ce modèle permet de simuler la sublimation de la couche de givre et la récupération de la froideur de sublimation par un frigoporteur traversant les tubes d'un échangeur à tubes à ailettes. Une comparaison entre ces options est présentée à la fin du chapitre.

Dans le sixième chapitre, une comparaison est effectuée entre le calcul des modèles développés, pour le givrage et le dégivrage, et les valeurs expérimentales extraites du démonstrateur. Deux échangeurs ont été dimensionnés pour chaque sous-système de déshumidification. La comparaison entre les valeurs de la modélisation et les valeurs expérimentales, est basée sur la température du biogaz à la sortie des échangeurs et sur la puissance frigorifique délivrée.



Première partie

Positionnement du sujet

# 1. Le biométhane : énergie combustible à haute pureté

## 1.1. Contexte énergétique

### 1.1.1. Evolution du marché énergétique

Le temps du pétrole abondant, facile à pomper et bon marché est sans doute sur le point de s'achever (IFPEN, 2015). En effet, l'accroissement de la population entraîne une augmentation de la consommation énergétique, d'où la nécessité d'utiliser au mieux les ressources d'énergie primaire et de réduire les rejets de CO<sub>2</sub> vers l'atmosphère.

En France, l'électricité, le gaz naturel et le pétrole sont les formes d'énergie les plus utilisées dans l'industrie. La consommation d'électricité et du gaz ne cesse de progresser dans l'industrie, alors que celle du pétrole régresse (Fig. 1.1).

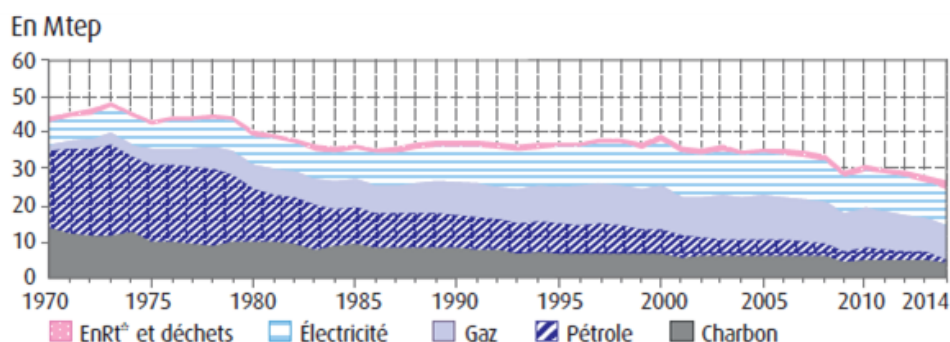


Figure 1.1 Part des différentes énergies dans la consommation finale des industries  
(Statistiques et développement durable, 2016)

La part de la contribution de l'industrie dans la consommation énergétique est de l'ordre de 1/4 de la consommation finale d'énergie et de 1/3 de la consommation électrique. Plusieurs secteurs industriels programment la réduction de leur consommation énergétique et réduisent leurs émissions polluantes sur la base du respect d'obligations réglementaires. Ainsi, l'efficacité énergétique se développe pour réduire les consommations énergétiques.

Depuis 2000, l'efficacité énergétique s'est améliorée de 15 % au niveau de l'Union Européenne (UE). Le développement des énergies renouvelables est aussi remarquable depuis l'an 2000. Au total, la consommation énergétique finale ne cesse de diminuer grâce à l'efficacité

énergétique, du développement des énergies renouvelables et des réglementations imposées par l'UE. Une diminution de 13 % est enregistrée entre 2012 et 2014 (Guyane, 2016).

### 1.1.2. Evolution des prix des sources énergétiques

Depuis l'an 2002, l'UE a connu une évolution du prix de ses différentes sources énergétiques (électricité, bois, gaz propane, gaz naturel, granulé de bois, fioul). Ces prix augmentent chaque année de manière importante et continue (ceci est vrai pour le gaz et l'électricité). Plus les prix augmentent, plus il devient indispensable d'économiser l'énergie en passant à des énergies renouvelables (Fig. 1.2).

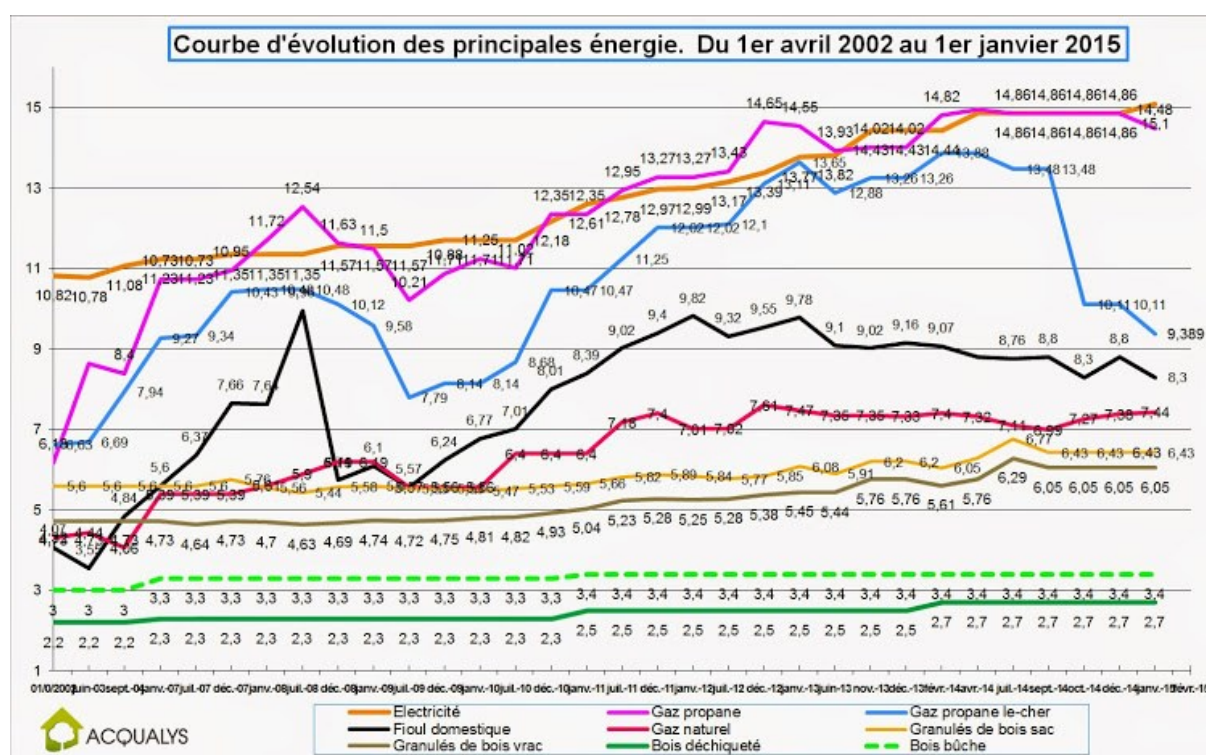


Figure 1.2 Evolution des prix des sources énergétiques (Acqualys, 2015)

Le prix de l'électricité a connu en 10 ans une augmentation de 40 % qui est due à la fois à la fiscalité qui intègre les investissements sur l'électricité renouvelable et la tendance haussière sur le long terme des prix du pétrole. Cette augmentation sur un prix déjà élevé a une influence plus grande que celle de la hausse du prix du fioul (200 %), sur un prix qui est relativement bas. Ceci fait de l'électricité l'énergie la plus chère du marché. Aujourd'hui, le prix moyen de l'électricité est de 16,07 centimes d'euro pour 100 kWh PCI (Picbleu, 2017).

Le prix du fioul dépend essentiellement du prix du pétrole accompagné des fluctuations internationales. Il dépend également de l'offre et de la demande. Aujourd'hui, le prix moyen du fioul est de 5,73 centimes d'euro pour 100 kWh PCI. Le prix du gaz naturel est directement lié à celui du pétrole. Son prix a subi une augmentation de 70% entre les années 2002 et 2008. Ensuite, entre les années 2008 et 2012, il a subi une augmentation de 20 %. Aujourd'hui, le prix moyen du gaz naturel est de 6,86 centimes d'euro pour 100 kWh PCI (Picbleu, 2017).

Du point de vue économique, le tableau 1.1 compare le prix moyens des différents carburants en 2015. Il faut noter, en termes d'énergie, que 1 kg de Gaz Naturel Véhicule (GNV) vaut 1,15 l du Diesel, 1,45 l d'essence et 1,55 l de GPL. Le GNV présente le prix le plus faible par rapport aux autres carburants.

Tableau 1-1 Prix des différents carburants (Catalgaz, 2016)

<i>Carburant</i>	<i>Prix des carburants</i>	<i>Equivalence de Prix % GNV</i>
<b>GNV</b>	1,10 (€/kg)	1,10 (€/kg)
<b>GPL</b>	0,82 (€/l)	1,27 (€/kg)
<b>Diesel (GO)</b>	1,3 (€/l)	1,43 (€/kg)
<b>Essence (E10-Sans Plomb 95-98)</b>	1,45 (€/l)	2,10 (€/kg)

### 1.1.3. Energies renouvelables

Les énergies renouvelables sont considérées comme étant des énergies primaires inépuisables à long terme. Le développement des énergies renouvelables s'avère nécessaire pour une meilleure efficacité énergétique. L'UE et notamment la France suggère qu'en 2020 les énergies renouvelables doivent représenter au moins 20 % de la consommation totale dans l'UE.

L'UE est riche en ressources énergétiques renouvelables (Fig. 1.3). La production totale primaire d'énergies renouvelables en 2014, est de 22,4 Mtep. L'hydraulique représente 23,6 %, les biocarburants 11,6 % et le biogaz 2,2 %. Les gisements du biogaz sont de trois types : unités de méthanisation agricoles et agro-industrielles qui représentent deux tiers de la production d'énergie primaire (66 %), le biogaz de décharge représentant 23 % et le biogaz issu des stations d'épuration (10 %).



### Production primaire d'énergies renouvelables par filière en 2014 – Total : 22,4 Mtep

En %

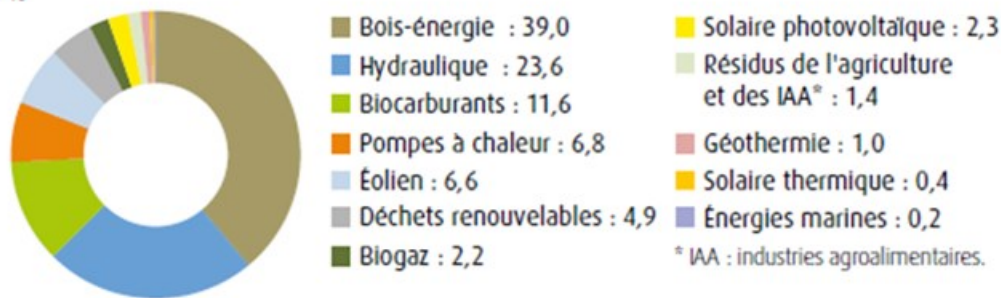


Figure 1.3 Répartition des énergies renouvelables  
(Statistiques et développement durable, 2015)

#### 1.1.4. Méthanisation

Le principe de la méthanisation repose sur un processus de fermentation anaérobie, hors oxygène des déchets organiques. Il résulte de cette fermentation biologique une production de biogaz. Les produits agricoles, déchets industriels, boues et bio déchets sont parmi les matières organiques utilisées (Fig. 1.4). Ce biogaz est majoritairement composé de méthane et de CO<sub>2</sub>.

La méthanisation se produit dans le digesteur où les matières fermentescibles séjournent pour une durée d'environ 30 jours dans une enceinte fermée privée d'oxygène. Cette enceinte est maintenue à des températures variant de 30 à 55 °C selon le type de bactéries qui transforment les substrats organiques à longue chaîne carbonée en des molécules simples à un seul carbone (Méthanisation, 2016).

Pendant la méthanisation, deux zones de températures peuvent être définies : mésophile à basse température (35 °C) et thermophile avec un niveau de température plus élevé (55 °C). Les étapes de transformation sont les suivantes : hydrolyse, acidogenèse, acétogenèse et méthanogenèse.

C'est la composition en matière organique qui va définir les concentrations en méthane et en CO<sub>2</sub> ainsi que de divers polluants mineurs (H<sub>2</sub>S, COVs, Siloxanes, ammoniac). Le rendement de la méthanisation dépend fortement de la composition en matière organique des déchets et de la demande chimique en oxygène (quantité d'oxygène éliminée pour la méthanisation).

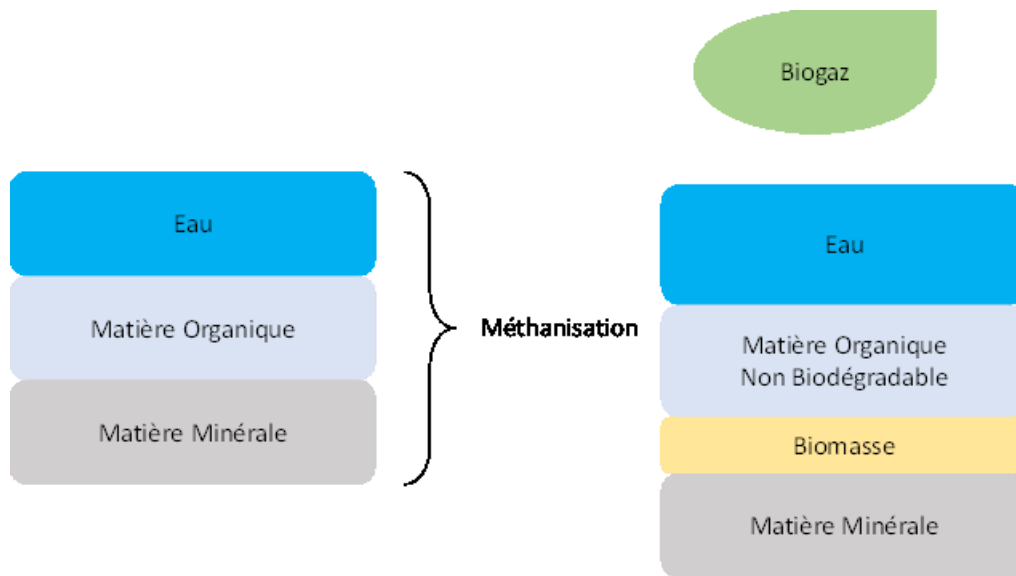


Figure 1.4 Procédé de méthanisation

Les besoins énergétiques du digesteur s'établissent sous deux formes différentes :

- Un besoin électrique d'agitation.
- Un besoin en chaleur : Entre 6 et 10 % du biogaz produit est brûlé pour satisfaire le besoin en chaleur du digesteur.

Le besoin en chaleur du digesteur consiste à chauffer le substrat (boues ou autres déchets organiques) et de le maintenir à la température cible. Ce besoin en chaleur pourra être fourni par le procédé d'épuration du biogaz. Ce besoin de chaleur dépend du type de bactéries, de la saison et de la région dans laquelle s'effectue le traitement. L'exemple du besoin en chaleur d'un digesteur à bactéries thermophiles selon la température ambiante moyenne mois par mois, est présenté sur la Fig. 1.5. Le besoin en chaleur est le plus faible pour la température ambiante la plus élevée (courbe rouge). Ceci correspond aux mois de juillet et août.

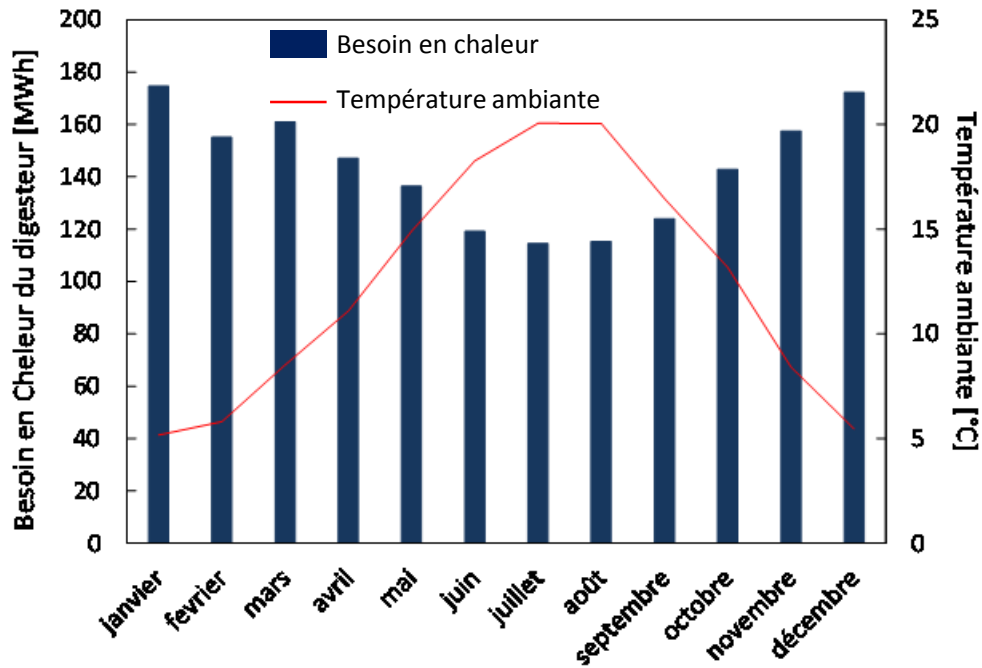


Figure 1.5 Besoin en chaleur du digesteur température ambiante en fonction du mois

Afin d'estimer le besoin en chaleur, les hypothèses sont :

- Tout le substrat, envoyé à l'intérieur du digesteur, est récupéré en continu à la sortie du digesteur.
- La chaleur est perdue au niveau des parois du digesteur par conduction et convection selon le type d'isolation.

Ainsi, la quantité de chaleur qu'il faut fournir dépend essentiellement de la température ambiante ( $T_{amb}$ ), de la température moyenne qu'il faut maintenir à l'intérieur du digesteur ( $T_{int}$ ), du débit de substrat envoyé ( $\dot{m}_s$ ), de l'épaisseur de la paroi ( $e_p$ ), de la surface d'échange totale ( $A_{tot}$ ) et de la conductivité thermique de la surface d'échange ( $\lambda_{th}$ ). L'équation ci-dessous permet de calculer la puissance thermique nécessaire d'un méthaniseur.

$$\dot{Q}_{th} = \dot{m}_s C_{p,s} (T_{int} - T_{amb}) + (T_{int} - T_{amb}) \frac{A_{tot} \lambda_{th}}{e_p} \quad (\text{Eq. 1.1})$$

Selon la disponibilité de la puissance thermique en excès du procédé d'épuration, la quantité de biogaz brûlée sera diminuée voire annulée. Cette valorisation énergétique fournie par le procédé d'épuration varie suivant la température ambiante.

### 1.1.5. Composition du biogaz

Le biogaz issu du procédé de méthanisation est constitué du méthane, dioxyde de carbone, vapeur d'eau, sulfure d'hydrogène, diazote et des COV avec des proportions volumétriques différentes :

- Le méthane (CH<sub>4</sub>) est un gaz inodore et incolore, plus léger que l'air. Ce gaz est inflammable et le mélange dans l'air est explosif.
- Le dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>) est un gaz inodore et incolore, plus lourd que l'air. Il n'est ni inflammable, ni toxique.
- Le sulfure d'hydrogène (H<sub>2</sub>S) est un gaz avec une odeur caractéristique dite « d'œuf pourri », plus lourd que l'air. A haute concentration (> 700 ppm), il provoque la mort.
- Les composés organiques volatils (COV), composés d'hydrocarbures aliphatiques et aromatiques, ils sont toxiques.

Les différentes proportions des constituants du biogaz varient fortement en fonction du déchet traité. Le tableau 1.2, résume les pourcentages des différents produits du biogaz et les caractéristiques comparées au gaz naturel.

Tableau 1-2 Comparatif des propriétés du biogaz issu de la méthanisation et du gaz naturel (Biogaz énergie renouvelable, 2016)

Type du gaz	Biogaz Ordures Ménagères (OM)	Biogaz Industrie Agro- Alimentaire (IAA)	Gaz naturel
<b>Composition volumique</b>	60 % CH <sub>4</sub> 33 % CO <sub>2</sub> 1 % N <sub>2</sub> 6 % H <sub>2</sub> O 600 ppmv de H <sub>2</sub> S	68 % CH <sub>4</sub> 26 % CO <sub>2</sub> 1 % N <sub>2</sub> 5 % H <sub>2</sub> O 20000 ppmv de H <sub>2</sub> S	97 % CH <sub>4</sub> 2,6 % CO <sub>2</sub> 0,4 % N <sub>2</sub>
<b>PCI kWh.m<sup>-3</sup></b>	6	6,8	10,3
<b>PCS kWh.m<sup>-3</sup></b>	6,6	7,5	11,3
<b>ρ (kg.m<sup>-3</sup>)</b>	1,21	1,1	0,73
<b>Densité % à l'air</b>	0,93	0,85	0,57
<b>Indice de Wobbe</b>	6,9	8,1	14,9

La différence entre le PCI (Pouvoir Calorifique Inférieur) du méthane et celui du biogaz, est proportionnelle à la teneur ou au pourcentage de méthane contenu dans le biogaz. L'indice de

Wobbe est défini comme étant le quotient entre le PCS (Pouvoir Calorifique Supérieur) du gaz et la racine carrée de sa densité par rapport à l'air.

D'un point de vue environnemental, le biogaz est un gaz renouvelable dont la valorisation réduit les émissions des Gaz à Effet de Serre (GES) même si la composition en CO<sub>2</sub> varie entre 20 et 40 %. A noter que l'impact du méthane sur le réchauffement global de l'atmosphère est 23 fois plus supérieur à celui du CO<sub>2</sub>, d'où la valorisation énergétique du méthane.

### 1.1.6. Valorisation du biogaz

Après avoir subi une épuration, le biogaz va se transformer en biométhane. Cette énergie peut servir comme source de production d'électricité et de chaleur dans une unité de cogénération, comme combustible par injection dans le réseau ou comme carburant, en particulier pour les poids lourds. L'énergie électrique peut être soit redistribuée sur le réseau électrique, soit consommée sur place. Cette dernière ne représente qu'un tiers de l'énergie contenue dans le gaz, le reste étant perdu principalement en chaleur. Dans ce cas, le biogaz est simplement épuré des polluants H<sub>2</sub>S et siloxanes vu qu'il est brûlé dans des moteurs à gaz pauvre.

La Fig. 1.6 montre la valorisation du biogaz sous forme de production électrique et de chaleur dans l'UE. La production d'électricité du biogaz augmente de 22,2 % en 2012 par rapport à 2011. Cette dernière est toujours en augmentation et atteint une valeur de 55 TWh en 2015. En 2020, cette production devrait augmenter de 20 % par rapport à 2015, soit 65,5 TWh.

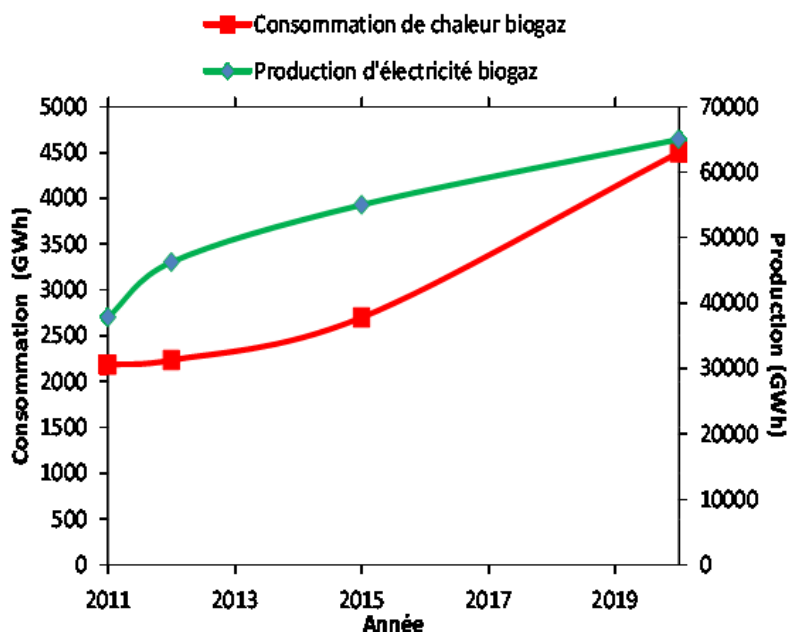


Figure 1.6 Les voies de valorisation du biogaz (Biogaz énergie renouvelable, 2016)

D'autre part, la production de chaleur par le biogaz augmente légèrement entre 2011 et 2012 (2,2 %) pour atteindre une valeur de 2,2 TWh. Entre 2012 et 2015, cette production de chaleur subit une augmentation brutale de 21 % pour atteindre une valeur de 2,7 TWh. En 2020, cette production devrait augmenter de 66,6 % pour atteindre une valeur de 4,5 TWh.

## 1.2. Biométhane : énergie renouvelable à haute pureté

### 1.2.1. Du biogaz au biométhane

Le biométhane constitue une énergie renouvelable car il est produit à partir de ressources organiques. En 2016, en France il existe 60 stations d'épuration urbaines, 80 sites industriels, 80 installations à la ferme, 10 installations territoriales et 10 unités d'ordures ménagères qui produisent du biogaz par méthanisation (Atee, 2016). En total, il existe 240 sites français de production et d'épuration du biogaz. En 2030, le biométhane pourra remplacer 25 à 35 % des carburants fossiles. Le tableau 1.3 présente le potentiel du biométhane en Europe (biogaz traité par an).

Tableau 1-3 Production du biométhane dans l'Europe (Air liquide, 2016)

<i>Pays</i>	<i>Production biométhane (Mm<sup>3</sup> /an)</i>
<b>Autriche</b>	200
<b>Danemark</b>	300
<b>France</b>	1600
<b>Allemagne</b>	1400
<b>Italie</b>	750
<b>Espagne</b>	800

Il existe plusieurs procédés d'épuration du biogaz : l'adsorption sur tamis moléculaire, l'absorption par l'eau ou par amines, la séparation membranaire et la cryogénie. Chacun de ces procédés comprend au moins trois étapes quelle que soit la méthode d'épuration. L'enchaînement des étapes est le suivant :

- Décarbonation : cette étape consiste à séparer le dioxyde de carbone du méthane. Les procédés utilisés pour la décarbonation sont : la séparation physique et la séparation chimique.
- Désulfuration : cette étape consiste à extraire le H<sub>2</sub>S qui rend le biogaz très corrosif. Les procédés utilisés pour la désulfuration sont : l'adsorption sur charbon actif ou l'absorption chimique (eau de soude et eau de javel).

- Déshumidification : cette étape consiste à prélever l'eau (vapeur d'eau) du biogaz. Plusieurs procédés sont utilisés pour retirer l'eau du biogaz. Le travail de cette thèse se concentre sur le système de déshumidification du procédé d'épuration.

Juste après l'épuration, le gaz subit un comptage, une odorisation et une vérification de la qualité du biométhane (% en méthane et caractéristiques chimiques identiques au gaz naturel et PCI proche de celui du gaz naturel). La vérification de la qualité du biométhane suppose que tous les autres composants contenus dans le biogaz (CO<sub>2</sub>, eau, polluants) doivent être extraits afin d'obtenir du biométhane à haute pureté (97,5% pureté méthane, les 2,5% étant du CO<sub>2</sub> et de l'azote).

### 1.2.2. Voies de valorisation du biométhane

Les voies de valorisation du biométhane dépendent soit du besoin d'un site industriel, soit des besoins pour la mobilité.

#### 1.2.2.1. Biométhane carburant ou bio GNV

Le biométhane carburant ou bio GNV est utilisé exactement comme le gaz naturel. La pression des réservoirs des véhicules fonctionnant au GNV est de l'ordre de 250 bar. Le bio GNV suit plusieurs normes. La pureté minimale du bio GNV est de l'ordre de 86 % de CH<sub>4</sub> (ISO 15 403). Les différents paramètres pour une valorisation en biométhane carburant sont présentés dans le tableau 1.4 (Aile, 2016).

Tableau 1-4 Paramètres de valorisation en biométhane carburant (Aile, 2016).

<i>Paramètres</i>	<i>Norme bio GNV</i>
<b>O<sub>2</sub> (% vol)</b>	< 3 %
<b>H<sub>2</sub>S et COV</b>	< 5 mg.Nm <sup>-3</sup>
<b>CO<sub>2</sub> (% vol)</b>	< 3 %
<b>H<sub>2</sub>O Point de rosée</b>	< Température de fonctionnement du véhicule

Le PCI du GNV est le plus élevé parmi tous les carburants. En termes d'équivalence énergétique, le PCI du pétrole est de 42 MJ.kg<sup>-1</sup>. En effet, 1 Tep correspond à un PCI de 42 MJ.kg<sup>-1</sup>. La combustion de 1 Nm<sup>3</sup> de biométhane fournit la même énergie thermique que 1,14 l de pétrole brut. Par rapport à l'essence, il possède un PCI de 43,5 MJ.kg<sup>-1</sup>, ce qui veut

dire que 1 Nm<sup>3</sup> de biométhane produit la même énergie thermique que 1,1 l d'essence (tableau 1.5).

Tableau 1-5 Propriétés des différents carburants (Bilans, 2016)

<i>Carburant</i>	<i>PCI (MJ.kg<sup>-1</sup>)</i>
<b>GNV</b>	47,6
<b>Propane</b>	46,4
<b>Essence</b>	43,5
<b>Diesel</b>	42,7
<b>Pétrole</b>	42

Du point de vue environnemental, Le secteur des transports est un grand émetteur de gaz à effet de serre (19,7 % dans l'UE et 28 % en France, Fig. 1.7 et 1.8).

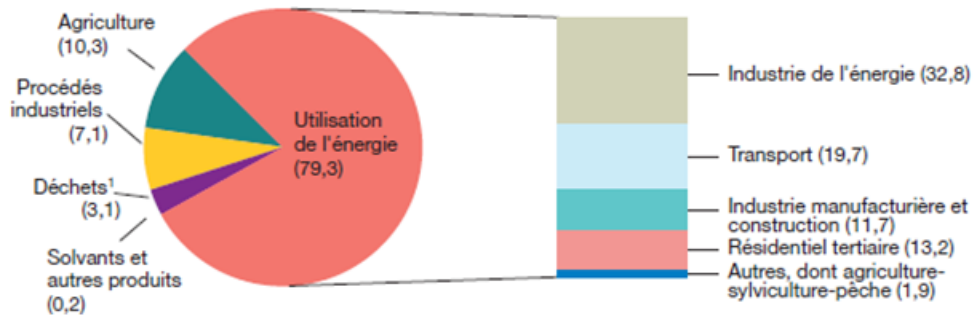


Figure 1.7 Répartition par source des émissions des GES dans l'UE en 2012 (Développement durable, 2016)

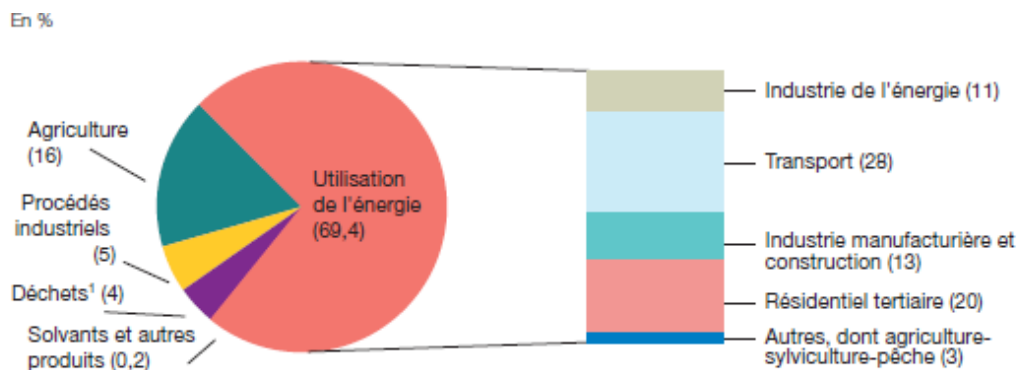


Figure 1.8 Répartition par source des émissions des GES en France en 2013 (Développement durable, 2016).

En Décembre 2015, la COP 21 s'est déroulée à Paris afin d'adopter un nouveau cadre de réglementation internationale pour limiter les émissions de gaz à effet de serre. En effet,



l'engagement de l'UE d'ici 2020 à diminuer de 20 % les émissions de GES par rapport à celles mesurées en 1990, arrive à échéance. L'objectif de la COP 21 est de contenir la hausse de la température moyenne de la planète en-dessous de 2 °C et la limiter à 1,5 °C. En 2020, la directive européenne 2009/28/CE fixe un objectif d'incorporation de 10 % d'énergies renouvelables dans le secteur des transports (ADEME, 2016). L'utilisation d'un véhicule bio GNV permet une réduction des émissions de CO<sub>2</sub> jusqu'à 97 % comparé au diesel (Atee, 2016).

#### 1.2.2.2. Du bio GNV au bio GNL

Une des voies de valorisation du biométhane consiste à le liquéfier. Ainsi, dans ce cas, un passage du bio GNV au bio GNL est effectué. Ce dernier est stocké à une température de -163 °C. Avec un volume réduit de 600 fois, l'utilisation du bio GNL est avantageuse à la fois pour la logistique du biométhane hors réseau de gaz naturel et pour les poids lourds faisant de longues distances. Le bio GNL autorise une meilleure autonomie que le bio GNV. Deux technologies principales de liquéfaction existent : la technologie du système à mélange de réfrigérants et la technologie à cycle fermé à l'azote.

#### 1.2.2.3. Injection dans le réseau de gaz naturel

La deuxième voie de valorisation du biométhane consiste en une injection directe dans le réseau du gaz naturel. La qualité du biométhane, issu de l'épuration, suit une certaine norme (Aile, 2016). Les spécifications pour le biométhane injecté sont définies par GRDF qui impose une pureté minimale pour l'injection dans le réseau soit de 97,5 %. Les différents paramètres qu'il faut respecter pour l'injection sont présentés dans le tableau 1.6.

Tableau 1-6 Paramètres d'injection dans le réseau du gaz naturel (Aile, 2016).

<i>Paramètres</i>	<i>Norme minimale pour l'injection</i>
<b>O<sub>2</sub> (% vol)</b>	< 0,75 %
<b>H<sub>2</sub>S et COV</b>	< 5 mg.Nm <sup>-3</sup>
<b>CO<sub>2</sub> (% vol)</b>	< 3,5 %
<b>NH<sub>3</sub></b>	< 3 mg.Nm <sup>-3</sup>
<b>H<sub>2</sub>O</b> <b>Point de rosée</b>	< -5 °C, soit une teneur en H <sub>2</sub> O < 4000 ppm

L'injection du biogaz épuré (biométhane) dans le réseau de gaz naturel, se met en place dans l'UE depuis 2013. En effet, le nombre d'unités de biométhane injectant dans le réseau était de 130 avec une capacité d'injection de 80390 Nm<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup> (Biogaz énergie renouvelable, 2016). Cette

capacité d'injection devrait augmenter à 113 000 Nm<sup>3</sup>. h<sup>-1</sup> d'ici 2017. Ayant un PCI inférieur à celui du gaz naturel qui est fonction du pourcentage du méthane contenu dans le biogaz, 1 Nm<sup>3</sup> de biométhane fournit la même énergie que 0,94 Nm<sup>3</sup> de gaz naturel.

La pureté du biométhane issu de l'épuration dépend fortement de la technologie adoptée. Plusieurs technologies d'épuration du biogaz existent sur le marché. Chaque technologie possède un système de pré-traitement des impuretés, un système de déshumidification et un système de décarbonation. La différence entre ces technologies est basée sur deux critères :

- La pureté du biométhane produit (dépend de la teneur des différents composants).
- La capacité à fournir une partie du besoin en chaleur du méthaniseur ou digesteur.

Le travail de cette thèse repose principalement sur le procédé de déshumidification. La teneur en vapeur du biométhane dépend fortement du procédé de déshumidification intégré dans la technologie d'épuration. La partie ci-dessous présente une comparaison entre les différentes technologies d'épuration, les niveaux de pureté atteints et la capacité à satisfaire les besoins thermiques du méthaniseur.

### 1.3. Comparatif des technologies d'épuration

#### 1.3.1. Technologie de séparation membranaire

Le principe du procédé consiste à autoriser le passage des molécules du CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O et NH<sub>3</sub>, à travers les membranes, dans le perméat (Fig. 1.9). Le biogaz est d'abord prétraité par du charbon actif pour prélever le H<sub>2</sub>S, ensuite il est séché pour retirer une partie de l'eau par condensation. Une partie du biogaz pré-purifié traverse le module de filtration membranaire après avoir subi une compression (4-13 bar).

Le passage à travers les membranes dépend de la perméabilité ou de la solubilité de chaque gaz à l'intérieur des matériaux de la membrane. L'eau possède la vitesse de perméation la plus élevée dans ce cas. Le biométhane issu de cette technologie est à 95 % de pureté avec un perméat riche en CO<sub>2</sub> avec des traces de CH<sub>4</sub>, H<sub>2</sub>S et NH<sub>3</sub> (Offgaz).

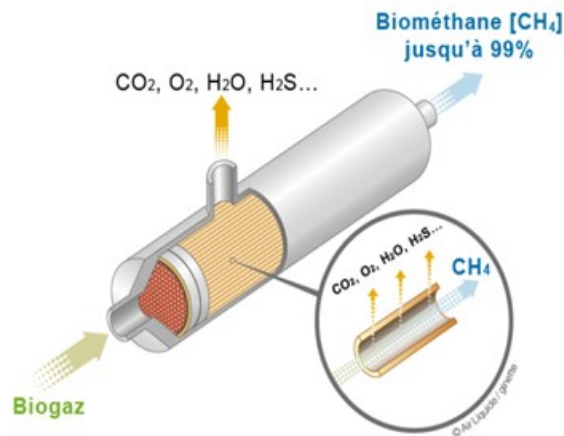


Figure 1.9 Schéma de principe de la technologie de séparation membranaire

Une partie du biogaz, avant la filtration, est brûlée par l'intermédiaire d'une chaudière pour fournir le besoin en chaleur du digesteur (Fig. 1.10). La consommation électrique est inférieure à  $0,4 \text{ kWh}_{\text{el}}.\text{Nm}^{-3}$ .

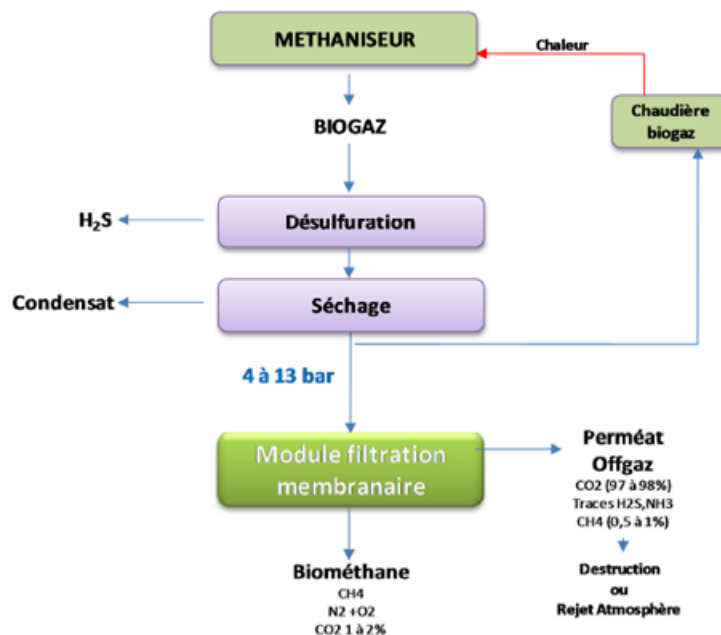


Figure 1.10 Schéma général de la technologie de séparation membranaire (Aile, 2016)

### 1.3.2. Procédé d'adsorption ou PSA (Pressure Swing Adsorption)

Le principe de l'adsorption est basé sur des solides capables de fixer certaines molécules d'un mélange de gaz permettant ainsi leur séparation. Ces solides sont appelés des adsorbants. Les principaux adsorbants qui existent sur le marché sont : l'alumine, les silicagels, le charbon actif et les tamis moléculaires. Une comparaison entre les caractéristiques de ces différents adsorbants est présentée dans le tableau 1.7.

Tableau 1-7 Caractéristiques des différents adsorbants (Mémoire, 2016).

<i>Dessicants</i>	<i>surface spécifique (m<sup>2</sup>.g<sup>-1</sup>)</i>	<i>masse volumique (kg.m<sup>-3</sup>)</i>
<b>Alumine</b>	200-300	800-880
<b>Silicagel</b>	320	690-720
<b>Charbon actif</b>	600-1400	160-480
<b>Tamis moléculaires</b>	60-700	690-720

La capacité de rétention d'un adsorbant est reliée directement à la surface spécifique qui est définie comme étant le rapport entre la surface et la masse du corps adsorbant. Une fois l'adsorbant saturé, il faut le régénérer. Vu que le phénomène d'adsorption est exothermique et réversible, le phénomène de régénération est endothermique.

Les matériaux vont adsorber le CO<sub>2</sub> dans une colonne de séparation mise sous pression (4-7 bar). Suite à l'adsorption, une régénération du solide d'adsorption est effectuée et une récupération du offgaz est possible. Une chaudière à bas PCI peut être utilisée pour brûler l'offgaz et fournir une partie du besoin en chaleur du méthaniseur (Fig. 1.11). Le biométhane, dans ce cas, est produit à une pureté de 97 %. Les inconvénients des unités d'adsorption sont les suivants :

- La durée du cycle de régénération implique un dimensionnement de volume d'adsorbant en adéquation avec le cycle typiquement de 8 h d'adsorption pour 6 h de régénération et 2 h de refroidissement.
- Il faut au moins deux unités qui fonctionnent alternativement : une pour la régénération et une pour l'adsorption.
- La température de gaz élevée pour la régénération (175 à 280 °C) constitue une perte sans stratégie de récupération.

Les avantages de l'adsorption sont les suivants :

- Bonne efficacité sur une large gamme d'adsorbants.
- Régénérations multiples de l'adsorbant sans perte de propriétés.
- Peu d'instrumentation.

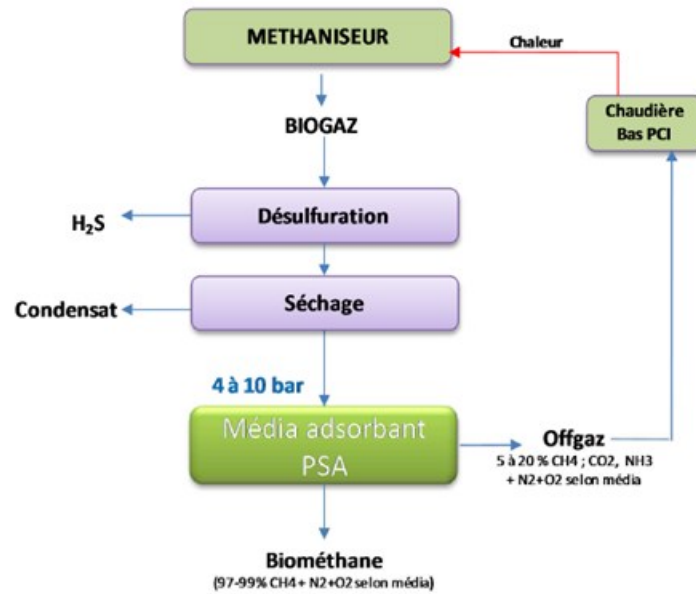


Figure 1.11 Schéma général de la technologie d'adsorption (Aile, 2016).

### 1.3.3. Procédé d'absorption

#### 1.3.3.1. Principe du procédé d'absorption

L'absorption peut être soit physique, basée sur la seule solubilité dans un solvant physique soit chimique avec la formation d'un nouveau composé qui sera décomposé et extrait par la chaleur avec régénération du solvant chimique.

#### 1.3.3.2. Absorption physique par lavage à l'eau

Pour une absorption physique, le processus est basé sur la solubilité du composé à extraire dans la phase liquide. L'intérêt de ce type de procédé est de travailler à basse température vu que la solubilité est inversement proportionnelle à la température. L'eau glycolée est parmi les liquides de lavage les plus utilisés. Ce liquide de lavage doit avoir des propriétés spécifiques (non toxique, non inflammable et une forte solubilité). Le biogaz sous une pression de 9 bar entre en contact avec l'eau de lavage où le  $\text{CO}_2$  et le  $\text{H}_2\text{S}$  sont absorbés. En effet, le  $\text{CO}_2$  et le  $\text{H}_2\text{S}$  possèdent une plus grande solubilité dans l'eau que le  $\text{CH}_4$ . Une colonne de dégazage permet de récupérer les éléments dissous. Une faible concentration de  $\text{CH}_4$  est présente dans les éléments récupérés. Une dernière étape de séchage est effectuée pour éliminer toute trace d'eau (Fig. 1.12). Une partie du biogaz est brûlée dans une chaudière juste avant le lavage afin de fournir le besoin en chaleur du méthaniseur.

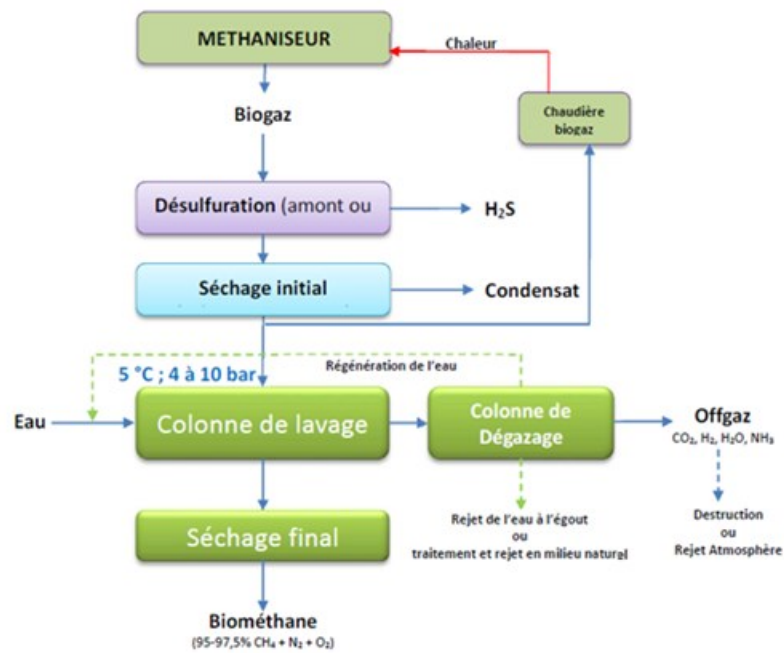


Figure 1.12 Schéma général de la technologie d'absorption par lavage à eau du biogaz (Aile, 2016)

Les différents inconvénients de l'absorption physique à l'eau sont les suivants :

- Pendant la régénération, l'oxygène et l'azote sont dissous dans le flux du biométhane épuré, ce qui réduit le PCI.
- La taille des équipements est extrêmement élevée.

Les différents avantages de l'absorption sont les suivants :

- L'eau est éliminée en phase vapeur, ce qui exclut les problèmes liés à la pollution.
- Le produit n'est pas volatil, ce qui assure une sécurité de stockage.

### 1.3.3.3. Absorption chimique par lavage aux amines

Pour une absorption chimique, le processus est basé sur la solubilité du composant qu'il faut prélever dans l'amine à la place de l'eau et sur le mécanisme de désorption (régénération). La solubilité du  $\text{CO}_2$  dans l'amine est 9 fois plus élevée que dans l'eau (Smartgrids, 2016). Les deux types d'amines les plus utilisés sont le MEA (monoéthanolamine) et le DMEA (diméthylethanolamine).

La séparation des composants s'effectue dans une colonne d'absorption à basse pression, soit 350 mbar. Ensuite, une colonne de désorption est utilisée afin de régénérer la solution d'amines

à haute température, soit 160 °C (Aile, 2016). Une dernière étape de séchage est effectuée pour éliminer tous les condensats (Fig. 1.13). Une partie du biogaz est brûlée dans une chaudière juste avant le séchage afin de fournir le besoin en chaleur du méthaniseur et le besoin en chaleur pour la régénération des amines. Un prétraitement est indispensable pour l'élimination du H<sub>2</sub>S.

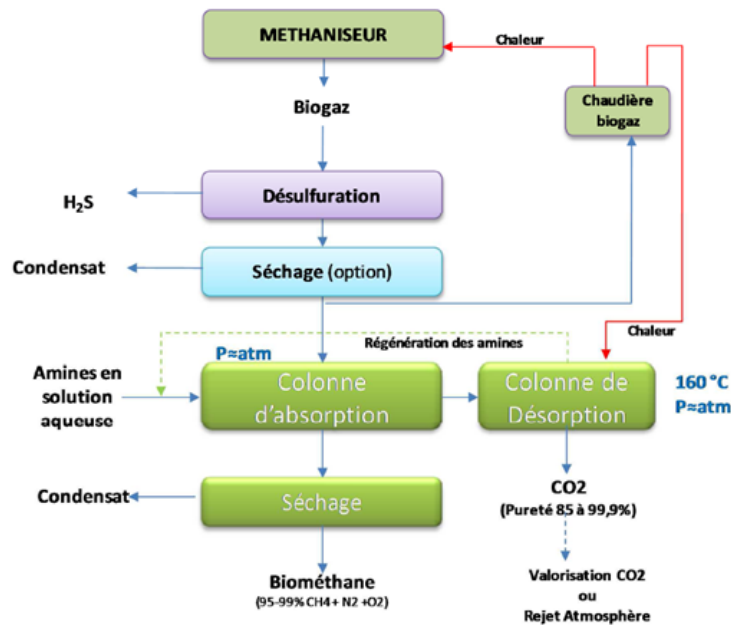


Figure 1.13 Schéma général de la technologie d'absorption par lavage aux amines (Aile, 2016)

Les différents avantages de l'absorption chimique par lavage aux amines sont les suivants :

- Le biométhane obtenu possède une pureté élevée (95 à 99 % CH<sub>4</sub>).
- Le CO<sub>2</sub> obtenu possède également une pureté élevée (85 à 99,9 %).

Les différents inconvénients de l'absorption chimique par lavage aux amines sont les suivants :

- La régénération des amines nécessite une consommation énergétique importante.
- La part du biogaz brûlé pour fournir le besoin en chaleur du méthaniseur et le besoin thermique de la colonne de désorption, limitera d'autant la partie du biogaz valorisé dans le procédé.

#### 1.3.4. Procédé d'épuration cryogénique Cryo Pur

Le principe de ce procédé consiste à refroidir le biogaz à des températures successivement plus basses pour éliminer la vapeur d'eau puis le CO<sub>2</sub> par givrage sur des échangeurs frigorifiques

(Fig 1.14). Une première étape pour l'élimination des COV et de l'H<sub>2</sub>S s'effectue par adsorption sur charbon actif à des températures qui se situent entre 25 et 50 °C selon les conditions climatiques. Les étapes de refroidissements successifs permettent d'extraire l'eau d'abord par condensation puis par givrage, les températures successives du biogaz sont amenées à 2 °C, puis -40 °C et enfin -75 °C. Les systèmes frigorifiques à -40 °C et -75 °C sont des systèmes dotés de deux évaporateurs qui fonctionnent de manière alternée lorsque l'eau est givrée sur un échangeur, l'autre échangeur fonctionne en dégivrage. L'un des avantages de ce système est l'obtention d'un biogaz ultra sec (0,8 ppm à -78 °C). Ce système est implémenté dans le pilote BioGNVAL (Cryo Pur, 2015) et sera la base des travaux de cette thèse. Une étude bibliographique sur les systèmes de givrage et de dégivrage sera présentée au chapitre 3.

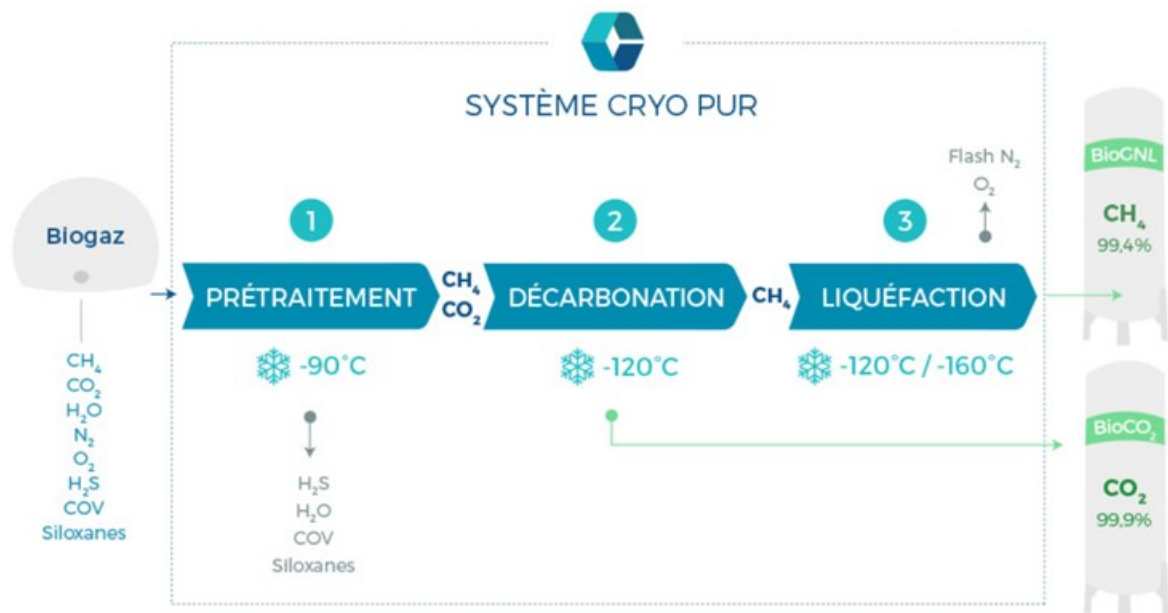


Figure 1.14 Procédé d'épuration cryogénique de Cryo Pur (Cryo Pur, 2015)

Une grande quantité d'énergie est récupérée du procédé au niveau des condenseurs des systèmes frigorifiques de chaque sous-système. Cette puissance thermique est valorisée à une température de 55 ou 65 °C au niveau du méthaniseur. La pompe à chaleur est couplée aux différents systèmes frigorifiques en produisant un frigoporteur, à une température qui fait l'objet de l'optimisation globale, qui sert de puits froid aux différents systèmes frigorifiques formant ainsi globalement une thermo-frigo-pompe (TFP). La chaleur récupérée des groupes froids est valorisée à 65 °C par la pompe à chaleur.



## 1.4. Système de déshumidification de Cryo Pur

Le système de déshumidification du pilote de Cryo Pur est divisé en deux sous-systèmes. Le premier sous-système (SS-240) refroidit le biogaz jusqu'à  $-40\text{ °C}$ , alors que le deuxième sous-système (SS-250) amène le biogaz à une température de  $-78\text{ °C}$ . Le givrage dans chaque sous-système s'effectue sur les surfaces froides d'un échangeur tube à ailettes. L'eau givrée sur les surfaces froides de l'échangeur est ensuite dégivrée soit par fusion, soit par sublimation. La teneur en eau contenue dans le biogaz varie en fonction de la température (Fig. 1.15).

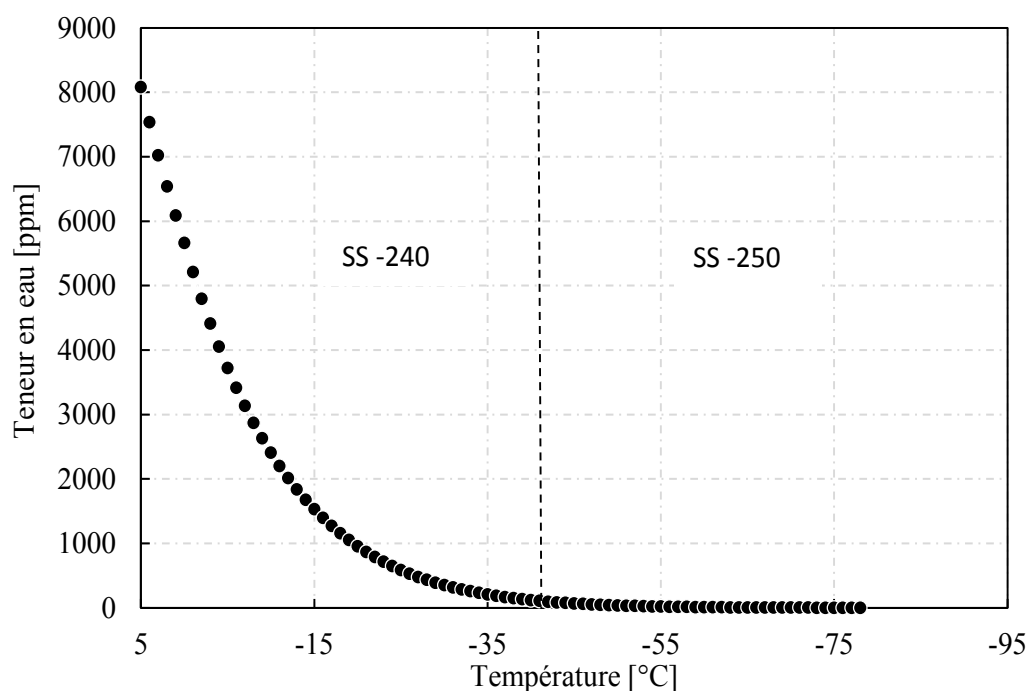


Figure 1.15 Variation de la teneur en eau contenue dans le biogaz en fonction de sa température

La température d'entrée, côté biogaz, du SS-240 est supposée de  $5\text{ °C}$ . A ce niveau de température, la teneur en eau contenue dans le biogaz est de l'ordre de 8000 ppm. Cette teneur en eau diminue brutalement pour atteindre 130 ppm à la sortie du SS-240 (température approximativement de l'ordre de  $-40\text{ °C}$ ). La sortie du SS-240 correspond à l'entrée au SS-250. A la sortie du SS-250 la teneur en eau doit être inférieure à 1 ppm, soit une température de  $-78\text{ °C}$ , afin d'obtenir du biométhane à haute pureté.

Chaque sous-système est composé d'un système frigorifique composé d'un compresseur, d'un condenseur, d'un détendeur et de deux évaporateurs. Lorsque l'un des deux évaporateurs est en phase de givrage, l'autre est en phase de dégivrage. Une partie des travaux de la thèse porte sur

l'optimisation des cycles de givrage et de dégivrage afin d'avoir un cycle de givrage qui dure plus longtemps pour une meilleure efficacité énergétique et exergetique.

## 1.5. Conclusion

Le tableau 1.8 permet de comparer les différentes technologies d'épuration présentées ci-dessus et les paramètres associés. Dans tous les cas, la pureté du biométhane est supérieure à 95 %. La technologie Cryo Pur est la seule technologie qui prend en compte la liquéfaction dans le même procédé. La technologie d'épuration cryogénique permet également une récupération énergétique au niveau du procédé.

Tableau 1-8 Comparatif des différents procédés d'épuration

<i>Procédé</i>	<i>Prétraitement H<sub>2</sub>S</i>	<i>Pureté du Biométhane</i>	<i>Liquéfaction</i>	<i>Besoin du digesteur</i>	<i>Consommation électrique</i>
<b>Séparation membranaire</b>	Oui	> 95 % CH <sub>4</sub>	Non	Chaudière Biogaz	< 0,4 kWh <sub>el.</sub> .Nm <sup>-3</sup>
<b>Procédé d'adsorption ou PSA</b>	Oui	> 97 % CH <sub>4</sub>	Non	Chaudière bas PCI	< 0,46 kWh <sub>el.</sub> .Nm <sup>-3</sup>
<b>Procédé d'absorption (physique et chimique)</b>	Oui	> 97,5 % CH <sub>4</sub>	Non	Chaudière Biogaz	< 0,46 kWh <sub>el.</sub> .Nm <sup>-3</sup>
<b>Epuration cryogénique Cryo Pur</b>	Oui	> 99,4 % CH <sub>4</sub>	Oui	Récupération Haute température (HT) + TFP	< 0,6 kWh <sub>el.</sub> .Nm <sup>-3</sup> incluant la liquéfaction CH <sub>4</sub>

D'après le tableau ci-dessus, l'épuration cryogénique de Cryo Pur permet la production d'un biométhane liquide à haute pureté et l'intégration d'une TFP pour fournir le besoin de chaleur du méthaniseur. Le système de déshumidification fait l'objet de travail de cette thèse. Le but est finalement de diminuer la teneur en eau jusqu'à 1 ppm afin de produire du biométhane à haute pureté. Ceci est réalisé par des cycles de givrage et de dégivrage sur des échangeurs à tubes ailettes.

La chaleur récupérée des systèmes frigorifiques est valorisée par une Pompe à Chaleur (PAC). Cette dernière aura pour rôle de pomper la chaleur récupérée des systèmes frigorifiques en la transférant vers le substrat du digesteur afin de le maintenir à une température interne de 55 °C. Cette PAC sera traitée comme une TFP, qui d'une part, récupère la chaleur évacuée des systèmes frigorifiques et, d'autre part, elle cède cette chaleur au substrat du digesteur. Afin

d'intégrer la TFP, une analyse énergétique et exergetique sera réalisée en utilisant la méthode de pincement afin d'identifier le point de fonctionnement optimal. Cette analyse est effectuée dans le chapitre suivant.

L'intégration de la TFP dans le procédé d'épuration Cryo Pur est accompagnée d'une optimisation au niveau des cycles de givrage et de dégivrage de l'eau contenue dans le biogaz. Un état de l'art sur les systèmes de givrage et de dégivrage est présenté dans le chapitre 3, suivi d'une optimisation au niveau du système de déshumidification de l'eau.



## Deuxième partie

# Intégration d'une TFP dans un procédé d'épuration du biogaz

## 2. Couplage du réchauffage du méthaniseur du procédé d'épuration cryogénique par une TFP

### 2.1. Intégration d'une TFP dans un procédé industriel

Les PAC industrielles sont des PAC de moyenne et grande puissances thermiques utilisées dans les procédés industriels pour le chauffage des flux de procédés. Dans le cas de cette étude le flux de procédé est représenté par les boues. Le contexte actuel vise donc à une intégration énergétique pour une meilleure efficacité. L'intérêt du développement des PAC industrielles provient clairement de la nécessité de valorisation des énergies perdues. En effet, la PAC permet une récupération de l'énergie perdue et sa valorisation en la transférant à un niveau de température plus élevé, appelé puits (Fig. 2.1).

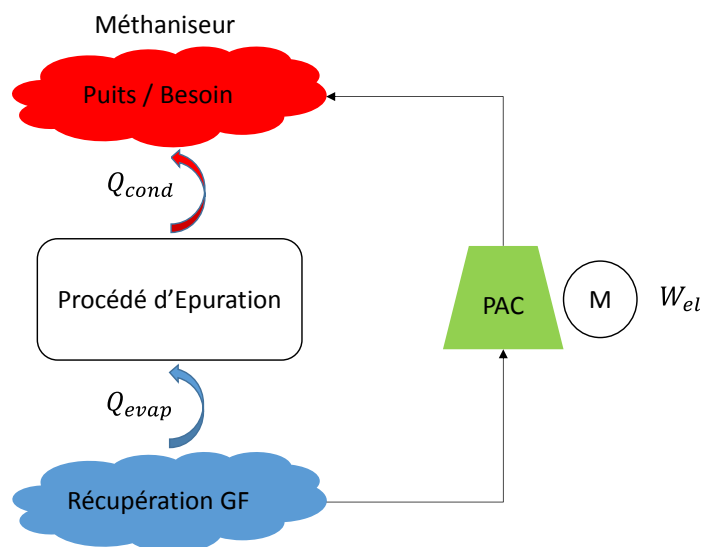


Figure 2.1 Principe de fonctionnement d'une PAC ou TFP

L'efficacité de la PAC est mesurée par son Coefficient de Performance (COP) identifié comme étant le rapport entre la quantité énergétique transférée  $Q_{cond}$  (besoin en chaleur fourni par unité de masse du fluide) et la quantité énergétique consommée  $W_{el}$  (travail électrique du compresseur par unité de masse du fluide).

$$COP = \frac{Q_{cond}}{W_{el}} \quad (\text{Eq. 2.1})$$

Le rendement maximal théorique est représenté par le coefficient de performance du cycle de Carnot ( $COP_{ca}$ ). Ce dernier suppose un fonctionnement réversible du système. Ainsi, la température de chaleur produite est supposée fournie à une température  $T_{sc}$  et la quantité de chaleur cédée est supposée extraite à une température  $T_{sf}$ .

$$COP_{ca} = \frac{T_{sc}}{T_{sc} - T_{sf}} \quad (\text{Eq. 2.2})$$

L'irréversibilité du système est caractérisée par le rapport du COP réel au COP de Carnot. Ce ratio ( $\eta_{ex}$ ) varie entre 40 et 70 %. L'irréversibilité du système est caractérisée par l'exergie.

$$\eta_{ex} = \frac{COP}{COP_{ca}} \quad (\text{Eq. 2.3})$$

### 2.1.1. Principes de l'intégration énergétique

L'intégration énergétique visant à utiliser au mieux l'énergie thermique, est l'une des approches les plus importantes en vue d'une utilisation efficace de l'énergie. L'analyse exergétique permet d'analyser les procédés industriels et d'évaluer tous les types d'énergie (chimique, thermique, mécanique,...) selon la même grandeur et permet d'étudier la génération des différents types d'irréversibilités du système. D'autre part, la méthode de pincement permet d'optimiser thermodynamiquement et économiquement les options de récupération énergétique. Les techniques d'intégration des procédés peuvent s'appliquer aux différentes problématiques industrielles :

- Optimisation de la consommation énergétique.
- Réduction de la consommation d'eau et des rejets d'effluents.
- Réduction des coûts d'investissement.

### 2.1.2. Analyse exergétique

L'exergie définit la qualité de l'énergie selon le second principe de la thermodynamique. En effet, disposer de 1 kWh<sub>el</sub> ou de 1 kWh<sub>th</sub> n'est pas équivalent, comme avoir 1 kWh<sub>th</sub> à

température légèrement supérieure à la température ambiante ou 1 kWh<sub>th</sub> à très haute température (Lallemand, 2007). Cette différence de qualité s'explique grâce à l'exergie qui est une mesure de la production du travail maximal associée à une modification énergétique. Les énergies électrique et mécanique sont de l'exergie pure. Dans le cas de l'énergie thermique, l'exergie (Ex) sera le potentiel de cette dernière à produire un travail maximal, autrement dit la part de l'énergie qui est transformable en énergie mécanisable (Eq 2.4).

$$Ex = Q \left( 1 - \frac{T_{amb}}{T} \right) \quad (\text{Eq. 2.4})$$

Ex : Exergie par unité de masse du fluide  
 Q : Energie thermique par unité de masse du fluide  
 T<sub>amb</sub> : Température ambiante  
 T : Température de la source

Il reste une partie de cette énergie, l'anergie par unité de masse du fluide (An) qui est la partie non mécanisable, ou non transformable en travail (Eq 2.5).

$$An = Q \left( \frac{T_{amb}}{T} \right) \quad (\text{Eq. 2.5})$$

Pour un fluide traversant un système et qui échange de la chaleur et du travail avec son milieu extérieur, l'exergie portée par le fluide n'est autre que le travail maximal qu'il peut fournir. C'est la somme du travail fourni pendant le passage et de l'énergie thermique mécanisable. La variation de l'exergie par unité de masse du fluide est donnée par l'Eq. 2.6.

$$\Delta Ex = (\Delta i - T_{amb} \Delta s) = W + Q \left( 1 - \frac{T_{amb}}{T} \right) \quad (\text{Eq. 2.6})$$

$\Delta Ex$  : Variation de l'exergie par unité de masse du fluide  
 $\Delta i$  : Variation de l'enthalpie  
 $\Delta s$  : Variation de l'entropie  
 W : Travail par unité de masse du fluide

L'analyse énergétique et exergetique, des différents composants de la PAC, est présentée dans le tableau 2.1.

Tableau 2-1 Analyse énergétique et exergetique des différents composants de la PAC

<b>Compresseur</b>	$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ff} (i_{out} - i_{in})$	(Eq. 2.7)
--------------------	--	-----------



	$\dot{L}_{D,comp} = \dot{m}_{ff} [(i_{out} - i_{in}) - T_{amb}(s_{out} - s_{in})] + \dot{W}_{comp} \quad (\text{Eq. 2.8})$
	$\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_{ff} (Ex_{out} - Ex_{in})}{\dot{W}_{comp}} \quad (\text{Eq. 2.9})$ <p> <math>\dot{m}_{ff}</math> : Débit massique du fluide frigorigène  <math>\dot{L}_D</math> : Destruction exergetique </p>
<b>Condenseur</b>	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ff} (i_{out} - i_{in}) \quad (\text{Eq. 2.10})$ $\dot{L}_{D,cond} = \dot{m}_{ff} [(i_{out} - i_{in}) - T_{amb}(s_{out} - s_{in})]_{ff} + \dot{m}_{calo} [(i_{out} - i_{in}) - T_{amb}(s_{out} - s_{in})]_{calo} \quad (\text{Eq. 2.11})$ $\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_{calo} (Ex_{out} - Ex_{in})_{calo}}{\dot{m}_{ff} (Ex_{out} - Ex_{in})_{ff}} \quad (\text{Eq. 2.12})$ <p> <math>\dot{m}_{calo}</math> : Débit massique du fluide caloporteur </p>
<b>Détendeur</b>	$\dot{L}_{D,det} = \dot{m}_{ff} T_{amb}(s_{out} - s_{in}) \quad (\text{Eq. 2.13})$ $\eta_{ex} = \frac{Ex_{out}}{Ex_{in}} \quad (\text{Eq. 2.14})$
<b>Evaporateur</b>	$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ff} (i_{out} - i_{in}) \quad (\text{Eq. 2.15})$ $\dot{L}_{D,evap} = \dot{m}_{ff} [(i_{out} - i_{in}) - T_{amb}(s_{out} - s_{in})]_{ff} + \dot{m}_{frigo} [(i_{out} - i_{in}) - T_{amb}(s_{out} - s_{in})]_{frigo} \quad (\text{Eq. 2.16})$ $\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_{ff} (Ex_{out} - Ex_{in})_{ff}}{\dot{m}_{frigo} (Ex_{out} - Ex_{in})_{frigo}} \quad (\text{Eq. 2.17})$ <p> <math>\dot{m}_{frigo}</math> : Débit massique du fluide frigoporteur </p>

### 2.1.3. Méthode de pincement

La méthode de pincement (Pinch Method) a été développée pour la première fois par Linnhoff en 1979 (Linnhoff, 1979). Elle permet de fournir une méthodologie pour récupérer de l'énergie dans les processus industriels et minimiser la consommation énergétique. Cette méthode permet une optimisation des réseaux d'échangeurs et des systèmes d'utilités. Elle analyse les échanges de chaleur possibles entre les flux froids (qui récupèrent de la chaleur) et les flux chauds (qui

cèdent de la chaleur) de façon à minimiser les pertes exergétiques ou les irréversibilités (Linnhoff, 1998). Donc dans une telle méthode deux vecteurs sont définis : le besoin (flux froid) et la source ou la disponibilité (flux chaud). Les données des flux chauds et froids sont ainsi regroupées dans un tableau avec les caractéristiques suivantes : les capacités thermiques, les débits et les puissances. Cette analyse va conduire aux courbes composites chaude, froide et grande composite.

Les deux courbes composites représentent la variation de la puissance en fonction de la température des deux flux chauds et froids (Fig. 2.2). Une fois ces deux courbes tracées, il reste à déterminer la température du pincement. Cette température, notée par  $T_{pinc}$  est déterminée en trouvant la différence de température minimale entre les composites chaudes et les composites froides.

L' $EMR_c$  et l' $EMR_f$  représentent respectivement la quantité de chaleur qu'il faut fournir au flux froid qui doit s'échauffer (utilité chaude) et la quantité de chaleur qu'il faut extraire du flux chaud qui doit se refroidir (utilité froide). Une quantité de chaleur est récupérable et graphiquement elle représente la surface entre les deux composites chaude et froide. Cette dernière, notée  $Q_{rec}$ , représente la quantité de chaleur échangée « gratuitement » entre les deux flux chaud et froid par l'intermédiaire d'un réseau d'échangeurs.

En utilisant cette méthode, trois règles sont imposées pour le bon déroulement des échanges thermiques :

- Au niveau du point de pincement, aucun transfert de chaleur n'aura lieu (différence de puissance nulle).
- Au-dessous du pincement, le gain des calories du flux froid est uniquement assuré par le flux chaud (qui doit se refroidir) sans l'intermédiaire d'une utilité chaude externe.
- Au-dessus du point de pincement, la perte des calories du flux chaud est uniquement assurée par transfert direct avec le flux froid (qui doit s'échauffer) sans l'intermédiaire d'une utilité froide externe.

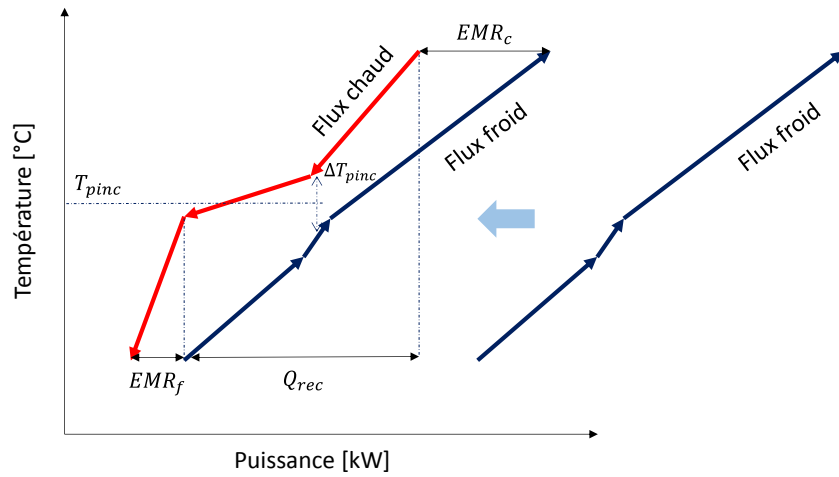


Figure 2.2 Courbes composites chaude et froide

Il existe différents scénarios d'intégration d'une PAC dans un procédé industriel. Ces scénarios sont au nombre de trois et varient en fonction de la position de la PAC par rapport au point de pincement (Fig. 2.3). En effet, le positionnement de la PAC est critique pour sa rentabilité.

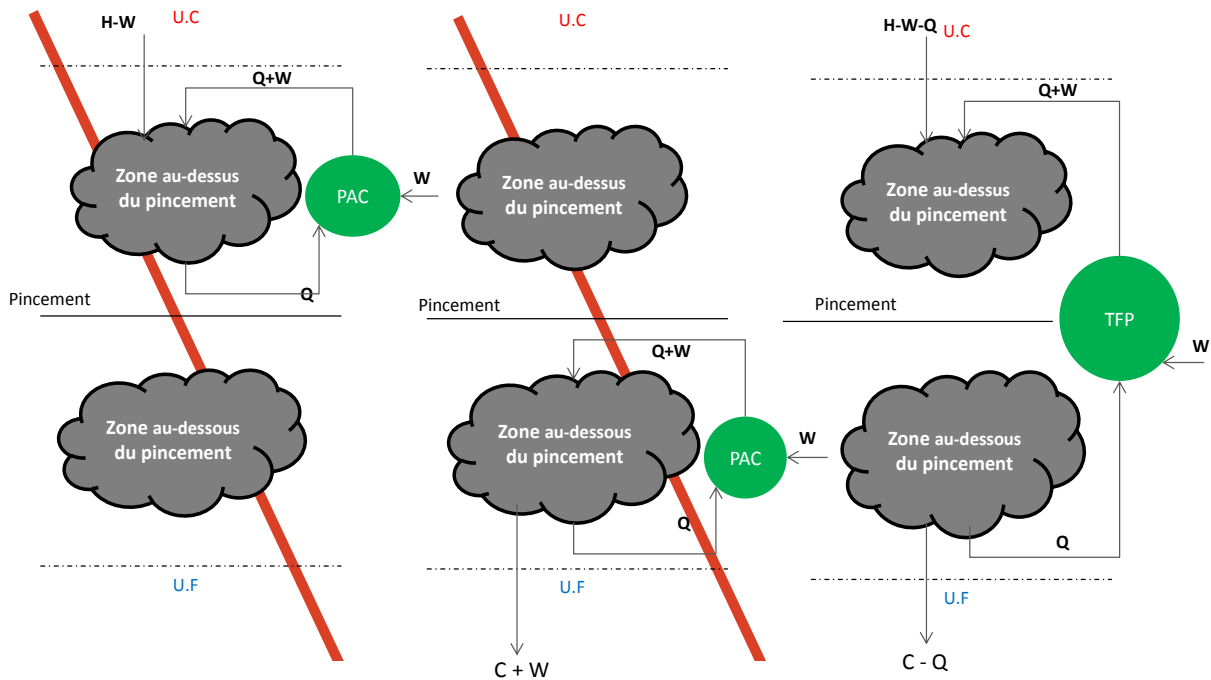


Figure 2.3 Positionnement d'une PAC dans un procédé industriel

**W** : Travail électrique du compresseur de la PAC par unité de masse du fluide

**Q** : Chaleur évacuée au niveau de l'évaporateur de la PAC par unité de masse du fluide

**H** : Chaleur qu'il faut fournir par unité de masse du fluide

**C** : Chaleur qu'il faut céder par unité de masse du fluide

**U.C** : Utilité chaude

**U.F** : Utilité froide

### ***PAC intégrée au-dessous du pincement***

Dans ce cas, la chaleur sous forme de travail est fournie au flux chaud (qui doit se refroidir) et une perte exergetique est generée, c'est donc une solution à proscrire.

### ***PAC intégrée au-dessus du pincement***

Dans ce cas, de la chaleur sous forme de travail est fournie au flux froid (qui doit s'échauffer), c'est aussi une génération de perte exergetique et donc c'est aussi à proscrire.

### ***PAC intégrée au niveau du pincement***

Dans ce cas, de la chaleur est prélevée du flux chaud, dans la zone au-dessous du pincement et pompée avec assistance mécanique vers le flux froid, dans la zone au-dessus du pincement. La chaleur prélevée vaut  $Q$  alors que celle pompée vaut  $Q+W$ . Ce fonctionnement est typique d'une TFP (thermo frigo pompe). L'évaporateur de la TFP est situé dans la zone au-dessous du pincement et le condenseur de la TFP est situé dans la zone au-dessus du pincement. Une utilité froide est utilisée afin de prélever le surplus de chaleur dans la zone au-dessous du pincement ( $C-Q$ ) et une utilité chaude est utilisée afin de fournir le reste du besoin dans la zone au-dessus du pincement ( $H-W-Q$ ).

## 2.1.4. Intégration thermique étendue aux facteurs exergetiques

L'intégration thermique étendue aux facteurs exergetiques prend en compte les critères économiques associés aux coûts des composants et en particulier au coût des surfaces d'échange. La méthode est basée sur la méthode de pincement traditionnelle et sur la théorie de l'exergie (Abou Khalil, 2008). Elle prend en compte les pertes exergetiques des transferts de chaleur associées aux écarts de températures entre les flux. La théorie de l'exergie peut ajouter également à cette méthode les pertes exergetiques de dissipation (pertes de charges) et les pertes exergetiques de fabrication. Cette étude va traiter les pertes exergetiques de transfert de chaleur au niveau d'un réseau d'échangeurs.

La méthode de pincement étendue aux facteurs exergetiques intervient une fois que le procédé industriel est analysé énergétiquement et exergetiquement. En effet, elle permet une

représentation graphique du bilan exergetique du procédé. Le but est d'optimiser le procédé économiquement, énergétiquement et exergetiquement tout en modifiant le facteur de pincement. En effet, un pincement élevé engendre des pertes exergetiques élevées, mais en contrepartie il conduit à une diminution de la surface d'échange et donc du coût de l'échangeur. D'autre part, un pincement plus faible permet de diminuer les pertes exergetiques d'une part et d'augmenter la surface de l'échangeur d'autre part (sous-entendu son coût).

### 2.1.5. Choix des fluides frigorigènes

Les principaux fluides frigorigènes utilisés dans les applications industrielles, peuvent être classés au sein de différentes familles :

- Les hydrocarbures (mélanges de carbone et d'hydrogène).
- Les hydrocarbures halogénés (CFC, HCFC, HFC, HFO).
- Les substances inorganiques (NH<sub>3</sub>, CO<sub>2</sub>).

Le choix des fluides frigorigènes dépend essentiellement des critères suivants :

- **Critères thermodynamiques** : il faut que la température et la pression soient toujours au-dessous du point critique de fonctionnement.
- **Critères de sécurité** : il faut éviter l'utilisation des fluides toxiques et inflammables.
- **Critères environnementaux** : Il faut utiliser des fluides ayant un PDO (Potentiel de déplétion ozonique) nul et un faible PRG (Potentiel de Réchauffement Global). En effet, le protocole de Montréal (1987) a imposé un remplacement des CFC par les HCFC. Ensuite, des réglementations européennes 2037/2000, 842/2006 et 517/2014 ont interdit l'utilisation des HCFC à fort impact sur l'effet de serre et limité ou interdit l'usage des HFC à fort impact sur l'effet de serre, d'où le développement des HFC insaturés appelés aussi HFO.
- **Critères économiques**: la puissance calorifique volumétrique (kJ/m<sup>3</sup>) est un critère essentiel qui définit le volume balayé du compresseur. Plus le compresseur est petit moins il est cher pour une pression de refoulement inférieure à 25 bar.

Les mélanges de fluides frigorigènes sont utiles pour atteindre certaines propriétés désirées. Il existe deux types de mélanges de fluides frigorigènes :

- Mélange azéotrope : la condensation et l'évaporation s'effectuent à température constante. Le comportement du mélange est identique à celui d'un fluide pur.
- Mélange non azéotrope : la condensation et l'évaporation s'effectuent avec un glissement de température en fonction de la variation de la composition. L'avantage d'un tel mélange consiste à diminuer les pertes exergetiques au niveau des échangeurs, en favorisant un pincement plus petit.

Le tableau 2.2 présente les différentes familles de fluides frigorigènes.

Tableau 2-2 Les différentes familles de fluides frigorigènes

		Nom	Température Critique (°C)	PRG	Classement de sécurité
Hydrocarbures Halogénés	CFC	R-11	197,96	4000	A1
		R-12	111,97	8500	A1
	HCFC	R-22	96,145	1700	A1
		R-141b	204,35	600	A2
	HFC et HFO	R-32	78	550	A2
		R-134a	101	1300	A1
		R-245fa	154,01	1050	B1
		R-1234ze	109,37	6	A2
		R-1233zd	165,6	6	A2
		R-152a	113,5	124	A2
	R-407C	86,2	1610	A1	
Hydrocarbures	Méthane	CH <sub>4</sub>	-82,59	25	ATEX
	Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	96,74	3	ATEX
	Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	151,98	4	ATEX
Composés Inorganiques	Ammoniac	NH <sub>3</sub>	132,25	< 1	B2
	Dioxyde de Carbone	CO <sub>2</sub>	30,98	1	A1

**A:** Faible Toxicité

**1:** Inflammable

**B:** Haute Toxicité

**2:** Faiblement inflammable

**ATEX:** Atmosphère explosive

**3:** Non inflammable

Le besoin énergétique au niveau du condenseur de la TFP se situe entre 45 et 65 °C. Ainsi, il faut chercher des fluides ayant des basses pressions de saturation pour des températures supérieures à 65 °C. Les pressions de saturation de différents fluides en fonction de la

température sont présentées dans la Fig. 2.4. Le R-32 et le CO<sub>2</sub> sont à exclure de la liste des fluides à cause de leur pression de saturation élevée. D'autre part, le R-245fa et le R-1233zd possèdent les plus basses pressions de saturations. Le R-245fa est à exclure de la liste vu son PRG élevé et sa toxicité.

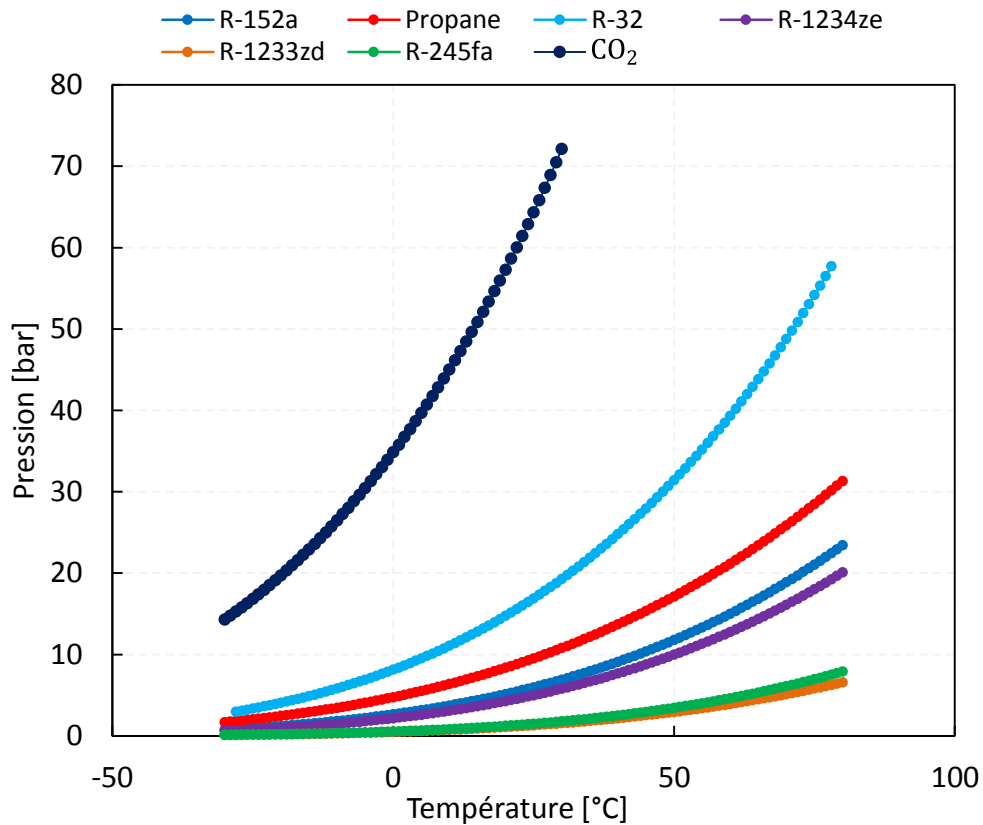


Figure 2.4 Pression de saturation de différents fluides frigorigènes

Afin d'affiner la comparaison entre les différents fluides, il faut calculer la puissance calorifique volumétrique qui définit le volume balayé du compresseur. Elle est définie comme étant la puissance frigorifique par unité de volume. La puissance calorifique volumétrique des différents fluides a été calculée en supposant une pression de refoulement constante (25 bar) et en faisant varier la température d'aspiration (Fig. 2.5). Le R-32 et le CO<sub>2</sub> ont été exclus du fait de leurs pressions de saturation trop élevées (>40 bar) pour la température désirée (> 65 °C), d'après la Fig. 2.4. La puissance calorifique volumétrique la plus élevée est celle du propane, puis du R-152a, du R-1234ze, du R-245fa et du R-1233zd. Une puissance calorifique plus élevée entraîne un volume balayé plus faible et donc un compresseur plus petit et moins cher.

En comparant la pression de saturation et la puissance calorifique volumétrique, d'une part, l'utilisation d'un fluide pur revient à effectuer le choix entre le R152a et le propane. D'autre part, l'utilisation d'un mélange de fluides permet un glissement de température. Afin

d'optimiser énergétiquement, exergétiquement et économiquement l'intégration de la TFP, une comparaison est effectuée entre le choix d'un fluide pur et le choix d'un mélange de fluides.

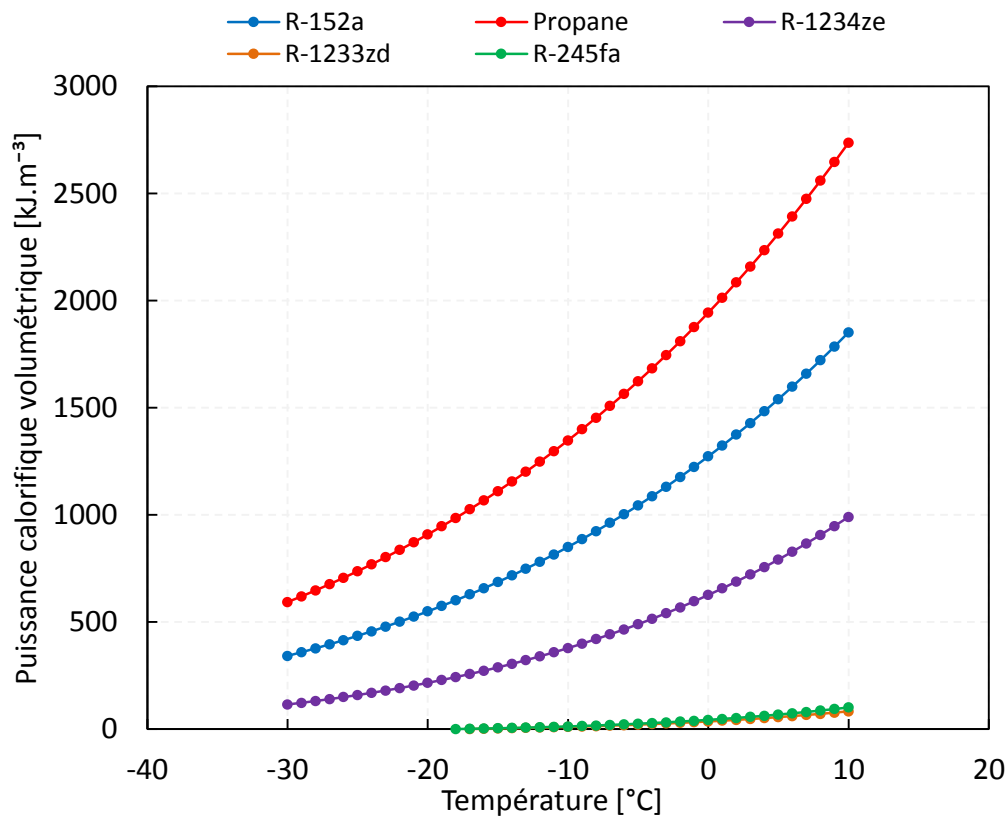


Figure 2.5 Puissance calorifique volumétrique de différents fluides frigorigènes

## 2.2. Récupération de la chaleur du procédé d'épuration

Le pilote BioGNVAL possède 5 sous-systèmes séparés (SS-230, SS-240, SS-250, SS-300 et SS-400). A l'exception du SS-230, chaque sous-système comprend une machine frigorifique pour favoriser le refroidissement du biogaz au niveau des évaporateurs tout au long du procédé. La chaleur est évacuée de chaque sous-système par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur. Le tableau 2.3 présente les différentes propriétés thermodynamiques de deux fluides caloporteurs, le MPG (monopropylène glycol) et le TYFOXIT. Ces propriétés sont données pour une température de 0 °C. La limite de refroidissement du TYFOXIT 72 % et du MPG 50 % est de -32 °C.

Tableau 2-3 Propriétés thermodynamiques du TYFOXIT 72 % et du MPG 50 %, pour une température de 0 °C.

	Masse volumique (kg.m <sup>-3</sup> )	Conductivité thermique	Viscosité dynamique	Capacité thermique
--	--	---------------------------	------------------------	-----------------------



		(W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	(mPa.s)	(kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
<b>TYFOXIT 72 %</b>	1188	0,467	5,48	3,12
<b>MPG 50 %</b>	1044	0,39	20,567	3,5

D'après le tableau ci-dessus, la viscosité dynamique du MPG 50% est 3,75 fois plus grande que celle du TYFOXIT 72 % et la masse volumique du TYFOXIT 72 % est 1,12 fois plus grande que celle du MPG 50%. Le coefficient de convection interne est proportionnel au nombre de Reynolds. Ce dernier est inversement proportionnel à la viscosité dynamique et directement proportionnel à la masse volumique. Le rapport entre le nombre de Reynolds du TYFOXIT 72 % et le MPG 50 % vaut 4,3. Ceci implique une surface d'échange plus petite pour l'échangeur utilisant le TYFOXIT à la place du MPG comme fluide caloporteur. D'où le choix du TYFOXIT comme fluide caloporteur.

A l'exception du SS-230, la chaleur évacuée de chaque sous-système s'effectue par l'intermédiaire de deux échangeurs. Le premier échangeur est responsable de la récupération de la chaleur haute température afin de la valoriser directement sur le digesteur ou méthaniseur. Le fluide caloporteur de cet échangeur est représenté par de l'eau chaude. Le deuxième échangeur est responsable de l'évacuation du reste de la chaleur du système frigorifique par condensation partielle ou totale du mélange de réfrigérants (selon les fluides de chaque sous-système). Ce surplus de chaleur est rejeté par un aéro-refroidisseur et un Chiller. Le fluide caloporteur dans ce cas est représenté par le TYFOXIT.

Une partie du besoin du digesteur provient du rejet direct de la chaleur des systèmes frigorifiques. La partie complémentaire est fournie par la pompe à chaleur et le réseau de TYFOXIT. L'intégration d'une TFP, dans le procédé d'épuration du biogaz, permet simultanément la production frigorifique au niveau de l'évaporateur et permet de fournir le besoin calorifique du digesteur au niveau du condenseur (Fig. 2.6).

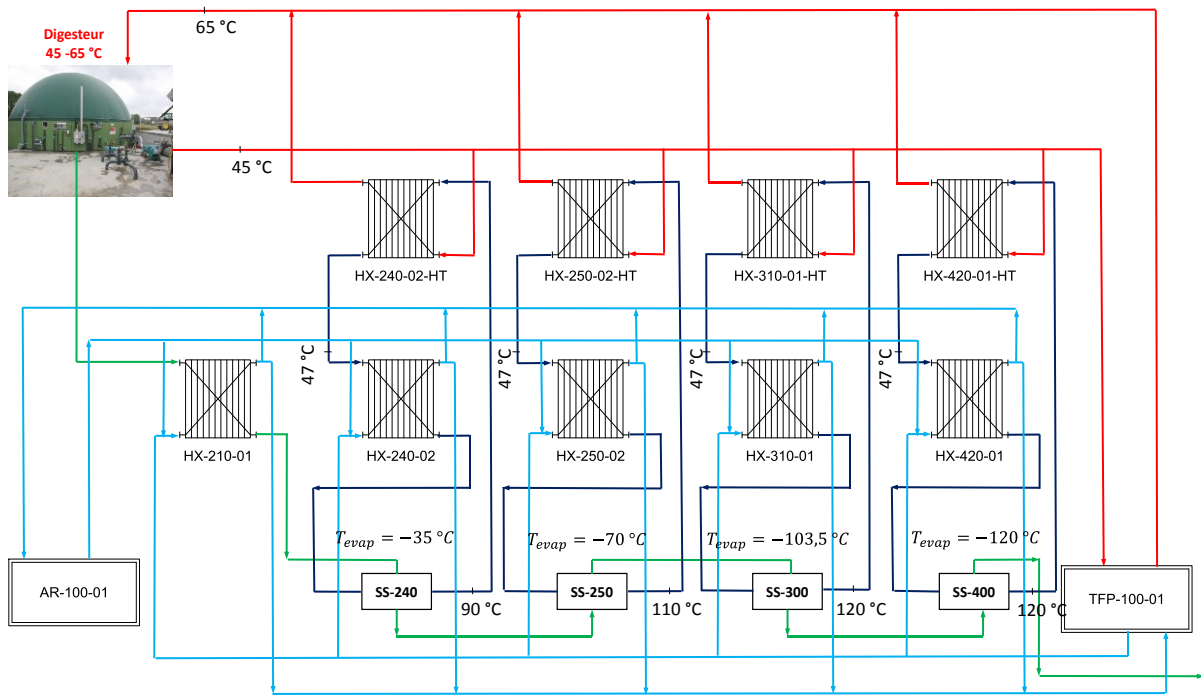


Figure 2.6 Représentation du système de récupération de la chaleur du procédé d'épuration et de l'intégration de la TFP

**HX-210-01** : Déshumidificateur biogaz

**HX-240-02** : Condenseur SS-240

**HX-250-02** : Condenseur SS-250

**HX-310-01** : Condenseur SS-300

**HX-420-01** : Condenseur SS-400

**HX-240-02-HT** : Echangeur de récupération haute température (HT), SS-240

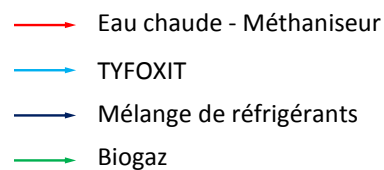
**HX-250-02-HT** : Echangeur de récupération haute température (HT), SS-250

**HX-310-01-HT** : Echangeur de récupération haute température (HT), SS-300

**HX-420-01-HT** : Echangeur de récupération haute température (HT), SS-400

**TFP-100-01** : Thermo-Frigo-Pompe

**AR-100-01** : Aéro-Refroidisseur



Le Biogaz (représenté par le flux vert sur la Fig. 2.6) traverse l'échangeur HX-210-01 afin de se refroidir en rejetant la chaleur d'une part vers l'aéro-refroidisseur car la température de refroidissement du biogaz dépend de la température ambiante et d'autre part vers l'évaporateur de la TFP. L'échangeur HX-210-01 assure la diminution de la teneur en eau du biogaz avant l'entrée aux sous-systèmes de givrage (SS-240 et SS-250). La température de sortie du biogaz de cet échangeur, doit atteindre une valeur comprise entre 1 et 5 °C. Le biogaz correspond dans

ce cas au flux chaud qui doit se refroidir, alors que le TYFOXIT représente le flux froid qui doit récupérer la chaleur.

La sortie biogaz du SS-230 est reliée à l'entrée du premier sous-système de déshumidification (SS-240). Le HX-240-02-HT représente l'échangeur de récupération directe entre l'eau chaude du digesteur et le mélange de réfrigérants du SS-240 (Mél-240). Le flux chaud est représenté par le Mél-240 et le flux froid est représenté par l'eau chaude. Le HX-240-02 représente le condenseur du système frigorifique du SS-240. Le flux chaud dans ce cas est représenté par le Mél-240 alors que le flux froid est représenté par le TYFOXIT. La chaleur alors est transférée vers l'aéro-refroidisseur et vers l'évaporateur de la TFP.

La sortie biogaz du SS-240 est reliée à l'entrée du deuxième sous-système de déshumidification (SS-250). Le HX-250-02-HT représente l'échangeur de récupération directe entre l'eau chaude du digesteur et le mélange de réfrigérants du SS-250 (Mél-250). Le flux chaud est représenté par le Mél-250 et le flux froid est représenté par l'eau chaude. Le HX-250-02 représente le condenseur du système frigorifique du SS-250. Le flux chaud dans ce cas est représenté par le Mél-250 alors que le flux froid est représenté par le TYFOXIT. La chaleur alors est transférée vers l'aéro-refroidisseur et vers l'évaporateur de la TFP.

La sortie biogaz du SS-250 est reliée à l'entrée du sous-système de décarbonation (SS-300). Le HX-310-01-HT représente l'échangeur de récupération directe entre l'eau chaude du digesteur et le mélange de réfrigérants du SS-300 (Mél-300). Le flux chaud est représenté par le Mél-300 et le flux froid est représenté par l'eau chaude. Le HX-310-01 représente le condenseur du système frigorifique du SS-300. Le flux chaud dans ce cas est représenté par le Mél-300 alors que le flux froid est représenté par le TYFOXIT. La chaleur alors est transférée vers l'aéro-refroidisseur et vers l'évaporateur de la TFP.

La sortie biogaz du SS-300 est reliée à l'entrée du sous-système de liquéfaction (SS-400). Le HX-420-01-HT représente l'échangeur de récupération directe entre l'eau chaude du digesteur et le mélange de réfrigérants du SS-400 (Mél-400). Le flux chaud est représenté par le Mél-400 et le flux froid est représenté par l'eau chaude. Le HX-420-01 représente le condenseur du système frigorifique du SS-400. Le flux chaud dans ce cas est représenté par le Mél-400 alors que le flux froid est représenté par le TYFOXIT. La chaleur alors est transférée vers l'aéro-refroidisseur et vers l'évaporateur de la TFP.

L'ensemble des différents débits de TYFOXIT (relatifs aux condenseurs HX-210-01, HX-240-02, HX-250-02, HX-310-01, HX-420-01), s'additionnent d'une part à l'entrée de l'évaporateur de la TFP-100-01 et d'autre part à l'entrée de l'aéro-refroidisseur. En fait, il y a deux circuits différents pour le TYFOXIT. Une partie du débit d'eau chaude, provenant du digesteur, traverse le condenseur de la TFP-100-01. L'ensemble des différents débits d'eau chaude, provenant des échangeurs de récupération Haute Température (HT) et du condenseur de la TFP-100-01, s'additionnent à l'entrée du digesteur.

Les températures d'entrée et de sortie du condenseur de la TFP (côté eau chaude), sont fixées par le processus de méthanisation, soit respectivement 45 et 65 °C. Les températures d'entrée et de sortie de l'évaporateur de la TFP (côté TYFOXIT) dépendent forcément des COP et des rendements exergetiques de chaque sous-système du pilote. En effet, la température d'entrée du TYFOXIT au niveau de l'évaporateur de la TFP, correspond à la moyenne des températures (fonction des différents débits) du TYFOXIT provenant des condenseurs de chaque sous-système.

Ainsi, une optimisation énergétique, exergetique et économique est effectuée afin d'identifier la température optimale du TYFOXIT à l'entrée de chaque sous-système du procédé. Pour chaque température d'entrée du TYFOXIT (aux différents sous-systèmes) correspond une température de sortie différente et par la suite une température d'évaporation différente au niveau de l'évaporateur de la TFP.

Dans la partie ci-dessous, à l'exception du SS-230, chaque sous-système est traité séparément tout en variant la température d'entrée du TYFOXIT au niveau de son condenseur. Ensuite, les différents sous-systèmes sont couplés à la TFP afin d'identifier le point de fonctionnement optimal. Le débit du TYFOXIT traversant le condenseur de chaque sous-système a été fixé afin de calculer la température de sortie du TYFOXIT en fonction de la température d'entrée correspondante. La température ambiante correspondante pour le calcul est de 5,17 °C. Les performances énergétiques et exergetiques de chaque sous-système sont déterminées en fonction de la température d'entrée du TYFOXIT. Le facteur dimensionnant est le débit du biogaz fixé à 85 Nm<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>.

### 2.2.1. Efficacité énergétique et exergetique du SS-240

Le système frigorifique du SS-240 est composé d'un compresseur, un condenseur, un détendeur et deux évaporateurs. A la sortie du condenseur, la condensation du Mél-240 est totale. La

Fig. 2.7 présente les propriétés T-h (température et enthalpie) du Mél-240, pour la pression de condensation correspondante. La pression de condensation dépend de la température d'entrée du TYFOXIT et la pression d'évaporation est fixée pour une température d'évaporation moyenne de -35 °C.

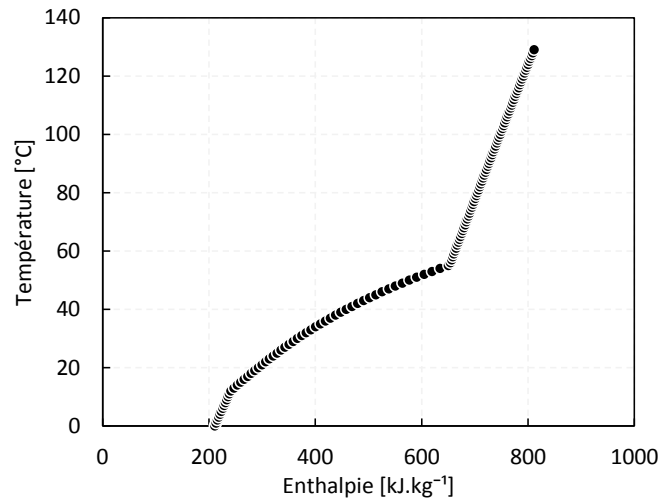


Figure 2.7 Diagramme T-h du Mél-240

Le tableau 2.4 présente les performances énergétiques et exergetiques de ce sous-système pour la température d'entrée de TYFOXIT minimale (-25 °C) et maximale (+2 °C). Le COP diminue d'une valeur de 3,63 à 2 lorsque la température d'entrée du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C. La dégradation du COP entraîne d'une part, la dégradation du rendement exergetique et d'autre part, l'augmentation de la consommation électrique du SS-240. La consommation électrique est représentée en Wh<sub>el</sub>.Nm<sup>-3</sup> de biogaz traité. Le rendement exergetique diminue d'une valeur de 0,78 à 0,65 et la consommation électrique augmente de 6,5 à 11,7 Wh<sub>el</sub>.Nm<sup>-3</sup>, soit 1,8 fois plus grande, lorsque la température d'entrée du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C.

L'énergie valorisée HT sur le digesteur est quarante fois plus grande lorsque la température d'entrée du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C. Cette énergie est récupérée par l'eau chaude afin d'augmenter sa température de 45 à 65 °C. L'énergie transférée vers l'aéro-refroidisseur augmente de 42 % lorsque la température du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C. L'énergie absorbée par l'évaporateur de la TFP diminue d'une valeur de 23 à 2,3 Wh.Nm<sup>-3</sup>, soit dix fois plus petite, lorsque la température du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C.

Tableau 2-4 Récapitulatif de la variation des différentes grandeurs en fonction de la température d'entrée du TYFOXIT, SS-240

	Température d'entrée du TYFOXIT	
	+2 °C	-25 °C
<b>COP (-)</b>	2,0	3,63
<b>Température de sortie TYFOXIT (°C)</b>	2,34	-20,6
<b>Rendement exergetique (-)</b>	0,65	0,78
<b>Consommation électrique (Wh<sub>el</sub>.Nm<sup>-3</sup>)</b>	11,7	6,5
<b>Energie valorisée HT, sur le digesteur (Wh.Nm<sup>-3</sup>)</b>	5	0,12
<b>Energie transférée vers l'aéro-refroidisseur (Wh.Nm<sup>-3</sup>)</b>	28	6,6
<b>Energie transférée vers l'évaporateur de la TFP (Wh.Nm<sup>-3</sup>)</b>	2,3	23

### 2.2.2. Efficacité énergétique et exergetique du SS-250

Le système frigorifique du SS-250 est composé d'un compresseur, un condenseur, deux détendeurs, deux évaporateurs et un évapo-condenseur. C'est un système frigorifique composé d'une cascade intégrée pour atteindre des basses températures au niveau de l'évaporateur (la température moyenne d'évaporation vaut -70 °C, ce qui permet de fixer la pression d'évaporation). A la sortie du condenseur, la condensation du Mél-250 est partielle. La Fig. 2.8 présente les propriétés T-h (température et enthalpie) du Mél-250, pour la pression de condensation correspondante.

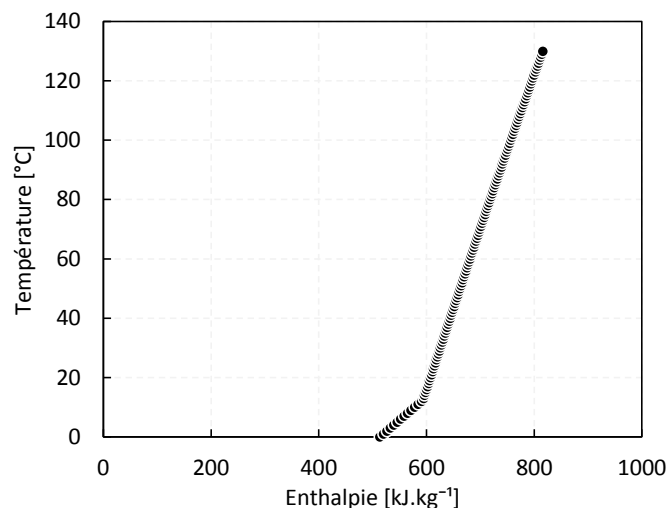


Figure 2.8 Diagramme T-h du Mél-250

Le tableau 2.5 présente les performances énergétiques et exergetiques de ce sous-système pour la température d'entrée de TYFOXIT minimale (-25 °C) et maximale (+2 °C). Le COP diminue

d'une valeur de 2,5 à 0,82 lorsque la température d'entrée du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C. Le rendement exergetique diminue d'une valeur de 0,8 à 0,4 et la consommation électrique augmente de 4 à 14 Wh<sub>el</sub>.Nm<sup>-3</sup>, soit 3,5 fois plus grande, lorsque la température d'entrée du TYFOXIT s'accroît de -25 °C à +2 °C.

L'énergie valorisée HT sur le digesteur est trois fois plus grande lorsque la température d'entrée du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C. L'énergie transférée vers l'aéro-refroidisseur est trois fois plus grande lorsque la température du TYFOXIT s'accroît de -25 °C à +2 °C. L'énergie transférée vers l'évaporateur de la TFP diminue d'une valeur de 35 à 6,7 Wh.Nm<sup>-3</sup>, soit cinq fois plus petite, lorsque la température du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C.

Tableau 2-5 Récapitulatif de la variation des différentes grandeurs en fonction de la température d'entrée du TYFOXIT, SS-250

	Température d'entrée du TYFOXIT	
	+2 °C	-25 °C
<b>COP (-)</b>	0,82	2,5
<b>Température de sortie TYFOXIT (°C)</b>	3,1	-19
<b>Rendement exergetique (-)</b>	0,4	0,8
<b>Consommation électrique (Wh<sub>el</sub>.Nm<sup>-3</sup>)</b>	14	4
<b>Energie valorisée HT sur le digesteur (Wh.Nm<sup>-3</sup>)</b>	3	0,94
<b>Energie transférée vers l'aéro-refroidisseur (Wh.Nm<sup>-3</sup>)</b>	18	5,9
<b>Energie transférée vers l'évaporateur de la TFP (Wh.Nm<sup>-3</sup>)</b>	6,7	35

### 2.2.3. Efficacité énergétique et exergetique du SS-300

Le système frigorifique du SS-300 est composé d'un compresseur, un condenseur, trois détendeurs, deux évaporateurs et deux évapo-condenseurs. C'est un système frigorifique en cascade intégrée pour atteindre des très basses températures au niveau de l'évaporateur (température moyenne d'évaporation vaut -103,5 °C). A la sortie du condenseur, la condensation du Mél-300 est partielle. La Fig. 2.9 présente les propriétés T-h (température et enthalpie) du Mél-300, pour la pression de condensation correspondante. Cette dernière dépend de la température d'entrée du TYFOXIT.

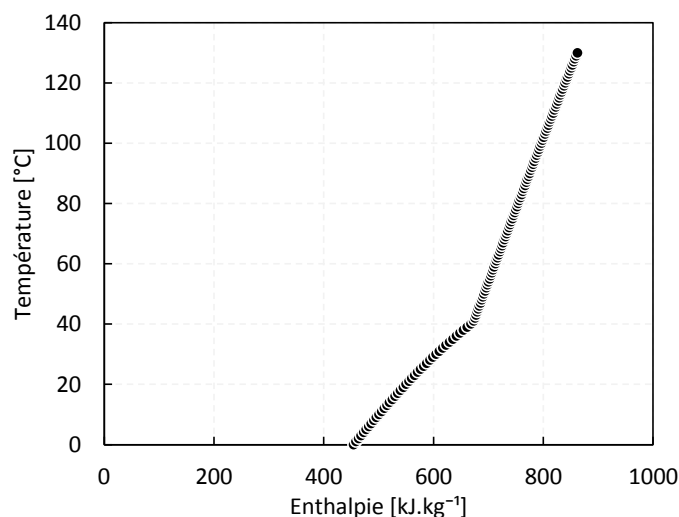


Figure 2.9 Diagramme T-h du Mél-300

Le tableau 2.6 présente les performances énergétiques et exergetiques de ce sous-système pour la température d'entrée de TYFOXIT minimale (-25 °C) et maximale (+2 °C). Le COP diminue d'une valeur de 0,6 à 0,38 lorsque la température d'entrée du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C. Le rendement exergetique diminue d'une valeur de 0,5 à 0,38 et la consommation électrique augmente de 200 à 310 Wh<sub>el</sub>.Nm<sup>-3</sup>, soit 1,5 fois plus grande, lorsque la température d'entrée du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C.

Tableau 2-6 Récapitulatif de la variation des différentes grandeurs en fonction de la température d'entrée du TYFOXIT, SS-300

	Température d'entrée du TYFOXIT	
	+2 °C	-25 °C
<b>COP (-)</b>	0,38	0,6
<b>Température de sortie TYFOXIT (°C)</b>	7,2	-6,5
<b>Rendement exergetique (-)</b>	0,36	0,5
<b>Consommation électrique (Wh<sub>el</sub>.Nm<sup>-3</sup>)</b>	310	200
<b>Energie valorisée HT sur le digesteur (Wh.Nm<sup>-3</sup>)</b>	180	100
<b>Energie transférée vers l'aéro-refroidisseur (Wh.Nm<sup>-3</sup>)</b>	220	120
<b>Energie transférée vers l'évaporateur de la TFP (Wh.Nm<sup>-3</sup>)</b>	30	98

L'énergie valorisée HT sur le digesteur est deux fois plus grande lorsque la température d'entrée du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C. L'énergie transférée vers l'aéro-refroidisseur est deux fois plus grande lorsque la température du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C.



L'énergie transférée vers l'évaporateur de la TFP diminue d'une valeur de 98 à 30 Wh.Nm<sup>-3</sup>, soit trois fois plus petite, lorsque la température du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C.

#### 2.2.4. Efficacité énergétique et exergetique du SS-400

Le système frigorifique du SS-400 est composé d'un compresseur, un condenseur, trois détendeurs, deux évaporateurs et deux évapo-condenseur. C'est un système frigorifique composé de deux cascades intégrées pour atteindre des très basses températures au niveau de l'évaporateur (température moyenne d'évaporation vaut -120 °C). A la sortie du condenseur, la condensation du Mél-400 est partielle. La Fig. 2.10 présente les propriétés T-h (température et enthalpie) du Mél-400, pour la pression de condensation correspondante. Cette dernière dépend de la température d'entrée du TYFOXIT.

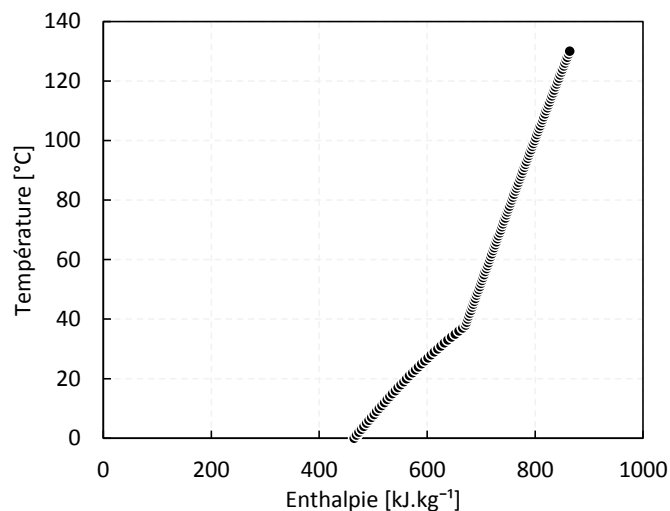


Figure 2.10 Diagramme T-h du Mél-400

Le tableau 2.7 présente les performances énergétiques et exergetiques de ce sous-système pour la température d'entrée de TYFOXIT minimale (-25 °C) et maximale (+2 °C). Le COP diminue d'une valeur de 0,46 à 0,38 lorsque la température d'entrée du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C. Le rendement exergetique diminue d'une valeur de 0,5 à 0,38 et la consommation électrique augmente de 130 à 190 Wh<sub>el</sub>.Nm<sup>-3</sup>, soit 1,5 fois plus grande, lorsque la température d'entrée du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C.

L'énergie valorisée HT sur le digesteur est deux fois plus grande lorsque la température d'entrée du TYFOXIT s'accroît de -25 °C à +2 °C. L'énergie transférée vers l'aéro-refroidisseur est deux fois plus grande lorsque la température du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C.

L'énergie transférée vers l'évaporateur de la TFP diminue d'une valeur de 58 à 16 Wh.Nm<sup>-3</sup>, soit 3,6 plus petite, lorsque la température du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C.

Tableau 2-7 Récapitulatif de la variation des différentes grandeurs en fonction de la température d'entrée du TYFOXIT, SS-400

	Température d'entrée du TYFOXIT	
	+2 °C	-25 °C
<b>COP (-)</b>	0,3	0,46
<b>Température de sortie TYFOXIT (°C)</b>	5,02	-14,3
<b>Rendement exergetique (-)</b>	0,36	0,5
<b>Consommation électrique (Wh<sub>el</sub>.Nm<sup>-3</sup>)</b>	190	130
<b>Energie valorisée HT sur le digesteur (Wh.Nm<sup>-3</sup>)</b>	100	58
<b>Energie transférée vers l'aéro-refroidisseur (Wh.Nm<sup>-3</sup>)</b>	130	70
<b>Energie transférée vers l'évaporateur de la TFP (Wh.Nm<sup>-3</sup>)</b>	16	58

### 2.2.5. Efficacité énergétique et exergetique du procédé d'épuration

La Fig. 2.11 présente la variation de l'énergie totale transférée par le procédé d'épuration. L'énergie transférée par le procédé d'épuration est divisée en trois parties :

- Energie récupérée, à haute température (HT), valorisée sur le digesteur.
- Energie récupérée par le circuit TYFOXIT et transférée vers l'aéro-refroidisseur.
- Energie récupérée par le circuit TYFOXIT au niveau des condenseurs de chaque sous-système du procédé. Cette énergie est celle qui est transférée vers l'évaporateur de la TFP.

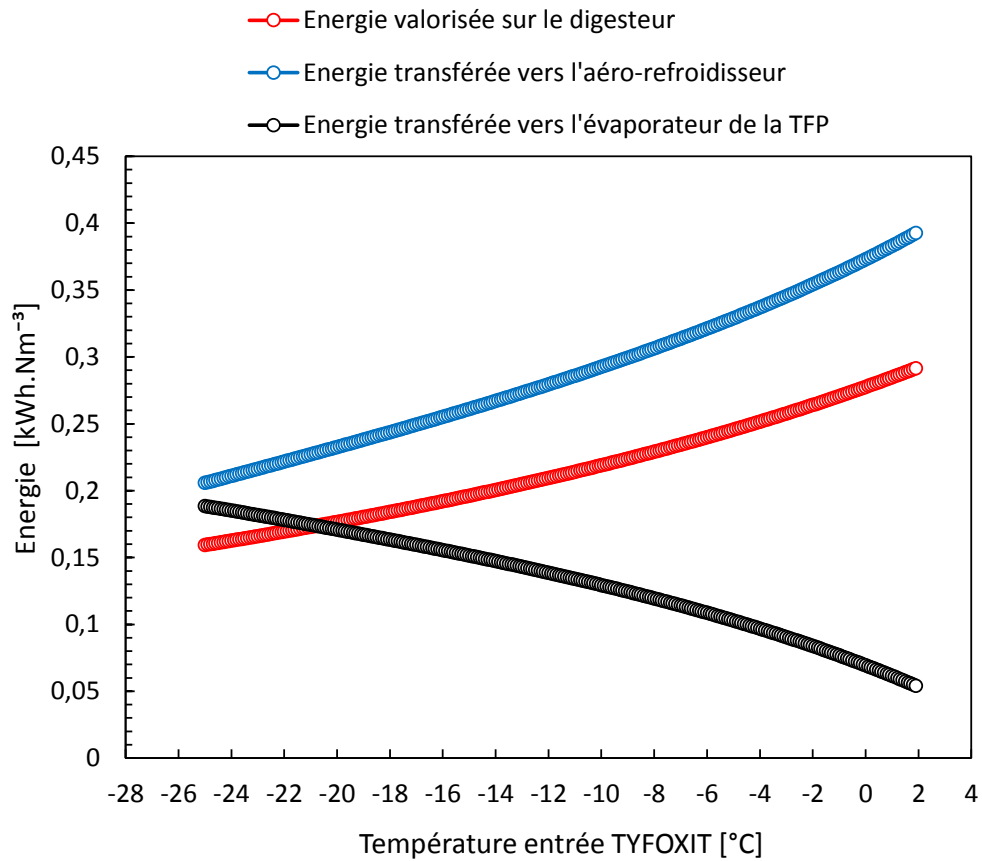


Figure 2.11 Variation de l'énergie transférée et valorisée

L'énergie valorisée sur le digesteur est deux fois plus grande lorsque la température d'entrée du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C. L'énergie transférée vers l'aéro-refroidisseur est deux fois plus grande lorsque la température du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C. L'énergie transférée vers l'évaporateur de la TFP diminue d'une valeur de 0,19 à 0,05 kWh.Nm<sup>-3</sup>, soit quatre fois plus petite, lorsque la température du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C.

Le tableau 2.8 présente la proportion de la consommation électrique de chaque sous-système du procédé d'épuration. Quelle que soit la température d'entrée du TYFOXIT, la contribution des sous-systèmes 300 et 400, à la consommation électrique totale, est presque dominante (97 % pour une température de -25 °C et 95,1 % pour une température de 2 °C). Ainsi, l'efficacité exergétique du procédé d'épuration correspond à celle du SS-300 et SS-400 (tableau 2.6 et tableau 2.7).

Tableau 2-8 Proportion de la consommation électrique de chaque sous-système

	Température d'entrée du TYFOXIT	
	+2 °C	-25 °C
<i>Répartition de la consommation électrique de chaque sous-système (%)</i>		
<b>SS-240</b>	2,2 %	1,9 %
<b>SS-250</b>	2,7 %	1,1 %
<b>SS-300</b>	58,9 %	59,8 %
<b>SS-400</b>	36,2 %	37,2 %

Une analyse énergétique et exergetique du système complet (procédé d'épuration + TFP) est réalisée afin de déterminer la température d'entrée de TYFOXIT optimale.

## 2.3. Efficacité énergétique et exergetique du système complet

### 2.3.1. Intégration thermique

La Fig. 2.12 est une représentation schématique de la méthode de l'intégration thermique des différents flux du système. Cette méthode permet d'identifier l'emplacement de la TFP et les énergies minimales requises froides (évaporateur de la TFP) et chaudes (condenseur de la TFP).

Les flux froids correspondent aux flux qui doivent se chauffer dans le système (TYFOXIT côté condenseur de chaque sous-système, TYFOXIT côté aéro-refroidisseur et eau chaude vers le digesteur). Les flux chauds correspondent aux flux qui doivent se refroidir (mélanges de réfrigérants de chaque sous-système, biogaz traversant le SS-230 et TYFOXIT provenant des condenseurs de chaque sous-système après récupération).

L'emplacement de la TFP au niveau du point de pincement consiste à évacuer la chaleur du côté de l'évaporateur ( $EMR_f$ ) et à la pomper à un niveau de température plus élevée au niveau du digesteur ( $EMR_c$ ). Il existe deux différents cas de fonctionnement selon le besoin :

- Si la puissance chaude transférée vers le condenseur de la TFP est supérieure au besoin ( $EMR_c$ ), une partie de cette chaleur sera transférée vers l'aéro-refroidisseur.
- Si la puissance chaude transférée vers le condenseur de la TFP est inférieure au besoin ( $EMR_c$ ), une partie de l'énergie transférée vers l'aéro-refroidisseur sera transférée vers l'évaporateur de la TFP.

- Energie transférée vers l'évaporateur de la TFP =  $EMR_f$
- Energie transférée vers l'aéro-refroidisseur
- Energie valorisée sur le digesteur
- Energie transférée vers le condenseur de la TFP =  $EMR_c$

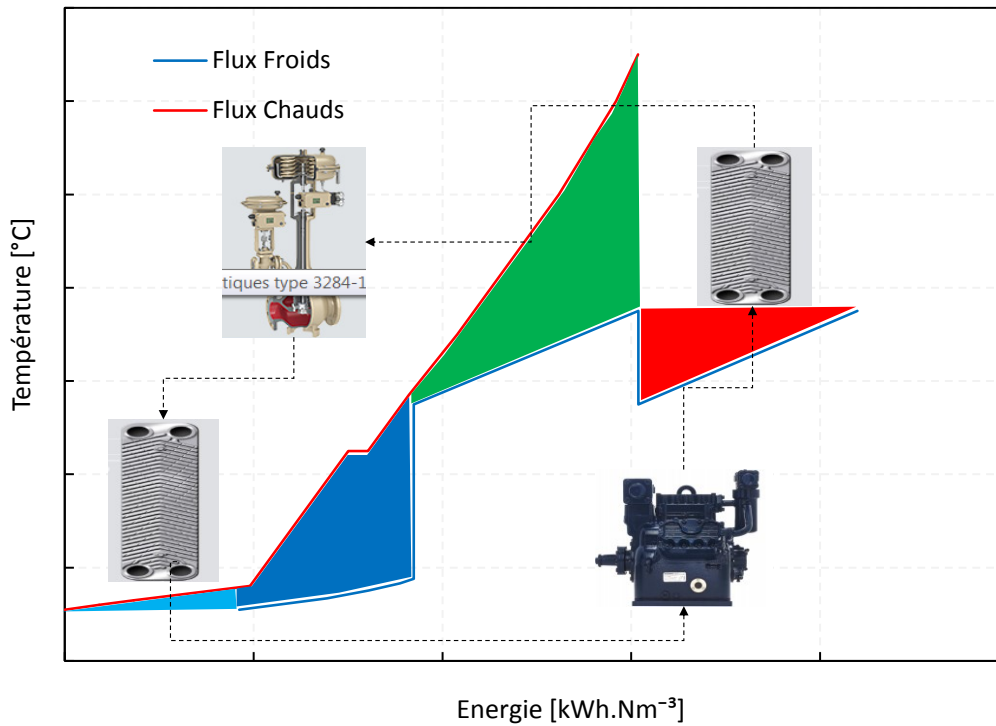


Figure 2.12 Intégration thermique des différents flux du système et intégration de la TFP

### 2.3.2. Composants et cycle thermodynamique de la TFP

La Fig. 2.13 présente les différents composants de la TFP intégrée dans le procédé d'épuration.

- **Compresseur** : Compression adiabatique avec un rendement isentropique de 65 %, allant de la Basse Pression (BP) vers la Haute Pression (HP) du mélange de réfrigérants de la TFP.
- **Condenseur** : Echangeur à contre-courant entre l'eau chaude du digesteur et le mélange de réfrigérants de la TFP.
- **Détendeur** : Détente isenthalpique (à enthalpie constante) du mélange de réfrigérants de la HP vers la BP
- **Evaporateur** : Echangeur à contre-courant entre le TYFOXIT (sortie vers les condenseurs des différents sous-systèmes) et le mélange de réfrigérants de la TFP.

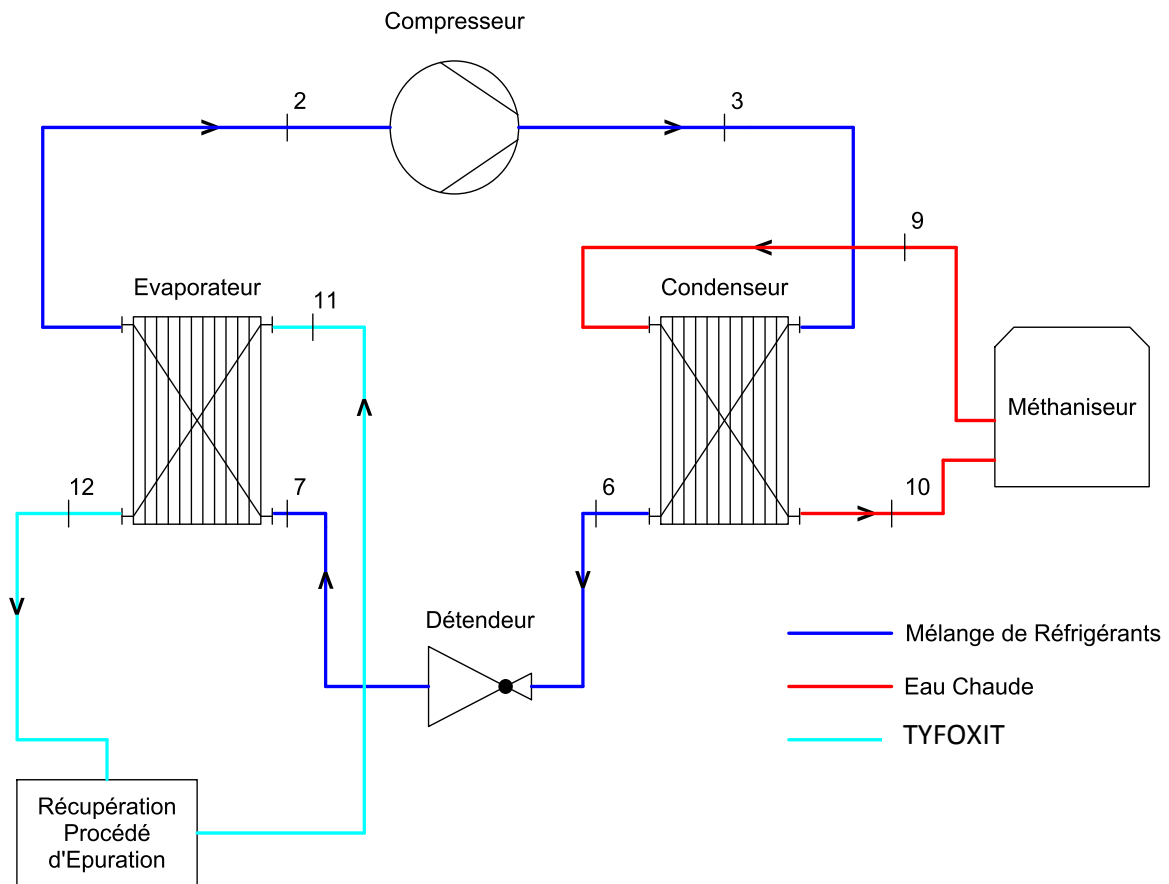


Figure 2.13 Composants de la TFP et intégration dans le procédé d'épuration

Le cycle thermodynamique de la TFP est représenté sur un diagramme T-s, pour un mélange de réfrigérants avec un glissement de température (Fig. 2.14). Le point 1 correspond à la sortie de l'évaporateur saturée en vapeur. Le point 2 correspond à une surchauffe à la sortie de l'évaporateur. Le point 3 correspond à la sortie du compresseur. Le point 4 correspond au début de la condensation du mélange de réfrigérants dans le condenseur. Le point 5 correspond à la saturation en liquide du mélange. Le point 6 correspond à un sous refroidissement du mélange de réfrigérant à la sortie du condenseur. Le point 7 correspond à l'entrée évaporateur du mélange de réfrigérants. Le point 9 correspond à l'entrée du fluide caloporteur (eau chaude) au niveau du condenseur. Le point 10 correspond à la sortie du fluide caloporteur au niveau du condenseur. Le point 11 correspond à l'entrée du fluide frigorigère (TYFOXIT) au niveau de l'évaporateur. Le point 12 correspond à la sortie du fluide frigorigère au niveau de l'évaporateur.

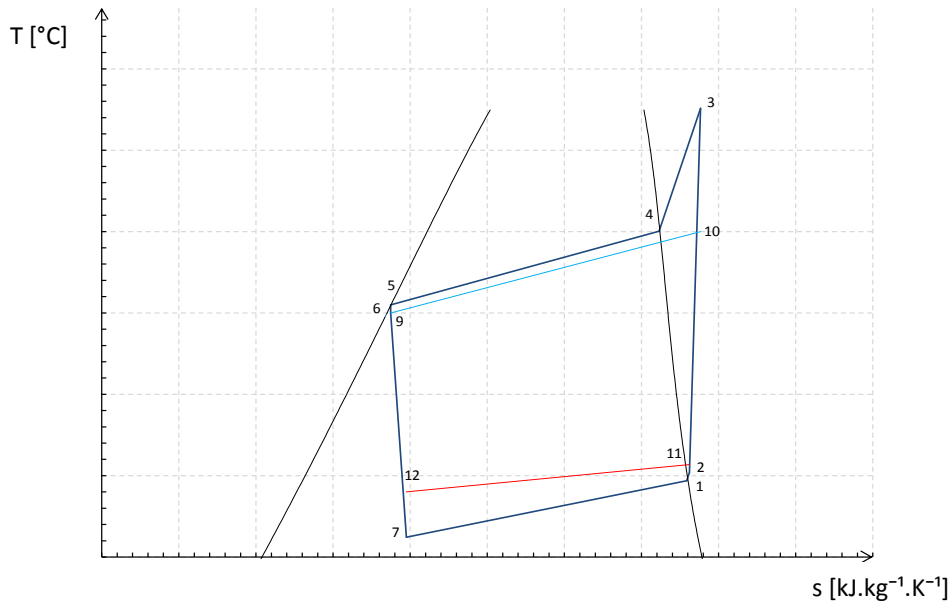


Figure 2.14 Diagramme T-s de la TFP

L'énergie qu'il faut fournir à l'eau chaude au niveau du condenseur de la TFP (reste du besoin du digesteur) dépend de deux grandeurs :

- Le besoin du digesteur qui dépend de la région et de la saison de fonctionnement (température ambiante). Le tableau 2.9 présente le besoin énergétique du digesteur pour une région donnée, en fonction de la température ambiante moyenne et du mois correspondant. Le besoin énergétique du digesteur est d'autant plus faible que la température ambiante est élevée.

Tableau 2-9 Besoin en chaleur du digesteur en fonction du mois et de la température ambiante (Cryo Pur, 2015).

	$T_{amb,avg}$ (°C)	$\dot{Q}$ (kW)
<b>Janvier</b>	5,17	53,32
<b>Février</b>	5,8	52,45
<b>Mars</b>	8,52	49,15
<b>Avril</b>	11,09	46,41
<b>Mai</b>	14,9	41,66
<b>Juin</b>	18,26	37,58
<b>Juillet</b>	20,06	34,98
<b>Août</b>	20,03	35,20
<b>Septembre</b>	16,47	39,13
<b>Octobre</b>	13,16	43,62
<b>Novembre</b>	8,42	49,66
<b>Décembre</b>	5,47	52,61

- L'énergie récupérée HT, valorisée sur le digesteur, qui dépend de la température du TYFOXIT à l'entrée des sous-systèmes du procédé d'épuration. Cette dernière est indépendante de la température ambiante.

### 2.3.3. Energie fournie au niveau du condenseur de la TFP

La Fig. 2.15 présente la variation de l'énergie à fournir au niveau du condenseur de la TFP pour chaque mois et en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP. Cette température correspond à la température du TYFOXIT à l'entrée des condenseurs de chaque sous-système frigorifique du procédé d'épuration.

D'une part, quel que soit le mois de fonctionnement, l'énergie fournie au niveau du condenseur de la TFP se dégrade lorsque la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP s'accroît de -25 °C à 2 °C. D'autre part, l'énergie fournie dépend du mois de fonctionnement du procédé. En effet, le besoin énergétique du digesteur varie en fonction de la température ambiante moyenne.

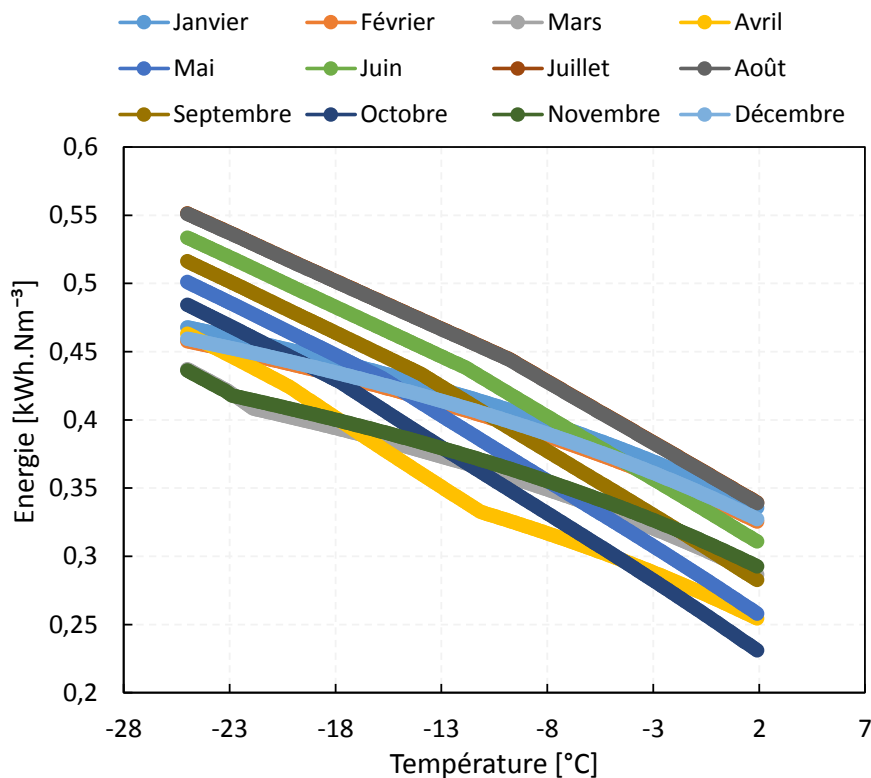


Figure 2.15 Energie qu'il faut fournir à l'eau chaude au niveau du condenseur de la TFP en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP



### 2.3.4. Energie absorbée par l'évaporateur de la TFP

L'énergie absorbée par l'évaporateur de la TFP correspond à la somme des rejets énergétiques de chaque sous-système du procédé. La Fig. 2.16 présente la variation de l'énergie absorbée par l'évaporateur de la TFP, par mois de fonctionnement, en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP.

D'une part, quel que soit le mois de fonctionnement, l'énergie absorbée par l'évaporateur de la TFP diminue lorsque la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP augmente de -25 °C à 2 °C. D'autre part, l'énergie absorbée dépend du mois de fonctionnement du procédé.

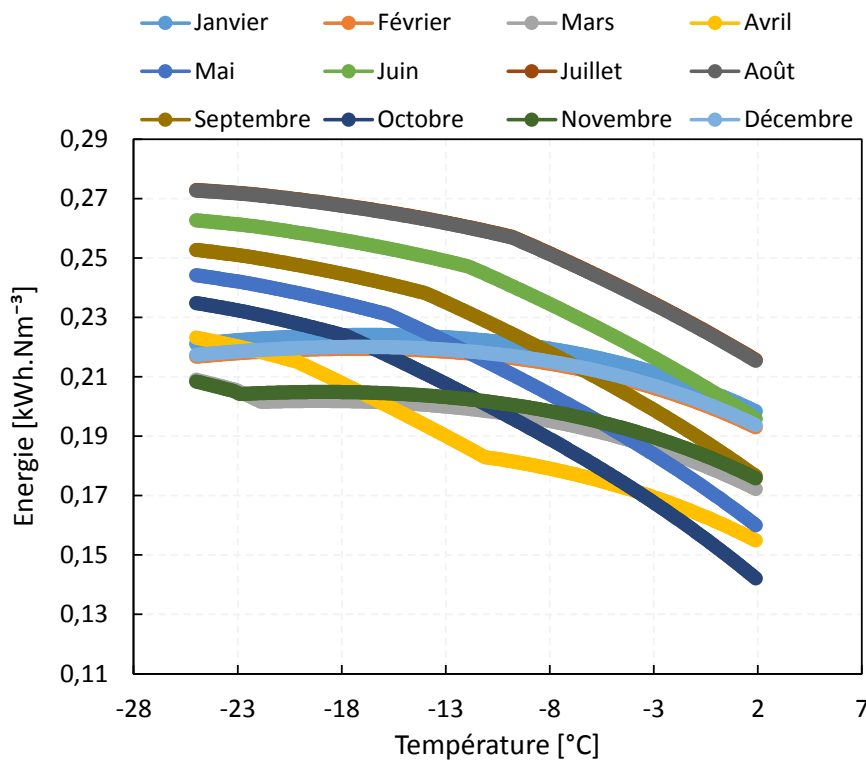


Figure 2.16 Energie absorbée par l'évaporateur de la TFP en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP

L'analyse énergétique au niveau la TFP permet d'identifier mensuellement, l'énergie absorbée par l'évaporateur et l'énergie fournie au niveau du digesteur pour vérifier s'il y a un déficit ou bien un surplus d'énergie. S'il y a un déficit énergétique au niveau du digesteur, une partie de l'énergie rejetée par le procédé d'épuration vers l'aéro-refroidisseur est transférée vers les condenseurs des sous-systèmes frigorifiques du procédé d'épuration et par la suite vers l'évaporateur de la TFP. S'il y a un surplus d'énergie au niveau du condenseur de la TFP, ce

surplus sera rejeté vers l'aéro-refroidisseur (Fig. 2.17). D'une part, un apport énergétique s'avère nécessaire à partir du mois de janvier jusqu'au mois de mars puis à partir du mois de novembre jusqu'au mois de décembre. En effet, pendant ces mois, l'énergie qu'il faut évacuer par l'évaporateur de la TFP est supérieure à l'énergie transférée par les sous-systèmes frigorifiques du procédé vers l'évaporateur. Cet apport énergétique est fourni en diminuant la part de l'énergie transférée par les sous-systèmes du procédé d'épuration vers l'aéro-refroidisseur (diminution de débit) afin d'augmenter la part de l'énergie transférée vers l'évaporateur de la TFP. D'autre part, un surplus énergétique est présent au niveau du condenseur de la TFP (l'énergie fournie est supérieure au besoin énergétique du digesteur), à partir du mois d'avril jusqu'au mois d'octobre. Ce surplus énergétique est transféré vers l'aéro-refroidisseur afin de fournir le besoin énergétique demandé pour le digesteur au niveau du condenseur de la TFP et d'évacuer la chaleur au niveau de l'évaporateur de la TFP.

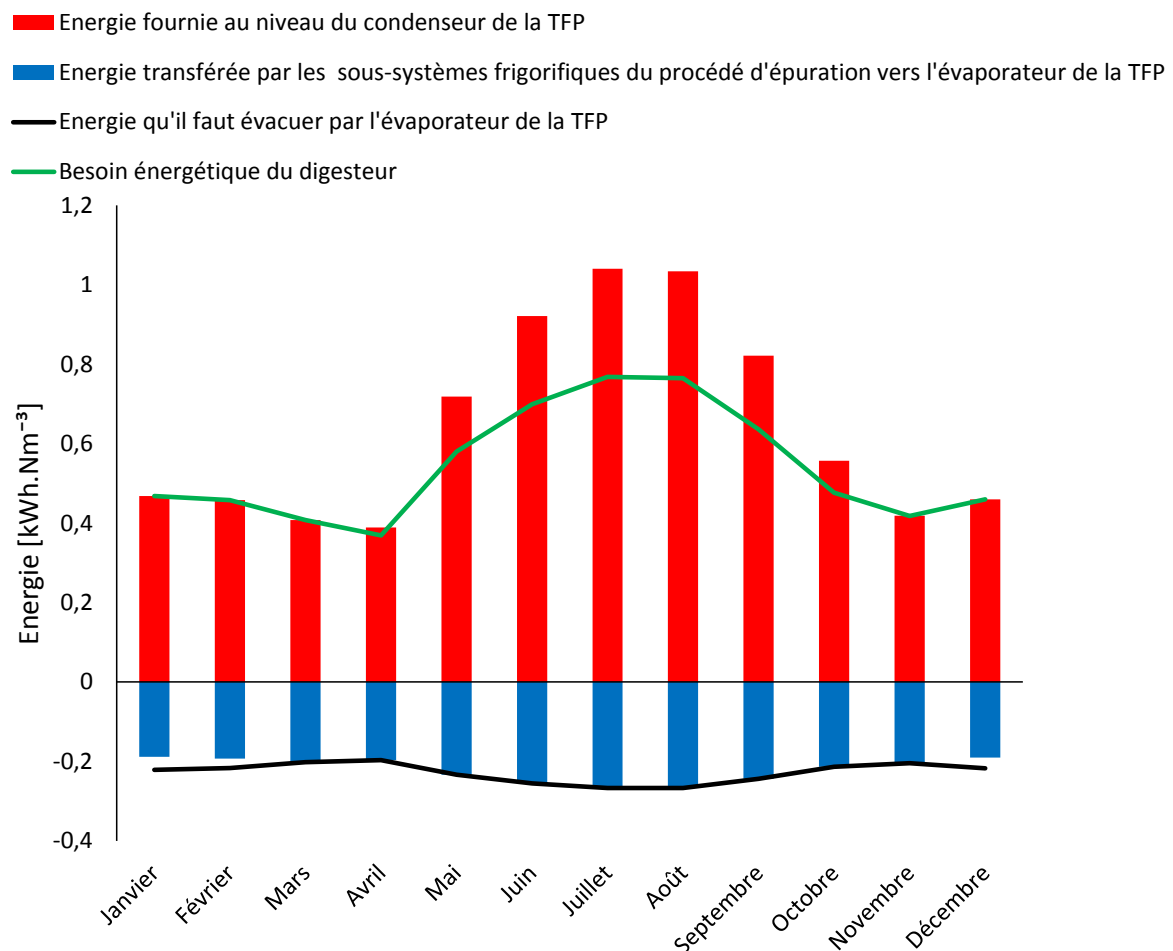


Figure 2.17 Besoin énergétique du système complet pour une température de TYFOXIT, à la sortie de l'évaporateur de la TFP, de -25 °C.

### 2.3.5. Consommation électrique du système complet

La consommation électrique du système complet (procédé d'épuration et TFP) est la somme des consommations électriques de chaque sous-système du procédé d'épuration, de la consommation électrique de l'aéro-refroidisseur et de la consommation électrique de la TFP (Fig. 2.18). La consommation électrique varie en fonction du mois de fonctionnement du système.

La température de fonctionnement optimal est définie comme étant la température au niveau de laquelle la consommation électrique du système est la plus faible. La consommation électrique minimale varie selon le mois de fonctionnement. En effet, pour les mois de Janvier, Février et Décembre, la consommation électrique est minimale lorsque la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP est de  $-25\text{ °C}$ . Pour les mois d'avril, mai, juin et juillet, la consommation électrique est minimale lorsque la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP est de  $-17,2\text{ °C}$ . Pour les mois de mars et de novembre, la consommation électrique minimale correspond à une température proche de  $-22,5\text{ °C}$ .

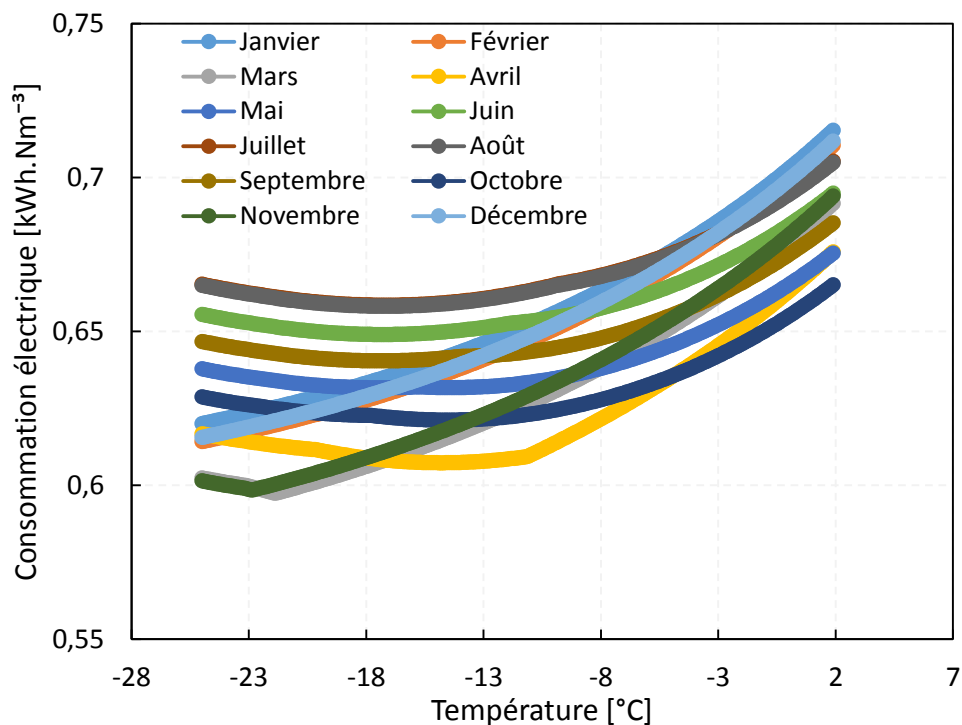


Figure 2.18 Variation de la consommation électrique totale, pour chaque mois, en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP

### 2.3.6. Rendement exergetique de la TFP et du système complet

La Fig 2.19 présente le rendement exergetique de la TFP, par mois de fonctionnement, en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de la TFP. Le rendement exergetique est presque indépendant de la température du TYFOXIT. Le rendement exergetique varie de 0,34 % lorsque la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP augmente de -25 °C à 2 °C. La valeur du rendement exergetique de la TFP est de l'ordre de 0,59.

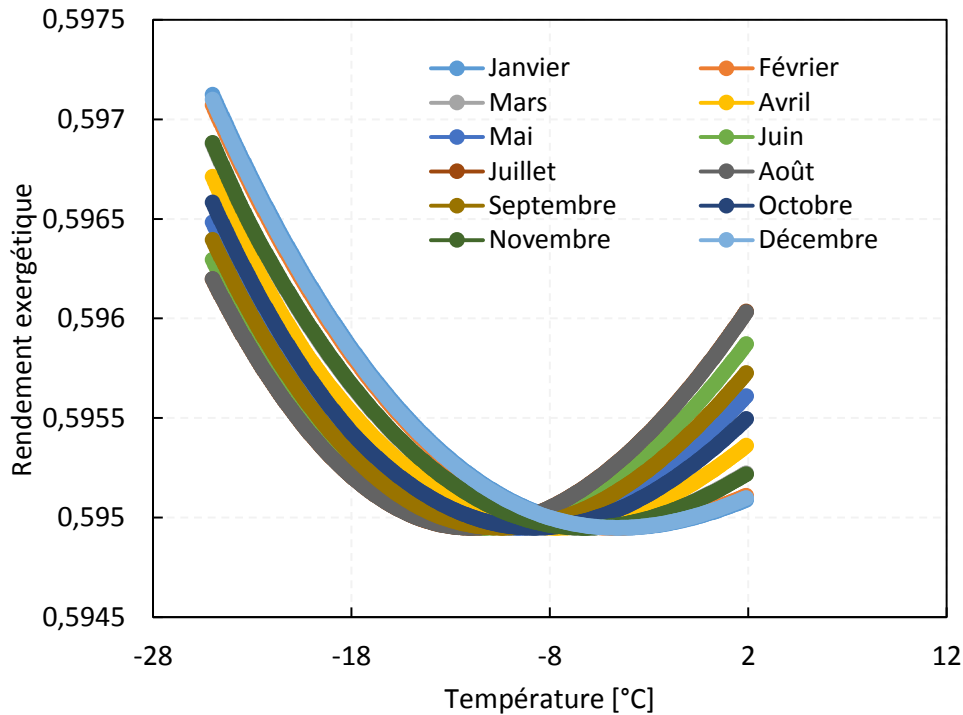


Figure 2.19 Variation du rendement exergetique de la TFP, par mois de fonctionnement, en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de la TFP.

Le rendement exergetique du système complet dépend du rendement exergetique de la TFP et du rendement exergetique des sous-systèmes 300 et 400 du procédé d'épuration (voir §2.3.5). Le rendement exergetique des sous-systèmes 300 et 400 varie de 0,5 à 0,36 lorsque la température du TFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP augmente de -25 °C à 2 °C.

La Fig. 2.20 présente la variation du rendement exergetique de tout le système (procédé d'épuration + TFP). D'une part, le rendement exergetique global est indépendant du mois de fonctionnement du système et d'autre part, le rendement exergetique global se dégrade de 0,53 à 0,44 lorsque la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP augmente de -25 °C à 2 °C.

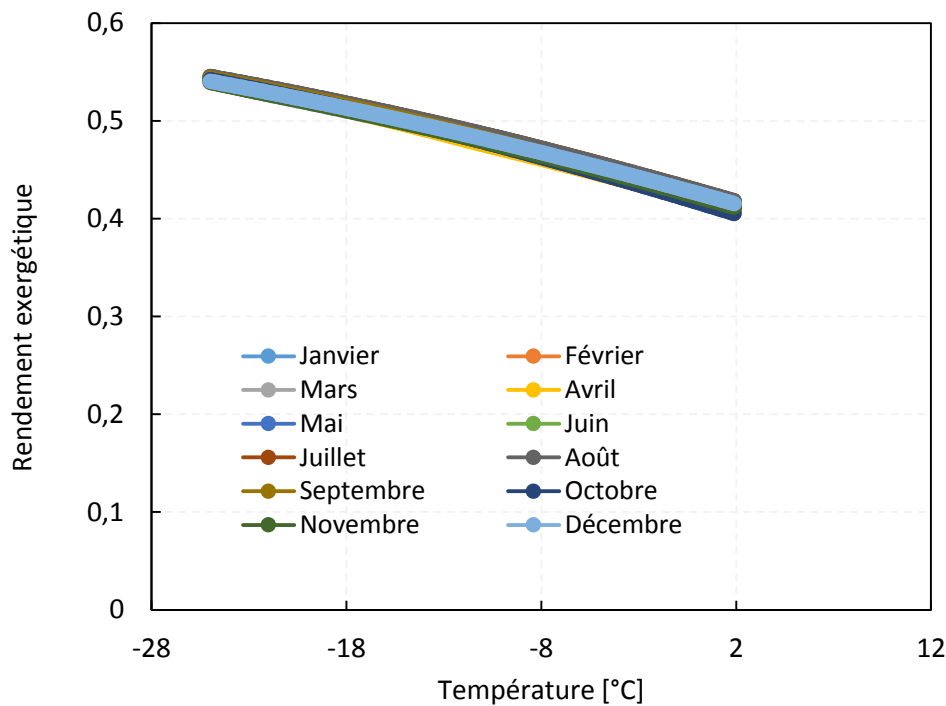


Figure 2.20 Variation du rendement exergetique du système, par mois de fonctionnement, en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP

En conclusion, l'optimisation énergétique et exergetique du système complet dépend essentiellement de la consommation électrique de la TFP et de son rendement exergetique. Ainsi, l'optimisation consiste à choisir la température d'évaporation de la TFP pour laquelle le rendement exergetique global est le plus élevé et la consommation électrique totale est la plus faible. Dans la partie suivante plusieurs mélanges ont été considérés, pour la TFP, afin d'optimiser énergétiquement, exergetiquement et économiquement le système complet.

## 2.4. Optimisation énergétique, exergetique et économique du système complet

Afin d'optimiser énergétiquement et exergetiquement le système, deux différents mélanges de réfrigérants et un fluide pur ont été considérés pour la TFP (tableau. 2.10). L'optimisation suppose un seul mois de fonctionnement, celui de juillet (température ambiante la plus élevée).

Tableau 2-10 Compositions des mélanges de la TFP et fluide pur

	<i>Mél-001</i> <b>R 152 a</b> x % <b>R 1233zd</b> y % <b>R 32</b> z %	<i>Mél-002</i> <b>Isobutane</b> x' % <b>Propane</b> y' %	<b>Propane</b>
PRG	201	3,6	3,3

#### 2.4.1. Analyse énergétique et exergetique de la TFP

La Fig. 2.21 présente la variation du COP de la TFP, pour les mélanges et le propane, en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur. Le COP augmente lorsque la température du TYFOXIT augmente de -25 °C à 2 °C, quel que soit le mélange ou le fluide pur utilisé. Le Mél-001 possède le COP le plus élevé par rapport au Mél-002 et au propane.

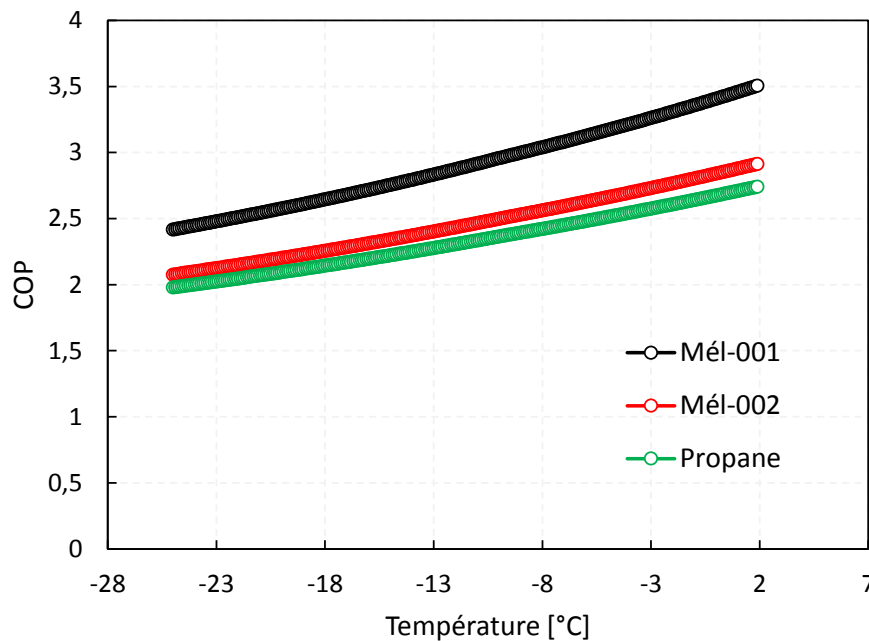


Figure 2.21 Variation du COP de la TFP en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur

La Fig. 2.22 présente la variation du taux de compression, pour les mélanges et le propane, en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur. Le taux de compression diminue lorsque la température du TYFOXIT augmente de -25 °C à 2 °C. Pour une température plus basse que -13 °C, le taux de compression le plus élevé correspond aux Mél-001 et Mél-002. Pour une température supérieure à -13 °C, le taux de compression des Mél-001 et Mél-002 est légèrement supérieur à celui du propane.

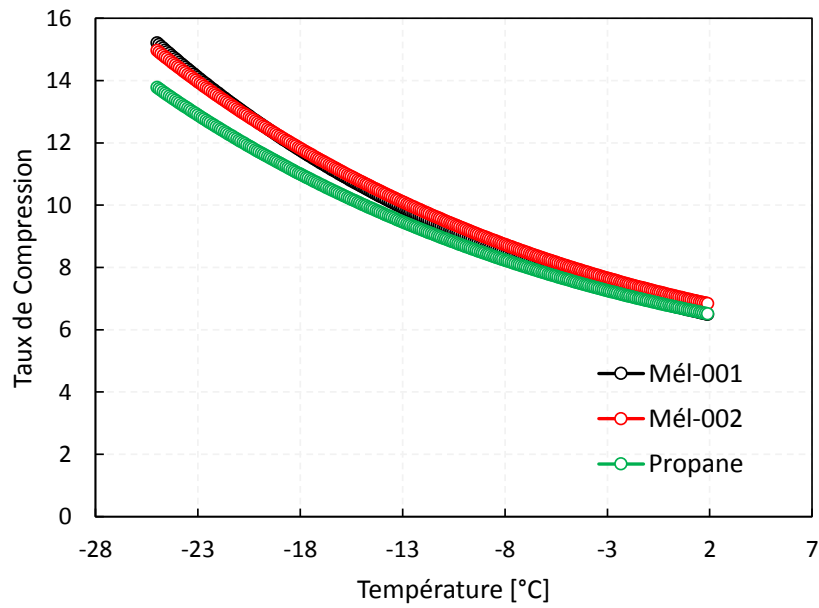


Figure 2.22 Variation du COP de la TFP en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur

La Fig. 2.23 présente la variation du rendement exergetique, pour les deux mélanges et le propane, en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur. Le rendement exergetique le plus élevé (0,74) correspond à la TFP utilisant le Mél-001.

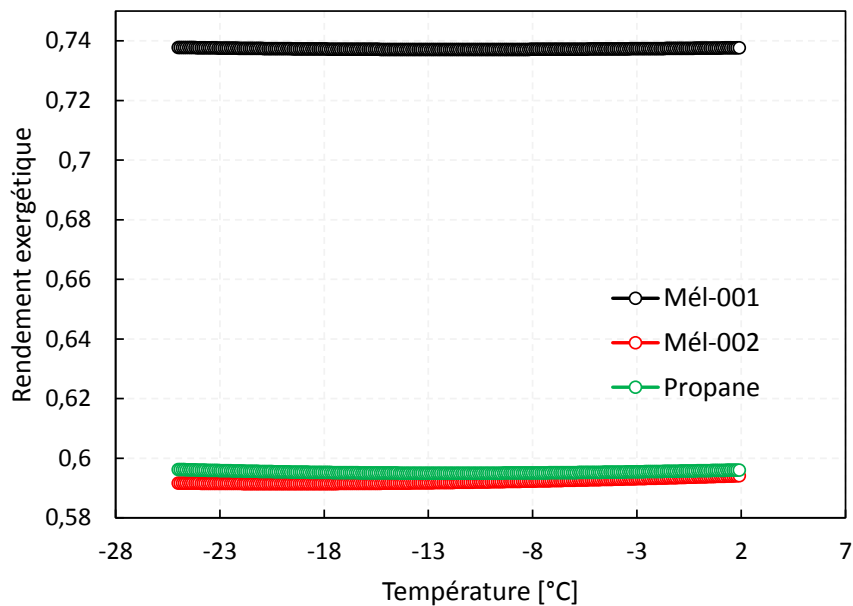


Figure 2.23 Variation du rendement exergetique de la TFP en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur

La Fig. 2.24 présente le diagramme de Sankey de la TFP utilisant le Mél-001, pour une température de TYFOXIT de -25 °C à la sortie de l'évaporateur. Ce diagramme permet de

représenter les flux d'exergie et d'anergie. Le flux exergetique d'un composant à l'autre est représenté par la couleur verte et le flux d'anergie est représenté par la couleur orange claire. Les pertes exergetiques associées à chaque composant sont notées en rouge sur chacun des composants.

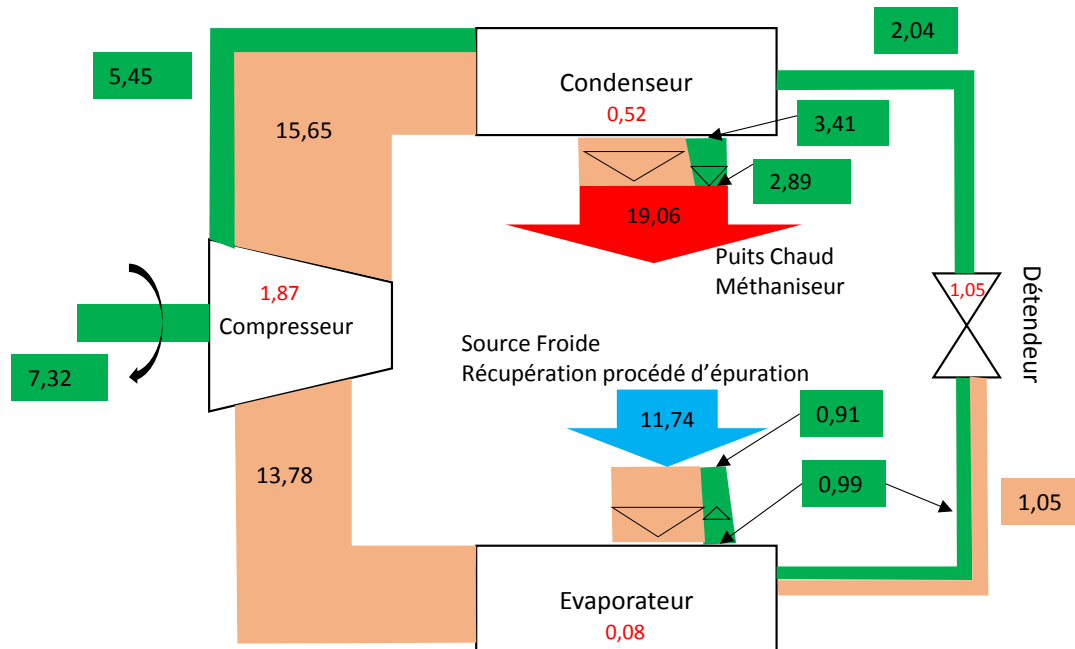


Figure 2.24 Diagramme de Sankey de la TFP

#### 2.4.2. Optimisation énergétique du système

La Fig. 2.25 présente la consommation électrique totale (procédé d'épuration et TFP), pour les mélanges et le propane, en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur. D'une part, la consommation électrique totale est la plus faible lorsque le Mél-001 est utilisé. Ceci est vrai pour toute la plage de température. D'autre part, la consommation électrique totale du procédé d'épuration et de la TFP utilisant le Mél-001 est la plus faible ( $0,57 \text{ kWh}_{\text{el}} \cdot \text{Nm}^{-3}$ ) pour une température de TYFOXIT de  $-25 \text{ }^\circ\text{C}$ . L'optimum énergétique dans le cas du Mél-001 est inférieur à une température de  $-25 \text{ }^\circ\text{C}$ . L'optimum énergétique dans le cas du Mél-002 est proche d'une température de  $-21 \text{ }^\circ\text{C}$  alors que celui du propane est proche de  $-17,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .



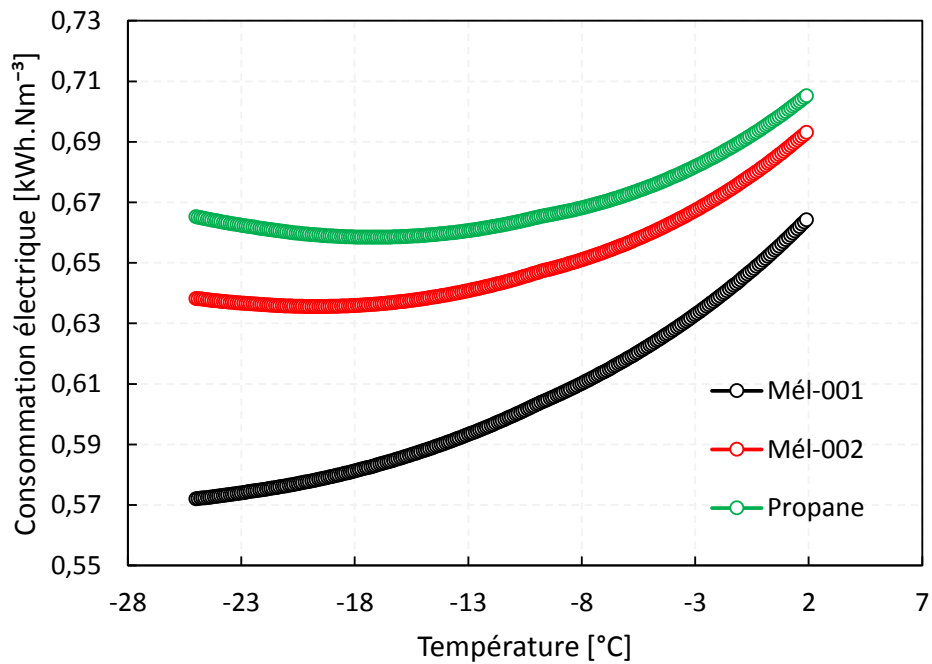


Figure 2.25 Consommation électrique totale en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP

### 2.4.3. Optimisation exergetique du système

La Fig. 2.26 présente le rendement exergetique global (procédé d'épuration et TFP), pour les mélanges et le propane, en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur. D'une part, le rendement exergetique global du système est le plus élevé lorsque le Mél-001 est utilisé pour la TFP. D'autre part, lorsque la température du TYFOXIT augmente de -25 °C à +2 °C, le rendement exergetique diminue. Le rendement exergetique, correspondant à la consommation électrique la plus faible (température de -25 °C lorsque le Mél-001 est utilisé pour la TFP), est de 0,58.

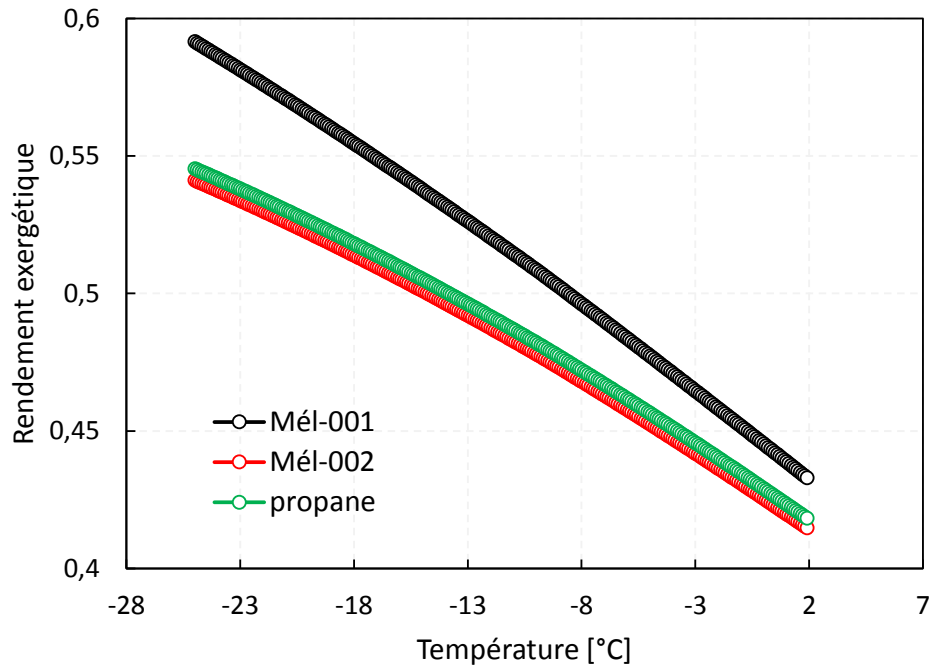


Figure 2.26 Rendement exergetique global en fonction de la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur de la TFP

#### 2.4.4. Optimisation économique du système

L'optimisation économique du système complet vise à maximiser le gain de la vente du biométhane par rapport au coût d'exploitation (OPEX). Les deux scénarios comparés sont les suivants :

- Scénario 1 : Utiliser une machine frigorifique ou chiller pour évacuer la partie de la chaleur transférée par le procédé et une chaudière à gaz pour fournir le reste de besoin du digesteur. Dans ce cas, une partie du biogaz est brûlé dans la chaudière.
- Scénario 2 : Intégration d'une TFP au procédé d'épuration.

Le tarif industriel de l'électricité en France est de l'ordre de  $80 \text{ €} \cdot \text{MWh}^{-1}$  (Eurostat, 2016). La Fig. 2.27 présente la variation de l'OPEX pour les deux scénarios cités ci-dessus. L'OPEX du scénario 1 est inférieur à celui du scénario 2 quel que soit le mois de fonctionnement. Ceci est dû à une consommation électrique plus faible du scénario 1 par rapport au scénario 2 (soit une consommation électrique de 10 à 27 % plus faible).

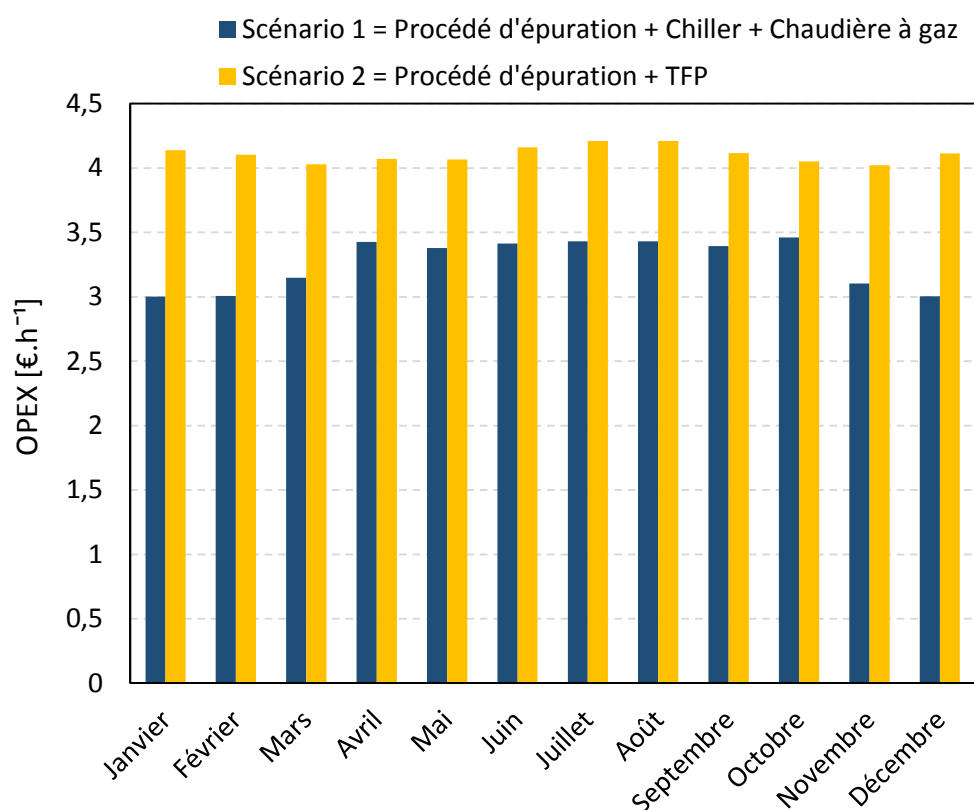


Figure 2.27 OPEX des deux scénarios par mois de fonctionnement du procédé

Le prix de vente du biométhane, fixé par GRDF, issu du procédé d'épuration vaut  $97,38 \text{ €} \cdot \text{MWh}^{-1}$  PCS. La Fig. 2.28 présente la différence de valorisation du méthane selon les deux scénarios sur une base horaire et pour un débit de  $85 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . La différence étant le pourcentage du biogaz brûlé dans la chaudière par rapport au biogaz traité dans le procédé, tout au long de l'année.

Une partie du biogaz fournie par le digesteur est brûlée dans le cas du scénario 1 alors que dans le cas du scénario 2, tout le débit du biogaz fourni est traité par le procédé d'épuration. Le pourcentage du biogaz brûlé (scénario 1) par rapport au biogaz traité (scénario 2) diminue avec l'augmentation de la température ambiante. La valeur maximale est de l'ordre de 11 %. Du fait de cette quantité brûlée du biogaz, la valorisation du biométhane du scénario 2 est supérieure à celui du scénario 1 exprimée en valeur horaire. La différence entre les deux scénarios, augmente avec la diminution de la température ambiante et atteint sa valeur maximale pour le mois de janvier, soit 11 %.

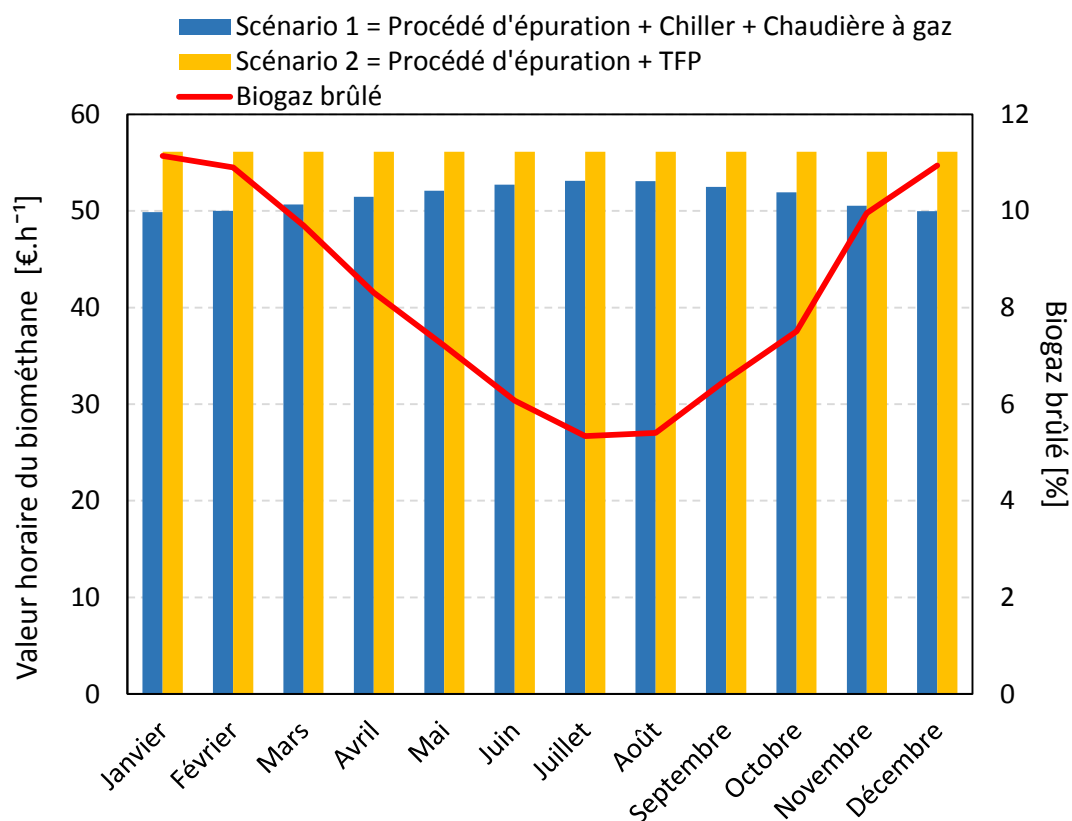


Figure 2.28 Valeur horaire du biométhane selon les deux scénarios et pourcentage de biogaz brûlé par mois de fonctionnement du procédé

La Fig. 2.29 présente le gain horaire, en intégrant les coûts et la valorisation du biométhane pour chaque scénario. Le gain est calculé en retranchant l'OPEX de la valeur horaire du biométhane produit.

Le gain du scénario 2 est supérieur à celui du scénario 1, soit une différence de 10,1 % pour le mois de janvier. L'augmentation de la température ambiante entraîne une diminution de la différence de gain entre les scénarios 1 et 2, soit une différence de 4,7 % pendant le mois de juillet. Ainsi, l'intégration d'une TFP (scénario 2) est une solution plus économique que l'intégration d'une machine frigorifique et d'une chaudière qui brûle une partie du biogaz traité (scénario 1).

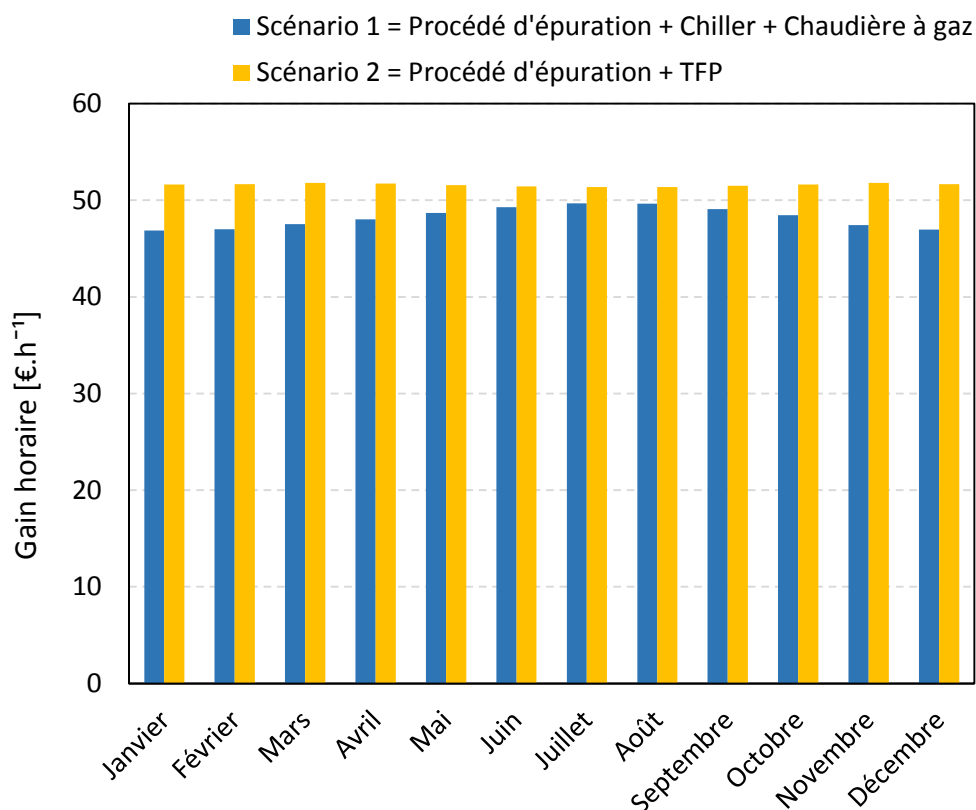


Figure 2.29 Gain horaire de chaque scénario par mois de fonctionnement du procédé

## 2.5. Conclusion

L'intégration de la TFP dans un procédé d'épuration du biogaz permet de récupérer la chaleur du procédé et de la valoriser au niveau du digesteur. Une partie de la chaleur du procédé, qualifiée de haute température, est valorisée directement sur le digesteur par l'intermédiaire d'un réseau d'échangeurs. La partie restante de la chaleur est transférée à la source froide de la TFP. Le reste du besoin du digesteur constitue le puits chaud de la TFP.

Le point de fonctionnement optimal dépend de la température d'évaporation de la TFP, fixée par la température du TYFOXIT à la sortie de l'évaporateur. L'optimum énergétique et exergetique varie en fonction du réfrigérant utilisé pour la TFP. En utilisant le propane, l'optimum énergétique correspond à une température de  $-17,2\text{ °C}$  pour le mois de juillet. D'autre part, en utilisant le Mél-001, l'optimum énergétique correspond à une température inférieure à  $-25\text{ °C}$ .

L'intégration de la TFP entraîne d'une part l'augmentation de la consommation électrique globale (10 à 27 %) et d'autre part le traitement de la totalité du biogaz fourni par le digesteur.

Ceci permet d'augmenter la valorisation du biométhane par rapport à un procédé d'épuration utilisant une machine frigorifique pour récupérer la chaleur du procédé, et une chaudière à gaz pour fournir le besoin du digesteur.

Troisième partie

Modélisation du système de déshumidification du  
procédé d'épuration

## 3. Etat de l'art sur les systèmes de givrage et de dégivrage

### 3.1. Introduction

Des conditions de température et d'humidité, accompagnées d'un transfert de masse et de chaleur sont nécessaires pour initier la formation du givre d'eau au contact d'une surface froide. Le givre d'eau apparaît lorsque la température de la surface froide est inférieure à la température du point triple de l'eau. Si la température de surface est inférieure à la température de solidification de l'eau (0,01 °C), la vapeur se condense puis se solidifie ou passe directement de la phase vapeur à la phase solide.

Cette partie consiste en une étude bibliographique d'une part sur les principes fondamentaux de la formation du givre ainsi que les différents modèles qui existent et d'autre part sur les principes fondamentaux du dégivrage ainsi que les méthodes employées. L'étude bibliographique est effectuée sur l'air humide en contact d'une surface froide. Tout d'abord, une première partie traitera le principe de nucléation lors de la formation du givre, les différents facteurs qui affectent la formation du givre, un historique des modèles de givrage et les différentes corrélations des différentes propriétés du givre. Ensuite, une deuxième partie traitera les principes fondamentaux du dégivrage (dégivrage par fusion et dégivrage par sublimation), un historique des modèles de dégivrage et les corrélations employées.

### 3.2. Changements de phase de l'eau

L'eau, comme toutes substances, existe sous trois différentes formes ou états : (i) liquide, (ii) solide et (iii) vapeur (gaz). La pression et la température contrôlent les différents états de l'eau. Ainsi, le passage d'une forme à l'autre ou le changement de phase (état) est possible en faisant varier la température et la pression de l'eau. Les différents changements d'états représentés sur la Fig. 3.1 sont les suivants :

- La fusion (changement inverse: solidification) : C'est le passage de l'état solide à l'état liquide.



- La vaporisation (changement inverse : condensation ou liquéfaction) : C'est le passage de l'état liquide à l'état vapeur.
- La sublimation (changement inverse: anti-sublimation) : C'est le passage de l'état solide à l'état vapeur.

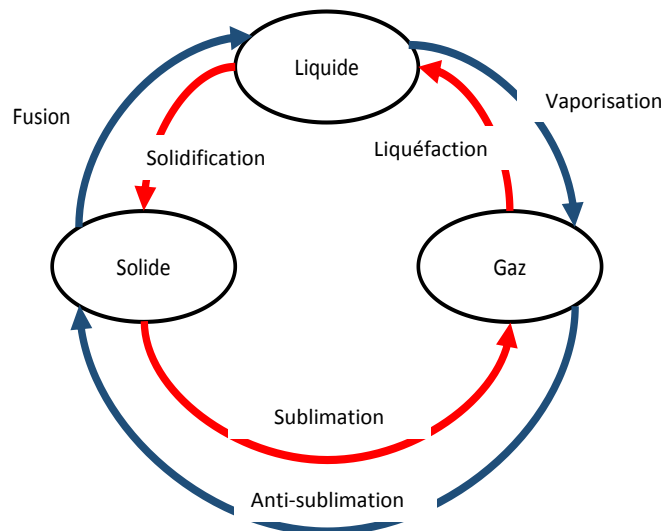


Figure 3.1 Changement de phase de l'eau

Lors du passage d'un état à l'autre, l'eau existe sous deux états différents. Ceci est représenté par un équilibre entre deux phases différentes. Le diagramme de phase de l'eau est représenté par la pression en fonction de la température des différents états de l'eau. Ce diagramme de phase est constitué de trois courbes limitant trois zones différentes, ayant un point d'intersection en commun (Fig. 3.2 a). Ce point d'intersection est appelé le point triple qui est défini comme étant le point au niveau duquel les trois différentes phases sont en équilibre. Donc, au niveau de ce point l'eau coexiste sous ses trois états. Les coordonnées de ce point sont :  $T=273,16\text{ K}$  ( $0,01\text{ °C}$ ) et  $P=611,657\text{ Pa}$ .

La courbe BT sur le diagramme représente l'équilibre entre la phase solide et la phase gazeuse. La courbe AT représente l'équilibre entre la phase solide et la phase liquide. La courbe CT représente l'équilibre entre la phase liquide et la phase gazeuse. D'après le diagramme de phase, la solidification s'effectue pour une température voisine de celle du point triple et pour une pression supérieure à celle du point triple (courbe verte). Ce changement de phase est représenté par le segment SO (Fig. 3.2 b). La sublimation s'effectue pour une température et une pression inférieures à celles du point triple (courbe bleue). Ce changement de phase est représenté par le segment JL (Fig. 3.2 c). La vaporisation s'effectue pour une température et une pression

supérieure à celle du point triple (courbe rouge). Ce changement de phase est représenté par le segment EV (Fig. 3.2 d).

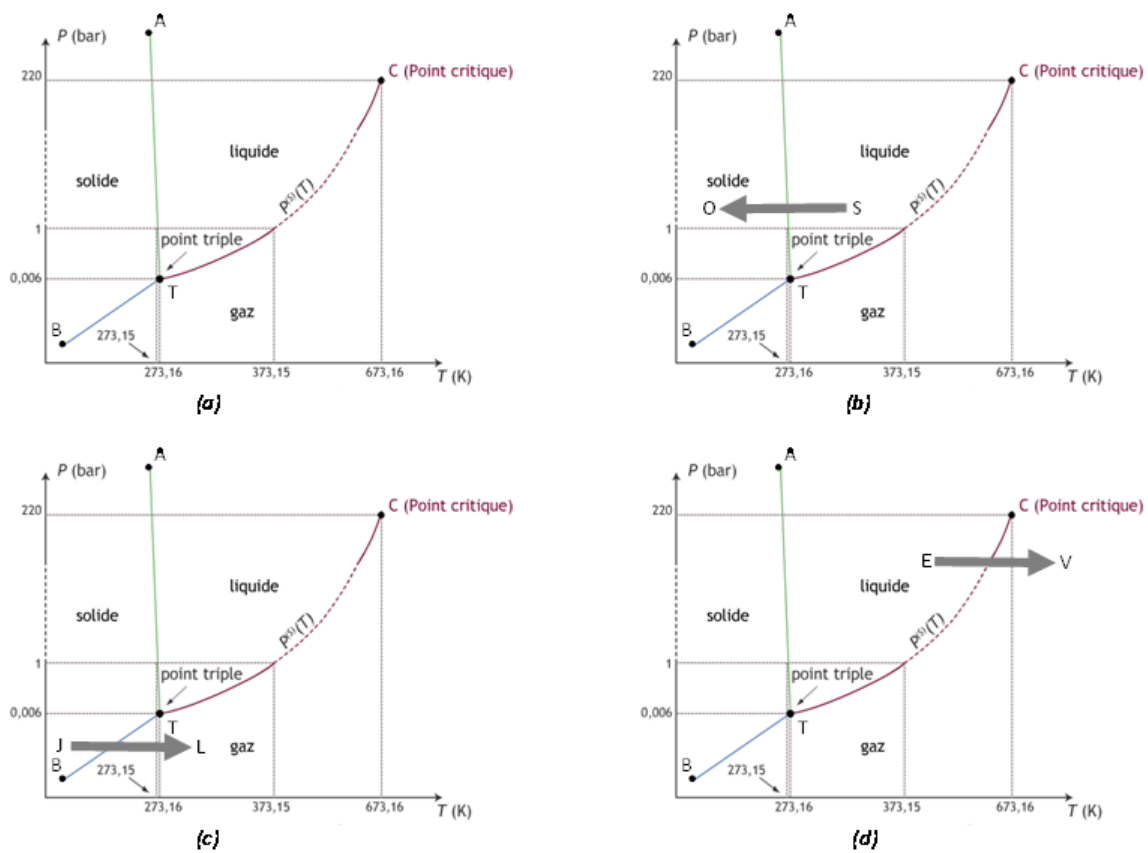


Figure 3.2 Diagramme de phase de l'eau a) Cas sans changement d'état, (b) solidification, (c) sublimation, (d) évaporation

La quantité de chaleur qu'il faut fournir ou céder pour assurer le passage d'un état à l'autre, à une température constante, est appelée chaleur latente. Ainsi, trois différentes chaleurs latentes existent, suivant l'état de l'eau : chaleur latente de fusion, de vaporisation et de sublimation. La chaleur latente de solidification à  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  vaut  $-333\text{ kJ.kg}^{-1}$  (la chaleur latente de fusion vaut  $+333\text{ kJ.kg}^{-1}$ ). Ceci signifie que pour transformer 1 kg d'eau en 1 kg de glace hydrique, la chaleur qu'il faut prélever est de 333 kJ. La chaleur latente d'évaporation vaut  $2500\text{ kJ.kg}^{-1}$  à pression atmosphérique et pour une température de  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ . La chaleur latente de sublimation est la somme des chaleurs latentes de fusion et d'évaporation. Ainsi, la chaleur latente de sublimation vaut  $2840\text{ kJ.kg}^{-1}$ . Il faut noter que la chaleur latente de sublimation est à peu près 8,5 fois plus grande que la chaleur latente de fusion. Ainsi, l'efficacité énergétique de la fusion et de la sublimation est analysée dans les chapitres suivants.

### 3.3. Etat de l'art sur le système de givrage

#### 3.3.1. Les principes fondamentaux de la formation du givre

Le processus de dépôt de givre est initié une fois que la température de surface et la température de rosée sont inférieures à la température du point triple de l'eau. Avant que le changement de phase ait lieu (vapeur-liquide ou vapeur-solide), un sous-refroidissement est favorisé. Ce sous-refroidissement est représenté par une différence entre la température de rosée et la température de la surface. Cette différence de température induit une différence d'humidité (teneur en vapeur) entre le gaz humide et la surface de contact.

Cette différence d'humidité est représentée par un degré de sursaturation. La sursaturation signifie que la pression partielle de la vapeur saturée (équilibre vapeur-solide,  $P_{sv}$ ) est inférieure à la pression partielle de la vapeur ( $P_v$ ) contenue dans le gaz humide (Eq 3.1). Ceci implique donc la présence d'une vapeur sous refroidie juste avant le changement de phase. Ainsi, un degré de sursaturation est nécessaire pour le développement de la couche de givre (Tao et al., 1993).

$$S = \frac{P_v - P_{sv}}{P_{sv}} \quad (\text{Eq 3.1})$$

L'étape qui précède le développement de la couche de givre s'appelle la nucléation (formation d'embryon). Cette étape est affectée essentiellement par l'énergie de surface de contact. Ainsi, le développement de l'embryon est possible une fois qu'une énergie appelée énergie de Gibbs (barrière énergétique de nucléation) soit surmontée (Fletcher, 2009). Ainsi, le processus de formation de la couche de givre peut être divisé en plusieurs étapes (Fig. 3.3). Le premier stade de développement de la couche consiste en la formation d'un embryon (1) une fois que les conditions ont été satisfaites. Lors de la croissance, la surface de l'embryon augmente et sa température augmente et devient supérieure à la température de la plaque ou surface de contact froide. Ainsi, la quantité d'énergie (Gibbs), qu'il faut prélever pour que l'embryon maintienne sa croissance, augmente. Lorsque cette quantité d'énergie devient supérieure à celle nécessaire pour initier une nouvelle nucléation, un nouvel embryon se développe sur la surface de contact (2). De même, la surface ainsi que la température vont augmenter. Ces augmentations vont rendre l'énergie à prélever pour développer l'embryon plus grande que l'énergie nécessaire pour initier une nouvelle nucléation. Ainsi, un nouvel embryon se positionne sur la surface de

contact (3-4-5-6), jusqu'au moment où les degrés de sous-refroidissement et de sursaturation s'approchent de 0 (7). A ce stade, la couche de givre se comporte comme une surface poreuse, c'est-à-dire toute diffusion de vapeur d'eau entraîne l'augmentation de l'épaisseur de la couche ainsi que sa densification (augmentation de la masse volumique de la couche).

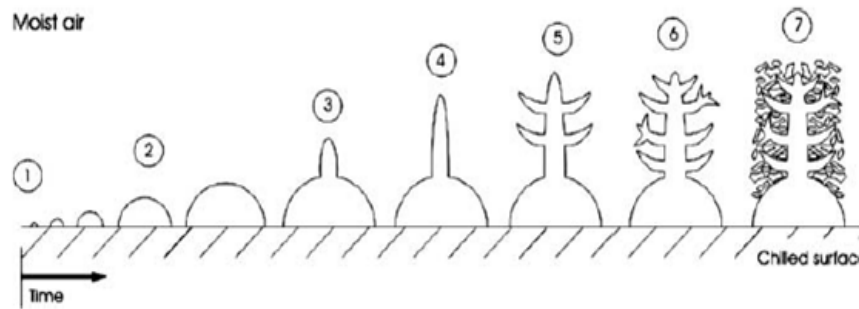


Figure 3.3 Développement de la couche de givre en fonction du temps (Tao et *al.*, 1993).

La formation des cristaux solides dépend de trois étapes successives. Tout d'abord, la vapeur d'eau présente dans l'air va se refroidir pour atteindre la température de rosée. Ce phénomène de sous-refroidissement a lieu dans la couche limite thermique. Pour initier la nucléation, il faut un surplus d'énergie qui va permettre un refroidissement. Une fois la limite énergétique dépassée (énergie de Gibbs), le changement de phase a lieu. Ainsi, l'énergie qu'il faut prélever du système correspond à une combinaison entre l'énergie sensible et l'énergie latente.

Plusieurs facteurs peuvent affectés la formation de la couche du givre, sa croissance et sa densification sur une surface froide :

- Le facteur de porosité défini comme étant le ratio du volume du gaz intégré dans la couche du givre en croissance et le volume total du segment (Eq. 3.2).

$$\varepsilon = \frac{\rho_{sol} - \rho_f}{\rho_{sol} - \rho_v} \quad (\text{Eq 3.2})$$

La valeur de ce facteur varie entre 0 et 1. Pour des cristaux purs solides, le facteur de porosité vaut 0.

- La quantité de vapeur contenue dans le gaz humide (masse de givre captée) qui va contribuer d'une part à la croissance de la couche de givre et d'autre part à sa densification. En effet, une partie de la vapeur d'eau transférée vers la couche de givre

se dépose et entraîne l'augmentation de l'épaisseur de la couche et l'autre partie de la vapeur pénètre la couche de givre et entraîne sa densification.

- La conductivité thermique de la couche de givre.
- La température du flux (gaz humide) et la température de la surface d'échange.
- La vitesse du gaz humide ainsi que les facteurs de convections sensible et latent.
- Le facteur de tortuosité a un faible effet sur le transfert de chaleur à travers la couche de givre (Na et Webb, 2003).

### 3.3.2. La théorie de la nucléation

Le processus de nucléation est initié une fois que l'embryon de vapeur surmonte la barrière énergétique de Gibbs (Fletcher, 1970). Un degré de sursaturation est également nécessaire pour la croissance de l'embryon. La nucléation de la vapeur d'eau peut être soit homogène, soit hétérogène. La variation de l'énergie de Gibbs ( $\Delta G$ ) est représentée par l'équation suivante :

$$\Delta G = \frac{\rho v R T}{M} \ln \left( \frac{w_g}{w_{sat,e}} \right) \quad (\text{Eq 3.3})$$

$\rho$ ,  $v$ ,  $R$ ,  $T$  et  $M$  sont respectivement la masse volumique de l'embryon, le volume de l'embryon, la constante des gaz parfaits, la température de l'embryon et la masse molaire.  $w_g$  et  $w_{sat,e}$  sont respectivement l'humidité absolue du gaz à l'entrée et à la surface de l'embryon. Dans le cas d'une nucléation homogène, l'embryon occupe la forme géométrique d'une sphère, alors que dans le cas d'une nucléation hétérogène, l'embryon occupe la forme géométrique d'une demi-sphère (Fig. 3.4).

La tension de surface ou l'énergie de surface est représentée par  $\gamma$  et les surfaces d'interaction sont représentées par  $A$ . D'une part, une nucléation homogène résulte en une seule surface d'interactions entre le gaz et l'embryon et en une seule tension de surface. D'autre part, pour une nucléation hétérogène, trois interfaces différentes sont représentées :

- Une interface gaz-embryon où la surface de contact est représentée par  $A_{se}$  et l'énergie de surface est représentée par  $\gamma_{se}$ .
- Une interface gaz-paroi froide où l'énergie de surface est représentée par  $\gamma_{sw}$ .

- Une interface embryon-paroi froide où la surface de contact est représentée par  $A_{ew}$  et l'énergie de surface est représentée par  $\gamma_{ew}$ .

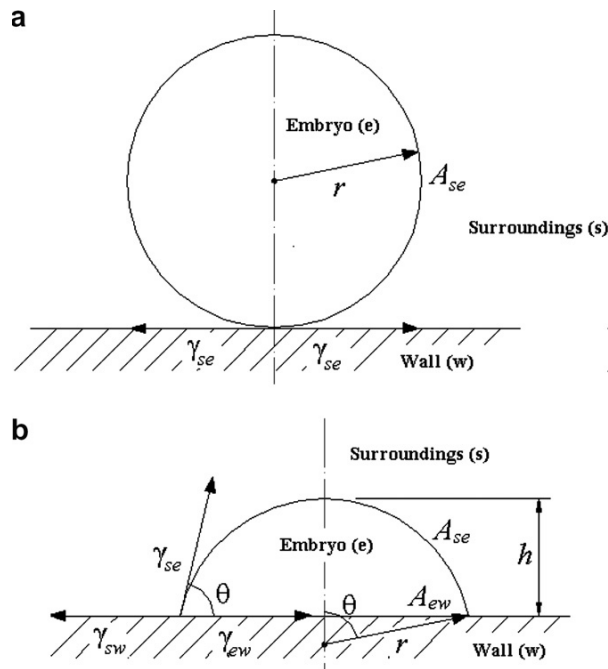


Figure 3.4 Représentation de la nucléation (a) homogène (b) hétérogène (Fletcher, 1970).

L'énergie de surface dépend essentiellement de la température du milieu (Somorjai, 1994). L'énergie de surface est représentée dans le tableau 3.1. L'énergie de Gibbs totale de nucléation est calculée en fonction du travail énergétique de chaque interface de l'embryon (Fletcher, 1970).

$$\Delta G = \frac{\rho v R T}{M} \ln \left( \frac{w_g}{w_{sat}} \right) + \gamma_{se} A_{se} - (\gamma_{sw} - \gamma_{ew}) A_{ew} \quad (\text{Eq. 3.4})$$

Les volumes de l'embryon ainsi que les surfaces de contact, sont calculés à partir de la géométrie du nucléon supposée hétérogène (demi-sphérique où  $r$  est le rayon et  $h$  est la hauteur) et de l'angle de contact  $\theta$  entre l'embryon et la paroi froide (Fig. 3.4). Les équations prenant en compte les paramètres géométriques de l'embryon sont les suivantes :

$$\cos \theta = \frac{\gamma_{sw} - \gamma_{ew}}{\gamma_{se}} \quad (\text{Eq. 3.5})$$

$$v = \pi h^2 \left( \frac{3r - h}{3} \right) \quad (\text{Eq. 3.6})$$

$$A_{se} = 2\pi r h \quad (\text{Eq. 3.7})$$

$$A_{ew} = \pi r^2 \sin^2 \theta \quad (\text{Eq. 3.8})$$

$$A_{ew} = r(1 - \cos \theta) \quad (\text{Eq. 3.9})$$

En substituant les (Eq. 3.4 - 3.8) dans (Eq. 3.3), l'énergie totale de Gibbs sera définie par l'Eq. 3.10.

$$\Delta G = \left[ -\frac{\pi}{3} r^3 \frac{\rho RT}{M} \ln \left( \frac{w_g}{w_{sat,e}} \right) + \gamma_{se} \pi r^2 \right] (1 - \cos \theta)^2 (2 + \cos \theta) \quad (\text{Eq. 3.10})$$

Afin de calculer l'énergie minimale de Gibbs pour initier la nucléation, il faut trouver un rayon critique ( $r_c$ ) caractéristique de l'embryon. Le calcul de ce rayon critique consiste à mettre à 0 la dérivée de l'énergie par rapport au rayon. L'équation de calcul du rayon critique sera la suivante (Piucco et al., 2008) :

$$r_c = 2\gamma_{se} \left[ \frac{\rho RT}{M} \ln \left( \frac{w_g}{w_{sat,e}} \right) \right]^{-1} \quad (\text{Eq. 3.11})$$

En combinant les Eq. 3.9 et Eq. 3.10, l'énergie minimale de Gibbs pour l'initiation de la nucléation est calculée en fonction de l'angle de contact et du degré de sursaturation représenté par les humidités absolues de la vapeur saturante et de la vapeur à la surface de contact. L'Eq. 3.12 représente l'énergie minimale de Gibbs qu'il faut fournir ou surmonter pour le développement de l'embryon.

$$\Delta G_{min} = \frac{4\pi}{3} \frac{\gamma_{se}^3}{\left[ \frac{\rho RT}{M} \ln \left( \frac{w_g}{w_{sat,e}} \right) \right]^2} (1 - \cos \theta)^2 (2 + \cos \theta) \quad (\text{Eq. 3.12})$$

Pour initier la nucléation homogène, en 1934, Volmer et Food ont observé qu'un taux minimal de formation d'embryon est nécessaire. Ce taux minimal vaut  $2,2 \text{ embryos.cm}^{-2}.\text{s}^{-1}$ . Pour une nucléation hétérogène, en 1935, Becker et Doring ont proposé une équation pour le calcul du taux de formation d'embryons en fonction de la variation de l'énergie de Gibbs. Le taux de formation d'embryons ( $I$ ) varie également en fonction de la température de la paroi froide ( $T_p$ ).

$$I = I_0 \exp\left(-\frac{\Delta G_{min}}{kT_p}\right) \quad (\text{Eq. 3.13})$$

$k$  est la constante de Boltzman ( $1,381 \times 10^{-23} \text{ J.K}^{-1}$ ) et  $I_0$  la constante cinétique (tableau 3.1).

Tableau 3-1 Constante cinétique et équation de calcul de l'énergie de surface (Fletcher, 1970).

Changement de phase	$I_0$ (embryons. $\text{m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ )	Energie de surface $\gamma$ (kJ. $\text{m}^{-2}$ )
<b>Condensation</b>	$10^{29}$	$\gamma = (75,7 - 0,1775T_p) \cdot 10^{-6}$
<b>Anti-sublimation</b>	$10^{29}$	$\gamma = (99,5 - 0,075T_p) \cdot 10^{-6}$
<b>Solidification</b>	$10^{32}$	$\gamma = (23,8 - 0,1025T_p) \cdot 10^{-6}$

L'énergie surfacique pour un passage vapeur-eau (condensation) est inférieure à l'énergie surfacique pour un passage vapeur-solide (anti-sublimation). Ainsi, l'énergie minimale de Gibbs dans le cas de la condensation est inférieure à celle de l'anti-sublimation. Ceci signifie que le taux de formation d'embryons lors de la condensation est supérieur au taux de formation d'embryons lors de l'anti-sublimation.

Pour des faibles degrés de sursaturation (pression de vapeur faible), c'est la condensation qui est favorisée. Pour des degrés de sursaturation plus élevés, c'est l'anti-sublimation qui est favorisée. La variation de l'énergie de Gibbs est reliée soit à la variation de la pression de vapeur, soit à la variation de la température. La pression de vapeur doit être supérieure à la pression saturante (degré de sursaturation,  $S$ ) ou la température de surface doit être inférieure à la température de saturation (degré de sur-refroidissement,  $\Delta T_{sup}$ ).

La limite énergétique de la formation de l'embryon peut être exprimée par l'intermédiaire du degré de sursaturation en fonction de l'angle de contact. La Fig. 3.5 permet de visualiser le degré de sursaturation et les limites de changement de phase pour la condensation et l'anti-sublimation. Pour un angle de contact nul, le changement de phase s'effectue sous les conditions de saturation. Au-delà d'un angle de contact nul, le changement de phase s'effectue uniquement en présence d'un degré de sursaturation. Ces courbes de changement de phase sont indépendantes de la température de paroi. En effet, pour deux surfaces de températures distinctes mais pour un même angle de contact et un même degré de sursaturation, le comportement de la formation d'embryons est similaire (Fletcher, 1970).



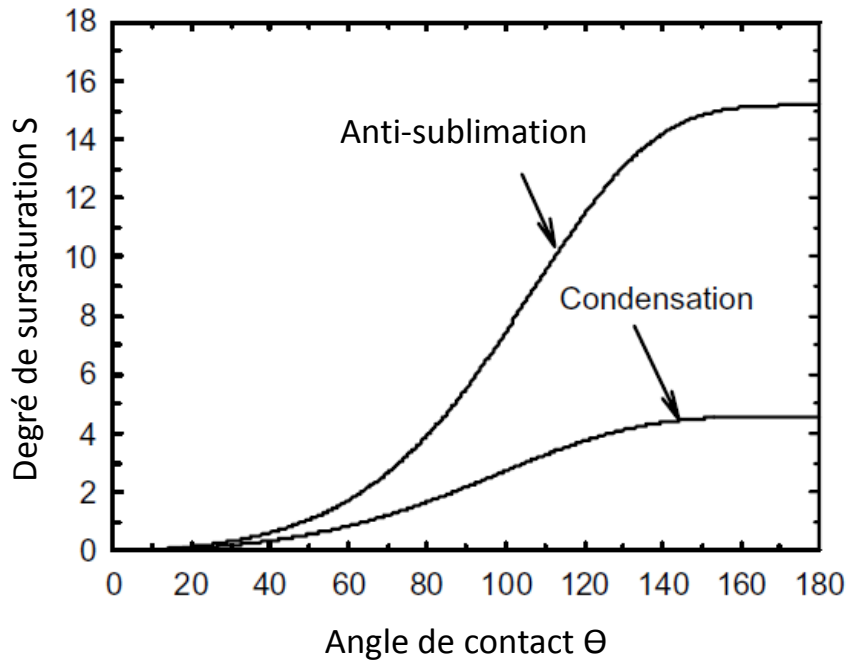


Figure 3.5 Variation du degré de sursaturation en fonction de l'angle de contact (Na et Webb, 2003)

La Fig. 3.6 permet de visualiser le taux de formation d'embryons en fonction de l'angle de contact sur la paroi froide. Le taux de formation d'embryons diminue avec l'augmentation de l'angle de contact. En effet, due à l'augmentation de l'angle de contact, l'énergie de Gibbs minimale nécessaire pour la croissance de l'embryon va augmenter.

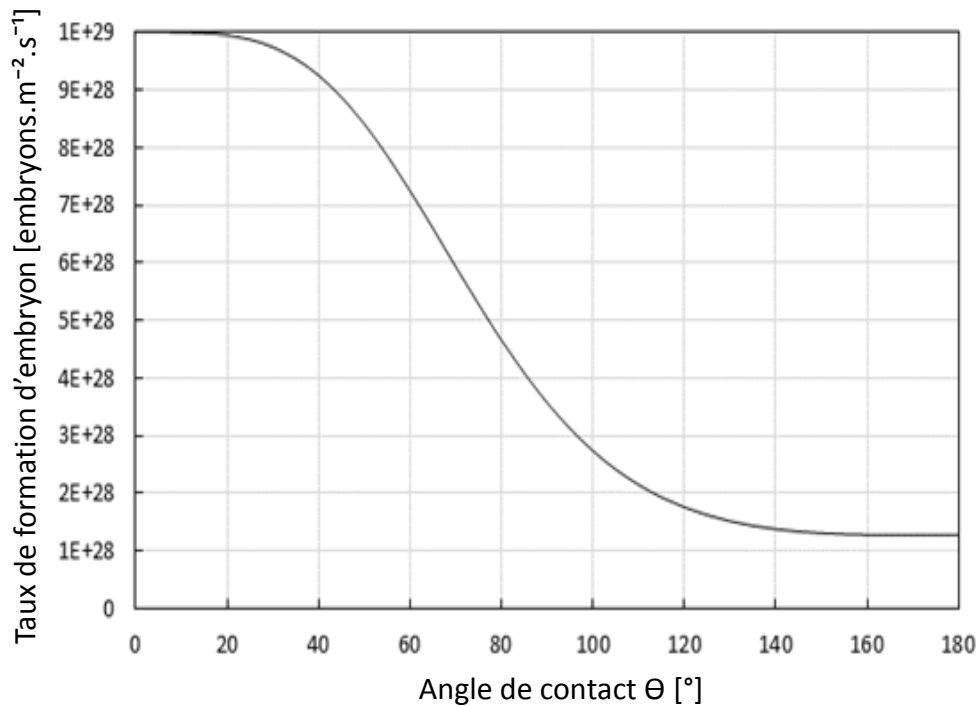


Figure 3.6 Variation du taux de formation d'embryons en fonction de l'angle de contact

### 3.3.3. Conclusion

Un taux de formation d'embryons contrôle le changement de phase lors de la nucléation. La vapeur d'eau doit être sursaturée pour que le changement de phase se produise. Ce taux de formation d'embryons dépend de l'énergie de surface, de la pression de vapeur et de la température de surface.

### 3.3.4. Historique des modèles de givrage

Depuis des décennies, plusieurs modèles ont été développés et présentés pour la formation et la densification de la couche du givre. En 1975, Jones et Parker ont proposé un modèle pour la formation de la couche de givre en fonction du temps, en considérant la variation de la vitesse de l'air, l'humidité et la température. Des tests ont été effectués pour valider le modèle en faisant varier la vitesse et l'humidité de l'air. La différence entre les résultats expérimentaux et les résultats de la simulation est de l'ordre de 25 % pour 3 h de simulation.

En 1977, Hayachi et *al.* ont développé un modèle qui décompose le procédé de formation de givre en trois périodes successives, où une première période consiste en un développement unidimensionnel des cristaux solides, suivie par une deuxième période de développement

tridimensionnel de la croissance des cristaux solides et enfin une troisième et dernière période de développement total de la couche de givre.

En 1985, O'Neal a été le premier à présenter un modèle théorique qui permet de traiter le développement de la couche de givre tout en supposant une couche poreuse (mélange air et givre). En utilisant les propriétés de l'air comme la vitesse, l'humidité absolue et les corrélations empiriques, son modèle prévoit la formation du givre et sa densification sur une surface froide.

En 1989, Sami et Duong ont modifié le modèle développé par Jones et Parker en utilisant les propriétés locales du givre formé pour assurer de meilleures prédictions. Ils ont supposé que la masse du givre capté comporte deux composantes : une composante correspond à l'augmentation de l'épaisseur de la couche de givre et l'autre composante correspond à l'augmentation de la masse volumique de la couche de givre.

En 1997, Lee et *al.* ont développé un modèle unidimensionnel pour la formation du givre sur une surface plane froide en considérant la diffusion moléculaire de la vapeur et la génération de puissance causée par la sublimation de la vapeur d'eau dans la couche de givre.

Ismail et Salinas ont développé en 1997 un modèle pour la formation du givre sur les parois d'un cylindre froid et en 1999 un modèle pour la formation du givre entre deux plaques froides. Dans leurs modèles, l'analyse de la couche de givre a été effectuée en prenant en compte le facteur de porosité. Une grande différence entre les résultats de la simulation et les résultats expérimentaux a été détectée, à cause de certains coefficients qui ont été choisis arbitrairement pour la simulation.

En 2002, Yun et *al.* ont développé un modèle numérique pour la formation du givre et les propriétés du givre produit par l'écoulement d'air au-dessus d'une plaque plane maintenue à une température inférieure au point de congélation. Le coefficient de transfert de masse, la conductivité thermique de la couche de givre, l'épaisseur de la couche et la masse volumique de la couche ont été estimés en fonction du temps. Une comparaison avec les résultats extraits de la littérature a été effectuée pour démontrer que le modèle numérique est en bon accord avec les résultats.

L'implémentation du processus de nucléation dans ces différents modèles n'existe dans aucune des références bibliographiques citées ci-dessus. En effet, tous les modèles ont supposé que l'air est saturé lors de la formation du givre, tout en négligeant la sursaturation et le processus

de nucléation (Sengupta et *al.*, 1998). Ainsi, en 2004, Na et Webb ont proposé un modèle qui prend en compte la condition de sursaturation de l'air au niveau de la surface du givre formé. En effet, le modèle permet une analyse de la couche limite formée pour calculer la masse volumique de la vapeur d'eau sursaturée à la surface du givre.

Les modèles déjà cités sont considérés comme étant des modèles numériques pour le développement de la couche de givre sur des géométries simples (plaque, deux plaques parallèles et cylindre). Concernant les géométries plus complexes (échangeur de chaleur), en 1987 et 1988, Kondepudi a étudié les effets de la formation du givre sur la performance d'un échangeur à tubes à ailettes expérimentalement et numériquement. En effet, il a détaillé comment la croissance du givre entraîne la dégradation de la performance de l'échangeur.

En 1990, Oskarsson a développé trois modèles pour étudier la performance de l'échangeur à tubes à ailettes sous des conditions de surfaces sèches, humides et givrées. Il a également testé un évaporateur à six nappes d'une pompe à chaleur dans les conditions d'opération réelles. Le taux de chaleur transféré et le taux de déshumidification ont été comparés aux résultats expérimentaux. Dans son modèle, l'épaisseur de la couche de givre n'a pas été comparée aux résultats expérimentaux.

En 1990, Rite et Crawford ont étudié expérimentalement les échangeurs de chaleur de réfrigérateurs domestiques. La température dans ce cas varie entre 0 et -10 °C. Ils ont observé que le coefficient d'échange global est d'une part, directement proportionnel à la vitesse de l'air, la température et l'humidité. D'autre part, le coefficient d'échange global diminue avec l'augmentation des pertes de charge côté externe (air) de l'évaporateur réfrigérateur.

En 1991, Kondepudi et O'Neal ont étudié la croissance de la couche de givre sur un échangeur à tubes à ailettes. Ils se sont concentrés sur l'étude de la variation de l'efficacité de l'ailette, des pertes de charge externes et du coefficient d'échange global. Pour leurs tests, l'énergie globale est supposée constante et la part de l'énergie latente correspond à 40 % de l'énergie totale. Ils ont pu conclure que la croissance du givre affecte la performance de l'échangeur à tubes à ailettes. D'autre part, une humidité de l'air plus élevée entraîne une augmentation de la croissance du givre et des pertes de charge externes.

En 2000, un modèle plus détaillé a été développé par Chen et *al.* pour simuler la croissance du givre sur un échangeur plaques-ailettes. Lorsque le pourcentage de blocage est élevé, leur

modèle ne peut plus prévoir les pertes de charge externes. Ils ont pu conclure que la conductivité thermique de la couche de givre est un facteur important pour prévoir l'épaisseur et la masse volumique de la couche.

En 2001, Wu *et al.* ont développé un modèle pour la prédiction de la performance de l'échangeur sous les conditions de givrage. Leur modèle a été testé sur un échangeur à tubes ailetés de 8 nappes. Les pertes de charge externes et l'épaisseur de la couche de givre ont été déduites expérimentalement.

En 2004, une étude empirique sur l'effet de l'accumulation du givre sur des échangeurs micro canaux a été réalisée à l'université d'Urbana-Champaign (Xia *et al.*, 2004). Une étude expérimentale a été menée sur plusieurs géométries d'ailettes persiennes. Les conclusions montrent que le coefficient d'échange global diminue et les pertes de charge externes augmentent pendant la croissance du givre. D'autre part, les pertes de charge externes simulées diminuent avec l'augmentation de la longueur de l'ailette : diminution des pertes de charge d'un facteur de 2,5 en multipliant la longueur de l'ailette par un facteur de 4,6 favorisant une durée de cycle de givrage plus longue.

En 2004, une étude numérique a été menée afin d'étudier les transferts de chaleur et de masse d'un échangeur de chaleur sous les conditions de givrage (Deniz *et al.*, 2004). Dans cette étude les coefficients d'échange externe, interne et le débit massique de givre accumulé sur les surfaces froides ont été calculés. Le coefficient d'échange global et les pertes de charge externes ont été comparés pour différentes températures d'entrées, d'humidité relative et de débit massique de l'air.

En 2006, Lenic *et al.* ont développé un modèle numérique accompagné d'une étude expérimentale afin d'analyser les transferts de masse et de chaleur durant la formation du givre sur les surfaces d'un échangeur à tubes à ailettes. Les conclusions impliquent d'une part, que la croissance du givre est beaucoup plus rapide lorsque l'air est plus humide. D'autre part, la couche de givre affecte le transfert de chaleur entre l'air et le réfrigérant circulant à l'intérieur des tubes.

En 2010, une étude expérimentale sur la croissance du givre a été réalisée sur des échangeurs à micro canaux (Moallem *et al.*, 2010). L'étude expérimentale a montré que la croissance du

givre est principalement affectée par la température de surface et l'humidité relative de l'air. D'autre part, la vitesse de l'air affecte très peu la croissance du givre et la durée du cycle.

En 2012, Lee et *al.* ont étudié expérimentalement le développement de la couche de givre et la performance d'un échangeur à tubes à ailettes circulaires. Des tests ont été effectués en faisant varier le pas d'ailettes, l'humidité relative de l'air, le débit massique de l'air et la température de l'air à l'entrée de l'échangeur. D'une part, l'épaisseur de la couche de givre a augmenté de 91,9 % avec l'augmentation de l'humidité relative de 50 % à 80 %. D'autre part, le taux de croissance de givre augmente de 13 % avec l'augmentation du débit massique de l'air de 50 %.

En 2016, Chen et *al.* ont développé un modèle numérique pour évaluer la performance de l'échangeur à tubes à ailettes sous les conditions de givrage. En comparaison avec les résultats expérimentaux, une erreur relative de 20 % a été calculée. Les conclusions indiquent que la vitesse de l'air, l'humidité relative et la température de l'air, affectent énormément la croissance de la couche de givre et l'évaporation du réfrigérant. La température de l'air dans les tests varie de -5 à +5 °C et l'humidité relative varie de 65 % à 85 %.

Plusieurs chercheurs ont développé des modèles pour prévoir la croissance de la couche de givre sur des échangeurs à tubes à ailettes, en simulant l'air humide comme fluide externe. Tous ces modèles demeurent spécifiques pour des applications domestiques ou industrielles de réfrigération et pour un intervalle de température de 0 à -15 °C. Le travail de cette thèse consiste à développer un modèle dynamique pour prévoir la croissance de la couche de givre à des très basses températures allant de 0 à -78 °C et en considérant comme fluide externe du biogaz humide.

### 3.3.5. Corrélations pour les propriétés du givre

Dans la plupart des modèles cités ci-dessus, les chercheurs ont proposé des corrélations pour le calcul des différentes propriétés de la couche de givre. La plupart de ces corrélations ont été validées expérimentalement avec un intervalle d'incertitude de  $\pm 15\%$ .

#### 3.3.5.1. Masse volumique de la couche de givre

En 1967, Hosoda et Uzuhashi ont proposé une corrélation pour le calcul de la masse volumique du givre ( $\rho_f$ ) en fonction de la température de la plaque froide ( $T_p$ ) et de la vitesse de l'air ( $V_a$ ).

$$\rho_f = 340T_p^{-0,445} + 85V_a \quad (\text{Eq. 3.14})$$

Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$-20 < T_p < -5 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ et } 1 < V_a < 5 \text{ m.s}^{-1}.$$

En 1970, Biguria et Wenzel de leur côté ont également proposé une corrélation pour le calcul de la masse volumique de la couche de givre en fonction de la vitesse de l'air, de l'humidité, de la température de paroi froide et de la température de surface froide. Quelques années plus tard, Hayashi et *al.* ont proposé une corrélation pour la masse volumique du givre en fonction de la température de surface du givre ( $T_{fs}$ ).

$$\rho_f = a \times \exp(bT_{fs}) \quad (\text{Eq. 3.15})$$

Avec,  $a=650$  et  $b=0,277$ , des coefficients empiriques (Hayashi et *al.*, 1970). Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$-18,6 < T_{fs} < -5 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ et } 0 < V_a < 6 \text{ m.s}^{-1}.$$

En 1992 Mao et *al.* ont proposé une corrélation pour la masse volumique du givre en fonction du nombre de Reynolds (Re), du nombre de Fourier (Fo), de la température de surface de givre, de la température de la plaque froide, de la température du point triple de l'eau ( $T_{triple}$ ) et de l'humidité absolue de l'air ( $w_a$ ). Ensuite, en 2004, Yang et Lee ont proposé l'équation suivante pour le calcul de la masse volumique:

$$\frac{\rho_f}{\rho_{sol}} = 1,54 \times 10^{-4} \left( \frac{V_a L}{\nu_a} \right)^{0,351} \left( \frac{\alpha}{L^2} \right)^{0,311} w_a^{-0,368} \left[ \exp \left( \frac{T_a - T_{triple}}{T_a - T_p} \right) \right]^{2,4} \quad (\text{Eq. 3.16})$$

- $\nu_a$  : Viscosité cinématique de l'air
- $\alpha$  : Diffusivité thermique
- $T_a$  : Température de l'air
- $L$  : Longueur caractéristique
- $\rho_{sol}$  : Masse volumique de l'eau à l'état solide

Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$-35 < T_p < -15^\circ C, 3,2 < w_a < 8,5 \text{ g}_{eau}.kg^{-1} \text{ air sec et } 0 < V_a < 2 \text{ m.s}^{-1}.$$

En 2009, Hermes et *al.* ont introduit un troisième coefficient à la corrélation de Hayashi et *al.* afin de prendre en compte la température de la plaque froide.

$$\rho_f = a \times \exp(bT_{fs} - cT_p) \quad (\text{Eq. 3.17})$$

Avec,  $a=207$ ,  $b=0,266$  et  $c=0,061$ . Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$-15 < T_p < -5^\circ C, 16 < T_a < 22^\circ C \text{ et } 0 < V_a < 0,7 \text{ m.s}^{-1}.$$

En 2012, Wang et *al.* ont introduit également deux coefficients multiplicatifs à la corrélation de Hayashi et *al.* afin de prendre en compte la température de l'air et la température de la plaque.

$$\rho_f = a \times \exp(bT_{fs})c_1c_2 \quad (\text{Eq. 3.18})$$

$$\text{Avec } c_1 = 0,70132 - 0,11346T_p - 0,00203T_p^2$$

$$\text{et } c_2 = 1,4333 - 0,17389T_a - 0,00722T_a^2.$$

Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$-16 < T_p < -8^\circ C, 11 < T_a < 19^\circ C \text{ et } 0 < V_a < 5 \text{ m.s}^{-1}.$$

Une dernière corrélation pour la masse volumique de la couche de givre a été récemment proposée par Kandula en se basant sur les données expérimentales de Hermes et *al.* (Kandula, 2011). Cette corrélation (Eq. 3.19), est fonction du facteur de température adimensionnel ( $\chi$ ), de la masse volumique de la glace ( $\rho_{sol}$ ) et du nombre de Reynolds ( $Re$ ).

$$\rho_{fs} = 0,5\rho_{sol}\chi \exp \left\{ - \left[ 0,376 + 1,5(1 - \chi) \right] \left[ 1 - \left( \frac{Re}{Re_c} \right)^{0,5} \right] \right\} \quad (\text{Eq. 3.19})$$

$$\text{Avec, } \chi = \frac{T_{fs} - T_p}{T_{triple} - T_p} \text{ et } Re_c = 5 \times 10^5 \text{ le nombre critique de Reynolds pour une transition entre}$$

un écoulement laminaire et turbulent, dans le cas d'une plaque plane de longueur caractéristique  $L$ .



### 3.3.5.2. Conductivité thermique de la couche de givre

En 1967, Yonko et Sepsy ont développé une corrélation pour la conductivité thermique de la couche de givre ( $\lambda_f$ ) en fonction de sa masse volumique sur une plaque horizontale froide.

$$\lambda_f = 0,024248 + 0,731 \times 10^{-3} \rho_f + 0,1183 \times 10^{-5} \rho_f^2 \quad (\text{Eq. 3.20})$$

Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$-30 < T_p < -5 \text{ }^\circ\text{C} \text{ et } 7,5 < w_a < 15 \text{ g}_{\text{eau}} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ air}_{\text{sec}} .$$

En 1991, Ostin et Anderson ont également proposé une corrélation pour des conditions limites différentes.

$$\lambda_f = -8,71 \times 10^{-3} + 4,39 \times 10^{-4} \rho_f + 1,05 \times 10^{-6} \rho_f^2 \quad (\text{Eq. 3.21})$$

Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$-20 < T_p < -7 \text{ }^\circ\text{C} \text{ et } 4,6 < w_a < 10,5 \text{ g}_{\text{eau}} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ air}_{\text{sec}} .$$

En 1997, Lee et Kim ont également proposé une corrélation pour le calcul de la conductivité thermique de la couche de givre en fonction de sa masse volumique.

$$\lambda_f = 0,132 + 3,13 \times 10^{-4} \rho_f + 1,6 \times 10^{-7} \rho_f^2 \quad (\text{Eq. 3.22})$$

Cette corrélation est valable pour une masse volumique de givre  $50 < \rho_f < 400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .

### 3.3.5.3. Epaisseur de la couche de givre

En 1978, Schneider a proposé une corrélation pour l'épaisseur de la couche de givre sur un tube, tout en négligeant la vitesse de l'air. En effet, il a démontré que l'épaisseur de la couche ( $\delta_f$ ) de givre est indépendante du nombre de Reynolds.

$$\delta_f = 0,465 \left[ \frac{\lambda_{\text{sol}}}{i_{\text{sv}} \rho_{\text{sol}}} t (T_{\text{fs}} - T_p) \right]^{0,5} t^{-0,03} (T_{\text{fs}} - T_p)^{-0,01} \pi^{0,25} \left( 1 + 0,052 \frac{T_{\text{fs}} - T_{\text{triple}}}{T_{\text{triple}} - T_p} \right) \quad (\text{Eq. 3.23})$$

$i_{\text{sv}}$  : Chaleur latente de sublimation

$\lambda_{\text{sol}}$  : Conductivité thermique de l'eau à l'état solide

Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$-25 < T_p < -5 \text{ } ^\circ\text{C}, 5,4 < w_a < 10,6 \text{ g}_{\text{eau}} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ air sec} \text{ et } 0 < V_a < 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Ensuite, vers les années 80, Cremers et Mehra ont développé une corrélation pour le calcul de l'épaisseur de la couche de givre sur les parois d'un cylindre vertical, pour une température de paroi relativement basse. Le calcul a été proposé dans une zone de convection naturelle.

$$\delta_f = 0,2t(T_{fs} - T_p)^{0,4} \quad (\text{Eq. 3.24})$$

Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$-90 < T_p < -60 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ et } 4,4 < w_a < 20 \text{ g}_{\text{eau}} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ air sec}.$$

Ensuite, en 1998 Sengupta et *al.* ont développé une corrélation qui prend en compte la vitesse de l'air en contact avec la paroi froide du cylindre.

$$\delta_f = 0,84d_{\text{ext}} Re^{-0,15} Pr^{0,65} (1 + w_a)^{0,71} Fo^{0,11} \quad (\text{Eq. 3.25})$$

$d_{\text{ext}}$  : Diamètre externe

$Pr$  : Nombre de Prandtl

Cette corrélation est valable pour  $T_p = -15 \text{ } ^\circ\text{C}$  et pour  $10 < w_a < 20 \text{ g}_{\text{eau}} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ air sec}$ .

Finalement, Lee et *al.* en 2002, ont proposé des corrélations pour le calcul de la masse du givre déposé et de l'épaisseur sur la paroi froide d'un cylindre horizontal. La corrélation de l'épaisseur est fonction des différents paramètres de l'air.

$$\delta_f = f(w, T_p, T_a, Re, Fo) \quad (\text{Eq. 3.26})$$

Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$-15 < T_p < -5 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ et } 3 < w_a < 5,5 \text{ g}_{\text{eau}} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ air sec}.$$

La corrélation de l'épaisseur de la couche de givre la plus proche des conditions de fonctionnement qui nous intéresse est celle de Schneider dont le domaine de validité s'étend jusqu'à une température d'air de  $-25 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Dans le modèle développé au chapitre 4, l'épaisseur de la couche de givre est calculée en fonction des équations de transfert de masse et diffusivité. Ensuite, le modèle numérique et la corrélation de Schneider sont comparés.

### 3.3.6. Conclusion

Dans le cadre de cette thèse, la température de surface de givre est inférieure à  $-75\text{ °C}$ , pour une teneur en eau inférieure à 1 ppm. Afin de sélectionner les corrélations utilisables dans le modèle développé dans cette thèse, les différentes corrélations explicitées pour le calcul de la conductivité thermique et de la masse volumique de la couche de givre sont comparées.

La Fig. 3.7 présente une comparaison entre les corrélations de la masse volumique de la couche de givre en fonction des mesures expérimentales de la masse volumique (Hermes *et al.*, 2009). La comparaison entre les résultats est basée sur la même température de surface. Les résultats de la corrélation de Kandula sont les plus proches des mesures expérimentales (Fig 3.7). De plus, la corrélation de Kandula est fonction d'un facteur de température de surface adimensionnel, ce qui permet d'utiliser cette corrélation quelle que soit la température de surface de la couche de givre.

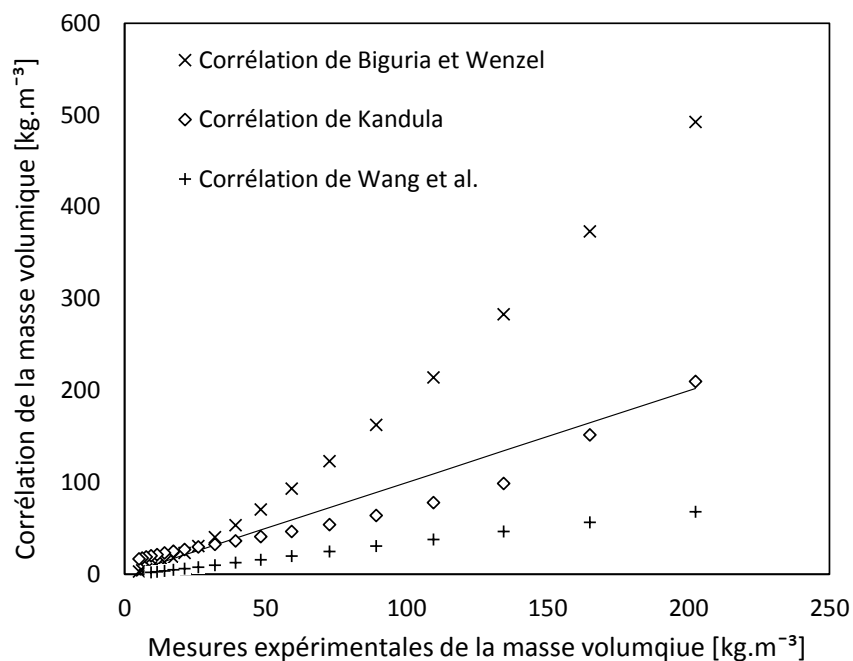


Figure 3.7 Comparaison entre les corrélations de la masse volumique de la couche de givre

La masse volumique de la couche de givre est présentée en fonction du facteur de température de surface adimensionnel, en utilisant la corrélation de Kandula (Fig. 3.8).

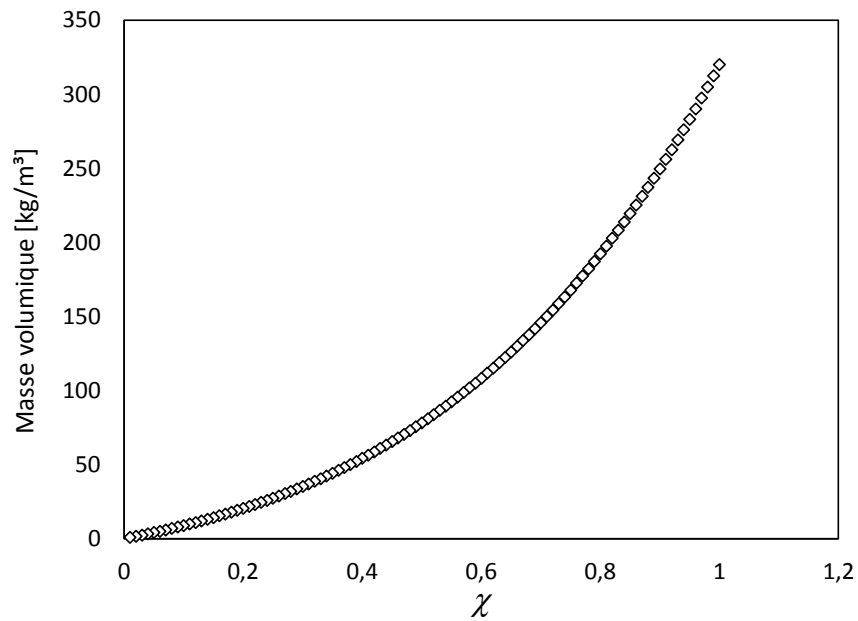


Figure 3.8 Variation de la masse volumique de la couche de givre en fonction du facteur de température adimensionnel, corrélation de Kandula

La Fig. 3.9 présente une comparaison entre les différentes corrélations pour le calcul de la conductivité thermique de la couche de givre et les mesures expérimentales (Silvia et al., 2016). La comparaison dans ce cas est basée sur la même masse volumique de la couche de givre. Les résultats de la corrélation de Yonko et Sepsy sont les plus proches des mesures expérimentales.

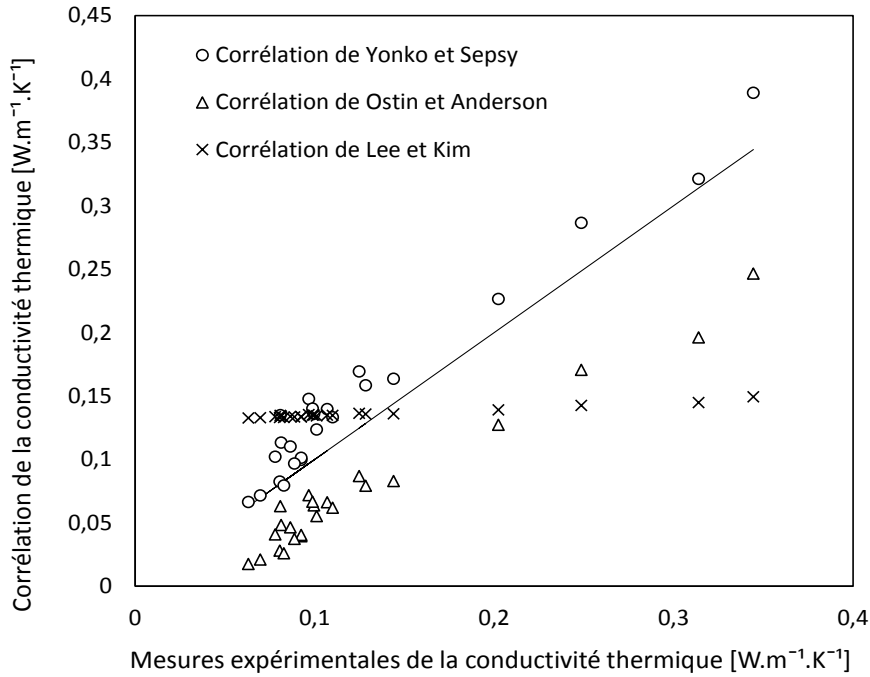


Figure 3.9 Variation de la conductivité thermique de la couche de givre en fonction de sa masse volumique

L'épaisseur de la couche de givre est calculée d'après le modèle développé en fonction de la surface d'échange, de la masse du givre déposé et de la conductivité thermique de la couche de givre (chapitre 4).

### 3.4. Etat de l'art sur le système de dégivrage

L'accumulation du givre sur la surface d'une plaque froide entraîne la dégradation du transfert thermique à cause de la faible conductivité thermique de la couche du givre. En plus, dans le cas des échangeurs de chaleur (ex. tubes à ailettes ou évaporateur de réfrigération), l'accumulation permet de diminuer la surface de passage du flux externe et par la suite l'augmentation des pertes de charges et de la consommation électrique du ventilateur (responsable de la vitesse ou débit du flux externe).

Plusieurs méthodes existent pour réaliser le dégivrage de la couche de givre : dégivrage par résistance électrique, dégivrage par inversion du cycle, dégivrage par fusion et dégivrage par tirage sous vide avec sublimation. A noter que cette dernière méthode n'est pas utilisée. Pendant le dégivrage, une grande quantité d'énergie est mise en jeu (sensible et latente).

### 3.4.1. Dégivrage par inversion du cycle

La méthode de dégivrage par inversion du cycle est la plus utilisée une fois que le givre s'est accumulé sur la surface de l'évaporateur d'une PAC air-air. L'efficacité énergétique du dégivrage correspond au ratio de l'énergie théoriquement requise pour la fusion du givre et de l'énergie totale consommée pendant le cycle de dégivrage. L'efficacité énergétique dépend de la masse métallique de l'échangeur, de la masse du givre capté et du flux de chaleur requis. Afin d'obtenir la meilleure efficacité énergétique, il faut que le système soit bien isolé, la masse de givre à fondre soit la plus petite possible et l'énergie dépensée sur un cycle complet givrage / dégivrage minimisée.

Plusieurs modèles ont été développés pour contrôler la performance des systèmes de réfrigération et de pompes à chaleur dans les conditions de givrage et dégivrage. En effet, le dégivrage utilisant la méthode d'inversion du cycle pour les évaporateurs des PAC consiste à inverser le mode chauffage (séquence de formation du givre) de la PAC vers le mode refroidissement (séquence de dégivrage). Dans ce cas, le rôle des échangeurs (évaporateur et condenseur) est inversé. Ainsi, l'évaporateur devient dans ce cas un condenseur et vice versa, avec une inversion simultanée de la circulation de l'air (Fig. 3.10).

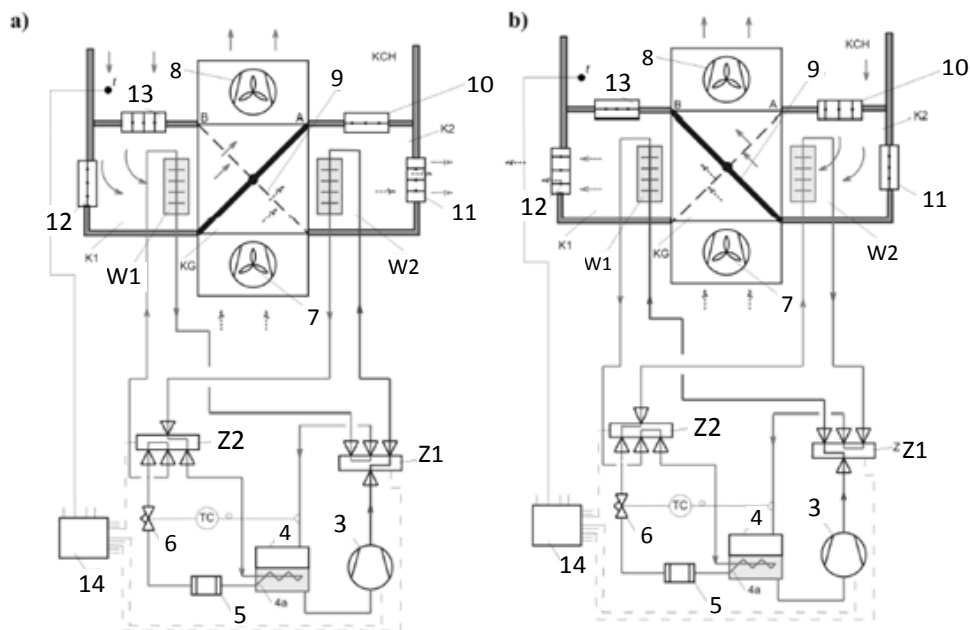


Figure 3.10 Système de réfrigération a) Mode chauffage b) Mode refroidissement (Zakrzewski et al., 2011)

La représentation de chaque composant du schéma de la Fig. 3.10 est la suivante :

**W1** : Evaporateur lors du fonctionnement en mode givrage (a) et condenseur lors du fonctionnement en mode dégivrage (b).

**W2** : Condenseur lors du fonctionnement en mode givrage (a) et évaporateur lors du fonctionnement en mode dégivrage (b).

**Z1/ Z2** : Vanne à 4 voies.

**Composant 3** : Compresseur.

**Composant 4** : Bouteille de fluide frigorigène.

**Composant 5** : Déshumidificateur.

**Composant 6** : Détendeur/ vanne d'expansion.

**Composant 7** : Ventilateur côté condenseur.

**Composant 8** : Ventilateur côté évaporateur.

**Composant 9** : Amortisseur séquentiel favorisant le changement du mode de fonctionnement.

**Composant 10/11/12/13** : Volets.

**Composant 14** : Contrôle électronique.

Le changement de séquence ou de mode de fonctionnement nommé inversion, s'effectue par le changement de position des vannes à 4 voies Z1 et Z2. L'amortisseur séquentiel (composant 9) change sa position de A vers B. Pareil, les volets amortisseurs représentés par les composants 10, 11, 12 et 13 changent leurs positions. Ainsi, le rôle des échangeurs W1 et W2 dans ce cas est inversé. Cette solution présente de nombreux avantages :

- Réduction de la consommation électrique.
- La durée du fonctionnement en mode de réfrigération augmente de 4 à 6 % (Zakrzewski et *al.*, 2011).
- Le prolongement de la durée de fonctionnement permet d'augmenter proportionnellement la quantité de chaleur absorbée dans un évaporateur de 4 à 6 % (Zakrzewski et *al.*, 2011).

Le domaine d'application de ce système concerne les appareils frigorifiques de petite et moyenne puissance avec des condenseurs à air.

Plusieurs chercheurs ont étudié le dégivrage par la méthode d'inversion du cycle. En 1980, Young a étudié la technologie de dégivrage sur deux pompes à chaleur. Son étude consiste en une optimisation des composants du système de réfrigération. Cette étude a été suivie par une investigation réalisée par O'Neal qui s'est basée sur la performance d'une PAC air-air en régime transitoire lors du cycle de dégivrage. Dans son étude, O'Neal a également discuté le procédé physique du cycle inverse de dégivrage d'une PAC (O'Neal et *al.*, 1991).

Ensuite, en 1993, Krakow et *al.* ont développé et validé expérimentalement un modèle analytique pour le dégivrage avec inversion du cycle tout en divisant le processus en quatre étapes. Une première étape consiste en un préchauffage, suivie par une deuxième étape de fusion, suivie par une étape d'évaporation et suivie par une dernière étape de chauffage sec. Krakow a vérifié une efficacité de 0,5 de l'évaporateur pendant la phase de dégivrage. Cette efficacité est définie comme le rapport entre l'énergie minimale requise pour la fusion du givre (sensible + latente) et l'énergie réellement appliquée.

En 2010, Dopazo et *al.* ont développé un modèle détaillé tout en simulant le dégivrage sur un évaporateur refroidi à l'air. Dans ce modèle, le procédé de dégivrage a été divisé en six étapes : préchauffage, début de fusion sur le tube, début de fusion sur l'ailette, présence de l'air, film d'eau sur la surface des tubes à ailettes et chauffage sec.

Dans tous les modèles cités ci-dessus, le problème essentiel qui persistait est celui de l'insuffisance de flux de chaleur pendant le cycle inverse de dégivrage. Ainsi, une nouvelle méthode qui consiste à déstocker l'énergie thermique en utilisant un matériau à changement de phase (MCP), a été développée (Shi et *al.*, 2010). Cette méthode s'applique toujours pour une PAC avec un condenseur refroidi par de l'air. Le principe de fonctionnement du cycle inverse avec déstockage d'énergie est représenté dans la Fig. 3.11.

La PAC dans ce cas est composée d'un compresseur, d'un échangeur évaporateur (côté externe), d'un échangeur condenseur (côté interne) refroidi à l'air, d'une vanne à 4 voies et d'un échangeur de stockage (PCM-HE). A la sortie du condenseur, la chaleur du fluide frigorigène sous refroidie est absorbée par le MCP qui va se fondre afin de stocker de l'énergie pour la phase de dégivrage.

Une comparaison expérimentale a été réalisée entre cette méthode et la méthode traditionnelle d'inversion du cycle. L'utilisation du déstockage avec matériau à changement de phase permet de réduire la durée du cycle de dégivrage et d'augmenter la température de l'air ce qui va améliorer le confort thermique des occupants lors du dégivrage. Pendant la phase de chauffage, le stockage de chaleur par le matériau à changement de phase n'affecte pas la qualité de chauffage fourni. Ainsi, pas de dégradation du flux de chaleur fourni.



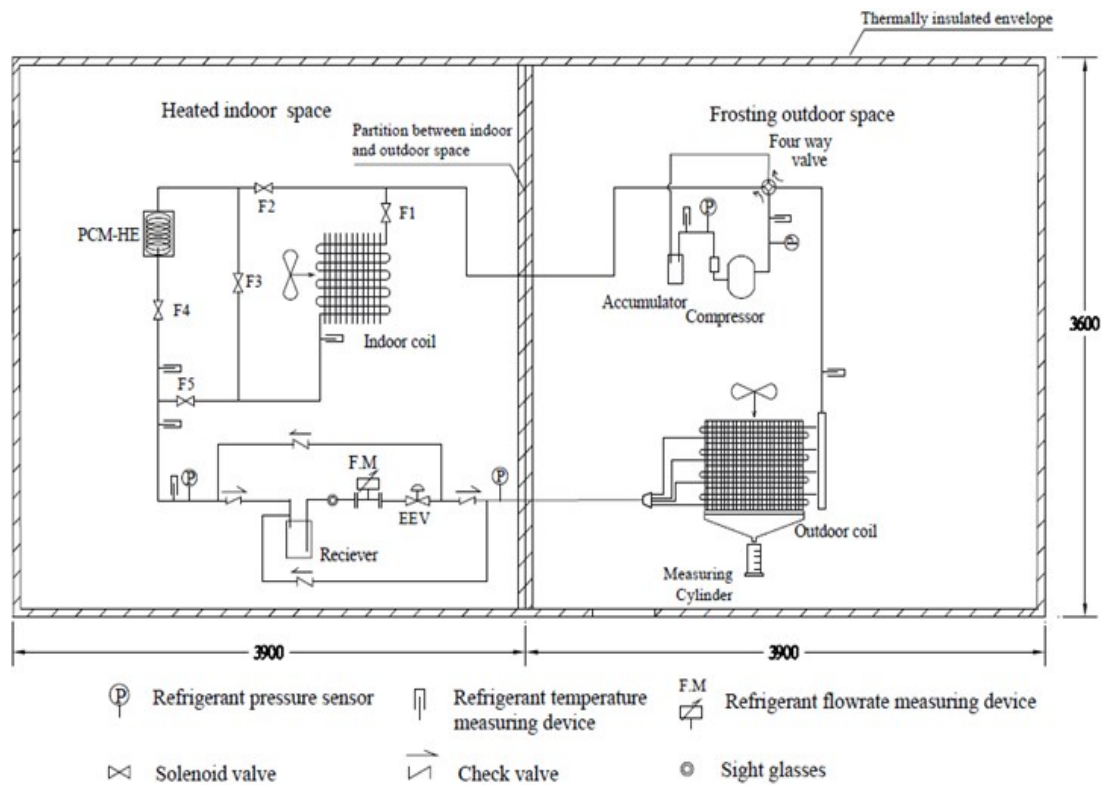


Figure 3.11 Schéma de principe de fonctionnement du cycle inverse avec déstockage d'énergie (Shi *et al.*, 2010).

Ensuite, en 2012, Qu *et al.* ont développé le premier modèle qui prend en compte les effets négatifs du givre fondu. Ce modèle a été validé en comparant les résultats expérimentaux du temps de dégivrage estimé et de la variation de la température du givre fondu récupéré. En effet, le givre fondu crée un film d'eau entre la surface du givre et la surface de l'évaporateur, ce qui introduit une résistance thermique et réduit le transfert de chaleur. Ce phénomène affecte la performance du cycle de dégivrage et prolonge la durée du cycle (Song *et al.*, 2015). Ainsi, si l'évaporateur est monté horizontalement, le trajet suivi par le givre fondu va devenir plus court réduisant ainsi les effets négatifs sur la performance du système de dégivrage (Song *et al.*, 2014).

### 3.4.2. Dégivrage par fusion

Le dégivrage par fusion consiste en un by-pass au niveau du condenseur afin d'envoyer le fluide frigorigène chaud (gaz chaud) issu du refoulement du compresseur vers l'évaporateur, là où le givre s'est accumulé (Fig. 3.12). Dans ce cas, la production de chauffage s'arrête vu que le fluide frigorigène ne traverse plus le condenseur.

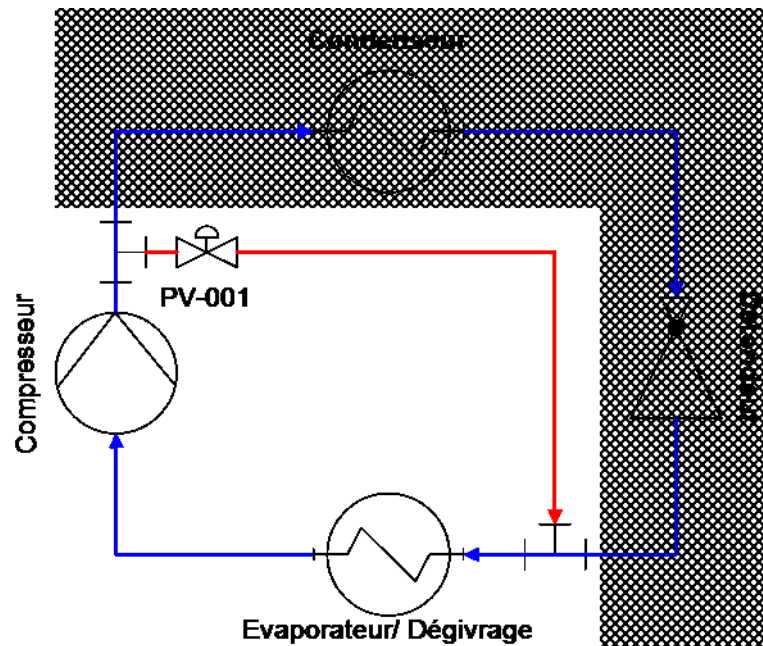


Figure 3.12 Dégivrage par fusion avec l'arrêt de la production de chauffage

Le dégivrage, dans ce cas, s'effectue à basse pression par l'intermédiaire d'un détendeur électropneumatique. Le dégivrage à basse pression ne va entraîner la condensation du gaz chaud que lorsque la température du gaz chaud est du même ordre de grandeur que la température d'évaporation. En traversant l'échangeur de chaleur, là où le givre s'est accumulé pendant la phase de givrage, le gaz chaud se refroidit et chauffe la surface de l'échangeur, afin de faire fondre le givre accumulé.

L'impact énergétique du dégivrage d'un échangeur à tubes à ailettes dépend de la température du gaz chaud fourni, de la pression d'évaporation et du temps nécessaire pour le dégivrage. L'énergie mise en jeu lors du dégivrage est inversement proportionnelle à la température du gaz chaud fourni et au temps nécessaire pour le dégivrage. Ainsi, des températures de gaz chaud élevées, entraînent un dégivrage plus rapide. Cette méthode consiste donc à faire passer l'eau de son état solide à son état liquide, la chaleur étant absorbée dans ce cas par la fusion du givre.

L'un des inconvénients de cette méthode de dégivrage est la condensation partielle du gaz dans l'évaporateur en fin de cycle de dégivrage. Afin de résoudre ce problème, un dispositif de réévaporation doit être intégré au système lors du cycle de dégivrage. L'un des dispositifs de réévaporation consiste à utiliser des résistances électriques comme appoint. En 1998, Sherif et Hertz ont présenté un modèle semi-empirique pour un dégivrage par résistance électrique sur un évaporateur cylindrique. Dans ce modèle, une partie de la puissance électrique a servi pour fondre le givre capté et une autre partie a servi pour évaporer le réfrigérant.

Dans le pilote BioGNVAL de Cryo Pur, le dégivrage s'effectue par fusion en envoyant du gaz chaud détendu à basse pression. La production du chaud et de froid ne s'arrête pas. En effet, il y a deux évaporateurs qui fonctionnent en parallèle. Lorsque l'un des deux évaporateurs est en phase de givrage, l'autre évaporateur est en phase de dégivrage (Fig. 3.13). Ainsi, une partie du débit, issue du refoulement du compresseur, est envoyée vers l'évaporateur en dégivrage à travers le détendeur PV-001 et le reste du débit traverse le condenseur en se dirigeant vers l'évaporateur en givrage (vannes de contrôles CV-001 fermée et CV-002 ouverte).

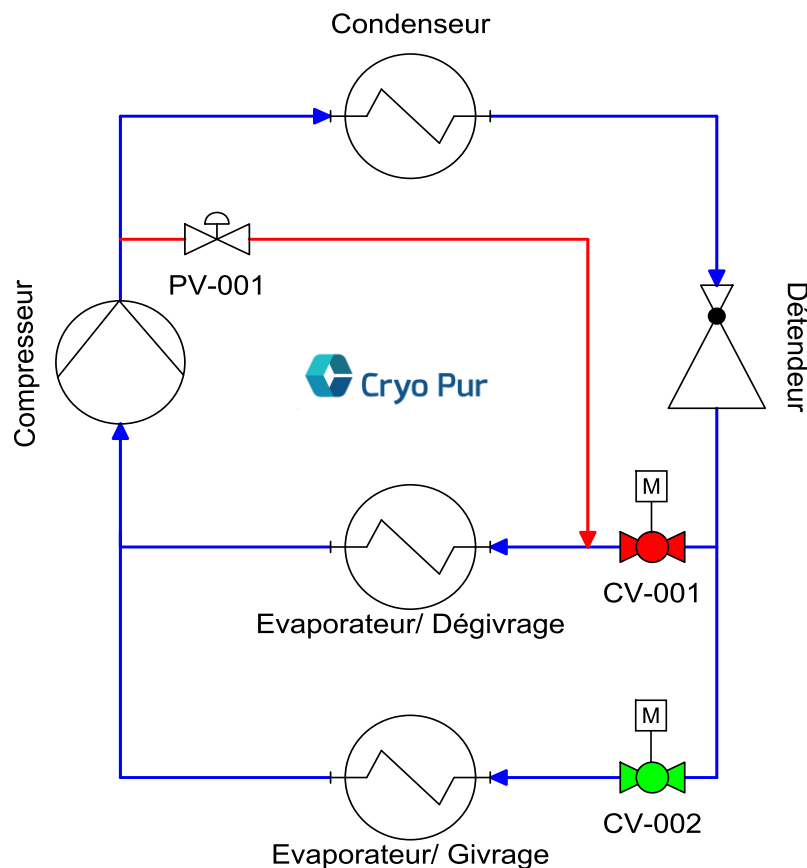


Figure 3.13 Système de dégivrage par fusion du pilote BioGNVAL de Cryo Pur

Il existe différentes solutions qui peuvent être envisagées pour réintégrer le gaz condensé dans le cycle :

- Le gaz condensé est envoyé directement à la bouteille anti-coup liquide en amont du compresseur (pour éviter des coups de liquide à l'aspiration du compresseur) et ce liquide va s'évaporer lentement en fonction de la température extérieure qui apporte l'énergie nécessaire à cette vaporisation.

- Le gaz condensé est évaporé en récupérant de la chaleur du procédé d'épuration. Ainsi, dans ce cas, un échangeur sera ajouté au circuit juste en aval du condenseur. Une réduction de la consommation électrique du sous-système traité est obtenue. Une fois évaporé, le gaz est envoyé à l'aspiration du compresseur.

Dans le chapitre 5, une modélisation dynamique du dégivrage par fusion est effectuée en se basant sur le principe du passage du gaz chaud détendu, tout en vérifiant la condensation à la sortie de l'échangeur et la possibilité de récupération.

### 3.4.3. Dégivrage par sublimation

#### 3.4.3.1. Introduction

Le passage de l'état solide à l'état gazeux s'effectue lorsque la pression partielle de l'eau devient inférieure à la pression du point triple (611,657 Pa). Ainsi, une mise sous vide partielle est nécessaire pour un dégivrage par sublimation. La pompe à vide va permettre le passage direct de la phase solide à la phase vapeur, transformant le givre en vapeur d'eau. Cette vapeur d'eau est rejetée à l'atmosphère par la pompe à vide.

Le tirage au vide consiste à baisser la pression jusqu'à la pression de sublimation soit 611,657 Pa et à partir de cette pression extraire la vapeur d'eau associée à la sublimation. Le régime de la pompe à vide est déterminé par le nombre adimensionnel de Knudsen. Ce nombre est défini comme le rapport entre le libre parcours moyen des molécules et le diamètre de la canalisation.

Le début du pompage est caractérisé par un régime laminaire de l'écoulement, où toutes les molécules sont entraînées en interférant individuellement peu avec les parois. Ce régime est caractérisé par un nombre de Knudsen inférieur à 0,01. La fin du pompage est caractérisée par un régime moléculaire de l'écoulement où toutes les molécules interfèrent fortement avec les parois, accompagné d'un transfert de masse ralenti. Ce régime est caractérisé par un nombre de Knudsen supérieur à 1/3. Le régime intermédiaire est caractérisé par un nombre de Knudsen supérieur à 0,01 et inférieur à 1/3.

#### 3.4.3.2. Les pompes à vides volumétriques

Les pompes à vides volumétriques sont divisées en deux catégories :

- A joint liquide
- Sèche

### Pompe à vide volumétrique à joint liquide

La pompe à palette est une pompe à vide volumétrique à joint liquide (Fig. 3.14). Elle est composée d'un rotor cylindrique monté de manière excentrique dans une chambre stator également cylindrique. Les palettes coulissent contre la paroi du stator par des ressorts ou par l'intermédiaire de la force centrifuge (Ipcms, 2016).

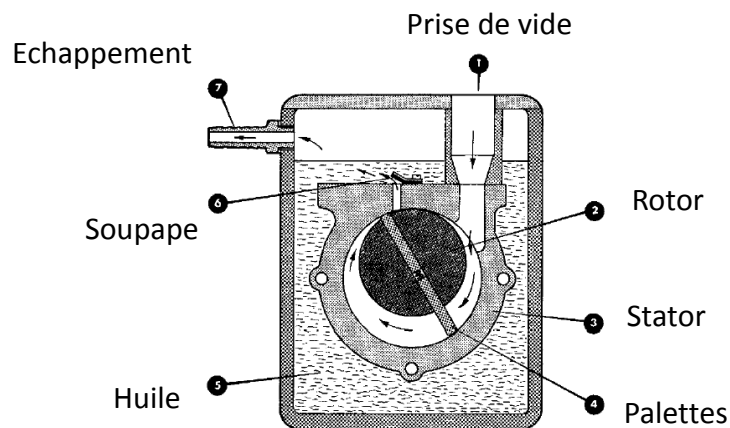


Figure 3.14 Coupe simplifiée d'une pompe à palette (Ipcms, 2016).

L'étanchéité dans ce cas est assurée par un joint liquide. En utilisant une pompe à deux étages, le vide est amélioré. La Fig. 3.15 présente les courbes caractéristiques de cette pompe à vide mono-étagée (P1) et bi-étagée (P2). Ces courbes représentent le débit de pompage de la pompe en fonction de la pression du vide atteinte. Pour un vide grossier, le débit de pompage est constant puis il subit une chute brutale dès lors que le régime intermédiaire est atteint. Cette chute est beaucoup plus brutale avec un lest d'air ouvert. La pompe P2 permet d'atteindre un vide meilleur que la pompe P1 vu que c'est une pompe à deux étages.

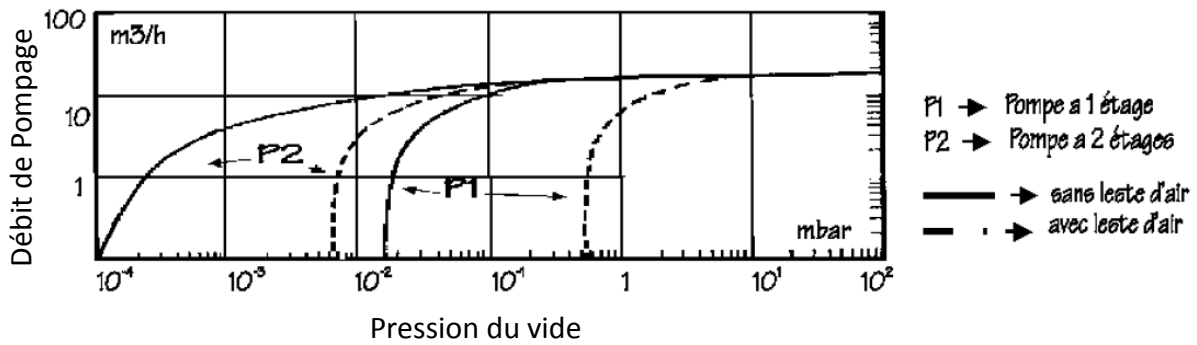


Figure 3.15 Courbes caractéristiques d'une pompe à vide à joint liquide (Ipcms, 2016).

### Pompe à vide volumétrique sèche

Une pompe à vide sèche est employée dans un procédé afin d'éliminer tous problèmes de contamination du produit aspiré qui peut être due à la présence d'un fluide auxiliaire. L'avantage d'une telle pompe consiste en une absence de contamination du produit aspiré et une récupération des vapeurs après condensation au refoulement de la pompe. Par contre, l'absence du fluide auxiliaire induit des jeux entre les pièces et une augmentation de la température de la pompe durant le fonctionnement vue l'absence du système de refroidissement. Une coupe d'une pompe à vide sèche est présentée sur la Fig. 3.16.

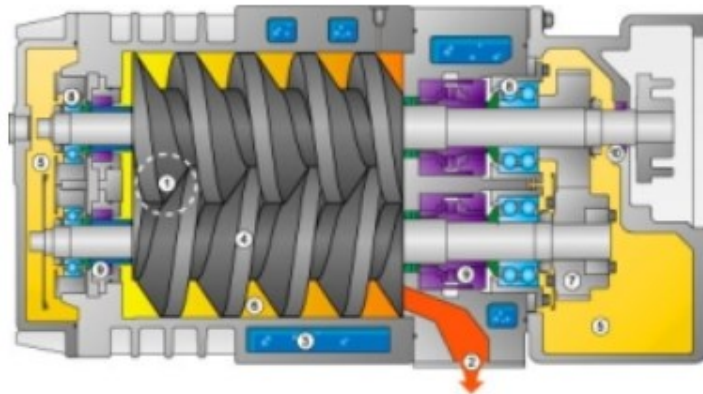


Figure 3.16 Vue de coupe d'une pompe à vide sèche BUSCH COBRA (Vaccum-guide, 2016)

Pour la sublimation du givre, une pompe à vide sèche doit être utilisée afin d'éliminer tout risque de contamination avec l'huile de refroidissement de la pompe. Cette vapeur d'eau sera condensée au refoulement à pression atmosphérique. Ainsi, la tuyauterie d'aspiration est obligatoirement orientée vers le bas afin que le condensat ne puisse pas s'accumuler dans la pompe.

La sublimation (freeze drying) est employée dans les différents domaines alimentaires et biomédicaux (Millman et *al.*, 1985) afin de déshydrater les produits avec un minimum d'énergie et de temps (Nam et song, 2007). La sublimation est également utilisée dans la préparation des aérogels (Wang et *al.*, 2013) et hydrogels (Cho et *al.*, 2012).

En 1959, Knake et Stranskii ont considéré plusieurs paramètres afin de traiter l'hétérogénéité des cristaux de glace ainsi que la géométrie alors que, Shul'Man a étudié la sublimation tout en considérant une surface homogène (Shul'Man, 1972). En effet, il a traité la sublimation comme étant un phénomène d'adsorption et de désorption.

### 3.4.3.3. Coefficient de sublimation

Le calcul du flux des molécules sublimées et de la régression de la couche de givre s'effectue par l'intermédiaire de l'équation classique de Hertz-Knudsen-Langmuir. L'équation de régression de la couche de givre peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\frac{d\delta_f}{dt} = B \frac{\alpha_s}{\rho_f} \left( \frac{\mu}{2\pi RT} \right)^{0,5} (P_{sat} - P) \quad (\text{Eq. 3.27})$$

$\mu$  : Viscosité dynamique

$P$  : Pression

$P_{sat}$  : Pression de saturation

$B$  est le coefficient de non-retour des molécules d'eau à la surface de sublimation. Ce coefficient vaut 0,75 (Skorov et Rickman 1998).  $\alpha_s$  est le coefficient de sublimation qui dépend de la température et des coefficients calculés d'une part par Gundlach et *al.* et d'autre part par Kossacki et *al.* Les équations ci-dessous sont respectivement proposées en 2011 par Gundlach et *al.* et en 1999 par Kossacki et *al.* :

$$\alpha_s = \frac{0,854}{1 + \exp\left[-11,58 \times 10^3 (T^{-1} - 4,99 \times 10^{-3})\right]} + 0,146 \quad (\text{Eq. 3.28})$$

$$\alpha_s = \left(1 - \frac{1}{2,342}\right) + \frac{1}{2,342} \tanh\left[-4,353 \tan\left(\pi \frac{T - 150,5}{273,15 - 150,5} - \frac{\pi}{2}\right)\right]^2 \quad (\text{Eq. 3.29})$$

L'Eq. 3.28 proposée ci-dessus pour le coefficient de sublimation est basée sur 4048 points de mesures expérimentales. En comparant les deux corrélations, le coefficient de sublimation vaut

0,146 pour une température supérieure à -20 °C et vaut 1 pour une température inférieure à -85 °C. Pour une température intermédiaire comprise entre -60 °C et -80 °C, les deux corrélations présentent une déviation significative du coefficient de sublimation (Fig. 3.17). En effet, Kossacki *et al.* ont considéré une couche homogène de cristaux, alors que Gundlach *et al.* ont supposé une couche hétérogène avec des couches de poussières. Les résultats de ces deux équations ont été comparés à des résultats expérimentaux (Kossacki et Leliwa-Kopystynski, 2014). Ils ont conclu que l'Eq. 3.29 présente des résultats plus proches des résultats expérimentaux que l'Eq. 3.28.

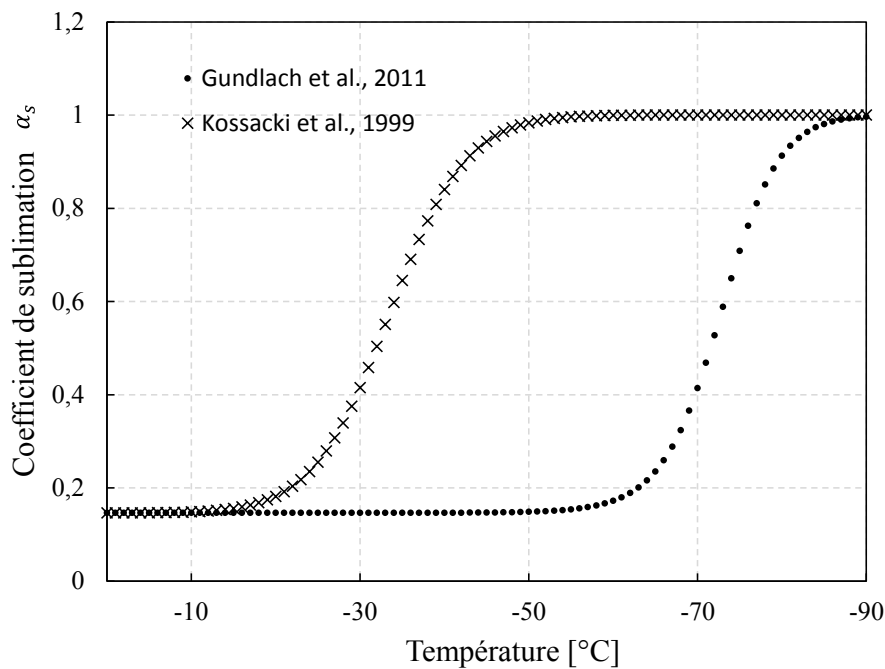


Figure 3.17 Variation du coefficient de sublimation en fonction de la température de surface du givre

Le flux des molécules en sublimation  $F_{subl}$  (dans ce cas le givre) est calculé en multipliant l'Eq. 3.27 par la masse volumique du givre sublimé (Eq. 3.30).

$$F_{subl} = B\alpha_s \left( \frac{\mu}{2\pi RT} \right)^{0,5} (P_{sat} - P) \quad (\text{Eq. 3.30})$$

#### 3.4.3.4. Pression de saturation

$P_{sat}$  est la pression d'équilibre solide-vapeur. Plusieurs corrélations ont été proposées pour le calcul de cette pression d'équilibre. En 1977, Wexler a proposé une première corrélation pour le calcul de la pression de saturation :



$$P_{sat} = \exp \left( \begin{aligned} & -\frac{5865,369}{\beta} + 22,241033 + 0,013749042\beta - 0,34031775 \times 10^{-4} \beta^2 \\ & + 0,26967687 \times 10^{-7} \beta^3 + 0,691865 \ln \beta \end{aligned} \right) \quad (\text{Eq. 3.31})$$

Avec,  $\beta = T + 273,15$  (la température absolue en Kelvin).

En 1981, Buck a proposé une corrélation pour une température supérieure à  $-80$  °C :

$$P_{sat} = 611,657 \exp \left( \frac{22,542T}{273,48 + T} \right) \quad (\text{Eq. 3.32})$$

De leur côté, en 1994 Wagner et *al.* ont proposé une corrélation, valable pour une température supérieure à  $-80$  °C :

$$P_{sat} = 611,657 \exp \left\{ -13,9281690 \left[ 1 - \left( \frac{T + 273,15}{273,16} \right)^{-1,5} \right] + 34,7078238 \left[ 1 - \left( \frac{T + 273,15}{273,16} \right)^{-1,25} \right] \right\} \quad (\text{Eq. 3.33})$$

En 2005, Murphy et Koop ont proposé une corrélation jusqu'à une température de  $-160$  °C :

$$P_{sat} = \exp \left( 9,550426 - \frac{5723,265}{T + 273,15} + 3,53068 \ln T - 0,00728332 T \right) \quad (\text{Eq. 3.34})$$

Une erreur maximale de 1 % a été détectée entre ces différentes corrélations. Vue la faible valeur de l'erreur, les courbes issues de ces corrélations se confondent (Fig. 3.18).

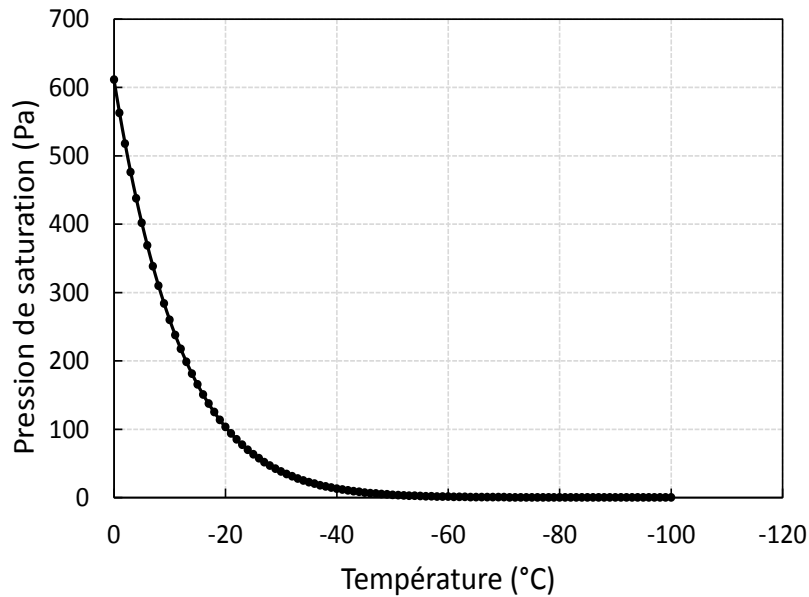


Figure 3.18 Pression de saturation en fonction de la température pour les différentes corrélations (courbes confondues)

### 3.5. Conclusion

L'analyse bibliographique a permis un état de l'art le plus exhaustif possible sur le givrage et sur le dégivrage. Concernant le givrage, il ressort que plusieurs modèles ont été développés pour estimer la croissance de la couche de givre et sa densification sur différentes géométries (plaque, cylindre, etc.). Plusieurs corrélations sont disponibles pour le calcul des propriétés de la couche de givre. Tous les modèles prennent en compte comme flux externe l'air humide. Dans la littérature, les échangeurs à tubes à ailettes modélisés correspondent aux évaporateurs des systèmes de réfrigération domestique. Ainsi, les modèles qui existent sont valables pour des températures allant de 0 à -15 °C.

Dans ce travail de thèse, un modèle de givrage sera développé, dans les chapitres suivants, pour la modélisation de la croissance de la couche de givre sur les surfaces froides d'un échangeur à tubes à ailettes. Le flux externe dans ce cas est représenté par le biogaz humide et non l'air. Le modèle doit être valable pour des très basses températures allant de 0 à -78 °C. Ce modèle va se baser principalement sur l'équation de transfert de la chaleur et de la masse.

La méthode de dégivrage utilisée pour le pilote BioGNVAL est celle du dégivrage par fusion qui consiste à envoyer une partie du gaz chaud issu du refoulement du compresseur. En effet, le groupe frigorifique est composé de deux évaporateurs et d'un condenseur. Lorsque l'un des

évaporateurs est en phase de givrage, l'autre est en phase de dégivrage. Dans les chapitres suivants un modèle de dégivrage par fusion sera développé afin de déterminer la durée nécessaire pour la régression de la couche de givre et l'énergie mise en jeu.

Concernant le dégivrage par sublimation, les différentes équations ont été présentées. Dans cette étude, une pompe à vide sèche sera étudiée afin d'éviter la contamination en cas de présence d'un fluide auxiliaire. Le vide qu'il faut atteindre, le débit de la pompe et le modèle de dégivrage par sublimation seront développés dans les chapitres suivants.

## 4. Modélisation dynamique et optimisation du cycle de givrage allant de 0 à -78 °C

### 4.1. Caractéristiques de l'échangeur à tubes à ailettes

#### 4.1.1. Introduction

Les échangeurs à tubes à ailettes sont des échangeurs relativement simples. Ils consistent en des conduites cylindriques (tubes) sur lesquelles sont fixées des lames métalliques ayant différentes formes géométriques (ailettes). D'une part, un fluide circule à l'extérieur entre les surfaces étroites limitées par les ailettes et les tubes. D'autre part, un fluide circule à l'intérieur des tubes (Fig. 4.1).

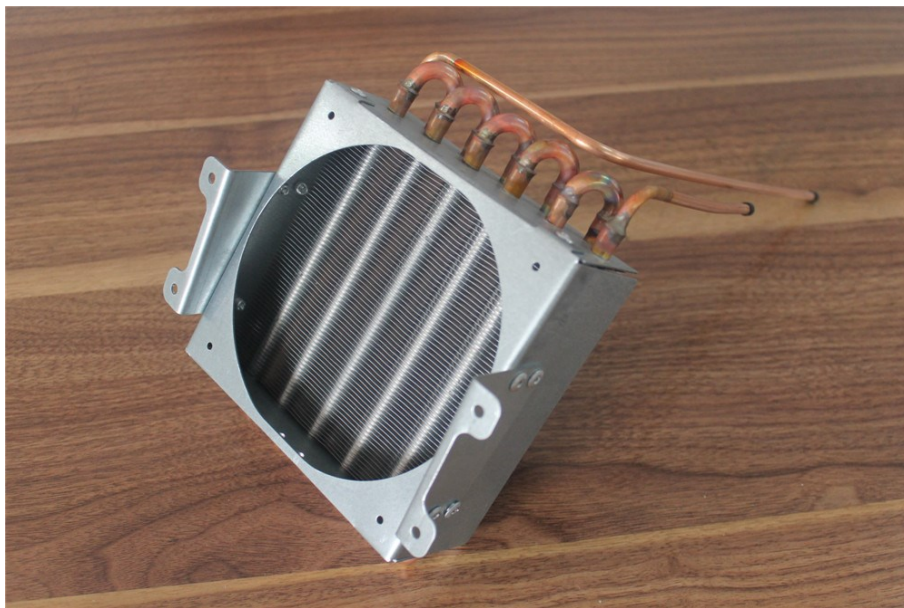


Figure 4.1 Echangeur à tubes à ailettes industriel

Les échangeurs utilisés dans cette thèse font partie des composants d'un groupe froid comprenant également un compresseur, un condenseur et un détendeur. Le but dans ce cas est de givrer l'eau contenue dans le biogaz sur les surfaces froides de l'échangeur. Ainsi, le flux externe est du biogaz humide qui doit se refroidir au-dessous de la température de givrage de l'eau. Le flux interne est un mélange d'hydrocarbures qui s'évapore à pression constante aux pertes de charge près et à température glissante, typiquement entre -50 et -30°C. Au bout d'un

certain temps, la couche de givre développée va contribuer à la diminution du transfert thermique entre le biogaz et le mélange d'hydrocarbures. Cette couche va également gêner la circulation du biogaz soufflé par le ventilateur. Les pertes de charge externes vont augmenter à cause du blocage de la surface de passage du biogaz à travers les ailettes de l'échangeur.

Du côté du groupe frigorifique, la résistance thermique de la couche va gêner l'évaporation du mélange dans l'évaporateur. Ainsi, la quantité de vapeur produite dans ce cas va diminuer tout en abaissant la basse pression du cycle et la température d'aspiration à l'entrée du compresseur. Cela va augmenter l'effet du givrage et contribue à accentuer l'épaisseur de la couche de givre sur les surfaces froides de l'échangeur.

Le détendeur va constater une petite surchauffe du mélange gazeux circulant, ce qui va contribuer à sa fermeture pour diminuer le débit circulant (détendeur thermostatique avec train de bulbe). Suite à la diminution du débit, la température d'évaporation ainsi que la pression vont diminuer. Tout cela va accentuer le givrage sur les surfaces froides de l'échangeur. Le risque de créer des coups de liquide au niveau du compresseur est dans ce cas élevé. L'eau givrée sur les surfaces froides de l'échangeur est ensuite dégivrée soit par fusion, soit par sublimation.

L'échangeur à tubes à ailettes est composé de plusieurs circuits. Chaque circuit est composé de plusieurs nappes ou rangées (Fig. 4.2). La circulation des flux externes et internes s'effectue à courant croisé et à tendance contre-courant, ce qui constitue la configuration optimale pour minimiser les écarts de température entre le flux de biogaz et le flux de fluide frigorigène. Les ailettes et les tubes peuvent être composées de plusieurs matériaux (inox, aluminium, cuivre, etc...). Le fluide qui circule à l'intérieur des tubes est un mélange d'hydrocarbures (mélange de réfrigérants) alors que le biogaz est le fluide qui circule à l'extérieur, entre les ailettes et les tubes. Les croix rouges sur la Fig. 4.2 représentent l'entrée et la sortie du mélange d'hydrocarbures au niveau de chaque circuit de l'échangeur.

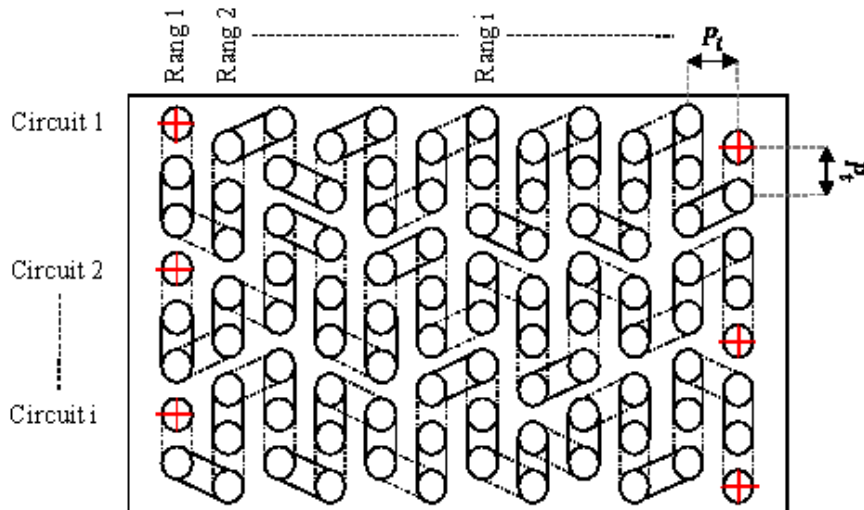


Figure 4.2 Vue de face de l'échangeur à tubes à ailettes

Afin de développer le modèle, il faut commencer par définir les coefficients d'échanges interne et externe ainsi que les pertes de charge. Les caractéristiques géométriques de l'échangeur à tubes à ailettes sont représentées dans le tableau 4.1.

Tableau 4-1 Caractéristiques géométriques de l'échangeur à tubes à ailettes

<b>Nombre de Rangées</b>	$N_p$
<b>Nombre de Circuits</b>	$N_c$
<b>Pas transversal</b>	$P_t$
<b>Pas longitudinal</b>	$P_l$
<b>Epaisseur de l'ailette</b>	$e_{ail}$
<b>Epaisseur du tube</b>	$e_t$
<b>Diamètre interne des tubes</b>	$d_{int}$
<b>Diamètre externe des tubes</b>	$d_{ext}$
<b>Pas d'ailettes</b>	$S_{ail}$
<b>Longueur des tubes</b>	$L_t$
<b>Matériau des ailettes</b>	Inox/ Cuivre/ Aluminium/ etc
<b>Matériau des tubes</b>	Inox/ Cuivre

## 4.1.2. Les coefficients d'échange

### 4.1.2.1. Coefficient d'échange externe

Le coefficient d'échange externe est composé de deux termes : terme sensible qui est associé essentiellement au nombre de Reynolds de l'écoulement et le terme latent qui est associé au transfert de masse. Concernant la part sensible de l'échange, plusieurs corrélations existent. Dans cette partie, différentes corrélations sont comparées. La première corrélation est celle de Wang, Chi et Chang pour un échangeur à tubes à ailettes. Cette corrélation est fonction des

propriétés de l'air, de la géométrie de l'échangeur et des nombres adimensionnels de Reynolds et Prandtl (Wang et al., 2000).

$$h_e = j \cdot \rho_g \cdot C_{p,g} \cdot V_g \cdot Pr^{-2/3} \quad (\text{Eq. 4.1})$$

$h_e$  : Coefficient d'échange externe

$j$  : Facteur de Colburn

$\rho_g$  : Masse volumique du biogaz

$C_{p,g}$  : Capacité thermique du biogaz à pression constante

$V_g$  : Vitesse du biogaz

Le facteur de Colburn calculé en fonction de la géométrie de l'échangeur et en fonction du numéro de rang (Eq. 4.2 & 4.3).

$$j = 0,108 \cdot Re_{Dc}^{-0,29} \cdot \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{y_1} \cdot \left(\frac{S_{ail}}{Dc}\right)^{-1,084} \cdot \left(\frac{S_{ail}}{d_h}\right)^{-0,786} \left(\frac{S_{ail}}{P_t}\right)^{y_2}, \text{ pour le premier rang (N=1).} \quad (\text{Eq. 4.2})$$

$d_h$  : Diamètre hydraulique

$Dc$  : Diamètre du collet

$N$  : Numéro de rang

Avec,  $y_1 = 1,9 - 0,23 \cdot \ln(Re_{Dc})$  et  $y_2 = -0,236 + 0,126 \cdot \ln(Re_{Dc})$ .

$$j = 0,086 \cdot Re_{Dc}^{y_3} \cdot N^{y_4} \cdot \left(\frac{S_{ail}}{Dc}\right)^{y_5} \cdot \left(\frac{S_{ail}}{d_h}\right)^{y_6} \cdot \left(\frac{S_{ail}}{P_t}\right)^{-0,93}, \text{ au-delà du deuxième rang (N} \geq 2\text{).} \quad (\text{Eq. 4.3})$$

Avec,  $y_3 = -0,361 - \frac{0,042 \cdot N}{\ln(Re_{Dc})} + 0,158 \cdot \ln\left[N \cdot \left(\frac{S_{ail}}{Dc}\right)^{0,41}\right]$

$$y_4 = -1,224 - \frac{0,076 \cdot \left(\frac{P_l}{d_h}\right)^{1,42}}{\ln(Re_{Dc})},$$

$$y_5 = -0,083 - \frac{0,058 \cdot N}{\ln(Re_{Dc})},$$

$$y_6 = -5,735 + 1,21 \cdot \ln\left(\frac{Re_{Dc}}{N}\right).$$

Avec  $y_1$  et  $y_2$  les coefficients pour le premier rang.  $y_3$ ,  $y_4$ ,  $y_5$  et  $y_6$ , les coefficients au-delà du deuxième rang. Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$6,35\text{mm} \leq d_{ext} \leq 12,7\text{mm}, \quad 1,19\text{mm} \leq S_{ail} \leq 8,7\text{mm}, \quad 17,7\text{mm} \leq P_t \leq 31,75\text{mm} \quad \text{et} \\ 12,4\text{mm} \leq P_l \leq 27,5\text{mm}.$$

La deuxième corrélation pour le coefficient d'échange externe est celle de Kim, Young et Webb. Cette corrélation est valable pour un échangeur à tubes à ailettes à 3 rangées (Eq. 4.4 & 4.5).

$$j_3 = 0,163 \cdot Re_{Dc}^{-0,369} \cdot \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{0,106} \cdot \left(\frac{S_{ail}}{Dc}\right)^{0,0138} \cdot \left(\frac{P_t}{Dc}\right)^{0,13}, \quad \text{pour le troisième rang (N=3).} \\ \text{(Eq.4.4)}$$

$$\frac{j_N}{j_3} = 1,043 \cdot \left[ Re_{Dc}^{-0,369} \cdot \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{0,106} \cdot \left(\frac{S_{ail}}{Dc}\right)^{-0,1238} \cdot \left(\frac{P_t}{Dc}\right)^{1,17} \right]^{(3-N)}, \quad \text{pour les deux premiers rangs} \\ \text{(N=1 ou N=2)} \\ \text{(Eq. 4.5)}$$

- $j_1$  : Facteur de Colburn du premier rang
- $j_2$  : Facteur de Colburn du deuxième rang
- $j_3$  : Facteur de Colburn du troisième rang

Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes (Kim et *al.*, 1999) :

$$600 \leq Re_{Dc} \leq 24800, \quad 0,857 \leq \frac{P_t}{P_l} \leq 1,654 \quad \text{et} \quad 1,996 \leq \frac{P_t}{Dc} \leq 2,881.$$

Une troisième corrélation est celle d'un écoulement perpendiculaire à un faisceau de 10 tubes (Eq. 4.6). Cette corrélation est fonction des nombres de Reynolds et Prandtl et des constantes déterminées en fonction de la géométrie de l'échangeur (Jannot, 2011), pour une disposition en quinconce (tableau. 4.2).

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{1/3} \quad \text{(Eq. 4.6)}$$



Tableau 4-2 Constantes de calcul en fonction de la géométrie de l'échangeur (Jannot, 2011).

	$\frac{P_t}{d_e}$							
$\frac{P_l}{d_e}$	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C	n	C	n	C	n	C	n
<b>0,6</b>	-	-	-	-	-	-	0,236	0,636
<b>0,9</b>	-	-	-	-	0,495	0,571	0,445	0,581
<b>1,0</b>	-	-	0,552	0,558	-	-	-	-
<b>1,125</b>	-	-	-	-	0,531	0,565	0,575	0,560
<b>1,25</b>	0,575	0,556	0,561	0,554	0,576	0,556	0,579	0,562
<b>1,5</b>	0,501	0,568	0,511	0,562	0,502	0,568	0,542	0,568

La quatrième et dernière corrélation utilisée, dépend de la surface ailetée et de la surface totale d'échange (Del Rey, 1976). Cette corrélation est exprimée en utilisant l'Eq. 4.7.

$$h_e = 0,29 \cdot Re_{Dc}^{0,633} \cdot Pr^{1/3} \cdot \frac{\lambda_g}{Dc} \cdot \left( \frac{A_{ail}}{A_{tot}} \right)^{-0,17} \quad (\text{Eq. 4.7})$$

$\lambda_g$  : Conductivité thermique du biogaz

$A_{ail}$  : Surface d'échange de l'ailette

$A_{tot}$  : Surface d'échange totale

Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$1000 \leq Re_{Dc} \leq 40000 \text{ et } 4 \leq \frac{A_{ail}}{A_{tot}} \leq 34 .$$

Ces différentes corrélations sont comparées en considérant un échangeur à tubes à ailettes avec un seul circuit et dix nappes. Le nombre de Reynolds (dépendant de la vitesse du biogaz) est identique pour les différentes corrélations. Pour la deuxième corrélation, le calcul s'arrête au niveau du troisième rang vue que la corrélation n'est plus valable à partir de ce rang (Fig. 4.3).

Pour les corrélations 3 et 4, la valeur du coefficient d'échange externe est supérieure au niveau du premier rang comparativement aux rangs suivants. En effet, cette différence entre les rangs est due à la vitesse du flux externe qui diminue en passant d'un rang à l'autre. En amont de l'échangeur, cette vitesse est la plus élevée. La différence entre ces deux corrélations est de

10 % en comparant du premier jusqu'au dernier rang. La plus petite valeur du coefficient d'échange dans ce cas est de l'ordre de  $35 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ .

Concernant la corrélation 1, le coefficient d'échange externe augmente en passant du rang #1 au rang #2 pour atteindre son maximum, puis diminue progressivement pour atteindre une valeur de  $9 \text{ W/m}^2.\text{K}$  à la sortie de l'échangeur. L'augmentation du coefficient d'échange en comparant les rangs #1 et #2, est due au fait que pour un nombre de Reynolds élevé, la turbulence en aval des tubes crée un bon mélange dans la région en aval de l'ailette. Lorsque le nombre de Reynolds diminue, la turbulence en aval tend à disparaître et des tourbillons se forment derrière les tubes. Ceci est responsable de la diminution du coefficient d'échange. La différence entre cette corrélation et les corrélations précédentes est de l'ordre de 75 %.

Ainsi, suite à cette comparaison, la corrélation qui sera employée pour modéliser l'échangeur à tubes à ailettes va correspondre à celle qui donne les valeurs les plus basses c'est-à-dire celle de Wang et *al.*. En effet, cette corrélation prend en compte l'effet de la dégradation du coefficient d'échange externe lors du passage d'un rang à l'autre alors que les autres corrélations négligent cet effet.

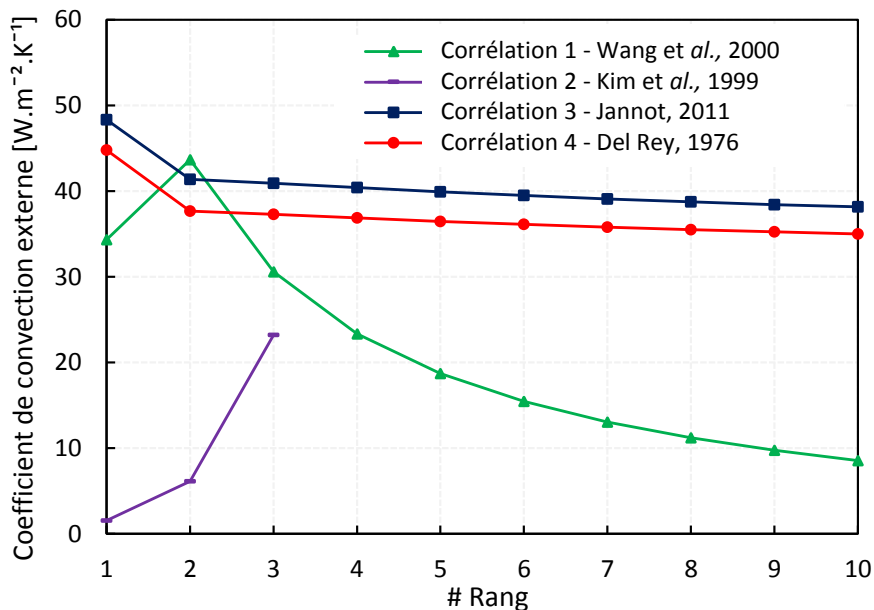


Figure 4.3 Comparaison entre les différentes corrélations pour le coefficient d'échange externe

#### 4.1.2.2. Coefficient d'échange interne

A l'intérieur des tubes, pour des écoulements monophasiques turbulents, l'une des corrélations les plus utilisées est celle de Dittus-Boettler ou de Mac Adams (Eq. 4.8). Cette corrélation est

fonction de la vitesse à l'intérieur des tubes ou du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl (Mac Adams, 1999).

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (\text{Eq. 4.8})$$

Une deuxième corrélation pour les écoulements monophasiques est celle de HUG (Ozisik, 1977). Cette corrélation prend en compte en plus des nombres de Reynolds et de Prandtl, la longueur du tube ou bien la distance parcourue par l'écoulement (Eq. 4.9).

$$Nu = 1,62 \cdot \left( \frac{Re \cdot Pr \cdot d_{int}}{L_t} \right)^{1/3} \quad (\text{Eq. 4.9})$$

Une troisième corrélation pour les écoulements monophasiques turbulents, est celle de Gnielinski (Gnielinski, 1976). De même, cette corrélation est fonction du nombre de Reynolds, du nombre de Prandtl et de la longueur du tube (Eq. 4.10).

$$Nu = \frac{\frac{\Omega}{8} \cdot 0,0214 \cdot [(Re - 1000) \cdot Pr]}{1 + 12,7 \cdot \left( \frac{\Omega}{8} \right)^{0,5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_{int}}{L_t} \right)^{2/3} \right] \quad (\text{Eq. 4.10})$$

Avec,  $\Omega = 0,1364 \cdot Re^{-0,25}$

Pour des écoulements diphasiques, dans le cas d'un fluide en évaporation, la corrélation utilisée pour le calcul du coefficient d'échange interne de convection, est celle de Gungor et Winterton (Gungor et Winterton, 1987). Dans ce cas, il faut commencer par calculer les propriétés de la phase liquide uniquement. Ensuite, il suffit de multiplier le nombre de Nusselt de la phase liquide par un facteur qui prend en compte le titre de vapeur ( $x_v$ ) de l'écoulement (Eq. 4.11).

$$Nu = Nu_l \cdot F_{lv} \quad (\text{Eq. 4.11})$$

Avec,  $F_{lv} = 1 + 3000 \cdot Bo^{0,86} + 1,12 \cdot \left( \frac{x_v}{1 - x_v} \right)^{0,75} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,41}$

Le nombre adimensionnel d'ébullition Bo exprime le rapport entre la densité du flux thermique et la vitesse massique de l'écoulement multipliée par la chaleur latente de vaporisation. Dans le cas d'un écoulement dans un tube cylindrique, le nombre d'ébullition est donné par l'Eq. 4.12.

$$Bo = \frac{d_{int}}{4 \cdot L_t} \quad (\text{Eq. 4.12})$$

Ces différentes corrélations sont comparées pour les écoulements monophasiques et diphasiques, pour la même géométrie de l'échangeur à tubes à ailettes utilisée précédemment (Fig. 4.4). L'axe vertical principal à gauche est associé aux corrélations 1,2 et 3, alors que, l'axe vertical secondaire sur le côté droit est associé à la corrélation 4.

La différence maximale entre les corrélations de Gnielinski et Mac Adams est de 22 %. Alors qu'en comparaison avec la corrélation de HUG, la différence est de l'ordre de 80 %. Concernant la corrélation de Gungor et Winterton valable pour les écoulements diphasiques, le coefficient d'échange est 10 fois plus grand que les autres corrélations. En effet, pour le premier rang, la corrélation de Gungor et Winterton donne une valeur proche (axe secondaire sur le côté droit) de celles de Gnielinski et de Mac Adams. Ainsi, au niveau de ce rang, le fluide est considéré monophasique. En traversant ces rangs en contre-courant par rapport au fluide externe, l'écoulement commence à s'évaporer. Ainsi, le coefficient d'échange interne va augmenter brutalement en utilisant la corrélation de Gungor et Winterton alors que pour les autres corrélations, le coefficient d'échange augmente lentement sans considérer l'effet de l'évaporation.

Dans le modèle développé, deux corrélations sont prises en compte : la corrélation de Gungor et Winterton pour l'écoulement diphasique en évaporation et celle de Gnielinski pour l'écoulement monophasique.

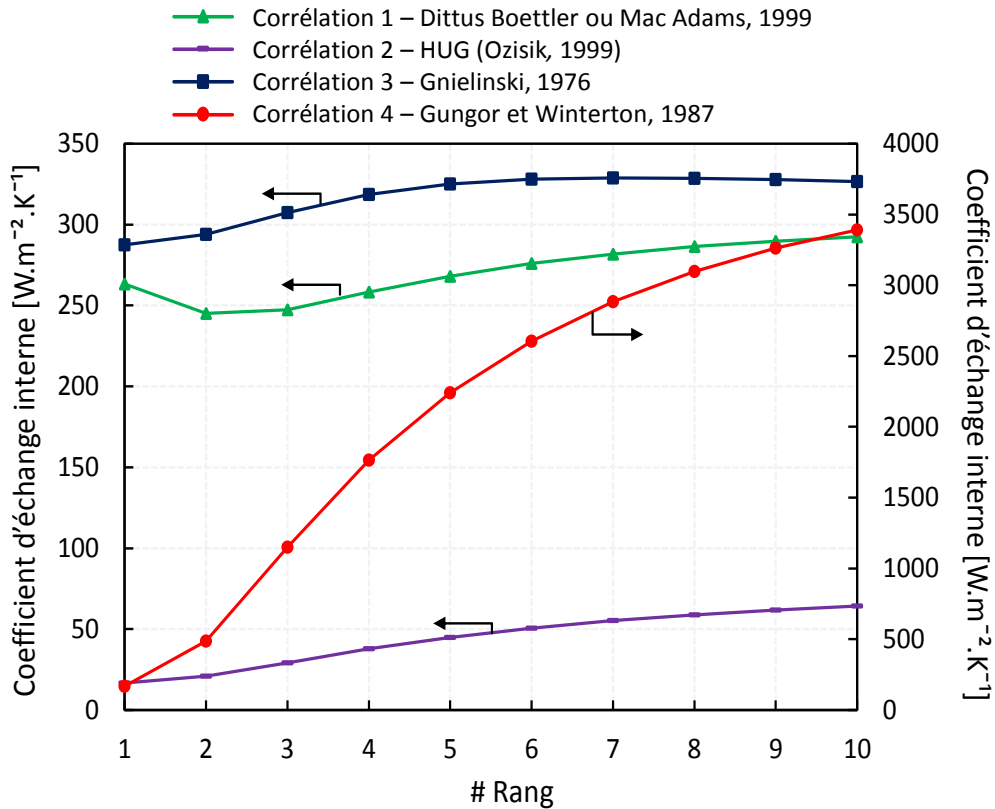


Figure 4.4 Comparaison des différentes corrélations pour le coefficient d'échange interne

### 4.1.3. Pertes de charge

Les pertes de charge dans un échangeur à tubes à ailettes sont divisées en deux parties :

- Pertes de charge côté externe (dans ce cas le biogaz).
- Pertes de charge côté interne (dans ce cas le réfrigérant).

#### 4.1.3.1. Pertes de charge internes

Les pertes de charge internes dans les tubes de l'échangeur sont la somme d'une perte de charge régulière ou linéique et d'une perte de charge singulière.

$$\Delta P_{int} = \Delta P_{int,reg} + \Delta P_{int,sin} \quad (\text{Eq. 4.13})$$

Tout d'abord, la perte de charge régulière dépend de la vitesse du réfrigérant ( $V_r$ ), de la longueur du tube, du diamètre interne de la conduite, de la masse volumique du réfrigérant et du coefficient de frottement ( $f$ ).

$$\Delta P_{int,reg} = 0,5 f \frac{L_t}{d_{int}} \rho_r V_r^2 \quad (\text{Eq. 4.14})$$

Le coefficient de frottement dépend de la nature de l'écoulement (laminaire ou turbulent). Pour un écoulement laminaire le coefficient de frottement est donné par l'Eq. 4.15.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{Eq. 4.15})$$

Pour un écoulement turbulent, le coefficient de frottement dépend de la rugosité absolue ( $\varepsilon_r$ ) de la conduite. Le coefficient de frottement est donné dans ce cas par l'Eq. 4.16.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left[ \frac{\varepsilon_r}{d_{int}} \frac{1}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right] \quad (\text{Eq. 4.16})$$

Ensuite, la perte de charge singulière dépend de la forme de la conduite. Dans le cas des échangeurs tubes à ailettes, la forme est un coude serré en U afin de garantir le passage d'un rang à l'autre. La perte de charge singulière dans ce cas est donnée par l'Eq. 4.17 en fonction du coefficient de singularité ( $\xi$ ).

$$\Delta P_{int,sin} = 0,5 \xi \rho_r V_r^2 \quad (\text{Eq. 4.17})$$

Le coefficient de singularité est calculé en utilisant des abaques.

#### 4.1.3.2. Pertes de charge externes

La corrélation pour le calcul des pertes de charge externes (côté biogaz) la plus utilisée est celle de Kays et London (Kays et London, 1992). La corrélation est fonction d'un coefficient de frottement ( $f_g$ ), de la surface d'échange et des propriétés du biogaz à l'entrée et à la sortie d'un volume de contrôle. Cette corrélation est donnée par l'Eq. 4.18.

$$\Delta P_{ext} = \frac{F_{max}^2}{2\rho_{in,g}} \left\{ \left[ 1 + \left( \frac{A_{min}}{A_{ail}} \right)^2 \right] \left( \frac{\rho_{in,g}}{\rho_{out,g}} - 1 \right) + f_g \frac{A_{tot}}{A_{min}} \frac{\rho_{in,g}}{\rho_{avg,g}} \right\} \quad (\text{Eq. 4.18})$$

$F_{max}$  est défini comme étant la densité de flux massique maximal du biogaz.

$$F_{max} = \frac{\dot{m}_g}{A_{min}} \quad (\text{Eq. 4.19})$$

- $\dot{m}_g$  : Débit massique du biogaz  
 $A_{min}$  : Surface de passage du biogaz (entre les ailettes et les tubes)  
 $\rho_{in,g}$  : Masse volumique du biogaz à l'entrée de l'échangeur  
 $\rho_{out,g}$  : Masse volumique du biogaz à la sortie de l'échangeur  
 $\rho_{avg,g}$  : Masse volumique moyenne du biogaz

Afin de calculer le coefficient de frottement côté biogaz, plusieurs corrélations existent. Une première corrélation a été développée, en 2000, par Wang et *al.*. Dans ce cas, le coefficient de frottement est donné par les relations suivantes :

$$f_g = 0,0267 Re_{Dc}^{f_1} \left( \frac{P_t}{P_l} \right)^{f_2} \left( \frac{S_{ail}}{Dc} \right)^{f_3} \quad (\text{Eq. 4.20})$$

N : Numéro de rang et  $f_1$ ,  $f_2$ , et  $f_3$  des coefficients.

$$\text{Avec, } f_1 = -0,764 + 0,739 \frac{P_t}{P_l} + 0,177 \frac{S_{ail}}{Dc} - \frac{0,00758}{N}$$

$$f_2 = -15,689 + \frac{64,021}{\ln(Re_{Dc})} \text{ et } f_3 = 1,696 - \frac{15,695}{\ln(Re_{Dc})}$$

Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$6,35mm \leq d_{ext} \leq 12,7mm, \quad 1,19mm \leq S_{ail} \leq 8,7mm, \quad 17,7mm \leq P_t \leq 31,75mm, \\ 12,4mm \leq P_l \leq 27,5mm.$$

Une autre corrélation a été développée par Karatas en 1996. Cette corrélation prend en compte la géométrie de l'échangeur en utilisant un facteur de géométrie ( $\kappa$ ).

$$f_g = 0,152 Re_{Dc}^{-0,164} \kappa^{-0,331} \quad (\text{Eq. 4.21})$$

$$\text{Avec, } \kappa = \frac{A_{tot}}{A_t}$$

$A_t$  : Surface nette d'échange des tubes

Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$300 \leq Re \leq 1000$  et  $3,5 \leq \kappa \leq 6$ .

Une troisième corrélation a été proposée par Zukauskas en 1972. Cette corrélation prend en compte un coefficient de frottement pour les ailettes ( $f_{ail}$ ) et un coefficient de frottement pour les tubes ( $f_t$ ).

$$f_g = 1,039f_{ail} \left( \frac{A_{ail}}{A_{tot}} \right) + f_t \left( 1 - \frac{A_{ail}}{A_{tot}} \right) \left( 1 - \frac{e_{ail}}{S_{ail}} \right) \quad (\text{Eq. 4.22})$$

$$\text{Avec, } f_{ail} = 0,508 Re_{Dc}^{-0,521} \left( \frac{P_t}{Dc} \right)^{1,318}$$

$$\text{et } f_t = 2,17 \left( \frac{P_t}{Dc} \right)^{-1,08} - 0,174 Re_{Dc} \left( \frac{P_t}{Dc} \right)^{-1,24}.$$

La corrélation du coefficient de frottement utilisée dans ce cas est celle de Wang et *al.*. Les conditions de fonctionnement du modèle sont dans la gamme de validité de cette corrélation.

#### 4.1.4. Efficacité et rendement de l'ailette

L'ailette permet d'augmenter la surface de contact afin d'augmenter l'échange entre les flux interne et externe et d'améliorer l'efficacité de l'échangeur. Afin de calculer le paramètre caractéristique de l'ailette, il faut appliquer le premier principe de la thermodynamique tout en prenant en compte les hypothèses suivantes :

- Flux thermique unidimensionnel (conduction unidimensionnelle).
- La conductivité thermique de l'ailette est supposée constante.
- Le coefficient d'échange externe est supposé constant tout au long de la surface ailetée.
- La température de pied ou de la base de l'ailette est supposée constante et uniforme.

##### 4.1.4.1. Ailette rectangulaire plane

La Fig. 4.5 présente la forme géométrique d'une ailette plane rectangulaire et pour un flux thermique unidimensionnel.



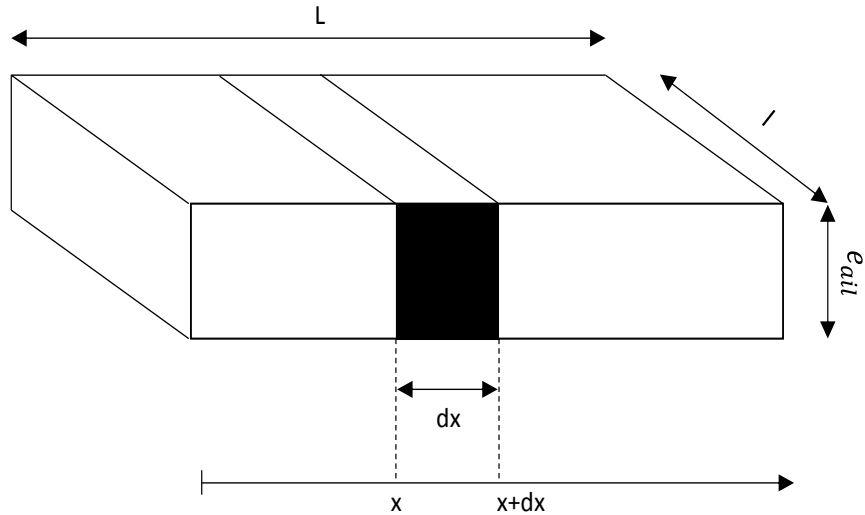


Figure 4.5 Ailette utilisée pour le calcul thermodynamique

Le premier principe de la thermodynamique impose que la somme algébrique de tous les flux thermiques qui entrent dans le système doit être égale à la somme des flux thermiques qui sortent du système (Eq. 4.23).

$$h_e p_{ailete} dx \cdot (T_g - T(x)) - \lambda_{ailete} \cdot A_{ailete} \frac{dT}{dx} \Big|_x = \lambda_{ailete} \cdot A_{ailete} \frac{dT}{dx} \Big|_{x+dx} \quad \text{Eq. 4.23}$$

$A_{ailete}$  est la section de l'ailette qui dépend de la forme (dans ce cas rectangulaire) et  $p_{ailete}$  est le périmètre de l'ailette qui dépend également de la forme. D'après le développement de Taylor, la dérivée spatiale du premier ordre de la température est donnée par l'Eq. 4.24.

$$dx \frac{d^2 T}{dx^2} \Big|_x = \frac{dT}{dx} \Big|_{x+dx} - \frac{dT}{dx} \Big|_x \quad \text{(Eq. 4.24)}$$

En substituant l'Eq. 4.24 dans Eq. 4.23, la relation résultante est donnée par l'Eq. 4.25.

$$\frac{d^2 T(x)}{dx^2} = \frac{h_e p_{ailete}}{\lambda_{ailete} A_{ailete}} [T(x) - T_g] \quad \text{(Eq. 4.25)}$$

Avec,  $m = \sqrt{\frac{h_e p_{ailete}}{\lambda_{ailete} A_{ailete}}}$  le module de l'ailette. Ce module dépend donc de la géométrie de l'ailette.

Afin de calculer le profil de la variation de la température de l'ailette, il faut vérifier les conditions aux limites. Les conditions aux limites qui dépendent des températures aux extrémités de l'ailette pour  $x=0$  et  $x=L$ . Soit  $T_{pied}$  la température au pied de l'ailette. Compte-tenu de la conservation des flux thermiques à l'interface  $x=L$ , la température au sommet de

l'ailette, si elle est suffisamment longue, serait égale à la température du fluide externe ( $T_{x=L} = T_g$ ) au bord d'attaque. Ainsi, le profil de température est donné par l'Eq. 4.26.

$$T(x) = (T_{pied} - T_g) \frac{\cosh[m(L-x)]}{\cosh(mL)} + T_g \quad (\text{Eq. 4.26})$$

L'efficacité de l'ailette est définie comme étant le rapport entre le flux thermique évacué par l'ailette (par conduction) et le flux thermique qui serait évacué sans l'ailette (par convection). L'efficacité de l'ailette est donnée par l'Eq. 4.27.

$$\eta_{ail} = \frac{\lambda_{ail} A_{ail} \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0}}{h_e A_{ail} (T_g - T_{pied})} = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (\text{Eq. 4.27})$$

Lorsque la longueur de l'ailette augmente, son efficacité diminue même si la surface de contact augmente (Fig. 4.6). Ainsi, il faut bien choisir la longueur de l'ailette afin de ne pas encombrer l'échangeur et ajouter du poids sans améliorer l'échange et l'efficacité de l'échangeur.

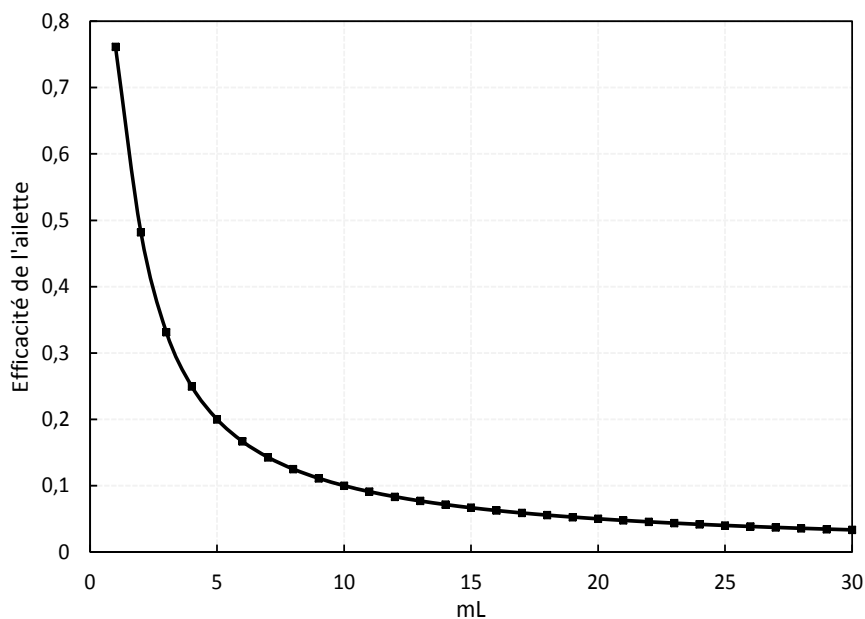


Figure 4.6 Efficacité de l'échangeur en fonction du module de l'ailette

La Fig 4.7 permet de comparer l'efficacité de l'ailette pour trois différents matériaux (inox, aluminium et cuivre). La seule différence, dans le module de l'ailette, est la conductivité thermique de chacun des matériaux. Le tableau 4.3 présente la conductivité thermique de quelques matériaux.

Tableau 4-3 Conductivité thermique de quelques matériaux

Matériaux	$\lambda$ ( $W.m^{-1}.K^{-1}$ ), valeurs pour une température de 20 °C
<b>Inox</b>	16,3
<b>Aluminium</b>	220
<b>Cuivre</b>	386

L'augmentation de la conductivité thermique de l'ailette permet d'augmenter l'efficacité de l'ailette. En effet, pour une même longueur ou hauteur de l'ailette, le cuivre présente l'efficacité la plus élevée en comparaison avec l'aluminium et l'inox. De son côté, l'aluminium présente une efficacité bien plus élevée que celle de l'inox.

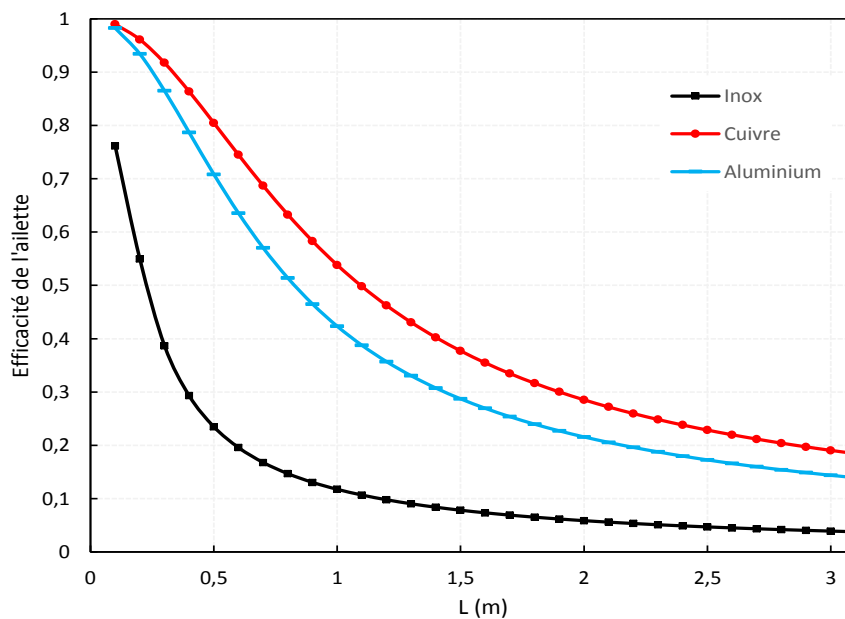


Figure 4.7 Comparaison de l'efficacité de l'ailette pour différents matériaux

#### 4.1.4.2. Ailette circulaire plane

La Fig. 4.8 présente une ailette circulaire plane. Le premier principe de la thermodynamique et les hypothèses considérées précédemment, permettent de calculer l'efficacité de l'ailette.

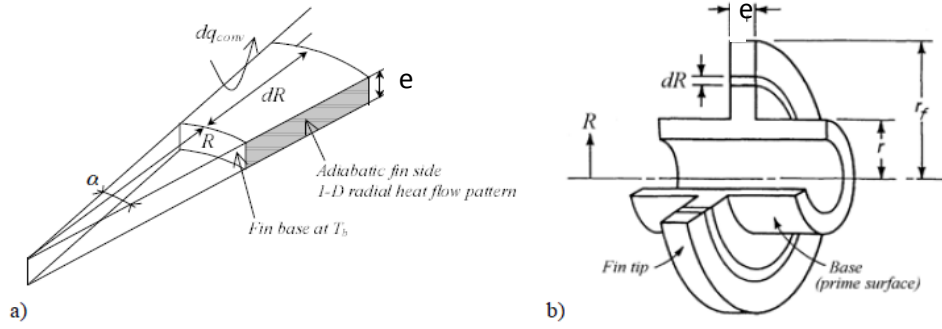


Figure 4.8 Ailettes circulaires planes a) secteur d'ailette b) ailette circulaire (Perrotin, 2004).

D'après le calcul des fonctions de Bessel, l'efficacité de l'ailette est donnée par l'équation 4.28.

$$\eta_{ail} = \frac{2r}{m(r_f^2 - r^2)} \left[ \frac{I_1(mr_f)K_1(mr) - K_1(mr_f)I_1(mr)}{K_1(mr_f)I_0(mr) + I_1(mr_f)K_0(mr)} \right] \quad (\text{Eq. 4.28})$$

Avec,  $I(mr_f)$  et  $K(mr_f)$  sont respectivement les fonctions de Bessel du premier et second ordre modifiées. Afin d'éviter de résoudre les fonctions de Bessel, une première approximation a été développée par Schmidt (Perrotin, 2004). Cette approximation permet de calculer l'efficacité de l'ailette donnée par les Eq. 4.29 et 4.30.

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \quad (\text{Eq. 4.29})$$

$$\text{avec, } m = \sqrt{\frac{h_e p_{ail}}{\lambda_{ail} A_{ail}}} = \sqrt{\frac{2h_e}{\lambda_{ail} e_{ail}}} \quad \text{et } \phi = \left( \frac{r_f}{r} - 1 \right) \left[ 1 + 0,35 \ln \left( \frac{r_f}{r} \right) \right] \quad (\text{Eq. 4.30})$$

$r$  : Rayon de base de l'ailette

$r_f$  : Rayon externe de l'ailette

De leur côté, en 1996, Hong et Webb ont amélioré l'efficacité de l'ailette en comparaison avec l'approximation de Schmidt (Eq. 4.31).

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \cos(0,1mr\phi) \quad (\text{Eq. 4.31})$$

Toutefois, la comparaison des approximations de Hong et Webb d'une part et de Schmidt d'autre part, est respectivement 10 % et 15 % (Perrotin, 2004) par rapport à la configuration

analytique (configuration pour laquelle les fonctions de Bessel ont été résolues). La Fig. 4.9 permet de comparer l'efficacité de l'ailette en utilisant ces deux approximations.

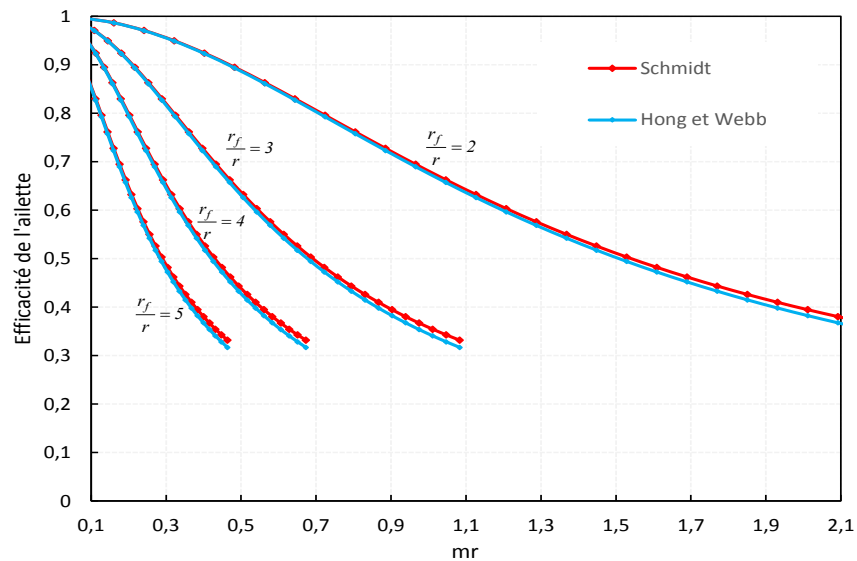


Figure 4.9 Comparaison de l'efficacité de l'ailette circulaire en utilisant les approximations de Schmidt et de Hong (Perrotin, 2004).

L'augmentation du rayon de l'ailette par rapport au rayon de la base (le rapport des rayons) diminue la différence relative entre les deux approximations employées.

#### 4.1.4.3. Ailette hexagonale

La plupart des échangeurs utilisent des ailettes continues planes et non pas circulaires. L'échangeur dans cette étude est composé des tubes en quinconce. Ainsi, le calcul de l'efficacité de l'ailette dans ce cas revient à calculer l'efficacité d'une ailette hexagonale (Fig. 4.10).

L'une des méthodes les plus utilisées est celle de Schmidt dont le but est de calculer un rayon équivalent pour une ailette circulaire. Ainsi, dans ce cas, l'efficacité de l'ailette est calculée en utilisant l'équation de l'approximation de Schmidt en remplaçant le rayon de l'ailette circulaire par le rayon équivalent de la section hexagonale (Perrotin, 2014).

$$\frac{r_f}{r} = 1,27 \frac{X_T}{r} \sqrt{\frac{X_D}{X_T} - 0,3} \quad (\text{Eq. 4.32})$$

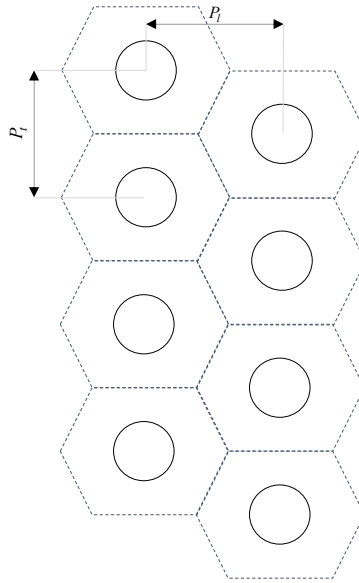


Figure 4.10 Section d'ailette hexagonale et tubes en quinconce

$$X_T = \frac{P_t}{2} \quad (\text{Eq. 4.33})$$

$$X_D = 0,5 \sqrt{\left(\frac{P_t}{2}\right)^2 + P_l^2} \quad (\text{Eq. 4.34})$$

La Fig. 4.11 présente une comparaison de l'efficacité de l'ailette pour différents pas transversaux et longitudinaux. La comparaison entre ces différentes figures montre que l'efficacité de l'ailette hexagonale dépend fortement du rapport entre les pas transversaux et longitudinaux. En effet, lorsque ce rapport croît, l'efficacité de l'ailette croît également. Plusieurs cas ont été considérés en fonction du rapport du rayon équivalent de la section hexagonale et du rayon de la base de l'ailette. Une augmentation de ce dernier rapport induit une diminution de l'efficacité de l'ailette sur l'ensemble des rapports entre le pas longitudinal et transversal.

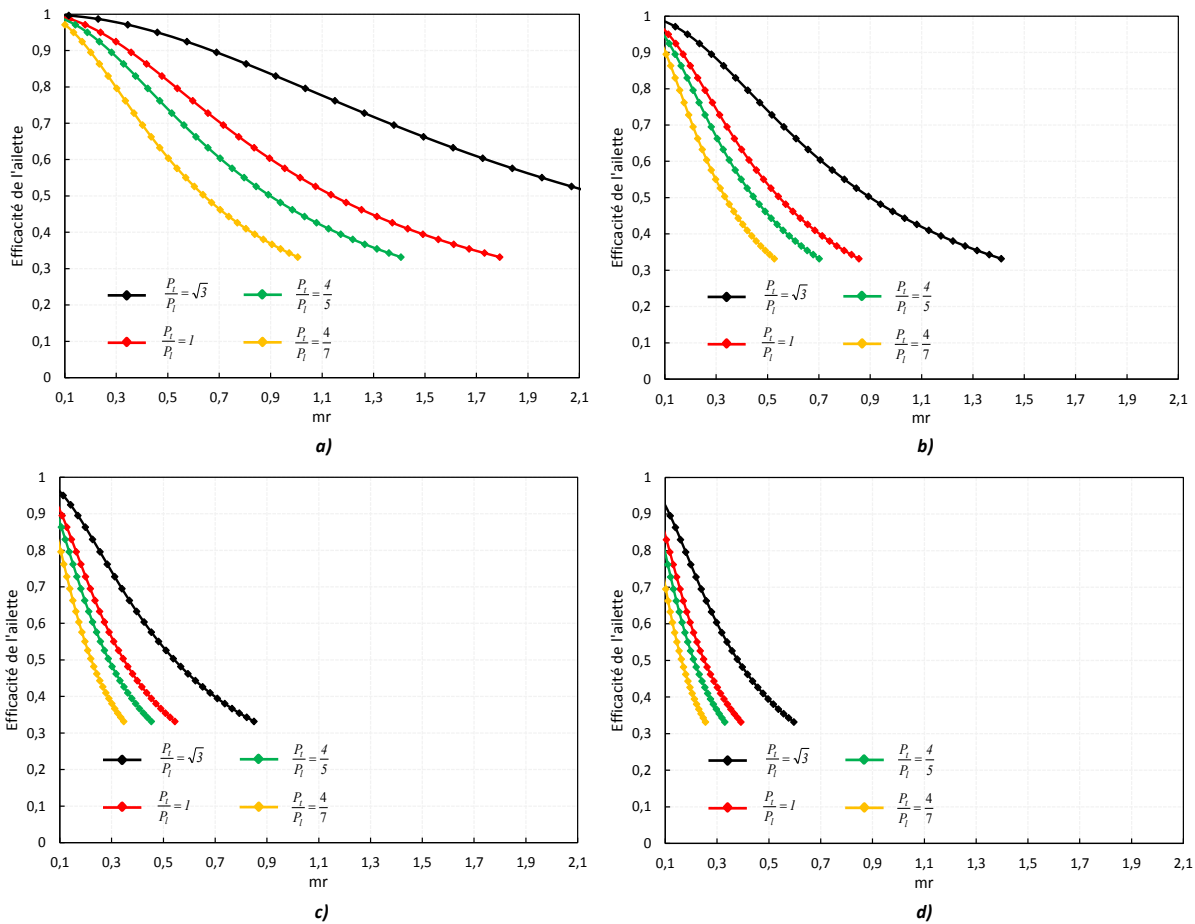


Figure 4.11 Efficacité de l'ailette hexagonale a)  $\frac{X_T}{r} = 2$ , b)  $\frac{X_T}{r} = 3$ , c)  $\frac{X_T}{r} = 4$ , d)  $\frac{X_T}{r} = 5$

Une fois l'efficacité de l'ailette calculée, le rendement de l'ailette est défini comme étant le rapport entre le flux réellement transmis à travers l'ailette et le flux qui serait transmis à la température de surface de base si l'ailette était supprimée. L'expression du rendement de l'ailette est donnée par l'Eq. 4.35.

$$\eta_{g,ail} = 1 - (1 - \eta_{ail}) \frac{A_{ail}}{A_{tot}} \quad (\text{Eq. 4.35})$$

Le rendement de l'ailette est fonction de l'efficacité de l'ailette quelle que soit sa géométrie, de la surface ailetée et de la surface d'échange totale (tubes et ailettes,  $A_{tot}$ ).

En conclusion, l'efficacité de l'ailette dépend du rapport des pas transversaux et longitudinaux. Ainsi, il faut utiliser le rapport des pas le plus grand possible pour une meilleure efficacité. Ce rapport dépend du profil d'échangeur choisi (Annexe 1).

## 4.2. Modélisation dynamique du phénomène de givrage

Un modèle a été développé afin de modéliser dynamiquement le développement de la couche de givre et son influence sur les performances de l'échangeur à tubes à ailettes. Afin de simplifier le procédé qualifié de complexe et vu que les propriétés thermo physiques changent au cours du transfert, les hypothèses suivantes ont été considérées :

- Toutes les températures de surfaces sont au-dessous du point triple de l'eau.
- La distribution de la couche de givre est supposée uniforme sur chaque volume de contrôle de l'échangeur.
- La conductivité thermique de la couche de givre varie en fonction de la masse volumique de la couche.
- Les transferts de chaleur et de masse sont supposés unidimensionnels tout au long de l'échangeur.

L'échangeur de chaleur est divisé en plusieurs volumes de contrôles (Fig. 4.12). Chaque volume de contrôle est composé d'un rang et d'un nombre d'ailettes.

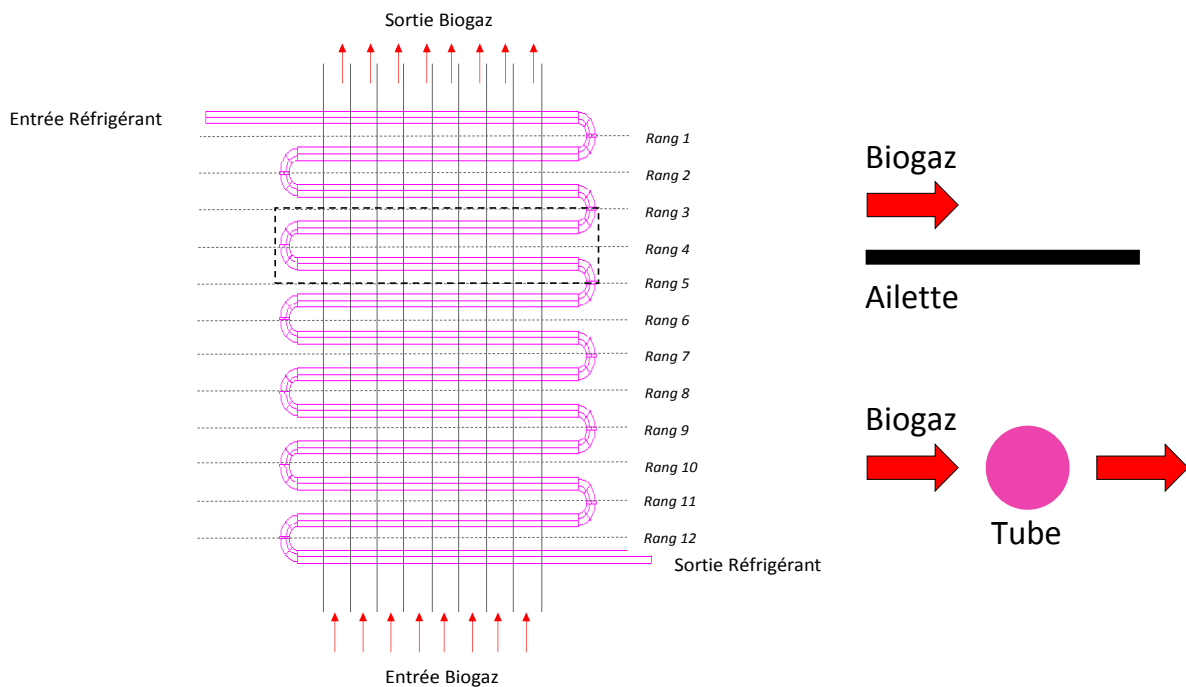


Figure 4.12 Vue de dessus de l'échangeur à tubes à ailettes et répartition des volumes de contrôle



Les propriétés des flux externes et internes à la sortie d'un volume de contrôle correspondent aux propriétés à l'entrée du volume de contrôle suivant (Fig. 4.13). Les propriétés sont calculées en utilisant REFPROP 9.0. Un algorithme a été développé en utilisant les résultats à chaque pas de temps afin de modifier la géométrie de l'échangeur, au sens où celle-ci est modifiée par la croissance de l'épaisseur du givre. L'ensemble des équations gouvernantes du modèle sont identifiées dans cette partie.

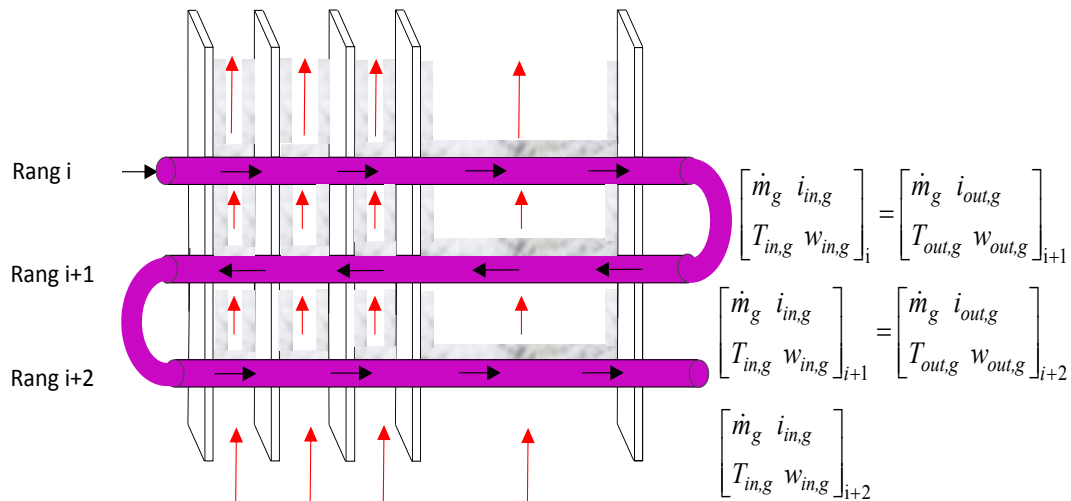


Figure 4.13 Entrée et sortie des volumes de contrôles de l'échangeur à tubes à ailettes

#### 4.2.1. Equations relatives à la géométrie de l'échangeur

Les surfaces d'échange des tubes et des ailettes sont calculées en fonction des paramètres géométriques de l'échangeur. En effet, le calcul est effectué par unité de longueur de tube. La surface externe par unité de longueur des tubes est donnée par la relation ci-dessous.

$$A_{ext-m} = \pi d_{ext} \quad (Eq. 4.36)$$

La surface interne par unité de longueur des tubes est constante car elle ne dépend que du diamètre interne des tubes.

$$A_{int-m} = \pi d_{int} \quad (Eq. 4.37)$$

Le nombre d'ailettes par mètre de longueur est défini en fonction de l'épaisseur des ailettes et de l'espacement entre ailettes.

$$N_{ail-m} = \frac{l - e_{ail}}{S_{ail}} + 1 \quad (Eq. 4.38)$$

La surface nette d'échange des tubes par unité de longueur est donnée par la relation ci-dessous.

$$A_{t-m} = A_{ext-m} (1 - e_{ail} N_{ail-m}) \quad (\text{Eq. 4.39})$$

La surface nette d'échange des ailettes par unité de longueur est fonction des paramètres de l'ailette et du diamètre externe des tubes.

$$A_{ail-m} = 2N_{ail-m} \left( P_t P_l - \frac{\pi d_{ext}^2}{4} \right) \quad (\text{Eq. 4.40})$$

Cet ensemble d'équations ne prend pas en compte la formation de la couche de givre. En effet, lorsque la couche de givre se forme et se développe, la géométrie de l'échangeur est modifiée. Les équations ci-dessous présentent la modification géométrique qu'il faut effectuer instantanément au niveau du diamètre externe des tubes et au niveau du pas d'ailettes. L'épaisseur de la couche de givre formée instantanément est notée par  $\delta_f$ .

$$d_e(t + \Delta t) = d_{ext}(t) + 2\delta_f(t) \quad (\text{Eq. 4.41})$$

$$S_{ail}(t + \Delta t) = S_{ail}(t) - 2\delta_f(t) \quad (\text{Eq. 4.42})$$

#### 4.2.2. Equations relatives au transfert de chaleur

Le flux de chaleur total nécessaire pour le refroidissement du biogaz peut s'exprimer en fonction des enthalpies d'entrée et de sortie du réfrigérant, pour chaque volume de contrôle. Ce flux de chaleur échangé peut être exprimé également en fonction de l'enthalpie d'entrée et de sortie du biogaz tout en prenant en compte la contribution de la chaleur latente d'anti-sublimation de l'eau givrée.

En se refroidissant, la vapeur d'eau contenue dans le biogaz va givrer sur les surfaces froides de l'échangeur. Ce transfert de chaleur est représenté par l'Eq. 4.43. Le débit du biogaz est représenté par  $\dot{m}_g$ , celui du réfrigérant est représenté par  $\dot{m}_r$  et celui du givre capté est représenté par  $\dot{m}_f$ . L'enthalpie du biogaz sec à l'entrée et à la sortie de chaque volume de contrôle est représentée respectivement par  $i_{in,g}$  et  $i_{out,g}$ . L'enthalpie du réfrigérant à l'entrée et à la sortie de chaque volume de contrôle est représentée respectivement par  $i_{in,r}$  et  $i_{out,r}$ . A noter que l'indice  $i$  introduit dans toutes les équations, correspond au volume de contrôle associé.

$$\dot{Q}_{ech} = \dot{m}_r \cdot (i_{out,r} - i_{in,r})_i = \dot{m}_g \cdot (i_{in,g} - i_{out,g}) + \dot{m}_f i_{sv}|_i \quad (\text{Eq. 4.43})$$

La chaleur latente d'anti-sublimation est égale à l'opposé de la chaleur latente de sublimation ( $i_{sv}$ ) calculée d'après la formule de Clapeyron.

$$\frac{dP}{dT} = \frac{i_{sv}}{T\Delta v} \quad (\text{Eq. 4.44})$$

La résolution de l'Eq. 4.4 permet d'en déduire la variation de la chaleur latente de sublimation de l'eau en fonction de la température (Fig. 4.15). D'après la Fig. 4.15, la chaleur latente de sublimation varie entre 2836 kJ.kg<sup>-1</sup> et 2842,5 kJ.kg<sup>-1</sup> pour des températures basses allant de 0 °C jusqu'à -78 °C.

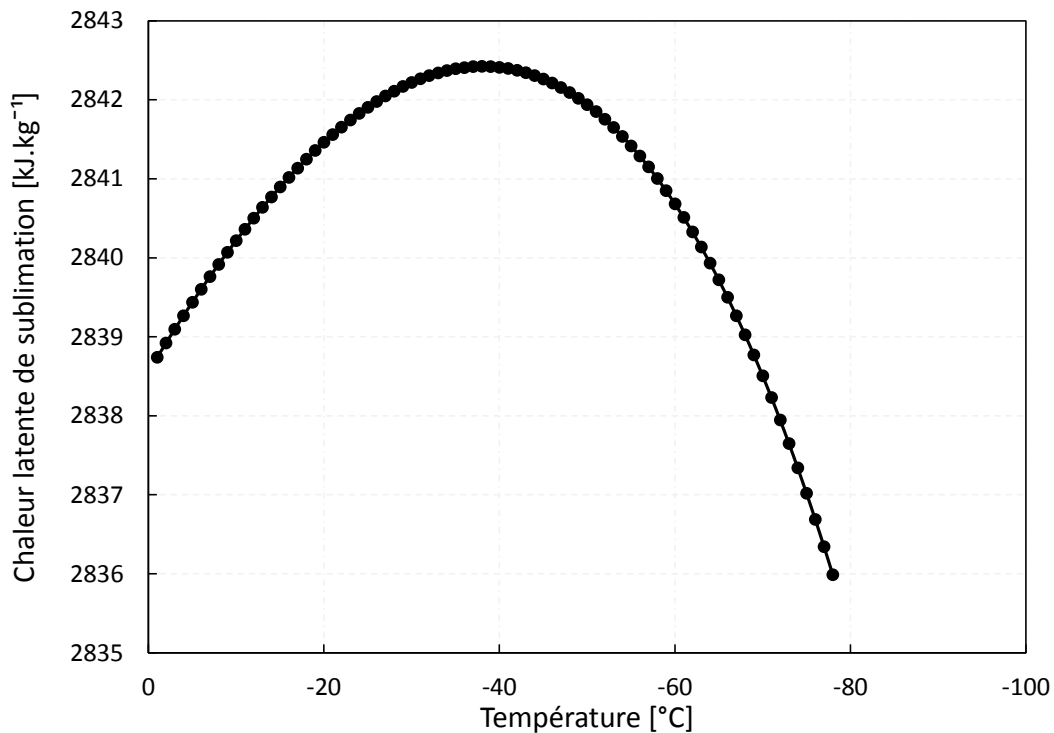


Figure 4.14 Chaleur latente de sublimation de l'eau

Le flux de chaleur total échangé est la somme du flux sensible et du flux latent. Le flux de chaleur sensible ( $\dot{Q}_{sen}$ ) échangé entre la couche de givre déposé sur les surfaces froides de l'échangeur et le biogaz est exprimé en fonction de la température moyenne du biogaz ( $T_{avg,g}$ ), de la température de surface de la couche de givre ( $T_{fs}$ ), du coefficient d'échange sensible ( $h_e$ ) et de la surface d'échange ( $A_{ech}$ ) relative à chaque volume de contrôle.

$$\dot{Q}_{sen} = h_e \cdot A_{ech} \cdot (T_{avg,g} - T_{fs}) \Big|_i \quad (\text{Eq. 4.45})$$

La surface d'échange relative à chaque volume de contrôle ( $A_{ech}$ ) est égale à la somme de la surface nette d'échange des tubes ( $A_t$ ) et de la surface d'échange des ailettes ( $A_{ail}$ ) multipliée par l'efficacité de l'ailette ( $\eta_{ail}$ ).

$$A_{ech} = A_t + \eta_{ail} A_{ail} \Big|_i \quad (\text{Eq.4.46})$$

Le flux de chaleur latent entre le biogaz et la surface de la couche de givre est exprimé en fonction de la température moyenne du biogaz, de la température de surface de givre, de la surface d'échange relative à chaque volume de contrôle et du coefficient d'échange latent ( $h_{lat}$ ).

$$\dot{Q}_{lat} = h_{lat} \cdot A_{ech} \cdot (T_{avg,g} - T_{fs}) \Big|_i \quad (\text{Eq. 4.47})$$

Afin de calculer le coefficient de chaleur latent, il faut définir le coefficient d'échange massique ( $h_m$ ). Ce dernier est calculé en fonction du nombre adimensionnel de Lewis (Threlkeld, 1970).

Le calcul du coefficient d'échange massique est donné par l'Eq. 4.48.

$$h_m = \frac{h_e}{C_{p,g} Le^{2/3}} \Big|_i \quad (\text{Eq. 4.48})$$

Le coefficient d'échange latent est calculé en fonction du coefficient d'échange massique, de la chaleur latente de sublimation et des humidités absolues correspondant à la température moyenne du biogaz ( $w_{avg,g}$ ) et à la température de surface du givre ( $w_{fs}$ ). Le calcul du coefficient d'échange latent est donné par l'Eq. 4.49.

$$h_{lat} = h_m i_{sv} \left( \frac{w_{avg,g} - w_{fs}}{T_{avg,g} - T_{fs}} \right) \Big|_i \quad (\text{Eq. 4.49})$$

Après avoir calculé les coefficients d'échange interne et externe, le coefficient d'échange global au niveau de chaque volume de contrôle est donné par l'Eq. 4.50. Ce coefficient d'échange global dépend fortement de l'épaisseur de la couche de givre ( $\delta_f$ ) et de sa conductivité thermique ( $\lambda_f$ ).

$$U = \left[ \frac{I}{h_{lat} + h_e} + \frac{A_{ech} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi\lambda_t L_t} + \left(\frac{I}{h_i}\right) \left(\frac{A_{ech}}{A_{int}}\right) + \frac{\delta_f}{\lambda_f} \right] \Bigg|_i \quad (\text{Eq. 4.50})$$

Le flux de chaleur total peut être exprimé en fonction du coefficient d'échange global en utilisant la méthode de Différence de Température Logarithmique Moyenne (DTLM) au niveau de chaque volume de contrôle. L'Eq. 4.51 permet de représenter le coefficient d'échange global en fonction du DTLM pour un échangeur à effet contre-courant.

$$\dot{Q}_{ech} = \dot{Q}_{sen} + \dot{Q}_{lat} = UA_{ech}DTLM = UA_{ech} \frac{(T_{in,g} - T_{out,r}) - (T_{in,r} - T_{out,g})}{\ln\left(\frac{T_{in,g} - T_{out,r}}{T_{in,r} - T_{out,g}}\right)} \Bigg|_i \quad (\text{Eq. 4.51})$$

#### 4.2.3. Equations relatives à la couche de givre

Le flux de chaleur transféré du biogaz vers la couche de givre est la somme d'un flux d'échange par conduction à travers la couche de givre ( $\dot{Q}_{conduction}$ ) et d'un flux d'anti-sublimation ( $\dot{Q}_{subl}$ ) de la vapeur d'eau contenue dans le biogaz (Deniz et al., 2004).  $\dot{m}_\rho$  représente la quantité de givre qui contribue à la densification de la couche.

$$\dot{Q}_{ech} = \dot{Q}_{conduction} + \dot{Q}_{subl} = \lambda_f A_{ech} \left( \frac{dT}{dx} \right) + \dot{m}_\rho i_{sv} \Bigg|_i \quad (\text{Eq. 4.52})$$

La conservation des flux d'échange par conduction et d'anti-sublimation à l'entrée et à la sortie d'un volume de contrôle, permet d'en déduire l'équation ci-dessous.

$$\frac{d}{dx} \left( \lambda_f A_{ech} \frac{dT}{dx} \right) \Bigg|_i = -i_{sv} \frac{d\dot{m}_\rho}{dx} \Bigg|_i \quad (\text{Eq. 4.53})$$

La résolution de cette équation pour  $x = \delta_f$  permet de déterminer la température de surface de la couche de givre ( $T_{fs}$ ) en fonction de la température de la paroi ( $T_p$ ). Ainsi, par la résolution de l'équation différentielle, la température de surface de la couche de givre est donnée par l'Eq. 4.54.

$$T_{fs} = T_p + \left( \frac{\dot{Q}_{ech} - 0,5\dot{m}_\rho i_{sv}}{\lambda_f A_{ech}} \right) \delta_f \Big|_i \quad (\text{Eq. 4.54})$$

La masse du givre capté sur les surfaces froides de l'échangeur est égale à la différence des humidités absolues du biogaz à l'entrée et à la sortie de chaque volume de contrôle, multipliée par le débit massique du biogaz.

$$\dot{m}_f = \dot{m}_g (w_{in,g} - w_{out,g}) \Big|_i \quad (\text{Eq. 4.55})$$

Une partie de cette quantité de givre capté contribue à la densification de la couche de givre ( $\dot{m}_\rho$ ), alors que la deuxième partie contribue à l'augmentation de l'épaisseur de la couche de givre ( $\dot{m}_\delta$ ).

$$\dot{m}_f = \dot{m}_\delta + \dot{m}_\rho \Big|_i \quad (\text{Eq. 4.56})$$

Afin de calculer la quantité de vapeur qui contribue à la densification, une expression développée par O'Neal a été utilisée (O'Neal, 1995). Cette expression de la quantité de vapeur qui contribue à la densification est fonction de la conductivité thermique de la couche de givre, du terme de diffusion ( $D_{diff}$ ), de la chaleur latente de sublimation et de la pression de saturation au niveau de l'interface biogaz et couche de givre ( $P_{sat}$ ).

$$\dot{m}_\rho = A_{ech} D_{diff} \left[ \frac{1 - \left( \frac{\rho_f}{\rho_{sol}} \right)}{1 + \left( \frac{\rho_f}{\rho_{sol}} \right)^{0,5}} \right] \left( \frac{\rho_v i_{sv}}{T_{fs}} - \frac{P_{sat}}{T_{fs}} \right) \left( \frac{1}{RT_{fs}} \right) \frac{dT}{dx} \Big|_i \quad (\text{Eq. 4.57})$$

La quantité de vapeur contribuant à l'augmentation de la masse volumique de la couche de givre est donnée par l'Eq. 4.58 (Deniz et al., 2004).

$$\dot{m}_\rho = \frac{\dot{m}_g}{\left[ \frac{\lambda_f}{D_{diff}} \frac{1 + \left( \frac{\rho_f}{\rho_{sol}} \right)^{0,5}}{1 - \left( \frac{\rho_f}{\rho_{sol}} \right)} \frac{R^2 T_{fs}^4}{P_{sat} (i_{sv} T_{fs} - R T_{fs}^2) + i_{sv}} \right]_i (i_{in,g} - i_{out,g})} \quad (\text{Eq. 4.58})$$

Le coefficient de diffusion ( $D_{diff}$ ) est calculé en fonction du facteur de porosité ( $\varepsilon$ ). Le coefficient de diffusion est donné par l'Eq. 4.59 (Na et Webb, 2004) en fonction de la diffusivité de la vapeur ( $D_v$ ).

$$D_{diff} = D_v \varepsilon \frac{1 + \varepsilon}{2} \quad (\text{Eq. 4.59})$$

Les calculs de la conductivité thermique de la couche de givre et de la masse volumique de la surface du givre déposé, ont été présentés dans le chapitre précédent. La masse volumique de la couche de givre à un instant  $t + \Delta t$  est donnée par l'Eq. 4.60. La masse volumique dépend de l'épaisseur de la couche de givre et de la masse du givre capté à chaque pas de temps.

$$\rho_f(t + \Delta t) = \rho_f(t) + \frac{\dot{m}_\rho \Delta t}{A_{ech} \delta_f} \Big|_i \quad (\text{Eq. 4.60})$$

L'épaisseur de la couche de givre à un instant  $t + \Delta t$  est donnée par l'Eq. 4.61. L'épaisseur dépend de la masse volumique du givre et de la masse du givre capté à chaque pas de temps.

$$\delta_f(t + \Delta t) = \delta_f(t) + \frac{\dot{m}_\delta \Delta t}{A_{ech} \rho_f} \Big|_i \quad (\text{Eq. 4.61})$$

#### 4.2.4. Algorithme de calcul

L'algorithme de calcul du modèle développé est décrit brièvement dans la Fig. 4.15. Tout d'abord, il faut commencer par définir la géométrie de l'échangeur (nombre de circuits, nombre de rangs, pas, épaisseurs, etc ...). Ensuite, il faut passer à l'ensemble des initialisations suivantes :

- L'épaisseur de la couche de givre.
- La masse volumique de la couche de givre et sa conductivité thermique en fonction de sa masse volumique.
- La température de la surface du givre.
- La différence de température logarithmique moyenne initiale.
- La masse de givre capté à la sortie du premier rang.
- Les températures de sortie et d'entrée du biogaz.
- La température du réfrigérant ou du mélange circulant à l'intérieur des tubes.

A la fin des initialisations, l'algorithme débute le calcul par la détermination des coefficients d'échanges convectifs interne et externe. La puissance latente et la puissance sensible au niveau de l'interface biogaz et de la couche de givre sont calculées. Le coefficient d'échange global de l'échangeur est ensuite calculé pour en déduire la puissance échangée entre les deux flux. Ainsi, l'une des températures des flux est déduite. Ensuite, un nouvel écart de température logarithmique moyen DTLM est calculé. Une vérification au niveau des valeurs des DTLM et de la masse de givre capté est ensuite opérée. Si l'erreur est grande, il faut procéder par itération afin de trouver le DTLM et l'épaisseur de la couche de givre, pour lesquelles l'erreur est minimisée. Lorsque cette erreur devient négligeable, la géométrie de l'échangeur est modifiée en intégrant l'épaisseur de la couche de givre déposée sur les ailettes et tubes de l'échangeur. Le calcul est dynamique, un passage au temps suivant est possible une fois que la géométrie de l'échangeur est modifiée et le calcul reboucle jusqu'à la fin de la simulation.



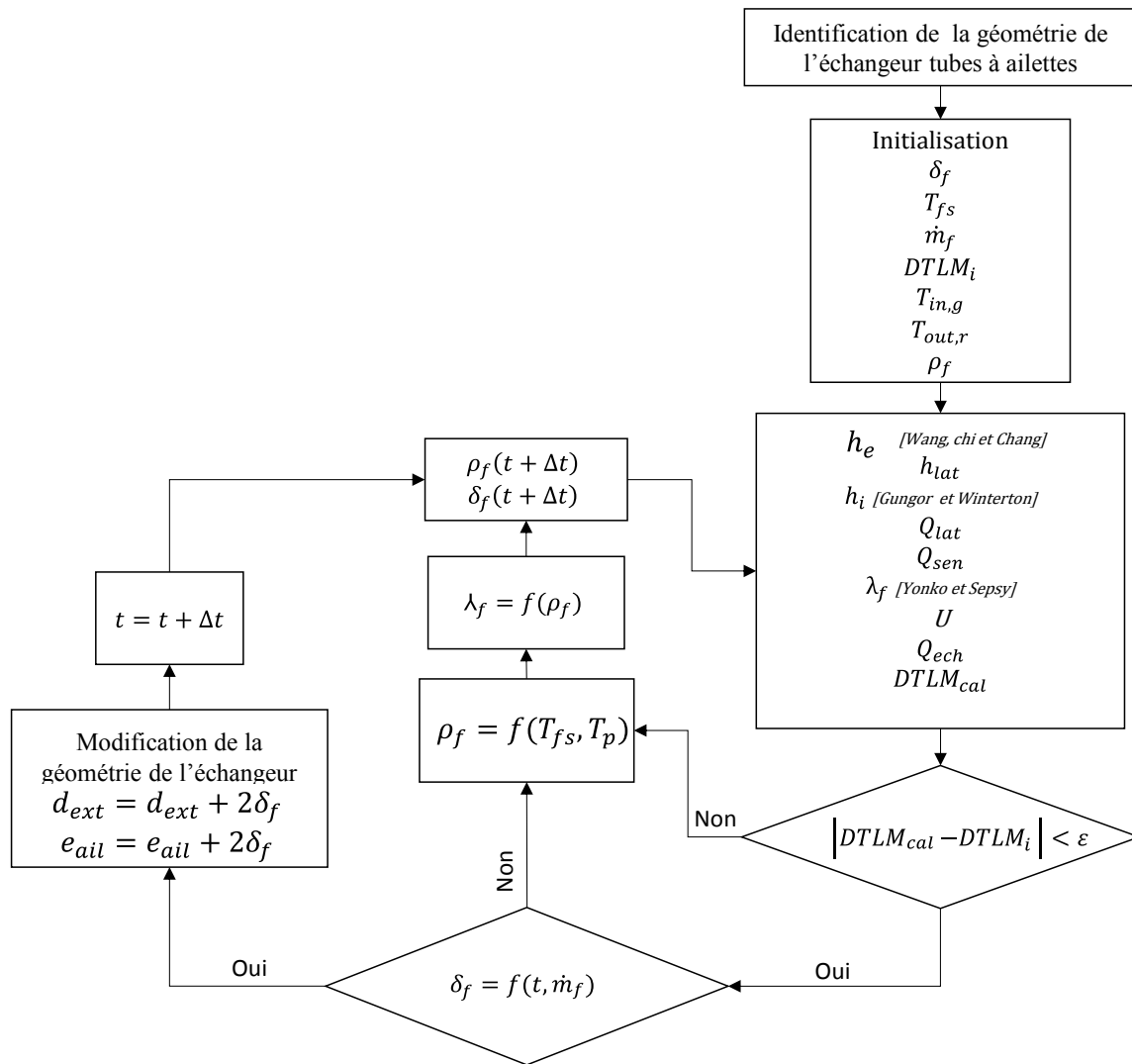


Figure 4.15 Algorithme du code de calcul de l'échangeur

Cette section a permis de présenter le modèle développé pour représenter le phénomène de croissance du givre à chaque pas de temps. Les différentes équations concernant la géométrie de l'échangeur, le transfert de chaleur, de masse, et de la couche de givre ont été présentées. La géométrie de l'échangeur est modifiée à chaque pas de temps en prenant en compte la masse du givre déposé et l'épaisseur sa la couche sur les ailettes et tubes de l'échangeur.

### 4.3. Optimisation du cycle de givrage

L'optimisation du système de déshumidification du biogaz consiste à optimiser la durée des cycles de givrage, dégivrage et de conditionnement. Ainsi, l'optimisation de chacune de ces séquences consiste à optimiser énergétiquement et exergetiquement le système complet. Dans cette partie, le but de cette optimisation est d'augmenter la durée du cycle de givrage afin qu'il

de maintenir le plus longtemps possible et de diminuer la surface d'échange tout en augmentant l'efficacité de l'échangeur.

Afin d'optimiser le cycle de givrage des systèmes frigorifiques 240, refroidissant le biogaz à  $-40\text{ °C}$ , et 250, refroidissant le biogaz de  $-40\text{ °C}$  à  $-75\text{ °C}$ , les paramètres suivants doivent être pris en compte :

- Optimisation exergetique du système de givrage allant de  $0$  à  $-78\text{ °C}$ .
- Matériaux des tubes et des ailettes : inox, cuivre et aluminium.
- Paramètres géométriques de l'échangeur (pas transversal, pas longitudinal, pas d'ailettes, etc...).
- Vitesse du biogaz à l'entrée de l'échangeur et la surface d'échange.

#### 4.3.1. Optimisation exergetique du système allant de $0$ à $-78\text{ °C}$

On rappelle que le système de givrage de Cryo Pur est divisé en deux sous-systèmes couplés : SS-240 et SS-250. D'une part, la température d'entrée du biogaz au SS-240 est fixée par la température de sortie du sous-système de désulfuration et d'autre part, la température de sortie du SS-250 est fixée à  $-78\text{ °C}$  afin d'obtenir du biométhane avec une teneur en eau inférieure à 1 ppm. La température intermédiaire du biogaz, entre les deux sous-systèmes (sortie SS-240 et entrée SS-250), est optimisée exergetiquement.

La puissance de givrage (refroidissement du biogaz) de chaque sous-système dépend de la masse d'eau captée et de la température intermédiaire entre les deux sous-systèmes (Fig. 4.16). D'une part, la puissance de givrage du SS-240 augmente avec la diminution de la température intermédiaire du biogaz. En effet, la diminution de cette dernière entraîne une augmentation de la puissance sensible et une augmentation de la masse d'eau captée sur l'évaporateur du SS-240 accompagnée d'une augmentation de la puissance latente. D'autre part, la puissance de givrage du SS-250 diminue lorsque la température intermédiaire du biogaz diminue, ce qui entraîne une baisse de l'écart de température au niveau de l'évaporateur du SS-250 accompagnée d'une diminution de la puissance sensible. La diminution de l'écart de température entraîne une diminution de la masse d'eau captée au niveau de l'évaporateur du SS-250 accompagnée d'une diminution de la puissance latente.

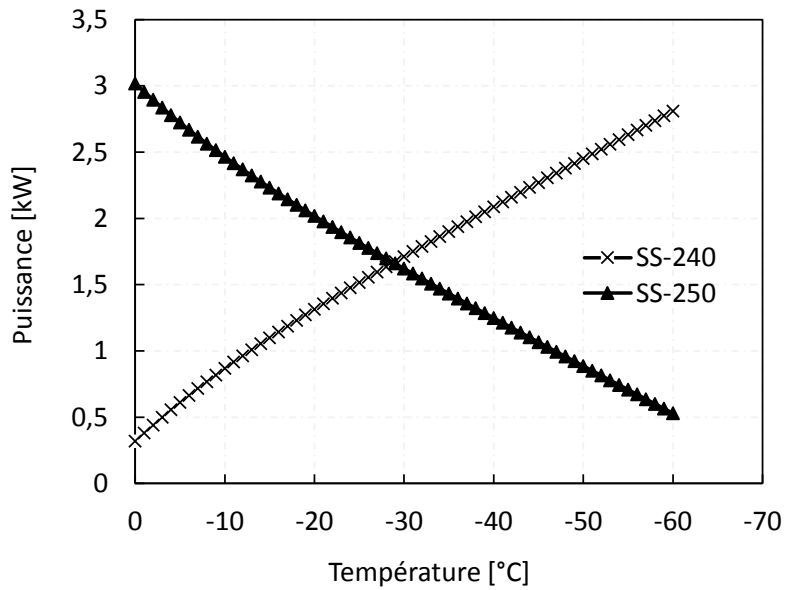


Figure 4.16 Variation de la puissance de givrage du SS-240 et SS-250 en fonction de la température du biogaz intermédiaire

Une optimisation exergetique a été effectuée au niveau des différents composants du SS-240 et SS-250 afin de chercher la température intermédiaire optimale (Fig. 4.17). Le paramètre dimensionnant dans ce cas est le débit du biogaz. Le point optimal correspond à une température intermédiaire du biogaz proche de -40 °C.

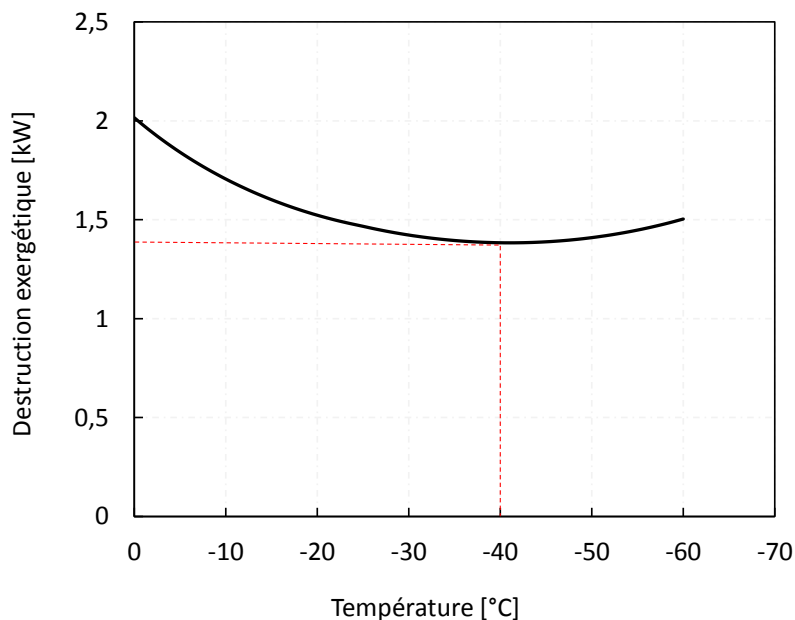


Figure 4.17 Destruction exergetique globale du SS-240 et SS-250 en fonction de la température intermédiaire du biogaz

### 4.3.2. Effet des matériaux de l'échangeur

Les tubes et les ailettes des échangeurs peuvent être fabriqués en acier inoxydable 316 L, ou en aluminium, ou encore en cuivre. Afin d'optimiser les échangeurs, en termes d'efficacité et de volume occupé, une comparaison entre ces différents matériaux est nécessaire. Le but de la comparaison de matériaux est d'une part l'optimisation de la surface d'échange et d'autre part l'optimisation du temps de givrage, de dégivrage et de conditionnement (temps nécessaire pour refroidir l'enceinte juste après la phase de dégivrage).

La comparaison entre les matériaux concerne les ailettes et les tubes de l'échangeur. L'efficacité de l'ailette dépend fortement de sa conductivité thermique et donc du matériau utilisé. Les notations suivantes seront utilisées pour différencier les échangeurs :

- Echangeur Inox-Inox : Tubes en acier inoxydable et ailettes en acier inoxydable.
- Echangeur Inox-Alu : Tubes en acier inoxydable et ailettes en aluminium.
- Echangeur Cu-Alu : Tubes en cuivre et ailettes en aluminium.

Pour chacun de ces matériaux utilisés correspond un profil d'échangeur (Morgana, 2016). Chaque profil est caractérisé par ses propres paramètres géométriques. Les paramètres géométriques qui diffèrent d'un profil à l'autre sont les suivants :

- Pas transversal
- Pas longitudinal
- Diamètres des tubes (internes et externes)
- Pas d'ailettes

Afin d'identifier l'effet du changement de matériaux, trois échangeurs ont été comparés pour le SS-240. La comparaison est effectuée en se basant sur une même longueur des tubes, une même surface d'échange et un même pas d'ailettes. Concernant le mélange de réfrigérants circulant à l'intérieur des tubes (Mél-240), les mêmes niveaux de température (en entrée et en sortie) et de pression ont été fixés, afin que la variation de la température, côté interne, soit identique (même profil de température pour les différents matériaux). Le tableau 4.4 permet d'identifier les différentes caractéristiques de ces échangeurs.

Tableau 4-4 Caractéristiques des différents échangeurs

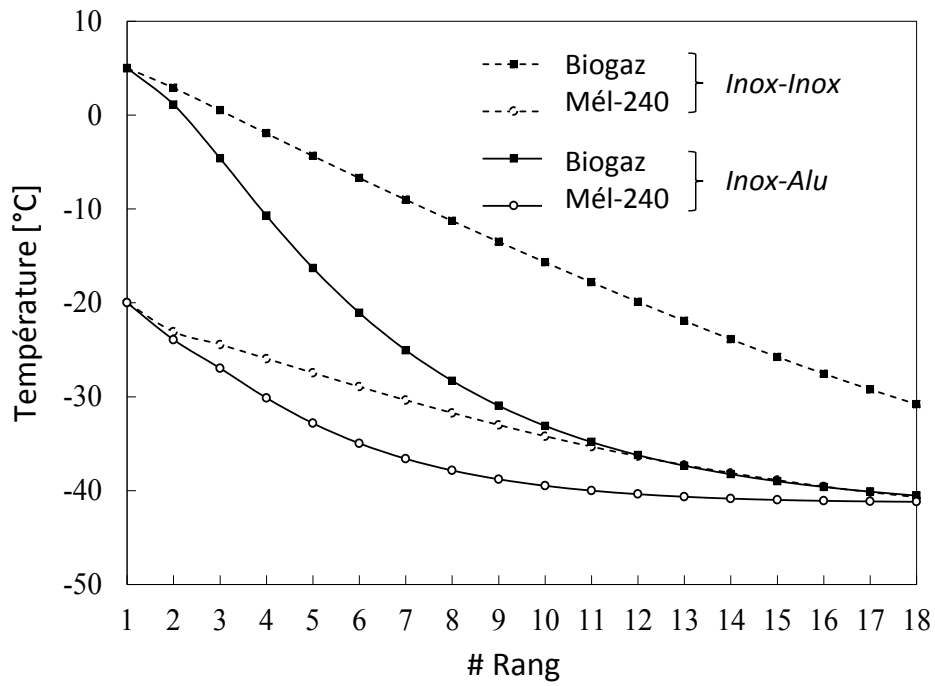
<i>Paramètres</i>	<i>Echangeur Inox-Inox</i>	<i>Echangeur Inox-Alu</i>	<i>Echangeur Cu-Alu</i>
$N_p$ (-)	18	18	18
$N_c$ (-)	1	1	1
$P_t$ (mm)	40	30	25
$P_l$ (mm)	34,65	30	21,66
$e_t$ (mm)	1	0,3	0,3
$d_{int}$ (mm)	14,3	9,4	9,4
$d_{ext}$ (mm)	16,3	10	10
$S_{ail}$ (mm)	2	2	2
$L_t$ (mm)	240	240	240

Les conditions initiales de la simulation supposent une température du biogaz à l'entrée de l'échangeur de 5 °C et un débit de biogaz de 85 Nm<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>.

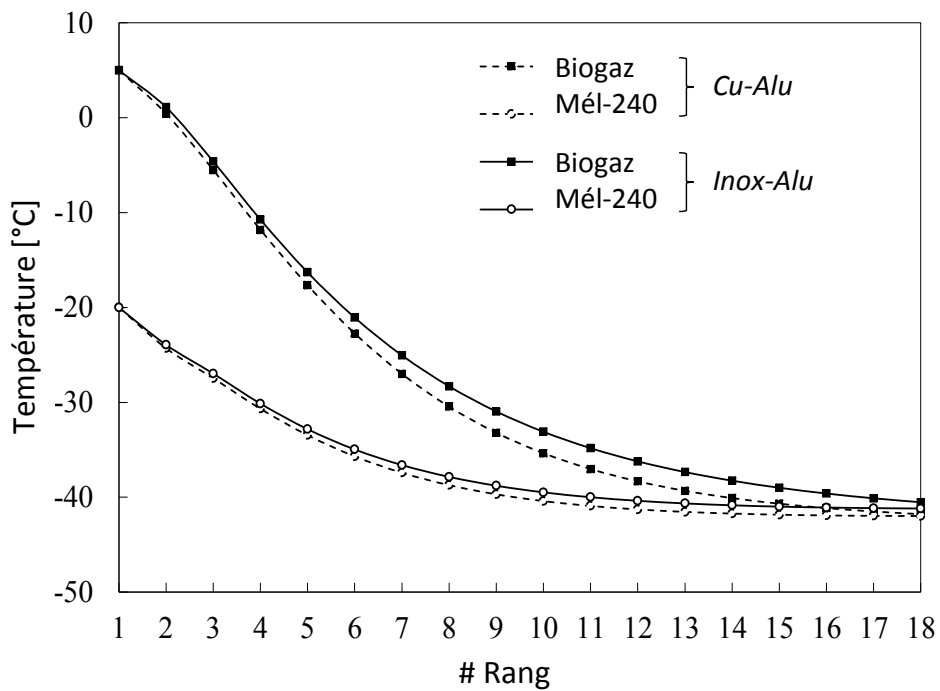
La Fig. 4.18 a) présente les profils de température du biogaz et du mélange de réfrigérants (Mél-240) au niveau de chaque rang, pour les échangeurs Inox-Inox et Inox-Alu. Cette variation de température dépend fortement du matériau de l'ailette choisi. En effet, pour un échangeur Inox-Inox la température du biogaz est la plus élevée. Cette dernière atteint une température de -30 °C à la sortie de l'échangeur.

D'autre part, la température du biogaz à la sortie de l'échangeur Inox-Alu est plus basse, soit -41 °C. La différence entre les deux est due à la conductivité thermique de l'aluminium (220 W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>) qui vaut 13 fois celle de l'acier inoxydable (16,3 W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>). L'efficacité de l'ailette dépend fortement de sa conductivité et donc du matériau choisi. En effet, l'efficacité de l'ailette en aluminium est 3,5 fois plus élevée que celle de l'ailette en acier inoxydable.

La Fig. 4.18 b) présente les profils de température du biogaz et du mélange de réfrigérants (Mél-240) au niveau de chaque rang, pour l'échangeur Cu-Alu et Inox-Alu. Pour ces deux échangeurs, les profils de température sont quasiment confondus à la sortie de l'échangeur. Ainsi, l'effet de changement du matériau des tubes de l'échangeur est presque négligeable. Ceci est dû à la surface d'échange ailetée qui est plus grande que la surface d'échange des tubes. En conclusion, un échangeur Cu-Alu permet de fournir la capacité froide demandée pour une surface d'échange plus petite que les autres échangeurs.



a)



b)

Figure 4.18 Profils de température du biogaz et du mélange de réfrigérants pour différents matériaux a) ailettes b) tubes

### 4.3.3. Effet du pas d'ailettes

La durée du cycle de givrage est directement liée au blocage de l'échangeur (côté externe entre les tubes et les ailettes) et donc à la masse du givre capté. Un cycle de givrage plus long permet

de capter plus de givre. Ainsi, le but revient donc à éviter le blocage autant que possible au niveau des différents rangs de l'échangeur. Il faut commencer par identifier les rangs où la masse du givre capté est la plus élevée. La Fig. 4.19 présente la masse du givre capté en fonction de la température allant de 0 à -78 °C.

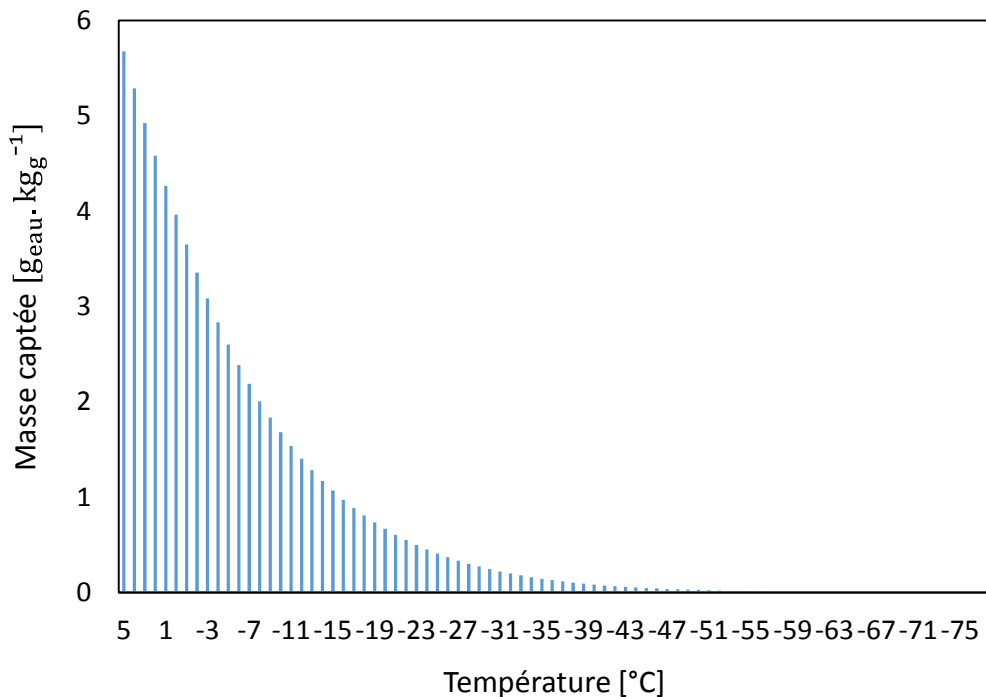


Figure 4.19 Masse du givre capté par échelon de température

Vu que la température de sortie du biogaz du SS-240 est de l'ordre de -40 °C, la masse captée au niveau de cet évaporateur vaut 99,1 % de la masse totale. Ainsi, l'optimisation du système de déshumidification revient à optimiser l'échangeur évaporateur du SS-240 afin que la durée du cycle de givrage soit la plus longue possible.

L'optimisation de l'échangeur évaporateur revient à identifier les paramètres géométriques qui affectent la durée du cycle de givrage. Ainsi, il faut soit utilisé un pas d'ailettes suffisamment grand tout au long de l'échangeur (pas d'ailettes fixes), soit utiliser des pas d'ailettes variables, en fonction du blocage de la section de passage du biogaz, le long de l'échangeur.

#### 4.3.3.1. Pas d'ailettes fixes

Tout d'abord, 4 pas d'ailettes fixes le long d'un échangeur Cu-Alu ont été comparés pour d'identifier l'effet du pas d'ailettes sur la performance de l'échangeur et la durée du cycle de givrage. Le tableau 4.5 présente les 4 différents pas d'ailettes fixes utilisés.

Tableau 4-5 Pas d'ailettes fixes le long de l'échangeur

Configurations	$S_{ail}$ (mm)
F1	2
F2	2,1
F3	2,2
F4	2,3

La Fig. 4.20 présente la variation du coefficient d'échange externe des quatre configurations étudiées, au niveau du premier rang. Le pas de temps de la simulation est fixé à 60 s. L'augmentation du pas d'ailettes entraîne une dégradation du coefficient d'échange externe. En effet, le coefficient d'échange est directement lié à la vitesse du biogaz. Un pas d'ailettes plus petit engendre une section de passage du biogaz plus étroite à l'entrée de l'échangeur. Ceci entraîne une augmentation de la vitesse du biogaz, accompagnée d'une augmentation du coefficient d'échange.

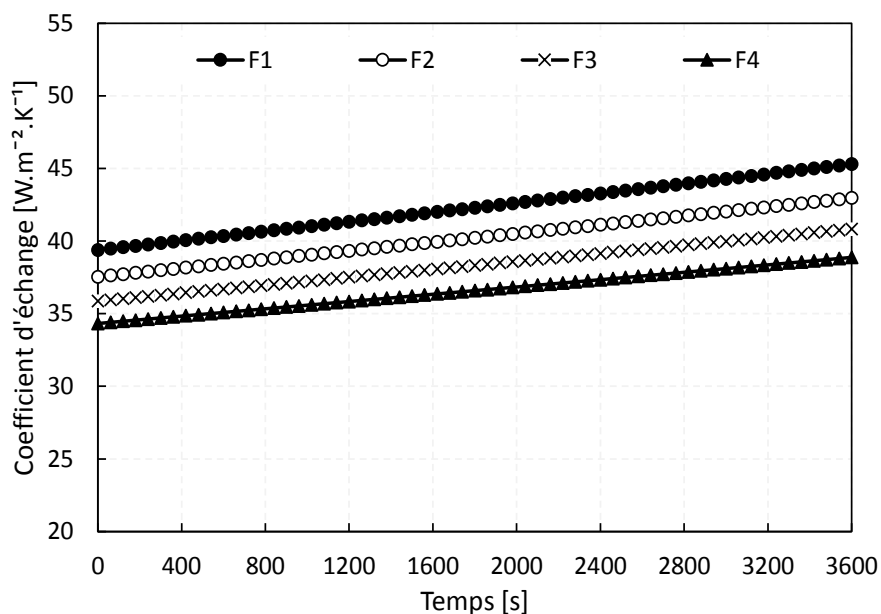


Figure 4.20 Variation du coefficient d'échange externe au niveau du premier rang de l'échangeur

La Fig. 4.21 présente la variation de la puissance froide des 4 configurations étudiées. L'augmentation du pas d'ailettes entraîne une diminution de la puissance froide. En effet, l'augmentation du pas d'ailettes entraîne une diminution du nombre d'ailettes et donc de la surface d'échange ailetée. En passant d'un pas d'ailettes de 2 mm (F1) à 2,3 mm (F4), la puissance frigorifique se dégrade de 3,7 %.



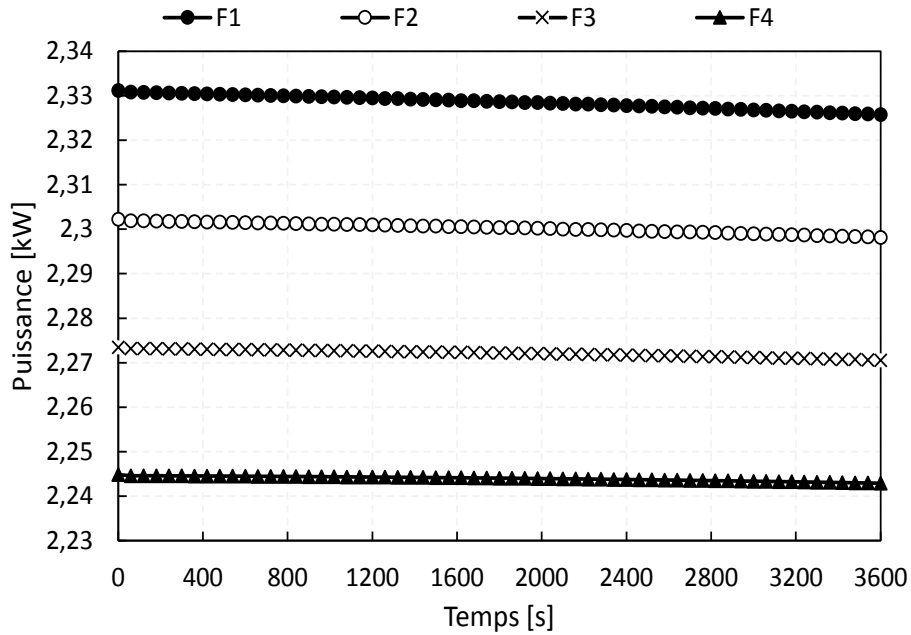


Figure 4.21 Variation de la puissance pour les différents pas d'ailettes fixes en fonction du temps

La Fig. 4.22 présente la variation des pertes de charge externes des quatre configurations. L'augmentation du pas d'ailettes entraîne une diminution de la vitesse du biogaz le long de l'échangeur. Cette diminution de vitesse entraîne une diminution des pertes de charge externes, côté biogaz, de l'échangeur. En effet, les pertes de charge sont également liées à la section étroite de passage du biogaz qui dépend du pas d'ailettes. En passant d'un pas d'ailettes de 2 mm (F1) à 2,3 mm (F4), les pertes de charge externes diminuent de 13 %.

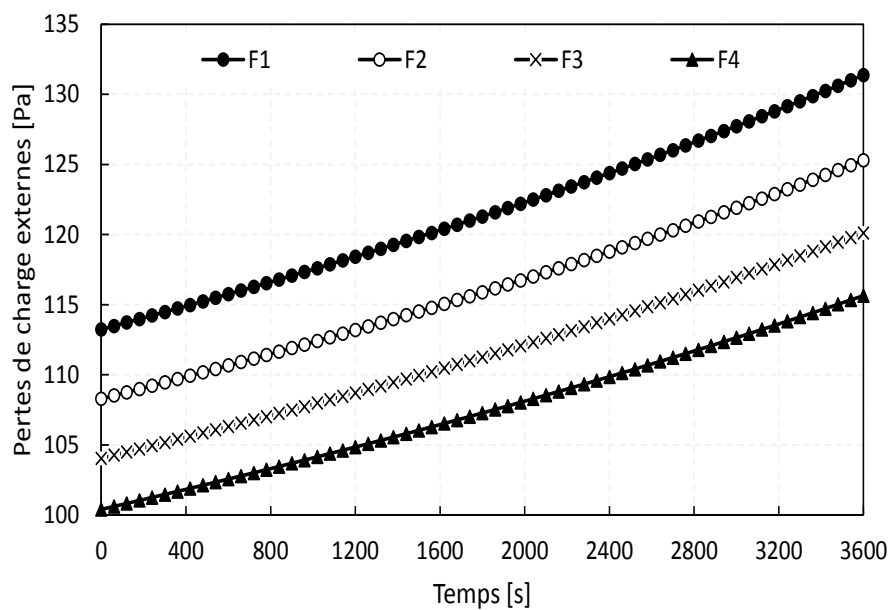


Figure 4.22 Variation des pertes de charge externes des différents pas d'ailettes fixes en fonction du temps

La Fig. 4.23 présente la variation du taux de blocage des 4 configurations, au niveau de chaque rang de l'échangeur. Le taux du blocage est défini comme le rapport entre l'épaisseur de la couche de givre et le pas d'ailettes, au niveau de chaque rang de l'échangeur.

L'augmentation du pas d'ailettes entraîne une diminution du pourcentage de blocage et donc un cycle de givrage plus long. Les quatre premiers rangs de l'échangeur sont les plus sollicités pour un blocage rapide. Pour un pas d'ailettes de 2 mm, le pourcentage de blocage peut atteindre une valeur maximale de 27 % au niveau du deuxième rang de l'échangeur (le plus sollicité) et une valeur supérieure à 15 % pour les rangs #1, #3, #4 et #5. L'augmentation du pas d'ailettes entraîne une diminution du pourcentage de blocage et donc un cycle de givrage plus long. En passant d'un pas d'ailettes de 2 mm (F1) à 2,3 mm (F4), le taux de blocage diminue de 2 % au niveau du rang #2. D'où la nécessité d'utiliser des pas d'ailettes plus grands au niveau des quatre premiers rangs de l'échangeur et des pas d'ailettes plus petits pour le reste des rangs. Dans ce cas, la solution consiste à utiliser des pas d'ailettes variables le long de l'échangeur.

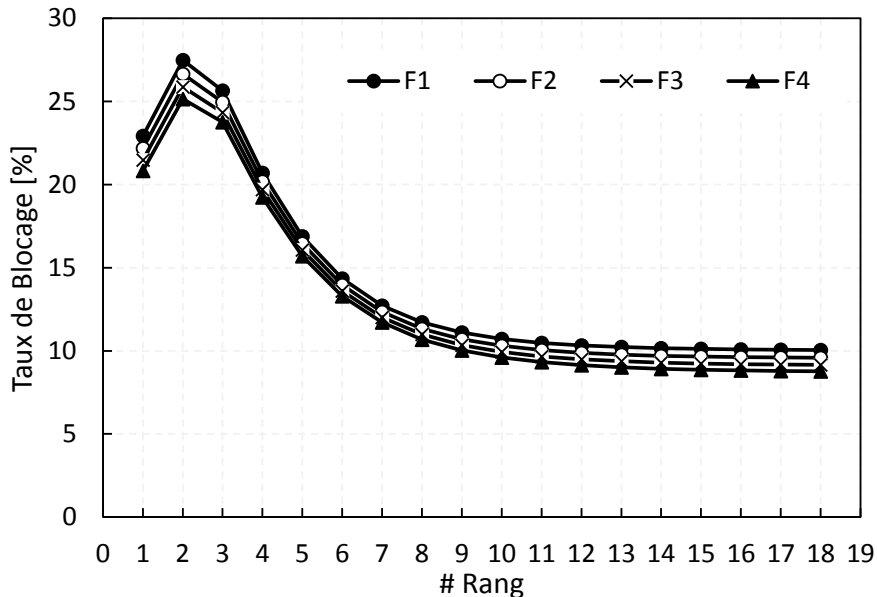


Figure 4.23 Variation du pourcentage de blocage des différents pas d'ailettes fixe après 1 h de simulation

#### 4.3.3.2. Pas d'ailettes variable

Lors du cycle de givrage, les rangs qui se bloquent le plus rapidement correspondent aux quatre premiers de l'échangeur (partie précédente). Pour une simulation plus poussée (> 2 h), le pourcentage de blocage au niveau de ces rangs peut dépasser une valeur de 70 %, pour un pas d'ailettes de 2,1 mm, alors que pour le reste des rangs de l'échangeur le taux de blocage est beaucoup plus faible.

Pour que le cycle de givrage dure plus de temps, il faut utiliser un pas d'ailettes plus grand là où le taux de blocage est le plus élevé et un pas d'ailettes plus petit là où le taux de blocage est beaucoup moins élevé. Le pas d'ailettes plus petit va ajouter de la surface ailetée à l'échangeur (nombre d'ailettes plus grand).

Afin de comparer l'effet du pas d'ailettes variable, six configurations différentes ont été étudiées. Le tableau 4.6 présente les différents pas d'ailettes utilisés pour ces six configurations d'échangeurs à tubes à ailettes. La section d'entrée, le nombre de tubes, le nombre de rangs, le pas longitudinal et le pas transversal sont identiques.

Tableau 4-6 Pas d'ailettes de différentes configurations d'échangeur à tubes ailettes

<i>Configurations</i>	<i># Rang</i>	<i>S<sub>ailette</sub> (mm)</i>
<b>V1</b>	1 à 18	2,1
<b>V2</b>	1 à 4	3,2
	5 à 18	2,1
<b>V3</b>	1 à 4	3,6
	5 à 18	2,1
<b>V4</b>	1 et 2	4,2
	3 et 4	3,2
	5 à 18	2,1
<b>V5</b>	1	4,2
	2 et 3	3,6
	4	3,2
	5 à 18	2,1
<b>V6</b>	1 et 2	4,2
	3 et 4	3,6
	5 à 18	2,1

Un pas d'ailettes spécifique est associé à chaque rang de l'échangeur (tableau 4.6). Chaque configuration est caractérisée par une distribution des pas d'ailettes différente le long de l'échangeur. La seule partie commune entre ces six configurations est comprise entre la cinquième et la dernière nappe. Le pas d'ailettes de cette partie commune est de 2,1 mm. La partie qui diffère entre ces configurations est au niveau des quatre premiers rangs là où le taux de blocage est le plus élevé. La Fig. 4.24 présente une comparaison du taux de blocage entre les différentes configurations, après une simulation de 3 h. Le taux de blocage le plus élevé correspond à la configuration V1. Le pas d'ailettes utilisé pour cette configuration est fixe le long de tous les rangs et vaut 2,1 mm. Le taux de blocage du deuxième rang de cette configuration atteint 85 % au bout de 3 h de givrage. Ceci va limiter la durée du cycle et va augmenter énormément les pertes de charge. En passant à la configuration V2, le taux de blocage diminue de 15 % par rapport à la configuration V1, au niveau des quatre premiers rangs (pas d'ailettes de 3,2 mm au lieu de 2,1 mm).

La configuration V3 utilise un pas d'ailettes plus grand que celui de la configuration V2 afin de diminuer davantage le taux de blocage au niveau des quatre premières nappes (3,6 mm au lieu de 3,2 mm). En utilisant la configuration V3, le taux de blocage maximal atteint une valeur de 64 %, pour 3 h de simulation.

D'après les configurations V1, V2 et V3, le taux de blocage le plus élevé est au niveau du deuxième rang. Ainsi, la configuration V4 suppose un pas d'ailettes de 4 mm au lieu de 3,6 mm au niveau des deux premiers rangs et de 3 mm au niveau des troisième et quatrième rangs (pour ne pas perdre la surface ailetée). Effectivement, le taux de blocage au niveau des premier et deuxième rangs a diminué. Par contre, comme le pas d'ailettes devient plus petit à partir du troisième rang, la masse du givre capté sera plus grande que dans le cas précédent (configuration V3). Ainsi, le taux de blocage au niveau du troisième rang augmente jusqu'à 70 %, alors que pour la configuration V3 il était proche de 62 %.

La configuration V5 joue le rôle d'une configuration intermédiaire entre les configurations V3 et V4. Le taux de blocage maximal de cette configuration est de l'ordre de 58 % au niveau du quatrième rang de l'échangeur. La configuration V6 est basée sur la configuration V5 afin de réduire le taux de blocage du deuxième rang. Une diminution de 8 % est présente au niveau du deuxième rang en comparant les configurations V5 et V6.

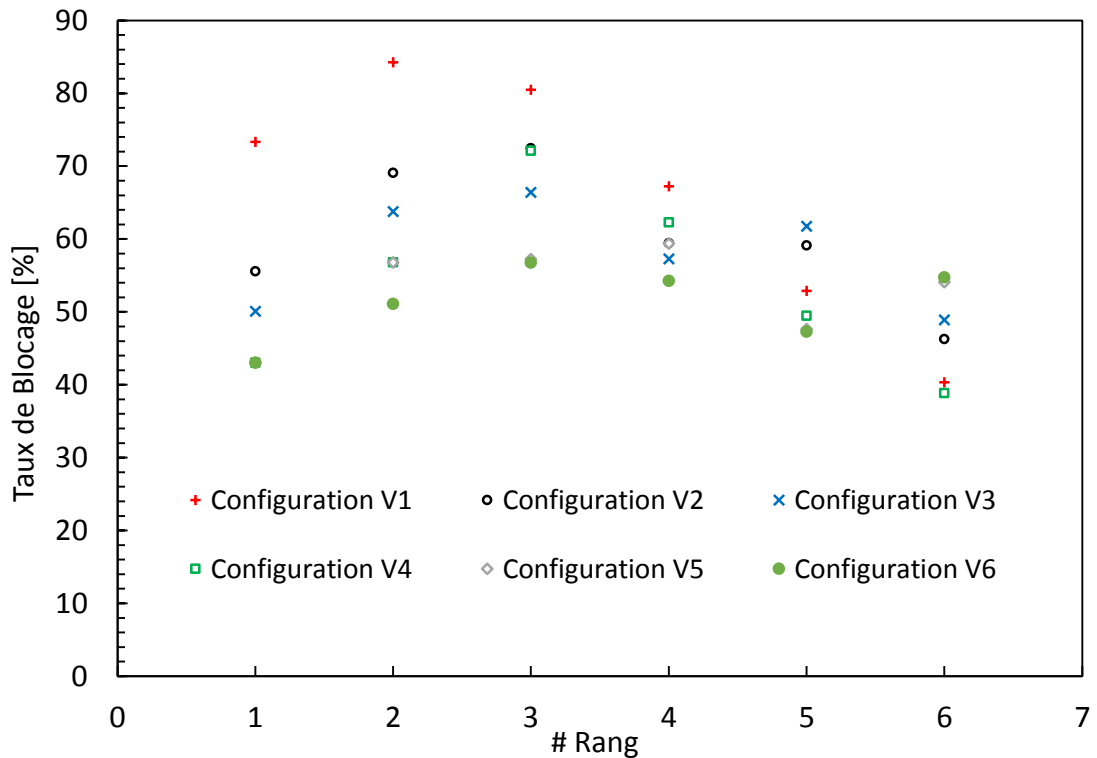


Figure 4.24 Comparaison du taux de blocage des différentes configurations après 3 h de simulation

En résumé, l'effet du pas d'ailettes variable est bien significatif sur la durée du cycle du givrage. Le choix du pas d'ailettes en fonction du numéro de rang est directement lié à la masse du givre capté sur le rang en question. Les pas d'ailettes de la configuration V6 sont testés expérimentalement dans le chapitre 6, en intégrant l'échangeur correspondant dans le pilote d'essai de Cryo Pur.

#### 4.3.4. Etude de la sensibilité sur la vitesse du biogaz

L'étude de la sensibilité sur la vitesse du biogaz consiste à comparer plusieurs sections de l'échangeur afin d'étudier l'effet de la vitesse sur la durée du cycle de givrage. Le but dans ce cas est de conserver toujours la même puissance froide tout en considérant des surfaces d'échange différentes. La variation de vitesse entraîne une variation du coefficient d'échange externe. La Fig. 4.25 présente trois configurations pour la section de l'échangeur.

La section a la forme d'un carré. La configuration 1 présente la section d'entrée la plus petite, suivie par la configuration 2 puis par la configuration 3. Une section d'entrée plus petite engendre une vitesse du biogaz plus grande et donc un coefficient d'échange plus grand.

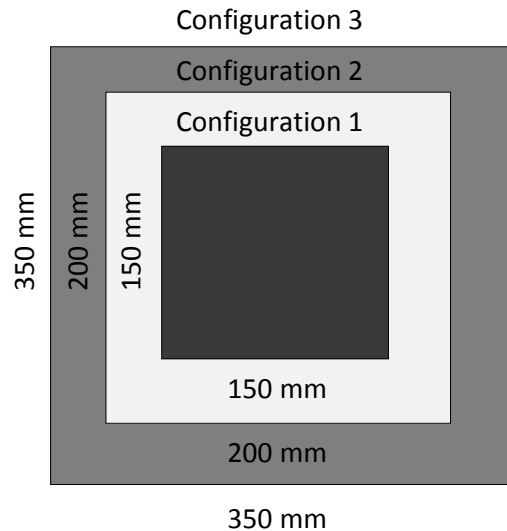


Figure 4.25 Différentes configurations de la section (vue de dessus de l'échangeur)

Le nombre de tubes est directement lié aux dimensions de la section d'entrée. La même puissance frigorifique entraîne un plus grand nombre de rangs pour la configuration 1 dont la section est plus petite que pour les configurations 2 et 3. Le tableau 4.7 présente les caractéristiques de ces trois configurations. A noter que le choix des pas d'ailettes, pour les trois configurations, est le même que celui de la configuration V6 de la section 4.3.3.2.

Tableau 4-7 Paramètres des trois configurations

<i>Paramètres</i>	<i>Configuration 1</i>	<i>Configuration 2</i>	<i>Configuration 3</i>
$N_p$ (-)	18	14	10
$N_c$ (-)	1	1	1
<b>Nb de tubes</b>	6	8	14
$P_t$ (mm)	25	25	25
$P_l$ (mm)	21,66	21,66	21,66
$e_{ail}$ (mm)	0,16	0,16	0,16
$e_t$ (mm)	1	0,3	0,3
$d_{int}$ (mm)	9,4	9,4	9,4
$d_{ext}$ (mm)	10	10	10
$S_{ail}$ (mm)	4,2 (Rangs #1 et #2) 3,6 (Rangs #3 et #4) 2,1 (Rangs #5 jusqu'au dernier rang)		
$L_t$ (mm)	150	200	350
$l$ (mm)	150	200	350
$h$ (mm)	398,88	303,24	216,6
$A_{tot}$ (m <sup>2</sup> )	6,2	8,3	17,2

Les conditions initiales de la simulation sont les suivantes :

- Température du biogaz à l'entrée de l'échangeur est de 5 °C.
- Débit de biogaz constant, soit 85 Nm<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>.
- Pas de temps fixé à 60 s.

Les surfaces d'échange de ces trois configurations ne sont pas les mêmes, alors que la puissance frigorifique de l'échangeur est identique. Ainsi, pour une puissance constante et une surface d'échange plus petite, le coefficient d'échange est plus grand. La Fig. 4.26 présente la vitesse du biogaz associée à chaque configuration.

La différence de vitesse du biogaz entre les configurations est notable. En effet, la vitesse la plus grande est identifiée en utilisant la configuration 1 (2 fois plus grande que la configuration 2 et 4,5 fois plus grande que la configuration 3). A partir du cinquième rang, la vitesse du biogaz subit une légère augmentation, pour toutes les configurations. Cette augmentation est due au passage à un pas d'ailettes plus petit (2,1 mm au lieu de 3,6 mm).

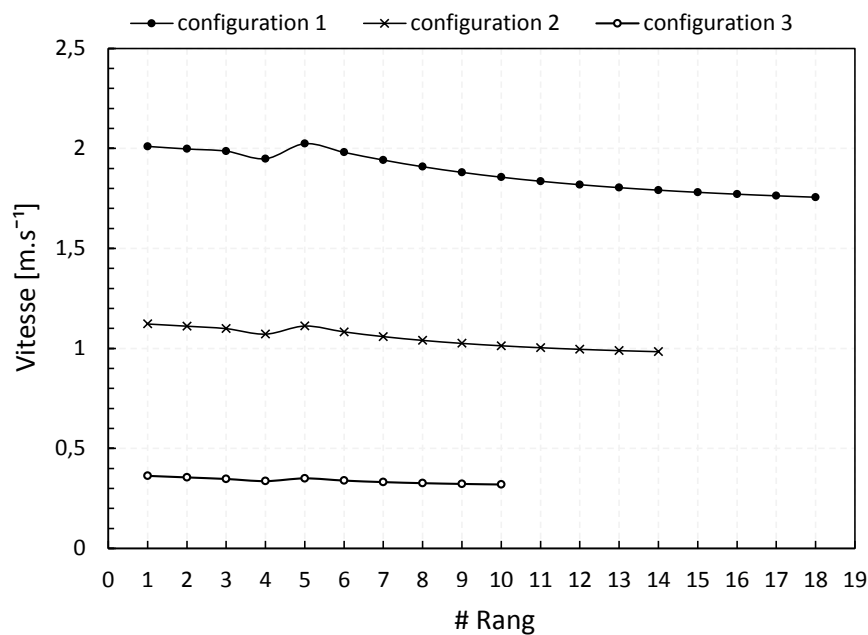


Figure 4.26 Comparaison de la vitesse du biogaz pour les différentes configurations

La vitesse du biogaz est directement liée au coefficient d'échange externe (sensible). La Fig. 4.27 présente la variation de ce coefficient pour les différentes configurations.

Le coefficient d'échange de la configuration 1 est le plus élevé par rapport aux autres configurations. La corrélation utilisée pour le calcul du coefficient d'échange externe sensible est celle de Wang. D'après cette corrélation, l'effet d'entrée est accentué au niveau du deuxième rang. Ceci est notable en particulier sur le coefficient d'échange du deuxième rang pour les différentes configurations. Le coefficient d'échange sensible atteint une valeur maximale au niveau du deuxième rang ( $160 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  pour la configuration 1,  $80 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  pour la configuration 2 et  $20 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  pour la configuration 3). Ensuite, il se dégrade afin d'atteindre des valeurs très basses au niveau du dernier rang des différentes configurations.

La différence des surfaces d'échange des trois configurations est ainsi expliquée par la différence entre le coefficient d'échange des différentes configurations. Vu que le coefficient d'échange de la configuration 1 est le plus élevé, la surface d'échange est la plus petite pour la même puissance frigorifique.

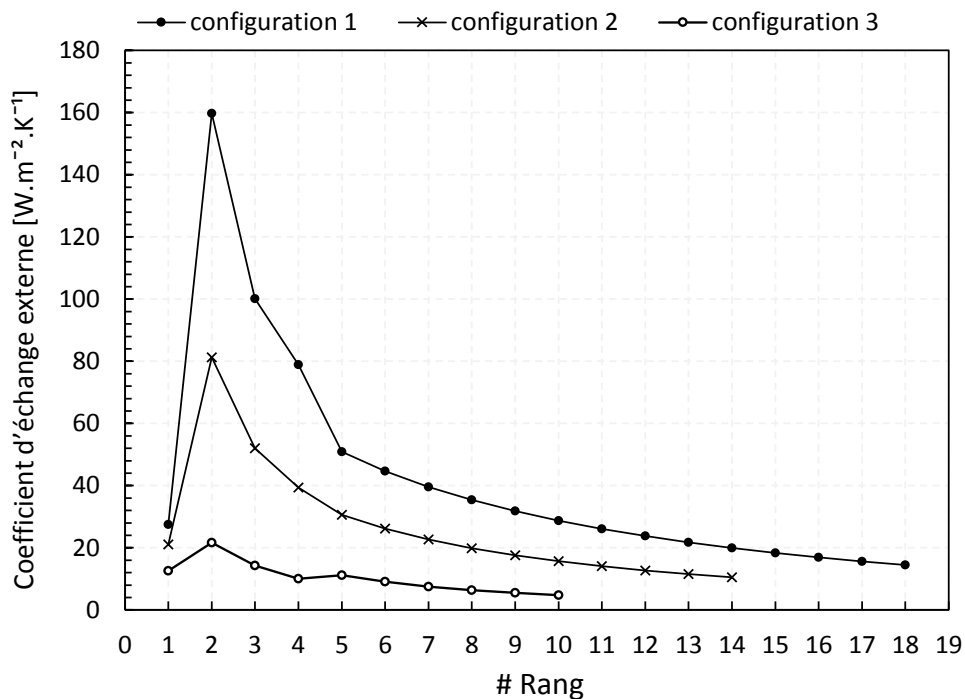


Figure 4.27 Comparaison du coefficient d'échange externe pour les différentes configurations

Afin de vérifier si la vitesse du biogaz influe sur la répartition du givre, la croissance du givre et la durée du cycle de givrage, la Fig. 4.28 présente une comparaison de la croissance de l'épaisseur de la couche de givre pour les différentes configurations, en fonction du temps. L'épaisseur de la couche de givre a été uniquement représentée au niveau du rang le plus sollicité de chaque configuration. Après 2 h de simulation, on remarque bien que l'épaisseur de



la couche de la configuration 1 est la plus élevée (1,2 mm par rapport à 0,8 mm pour la configuration 2 et 0,55 mm pour la configuration 3). Ainsi, la croissance de la couche de givre est d'autant plus importante que la vitesse du biogaz est élevée.

La Fig. 4.29 présente la variation du taux de blocage après la simulation de 2 h de fonctionnement pour chaque configuration. Le taux de blocage est le plus élevé au niveau de la configuration 1 car la section de l'échangeur est la plus petite. La durée du cycle de givrage est directement liée au taux de blocage. Le modèle suppose qu'au-delà de 70 % de blocage, le cycle est presque terminé. Ceci est expliqué par l'augmentation des pertes de charges externes. Ainsi, en considérant la configuration 1, la durée du cycle de givrage sera approximativement de 2,5 h. D'autre part, en considérant les configurations 2 ou 3, la durée du cycle de givrage va dépasser les 3 h. Ainsi, en termes d'optimisation il vaut mieux choisir la configuration 2 pour favoriser un cycle de givrage plus long et une surface d'échange moyenne. La section de la configuration 2 est testée expérimentalement en intégrant l'échangeur correspondant dans le pilote d'essai de Cryo Pur.

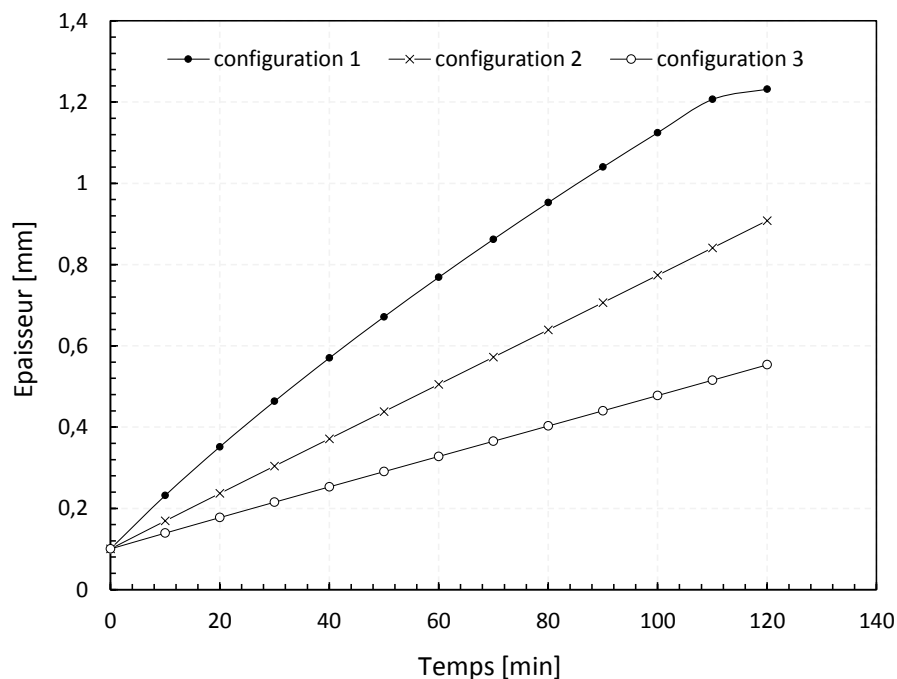


Figure 4.28 Croissance de la couche de givre des différentes configurations en fonction du temps

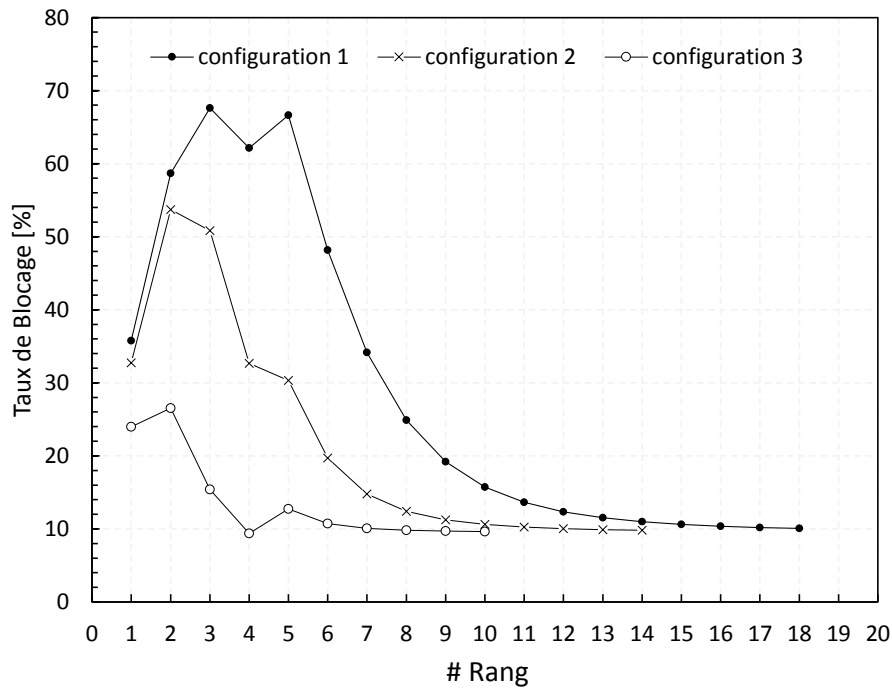


Figure 4.29 Variation du taux de blocage le long des échangeurs à la fin de la simulation (2 h)

Une deuxième étude sur la sensibilité de la vitesse du biogaz consiste à séparer l'échangeur en deux modules afin de vérifier l'amplification du coefficient d'échange par l'effet d'entrée sur l'échangeur. L'amplification du coefficient d'échange va contribuer à une diminution de la surface d'échange. Dans ce cas, il sera possible d'utiliser des profils d'ailettes avec des pas plus grands. Un cycle de givrage plus long est alors assuré.

L'entrée du biogaz s'effectue par le premier module et l'entrée du mélange de réfrigérants s'effectue par le deuxième module, pour obtenir la configuration à courants croisés et à tendance contre-courant (Fig. 4.30).

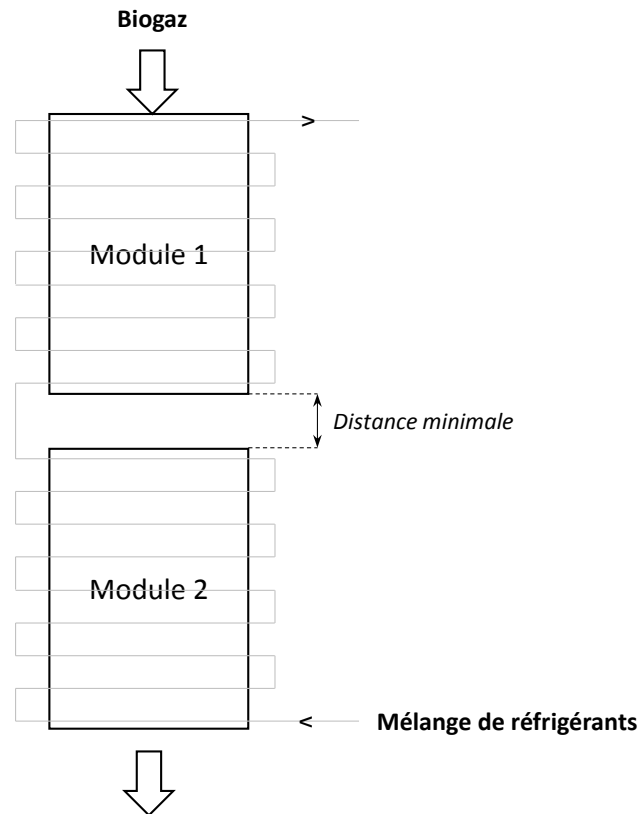


Figure 4.30 Représentation de l'échangeur à deux modules

Afin de vérifier ces hypothèses, le tableau 4.8 présente deux modules d'échangeurs séparés. Le premier module possède un profil avec des pas d'ailettes plus grands que le deuxième module. Le profil utilisé pour le module 1 est celui du M 37 Q et le profil utilisé pour le module 2 est celui du M 25 Q (Annexe 1). La différence entre ces deux profils est basée sur les paramètres suivants :

- Diamètre des tubes.
- Pas d'ailettes.
- Pas transversal et longitudinal.

Tableau 4-8 Paramètres géométriques des modules de l'échangeur

<i>Paramètres</i>	<i>Module 1 M37Q</i>	<i>Module 2 M25Q</i>
$N_p$ (-)	8	8
$N_c$ (-)	1	1
<b>Nb de tubes</b>	4	6
$P_t$ (mm)	37,5	25

$P_l$ (mm)	32,476	21,66
$e_{ail}$ (mm)	0,16	0,16
$e_t$ (mm)	0,3	0,3
$d_{int}$ (mm)	11,4	9,4
$d_{ext}$ (mm)	12	10
$S_{ail}$ (mm)	4,5	2,5
$L_t$ (mm)	150	150
$l$ (mm)	150	150
$h$ (mm)	260	174
$A_{tot}$ (m <sup>2</sup> )	2,54	2,88

La Fig. 4.31 présente la variation de la vitesse du biogaz au niveau de chaque rang de l'échangeur en prenant en compte les deux modules. Le module 1 est représenté par les rangs allant de 1 à 8 et le module 2 est représenté par les rangs allant de 9 à 16.

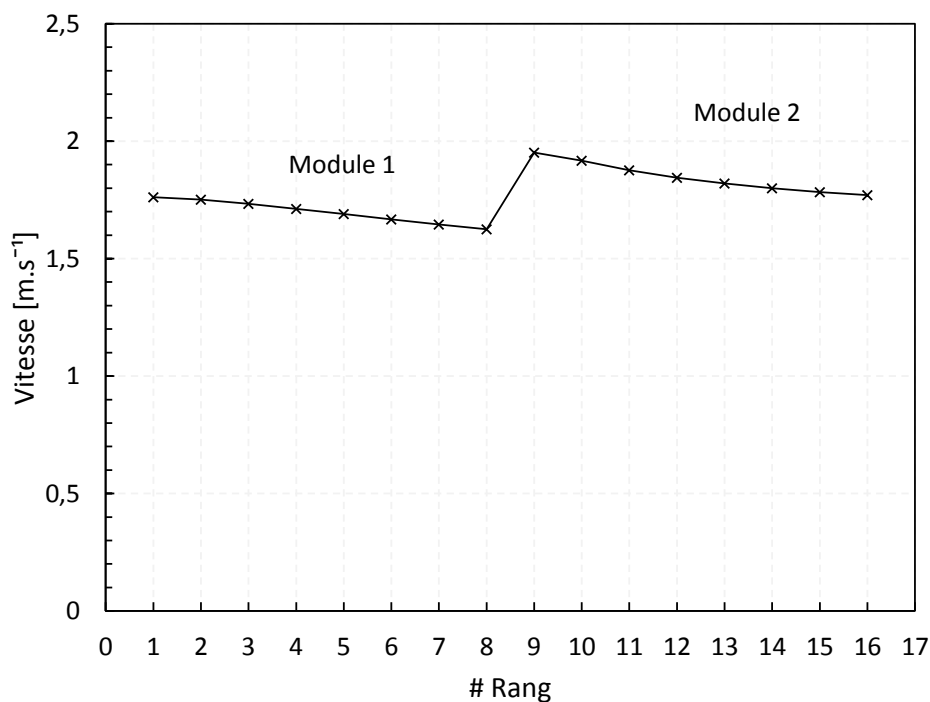


Figure 4.31 Variation de la vitesse du biogaz au niveau de chaque rang pour les deux modules

La vitesse du biogaz dans le module 1 diminue selon l'ordre croissant des rangs. Ensuite, l'effet d'entrée est notable au niveau du module 2 où la vitesse du biogaz augmente. Cette augmentation de vitesse est due au changement de profil (pas d'ailettes plus petit à l'entrée du module 2). Ensuite, une diminution de la vitesse du biogaz est aussi notée en traversant le module 2 dans le sens croissant des rangs.

La Fig. 4.32 présente la variation du coefficient d'échange externe au niveau de chaque rang des deux modules de l'échangeur. A l'entrée du module 1, le coefficient d'échange est de l'ordre de  $32 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ . D'après la corrélation utilisée, le coefficient d'échange augmente à partir du deuxième rang et décroît dans l'ordre croissant des rangs du module 1.

Ensuite, à l'entrée du deuxième module (Rang #9 dans la Fig. 4.32), le coefficient d'échange subit une légère augmentation due au changement de profil d'ailette. Au niveau du deuxième rang du module 2, le coefficient d'échange atteint une valeur de  $80 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ . Cette augmentation dépend essentiellement du changement de profil. Enfin, le coefficient d'échange se dégrade dans l'ordre croissant des rangs du deuxième module. L'effet d'entrée est bien notable au niveau du coefficient d'échange. Cette augmentation du coefficient d'échange est accompagnée d'une diminution de la surface d'échange afin de maintenir une puissance frigorifique constante.

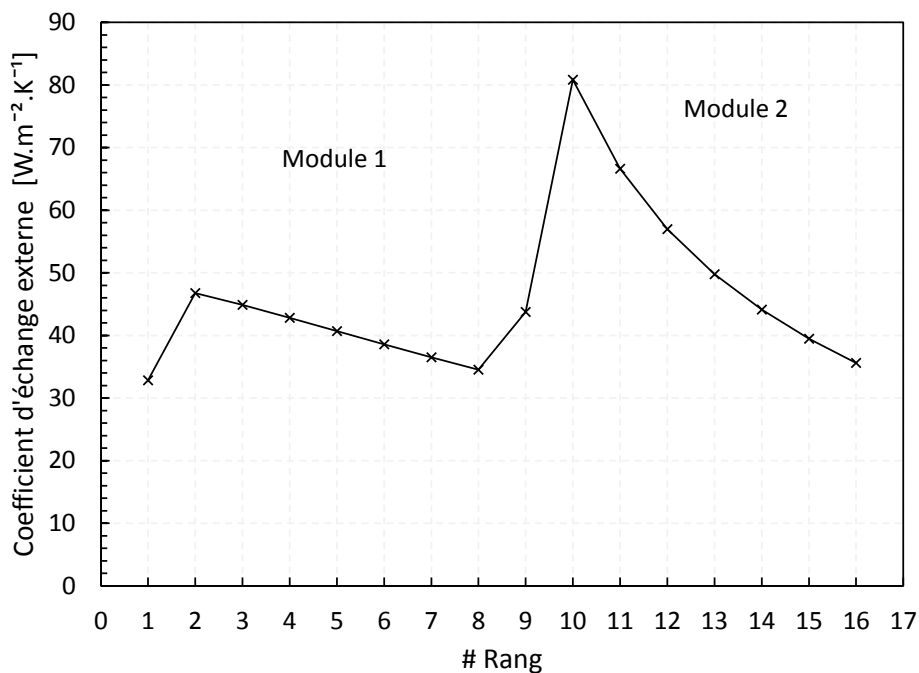


Figure 4.32 Variation du coefficient d'échange externe au niveau de chaque rang de l'échangeur pour les deux modules

La Fig. 4.33 présente la variation du taux de blocage après 2 h de simulation au niveau de chaque rang des deux modules. Le taux de blocage est relativement faible après 2 h de simulation. Le taux de blocage est le plus élevé au niveau du deuxième rang du module 1 (37 %). A l'entrée du deuxième module le taux de blocage est de l'ordre de 27 %. En comparant avec les résultats précédents (échangeur à un seul module avec des pas d'ailettes variables), la

séparation de l'échangeur en deux modules permet d'obtenir un cycle de givrage plus long (de l'ordre de 4 h).

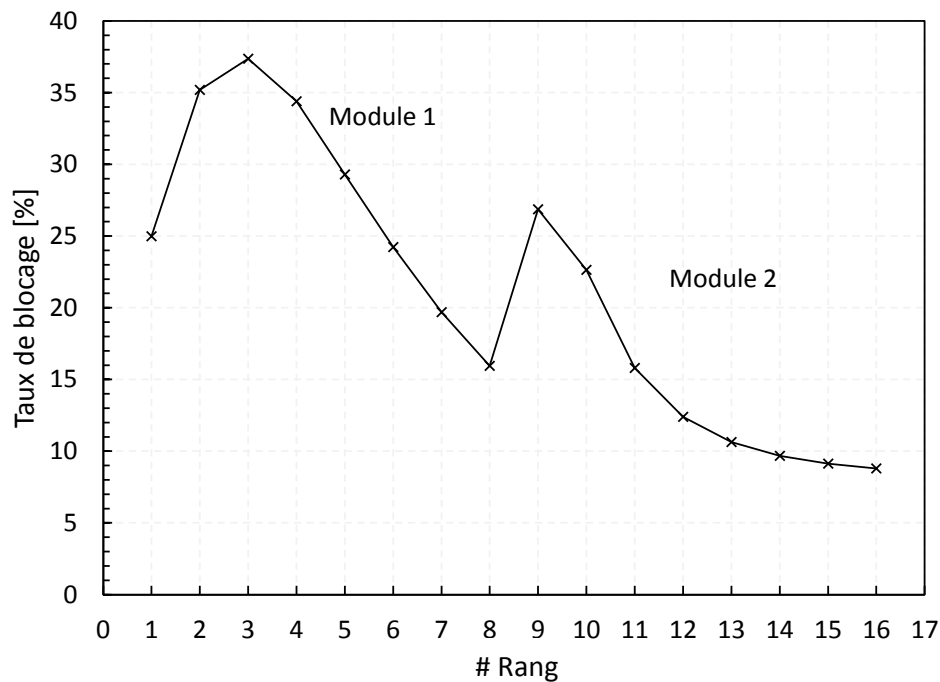


Figure 4.33 Variation du taux de blocage après 2 h de simulation au niveau de chaque rang des deux modules

Afin de relier les deux modules de l'échangeur Il suffit d'étudier la distance minimale nécessaire entre les deux modules pour que l'écoulement soit bien établi ou quasi homogène à l'entrée du module 2. Cette étude a été réalisée afin de modéliser l'écoulement à la sortie du module 1 de l'échangeur en prenant en compte la géométrie de l'échangeur. D'après les résultats de la modélisation, l'écoulement s'homogénéise en s'éloignant d'une distance minimale de 40,2 mm de la sortie du module 1 (Cryo Pur, 2016).

#### 4.4. Conclusion

Dans ce chapitre, un travail d'optimisation a été réalisé dans le but d'allonger la durée du cycle de givrage qui implique la diminution des pertes associées au dégivrage.

Cette optimisation prend en compte les matériaux de l'échangeur, les pas d'ailettes et l'effet d'entrée ou la vitesse du biogaz. L'utilisation des ailettes en aluminium permet d'augmenter l'efficacité et de diminuer la surface d'échange pour la même puissance frigorifique. L'utilisation des pas d'ailettes variables le long de l'échangeur permet une meilleure

distribution de la masse du givre capté et un taux de blocage plus faible au niveau des rangs les plus sollicités de l'échangeur.

L'augmentation de la vitesse du biogaz en fonction de la section entraîne d'une part une diminution de la surface d'échange et d'autre part une augmentation du taux de blocage (un cycle de givrage plus court).

Afin de valider l'optimisation, des échangeurs ont été dimensionnés, en se basant sur le code de calcul développé. Ces échangeurs ont ensuite été installés dans le pilote BioGNVAL afin de les tester. Le chapitre 6 présente les spécifications des échangeurs dimensionnés ainsi qu'une comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats de la simulation.

# 5. Modélisation dynamique et amélioration de l'efficacité énergétique du cycle de dégivrage

## 5.1. Introduction

Le but du dégivrage est de prélever la couche de givre accumulée sur les évaporateurs au bout d'un certain temps de fonctionnement. Dans cette étude, le dégivrage fait partie du système de déshumidification du pilote BioGNVAL. En effet, chaque cycle de givrage est accompagné d'un cycle de dégivrage. Après la phase de givrage, l'eau givrée sur les surfaces froides de l'échangeur à tubes à ailettes est prélevée soit par fusion (gaz chaud), soit par sublimation (tirage sous vide). Dans ce chapitre, deux modèles dynamiques de dégivrage ont été développés :

- Modèle dynamique de dégivrage par fusion.
- Modèle dynamique de dégivrage par sublimation.

## 5.2. Modèle dynamique de dégivrage par fusion

### 5.2.1. Introduction du modèle

Le dégivrage par fusion est un phénomène complexe en présence d'un transfert de chaleur et de masse. Au cours de ce phénomène, la chaleur cédée par le réfrigérant (gaz chaud) est transférée à travers les ailettes et les tubes de l'échangeur vers la surface de contact de la couche du givre via le métal. Au moment de la fusion, du fait de la position verticale de l'échangeur, l'eau s'écoule par simple gravité vers le système de drainage. Si la température de la surface métallique est inférieure à la température de fusion de l'eau, il se peut que l'eau givre en s'écoulant. Il faut donc que sur tout le trajet de l'écoulement de l'eau de dégivrage, toutes les surfaces soient à une température supérieure à 0 °C ce qui implique de mettre en place des cordons chauffants sur les surfaces hors évaporateur.

Pour ce qui est de l'échangeur, les surfaces sont chauffées par une partie du débit de fluide frigorigène prélevé au refoulement du compresseur appelé gaz chaud. Ce gaz chaud est détendu à la pression d'évaporation afin d'être réintégré à l'aspiration du compresseur (Fig. 5.1).



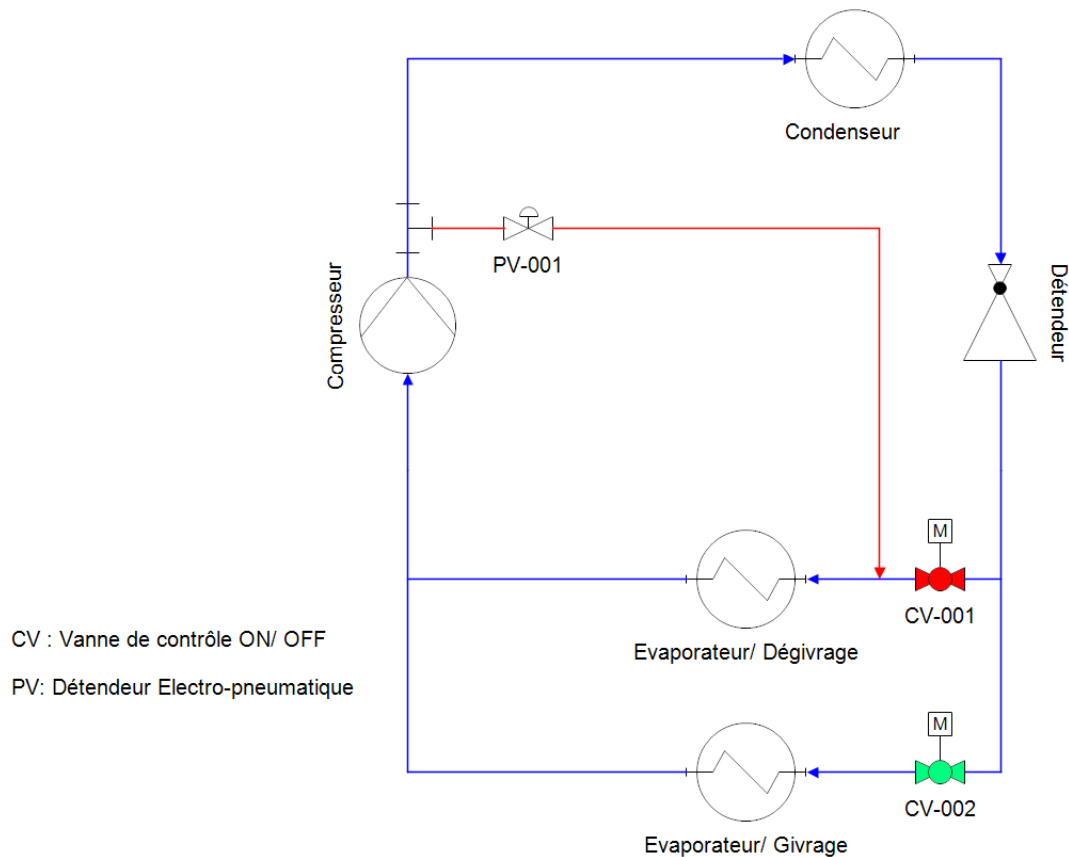


Figure 5.1 Schéma simplifié du dégivrage par fusion avec réintégration du gaz chaud à l'aspiration du compresseur

Le dégivrage par fusion dépend du débit de gaz chaud envoyé par le compresseur qui est déterminé de manière à ne pas surdimensionner le compresseur. Le débit prélevé varie entre 5 % et 15 % du débit total, en fonction du temps de dégivrage. La consommation énergétique va dépendre fortement de la masse métallique de l'échangeur, des matériaux utilisés et de la masse de givre capté sur les surfaces froides de l'échangeur. Le modèle développé repose sur les équations du modèle de Qiao et *al.* Le but de ce modèle est de simuler la température de gaz chaud pas à pas, à la sortie de chaque rang de l'échangeur.

En général, le dégivrage par fusion est divisé en 3 étapes principales :

- Préchauffage
- Fusion
- Drainage de l'eau

### 5.2.2. Phase de préchauffage

La phase de préchauffage est représentée par la Fig. 5.2. Le réfrigérant ou gaz chaud circulant à l'intérieur des tubes préchauffe la couche de givre jusqu'au moment où la température d'interface entre la couche de givre et le métal (tubes et ailettes), atteint la température de fusion de l'eau (0,01 °C). Cette température d'interface est représentée sur la Fig. 5.2 par  $T_{p,out}$ .

$T_{fs}$  représente la température de surface de la couche de givre.  $T_{p,in}$  représente la température d'interface entre le métal et la section de passage du gaz chaud.  $T_{r,in}$  et  $T_{r,out}$  sont respectivement les températures du gaz chaud à l'entrée et à la sortie de chaque volume de contrôle. Afin de simplifier le modèle, la surface ailetée a été étalée sur la surface externe des tubes afin de former une masse métallique unique et donc une épaisseur unique appelée

$e_{ailettes+tubes}$ .

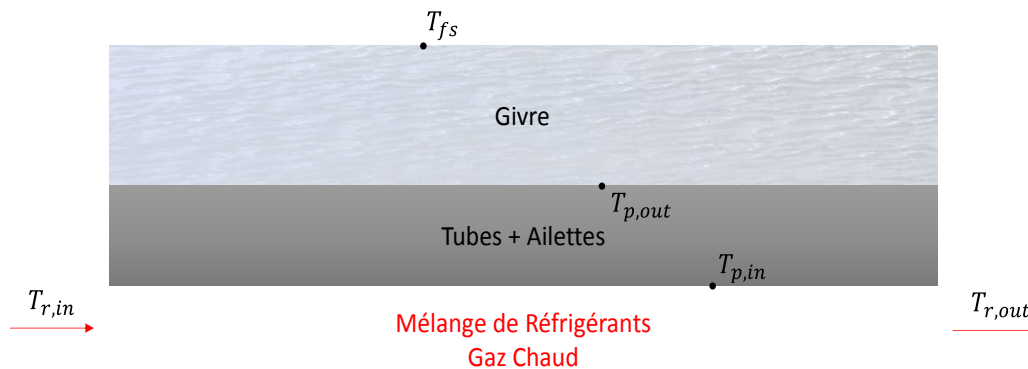


Figure 5.2 Phase de préchauffage de la couche de givre

L'énergie est en premier lieu cédée au métal composé de l'ensemble des tubes et ailettes. Ainsi, cette quantité de chaleur est transmise par conduction à travers le métal. L'Eq. 5.1 présente cet échange instantané entre le réfrigérant et le métal. Le premier terme de l'équation correspond à la convection à l'intérieur des tubes alors que le second terme correspond à la conduction à travers le métal.

$$\text{A un instant } t : h_i(T_r - T_{p,in}) = 2\lambda_{tubes+ailettes} \frac{T_{p,in} - T_p}{e_{ailettes+tubes}} \Big|_i \quad (\text{Eq. 5.1})$$

D'après la loi de Fourier, l'équation de la propagation de la chaleur à l'intérieur de l'ensemble ailettes et tubes est donnée par l'Eq. 5.2. Cette équation est fonction de la conductivité

thermique du métal ( $\lambda_{tubes+ailletes}$ ), de sa masse volumique ( $\rho_{tubes+ailletes}$ ) et de sa capacité thermique calorifique ( $C_{p,tubes+ailletes}$ ).

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} = 2 \frac{\lambda_{tubes+ailletes}}{\rho_{tubes+ailletes} C_{p,tubes+ailletes}} \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} \Big|_i \quad (\text{Eq. 5.2})$$

En développant l'équation aux dérivées partielles du second ordre pour un schéma centré en différences finies, l'Eq. 5.2 devient :

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} = 2 \frac{\lambda_{tubes+ailletes}}{\rho_{tubes+ailletes} C_{p,tubes+ailletes}} \frac{T_{p,in} + T_{p,out} - 2T_p}{e^2_{ailletes+tubes}} \Big|_i \quad (\text{Eq. 5.3})$$

Ensuite, la chaleur cédée au métal sera transmise à la couche de givre par conduction à travers la couche elle-même. Ainsi, l'Eq. 5.4 représente ce transfert instantané par conduction.

$$\text{A un instant } t : \lambda_{ailletes+tubes} \frac{T_p - T_{p,out}}{e_{ailletes+tubes}} = \lambda_f \frac{T_{p,out} - T_f}{\delta_f} \Big|_i \quad (\text{Eq. 5.4})$$

D'après la loi de Fourier, l'équation de propagation de la chaleur à l'intérieur de la couche de givre est donnée par l'Eq. 5.5. Cette équation est fonction de la conductivité thermique de la couche de givre ( $\lambda_f$ ), de la masse volumique de la couche ( $\rho_f$ ) et de la capacité thermique calorifique ( $C_{p,f}$ ).

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} = 2 \frac{\lambda_f}{\rho_f C_{p,f}} \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} \Big|_i \quad (\text{Eq. 5.5})$$

En développant l'équation aux dérivées partielles du second ordre pour un schéma centré en différences finies, l'Eq. 5.5 devient :

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} = 2 \frac{\lambda_f}{\rho_f C_{p,f}} \frac{T_{p,out} + T_{fs} - 2T_f}{\delta_f^2} \Big|_i \quad (\text{Eq. 5.6})$$

Pendant cette phase, la température de gaz chaud à la sortie de chaque rang de l'échangeur est calculée en fonction de la puissance sensible de préchauffage.

### 5.2.3. Phase de fusion

La fusion débute lorsque la température d'interface (couche de givre et métal) demeure supérieure à la température de fusion de l'eau.

$$T_{p,out} \geq 0,01 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{Eq. 5.7})$$

Afin de simplifier la modélisation de la phase de début de fusion, une couche d'eau est supposée se former entre la couche de givre et le métal au niveau de l'interface. La Fig. 5.3 présente juste une représentation schématique du modèle. Comme les ailettes sont en position verticale, l'eau s'écoule sous l'effet de la gravité et sera drainée sous l'échangeur.

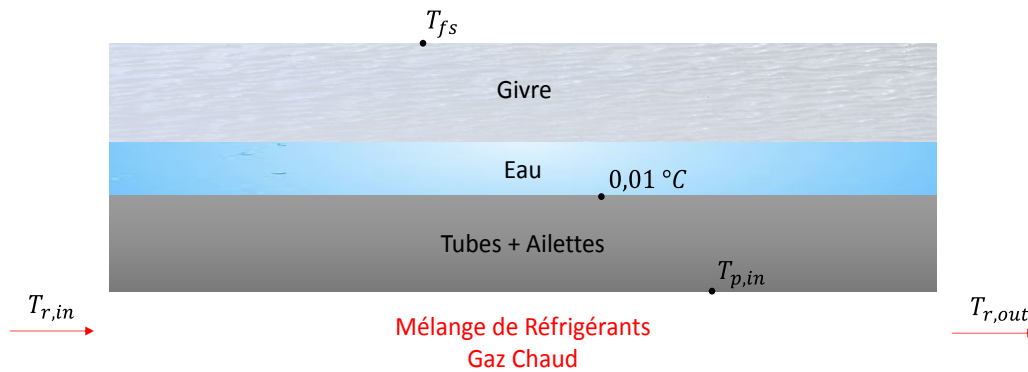


Figure 5.3 Phase de début de fusion de la couche de givre

Le calcul du modèle suppose que l'épaisseur de la couche d'eau va augmenter jusqu'à une valeur maximale. A cette valeur maximale, la troisième phase débute et l'eau est drainée par gravité. Il faut noter que dans le cas réel, l'eau et la glace vont se détacher de manière aléatoire, il n'en demeure pas moins que toute la glace sera fondue avant évacuation, que ce soit sur l'échangeur ou dans la cuve qui entoure l'échangeur. Les équations employées pour modéliser sont présentées ci-dessous.

Tout d'abord, la chaleur cédée par le réfrigérant ou gaz chaud est transmise à travers le métal vers la couche d'eau qui s'est formée. Ainsi, le transfert de chaleur instantané par conduction entre le métal et la couche d'eau est représenté par l'Eq. 5.8.

$$\text{A un instant } t : \lambda_{\text{ailettes+tubes}} \frac{T_p - T_{p,out}}{e_{\text{ailettes+tubes}}} = \lambda_{H_2O} \frac{T_{p,out} - T_{H_2O}}{\delta_{H_2O}} \Big|_i \quad (\text{Eq. 5.8})$$

Cette équation suppose que la quantité de chaleur cédée par le réfrigérant est transmise en premier lieu à travers la couche d'eau et en second lieu à travers la couche de givre. Ainsi, le transfert par conduction est fonction de la conductivité thermique de la couche d'eau ( $\lambda_{H_2O}$ ) et de son épaisseur ( $\delta_{H_2O}$ ).

D'après la loi de Fourier, l'équation de propagation de la chaleur à l'intérieur de la couche d'eau est donnée par l'Eq. 5.9. Cette équation est fonction de la conductivité thermique de l'eau ( $\lambda_{H_2O}$ ), de sa masse volumique ( $\rho_{H_2O}$ ) et de sa capacité thermique calorifique ( $C_{p,H_2O}$ ).

$$\frac{\partial T_{H_2O}}{\partial t} = 2 \frac{\lambda_{H_2O}}{\rho_{H_2O} C_{p,H_2O}} \frac{\partial^2 T_{H_2O}}{\partial x^2} \Big|_i \quad (\text{Eq. 5.9})$$

En développant l'équation aux dérivées partielles du second ordre pour un schéma centré en différences finies, l'Eq. 5.9 est simplifiée par l'équation ci-dessous :

$$\frac{\partial T_{H_2O}}{\partial t} = 2 \frac{\lambda_{H_2O}}{\rho_{H_2O} C_{p,H_2O}} \frac{T_{p,out} + (0,01 + 273,15) - 2T_{H_2O}}{\delta_{H_2O}^2} \Big|_i \quad (\text{Eq. 5.10})$$

Ensuite, lors de la fusion du givre, la chaleur latente de fusion ( $i_{sl}$ ) est transmise vers la couche de givre elle-même et vers la couche d'eau formée. L'équation qui permet de calculer l'épaisseur de la couche de givre pas à pas, lors de la phase de fusion, est présentée sur l'Eq. 5.11 (Qiao et al., 2014).

$$i_{sl} \rho_f \frac{\partial \delta_f}{\partial t} = 2 \lambda_{H_2O} \frac{(0,01 + 273,15) - T_{H_2O}}{\delta_{H_2O}} + 2 \lambda_f \frac{(0,01 + 273,15) - T_f}{\delta_f} \Big|_i \quad (\text{Eq. 5.11})$$

Cette équation est fonction de la température de la couche d'eau ( $T_{H_2O}$ ), de l'épaisseur de la couche d'eau ( $\delta_{H_2O}$ ), de la chaleur latente de fusion solide-liquide, de la température de la couche de givre ( $T_f$ ) et de son épaisseur ( $\delta_f$ ).

La variation de l'épaisseur de la couche d'eau est donc fonction de l'épaisseur de la couche initiale et de l'épaisseur de la couche instantanée.

$$\delta_{H_2O}(t) = \delta_f(t=0) - \delta_f(t) \Big|_i \quad (\text{Eq. 5.12})$$

La variation de la température de la couche de givre est calculée d'après l'équation de la chaleur en fonction de la température de surface de givre ( $T_{fs}$ ) et de la température de fusion du givre. Cette relation est donnée par l'Eq. 5.13.

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} = 2 \frac{\lambda_f}{\rho_f C_{p,f}} \frac{(0,01 + 273,15) + T_{fs} - 2T_f}{\delta_f^2} \Big|_i \quad (\text{Eq. 5.13})$$

Pendant cette phase, la température de gaz chaud à la sortie de chaque rang de l'échangeur est calculée en fonction de la puissance latente de fusion et de la puissance de préchauffage.

#### 5.2.4. Phase de drainage de l'eau

La phase de fusion s'achève une fois que l'épaisseur de la couche d'eau atteint son maximum. Ceci veut dire que toute la couche de givre a été dégivrée.

#### 5.2.5. Algorithme de calcul

Le modèle numérique est représenté par un algorithme qui permet de vérifier la présence du givre sur les tubes et ailettes de l'échangeur (Fig. 5.4). L'algorithme démarre une fois que les données du modèle numérique de givrage ont été récupérées. Les données qu'il faut fournir à ce modèle pour lancer le calcul sont les suivantes :

- La température de la surface de givre à la fin de la simulation du modèle de givrage.
- La température de paroi (ailettes et tubes) à la fin de la simulation du modèle de givrage.
- L'épaisseur de la couche de givre sur les tubes et ailettes, à la fin de la simulation du modèle de givrage.

Un premier test est effectué au niveau de la température d'interface de la couche de givre et de l'ensemble des tubes et ailettes. Si cette température est inférieure à la température de fusion du givre, alors le système est en phase de préchauffage. L'épaisseur de la couche de givre instantanée, dans ce cas, reste toujours égale à sa valeur initiale et l'épaisseur de la couche d'eau est mise à zéro.

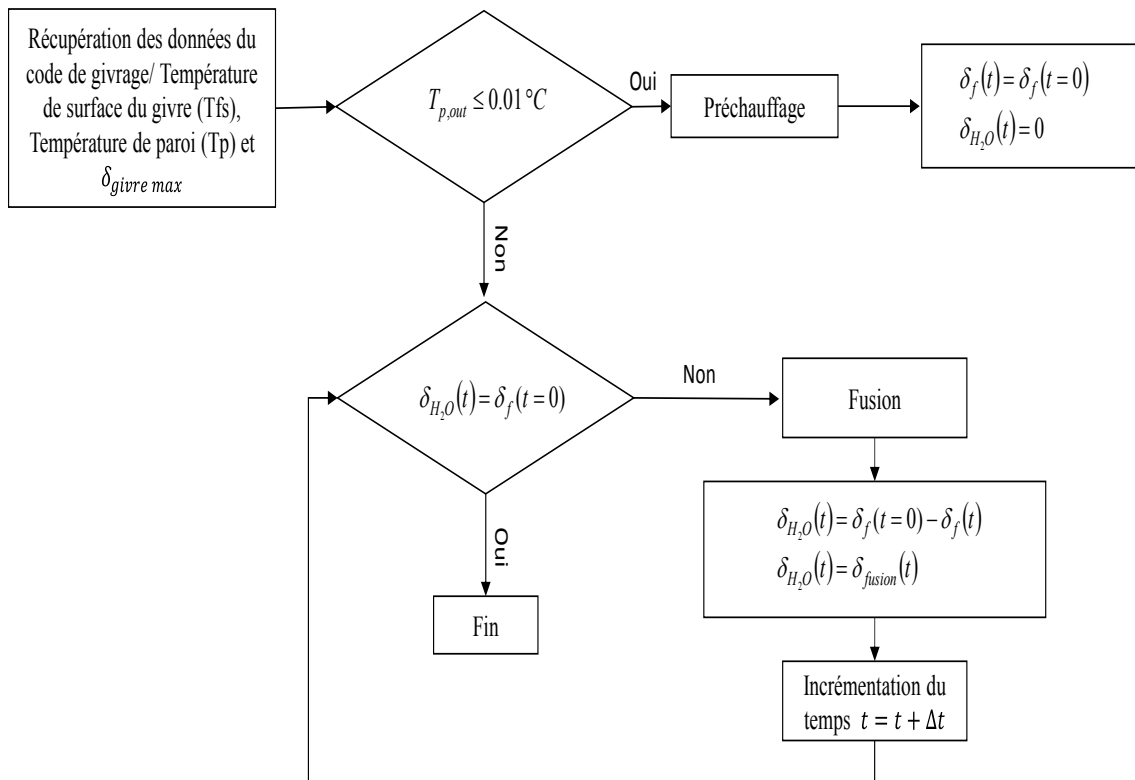


Figure 5.4 Algorithme de calcul du modèle de dégivrage par fusion

Lorsque la température d'interface devient supérieure à la température de fusion du givre, il faut tester si l'épaisseur de la couche d'eau est égale à l'épaisseur de la couche initiale de givre. Si c'est le cas alors le modèle numérique s'arrête et affiche les résultats. Dans le cas contraire, le système change de phase et passe en fusion. Dans ce cas, l'épaisseur de la couche d'eau formée est égale à la différence entre l'épaisseur de la couche de givre initiale et instantanée. Le temps est incrémenté jusqu'au moment où la couche d'eau atteint son épaisseur maximale. Le calcul s'effectue rang par rang et la température de sortie de gaz chaud de l'échangeur est simulée pas à pas.

## 5.2.6. Paramètres affectant le dégivrage

### 5.2.6.1. Matériaux des tubes et des ailettes

La durée du cycle de dégivrage est influencée par les matériaux des tubes et des ailettes de l'échangeur. En effet, le tableau 5.1 présente la masse volumique des différents matériaux utilisés (que ce soit pour les tubes ou les ailettes).

Tableau 5-1 Masse volumique des différents matériaux de l'échangeur

	Acier Inoxydable	Aluminium	Cuivre
--	------------------	-----------	--------

<b>Masse volumique (kg.m<sup>-3</sup>)</b>	7960	2700	8930
--	------	------	------

La masse de l'échangeur est proportionnelle à la masse volumique des différents matériaux composants l'échangeur. Ainsi, la masse volumique de l'inox est 2,95 fois supérieure à celle de l'aluminium.

L'énergie nécessaire pour le dégivrage de l'échangeur est la somme algébrique d'une énergie sensible et d'une énergie latente. L'énergie sensible correspond à l'énergie de préchauffage du métal et de la couche de givre, alors que l'énergie latente correspond à l'énergie de fusion de la couche. Ainsi, l'énergie sensible est proportionnelle à la masse de l'échangeur et l'énergie latente est proportionnelle à la masse de la couche de givre. Pour un même débit de gaz chaud, la durée du cycle de dégivrage est d'autant plus longue que la masse de l'échangeur est grande. Trois échangeurs de surface d'échange identique ont été comparés :

- Inox-Inox : tubes et ailettes en acier inoxydable.
- Inox-Alu : tubes en acier inoxydable et ailettes en aluminium.
- Cu-Alu : tubes en cuivre et ailettes en aluminium.

Le tableau 5.2 permet d'identifier la masse de chacun de ces échangeurs. La masse globale est la somme de la masse des tubes et des ailettes.

Tableau 5-2 Masse des tubes et des ailettes des échangeurs utilisés pour la comparaison

	<i>Echangeur Inox-Inox</i>	<i>Echangeur Inox-Alu</i>	<i>Echangeur Cu-Alu</i>
<b>Masse Tubes (kg)</b>	10	10	4,6
<b>Masse Ailettes (kg)</b>	18	4	4
<i>Total (kg)</i>	28	14	8,6

Pour une surface d'échange identique, la masse de l'échangeur Inox-Alu est plus faible que celle d'un échangeur Inox-Inox, de près d'un facteur de 2, car la masse de l'ailette représente 2/3 de la masse totale de l'échangeur (tableau 5.2). De même, la masse de l'échangeur Inox-Inox est 3 fois supérieure à celle de l'échangeur Cu-Alu. La Fig. 5.5 permet une comparaison des temps nécessaires pour atteindre une température supérieure à 2 °C à la sortie des échangeurs. Les conditions initiales de la simulation supposent le même débit de gaz chaud, soit 6 kg.h<sup>-1</sup>, une température de paroi récupérée du modèle de givrage pour chaque rang et une température de refoulement de gaz chaud du compresseur identique pour les trois échangeurs.



Le temps de dégivrage est caractérisé par le temps au bout duquel la température de sortie devient supérieure à 2 °C. Ainsi, en comparant ces trois échangeurs, on vérifie que :

- le dégivrage de l'échangeur Cu-Alu est deux fois plus rapide que celui de l'échangeur Inox-Inox.
- le dégivrage de l'échangeur Inox-Alu est 1,5 fois plus rapide que celui de l'échangeur Inox-Inox.

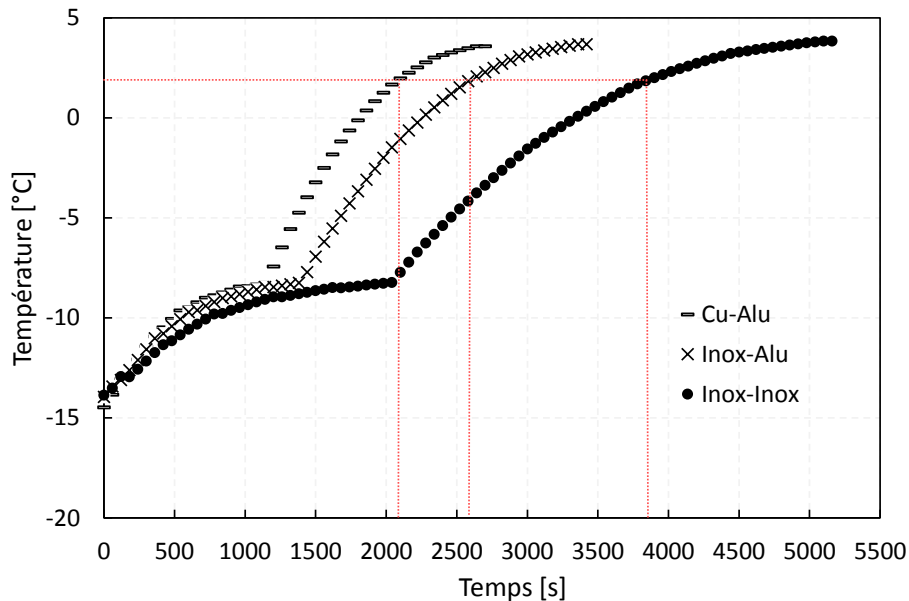


Figure 5.5 Variation du temps pour obtenir une température supérieure à 2 °C à la sortie de l'échangeur pour différents matériaux

La différence entre le temps de dégivrage des différents échangeurs est principalement due à la différence de masse métallique de ces échangeurs.

#### 5.2.6.2. Masse volumique de la couche de givre

La durée du cycle de dégivrage dépend de la masse volumique de la couche de givre. Les conditions initiales de simulation supposent dans ce cas un échangeur Cu-Alu, un débit de gaz chaud de  $6 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$  et une température de paroi récupérée du modèle de givrage pour chaque rang. La Fig. 5.6 présente la variation de la température de gaz chaud à la sortie de l'échangeur en fonction du temps, pour différentes masses volumiques de la couche de givre. Lorsque la température de sortie devient supérieure à 2 °C, le modèle suppose que tout le givre a fondu et l'eau drainée. La durée du cycle de dégivrage est calculée en se basant sur une température de 2 °C.

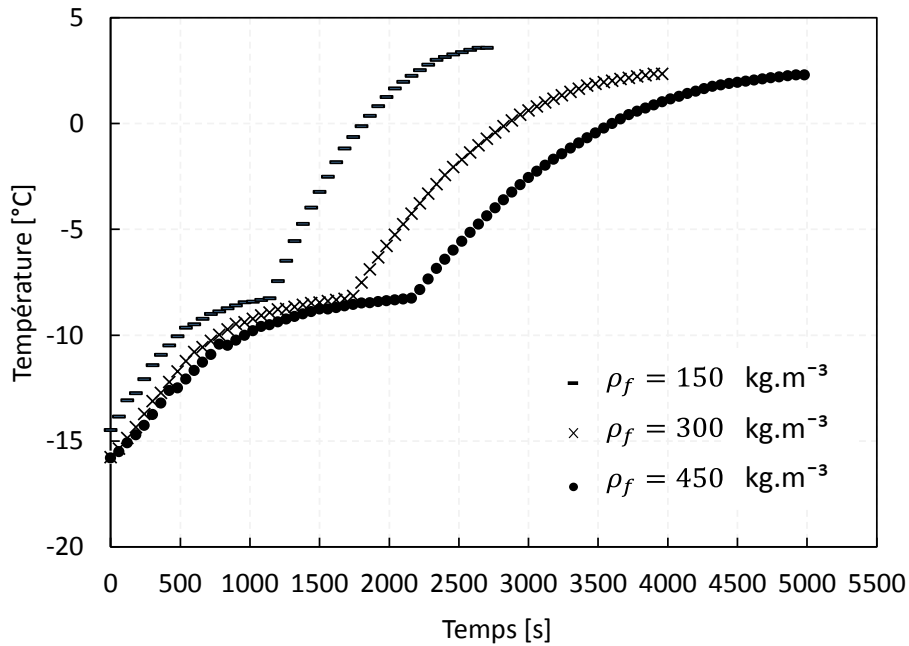


Figure 5.6 Variation de la température du gaz chaud à la sortie de l'échangeur pour différentes masses volumiques de la couche de givre

La comparaison a été effectuée avec le même débit de gaz chaud. D'après la Fig. 5.6, la température du gaz chaud à la sortie de l'échangeur dépend fortement de la masse volumique de la couche de givre. Dans le premier cas, la masse volumique de la couche de givre vaut  $150 \text{ kg.m}^{-3}$ , le dégivrage s'effectue alors en 2000 s. Dans le deuxième cas, la masse volumique de la couche de givre vaut  $300 \text{ kg.m}^{-3}$ , le dégivrage s'effectue alors en 3400 s. Pour le troisième et dernier cas, la masse volumique de la couche de givre vaut  $450 \text{ kg.m}^{-3}$ , le dégivrage dans ce cas s'effectue en 4250 s. En conclusion, l'augmentation de la masse volumique de la couche de givre accroît le temps de dégivrage car le temps dépend directement de la masse de glace à fondre. La relation entre le temps et la masse volumique n'est pas proportionnelle à cause du profil de la température. Il faut noter que pour une couche de givre mince, la masse volumique de la couche est faible, soit de l'ordre de  $300 \text{ kg.m}^{-3}$ .

### 5.2.6.3. Débit de gaz chaud

La durée du cycle de dégivrage dépend du débit de gaz chaud. La Fig. 5.7 présente la variation de la température de sortie pour trois débits de gaz chaud. La comparaison suppose que la température du gaz chaud issu du refoulement du compresseur est identique pour les différents débits considérés.

Dans le premier cas, le débit de gaz chaud vaut  $10 \text{ kg.h}^{-1}$ , le dégivrage s'effectue alors en 8000 s. Dans le deuxième cas, le débit de gaz chaud vaut  $15 \text{ kg.h}^{-1}$ , le dégivrage s'effectue alors en 4000 s. Pour le troisième et dernier cas, le débit de gaz chaud vaut  $20 \text{ kg.h}^{-1}$  et le dégivrage dans ce cas s'effectue alors en 3000 s.

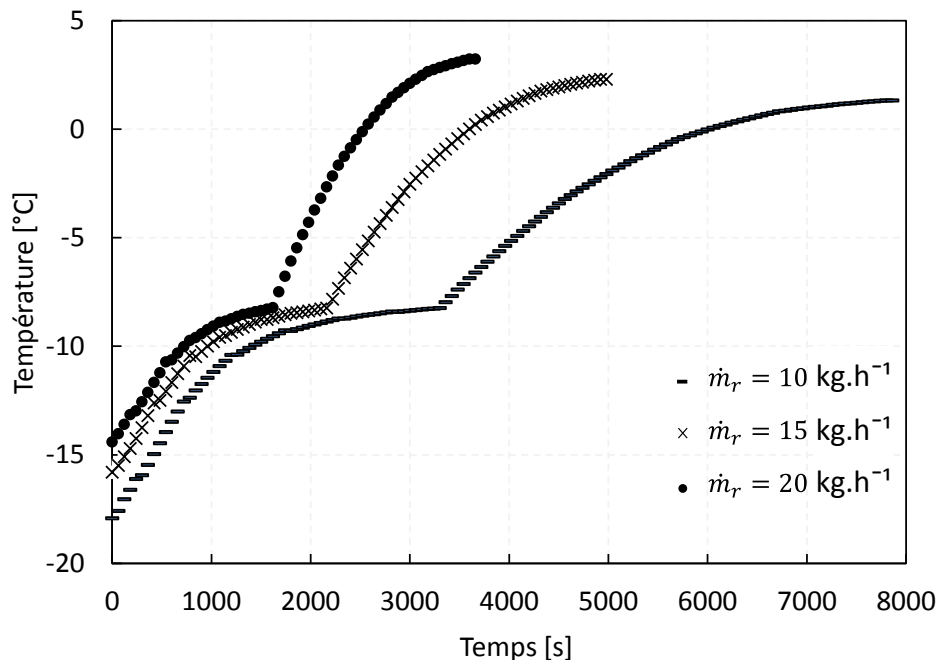


Figure 5.7 Variation de la température du gaz chaud à la sortie de l'échangeur pour différents débits

Pour conclure, l'augmentation du débit de gaz chaud contribue à l'accélération du dégivrage. Il faut noter que le débit de gaz chaud va dépendre finalement du compresseur de la machine frigorifique et de sa puissance. Ainsi, lors du dimensionnement, le choix du débit de gaz chaud doit être adéquat afin de bien dimensionner le compresseur.

### 5.2.7. Amélioration de l'efficacité énergétique du dégivrage

L'amélioration de l'efficacité énergétique du système de dégivrage demande tout d'abord à étudier la température, pas à pas, du gaz chaud à la sortie de l'échangeur en dégivrage. En effet, à cause de la détente du gaz chaud, avant l'entrée dans l'échangeur en dégivrage, une condensation dans l'échangeur est possible (Fig. 5.8). Il faut alors mettre en place un échangeur de récupération d'énergie par ré-évaporation de ce condensat basse pression.

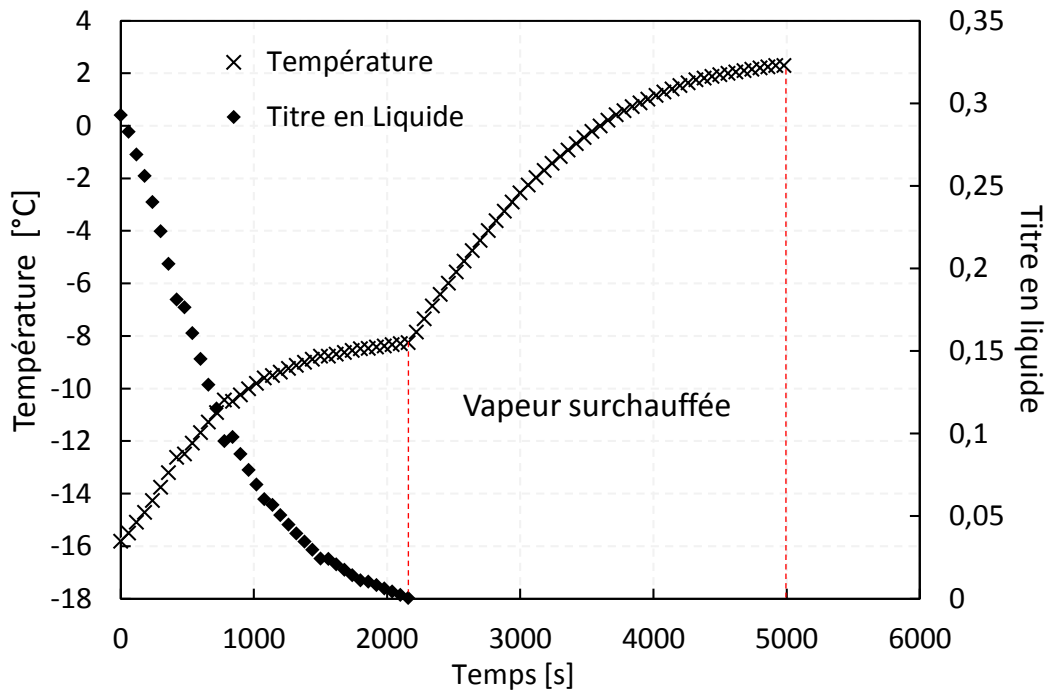


Figure 5.8 Température de sortie du gaz chaud de l'échangeur en dégivrage et titre en liquide en fonction du temps

Le liquide condensé doit être évaporé juste avant l'aspiration du compresseur. Ainsi, un échangeur est utilisé pour refroidir le condensat haute pression qui vient du condenseur par évaporation du condensat basse pression formé au cours du dégivrage (Fig. 5.9).

Lors du dégivrage, la vanne de contrôle CV-001 est en position fermée vers l'évaporateur en dégivrage, alors que la vanne de contrôle CV-002 est en position ouverte vers l'évaporateur en givrage. Une fraction du débit de gaz chaud issue du refoulement du compresseur subit une détente, par l'intermédiaire du détendeur PV-001, pour se diriger vers l'évaporateur en dégivrage. A la sortie de l'évaporateur en dégivrage, la température et la pression sont mesurées. Deux cas sont traités :

- Cas 1- Température de sortie inférieure à la température d'évaporation : la vanne de contrôle CV-004 est ouverte vers le premier échangeur de récupération du procédé (HX-001), alors que la vanne CV-003 est fermée. Le mélange à la sortie du dégivrage va s'évaporer en transférant sa froideur au pré-condenseur HX-001 récupérant de la chaleur du procédé.
- Cas 2- Température de sortie supérieure à la température d'évaporation : la vanne de contrôle CV-004 est fermée, alors que la vanne CV-003 est ouverte vers l'aspiration du compresseur.

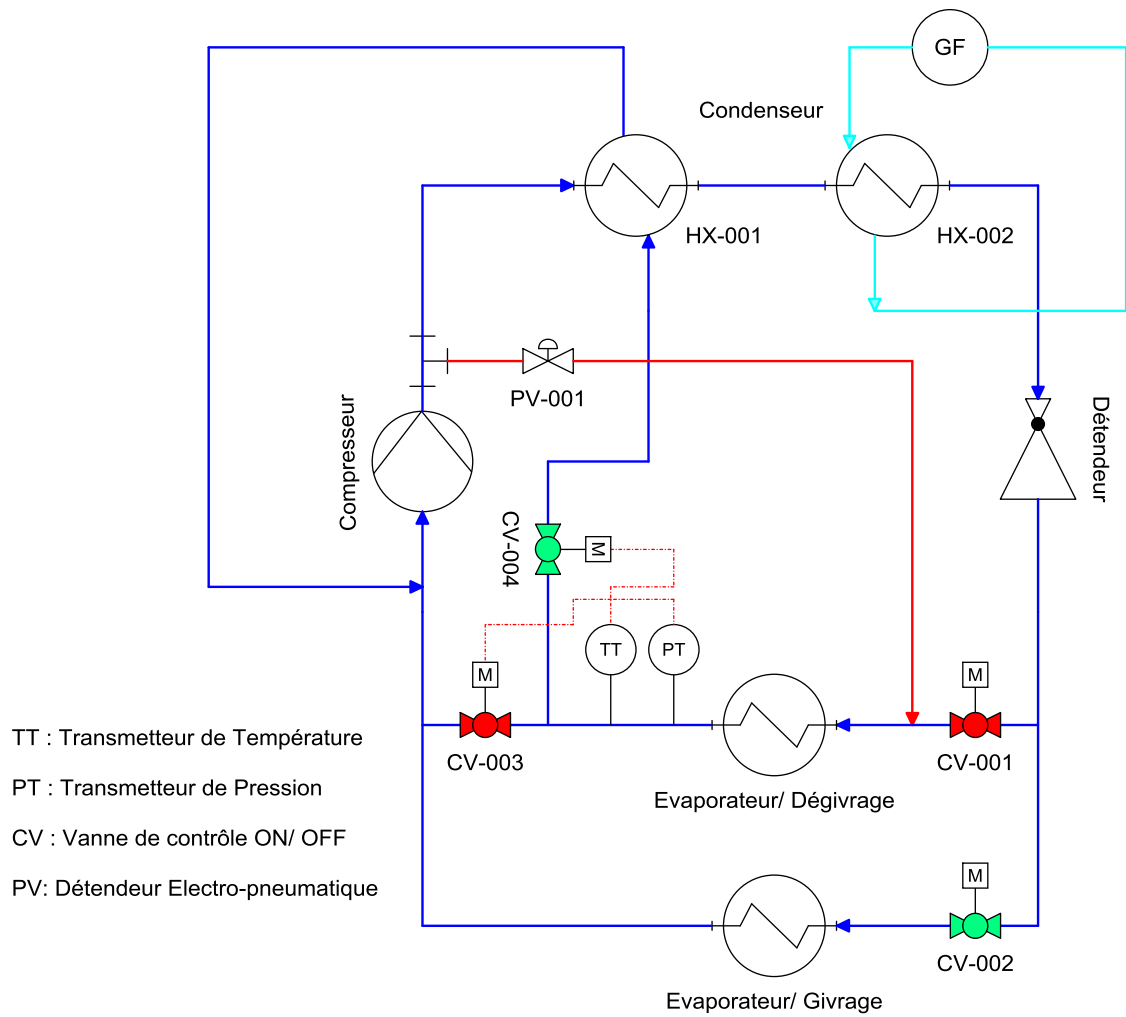


Figure 5.9 Représentation schématique du système de dégivrage amélioré

#### 5.2.7.1. Analyse énergétique

Une étude énergétique a été réalisée au niveau des échangeurs HX-001 et HX-002. La puissance frigorifique transférée par le condensat basse pression au niveau de l'échangeur HX-001 correspond à la puissance d'évaporation du condensat issu de l'évaporateur en dégivrage. La puissance évacuée au niveau de l'échangeur HX-002 correspond à la puissance de condensation du mélange de réfrigérants. La Fig. 5.10 présente les résultats de la puissance récupérée par l'évaporation du condensat basse pression et de la puissance du condenseur HX-002.

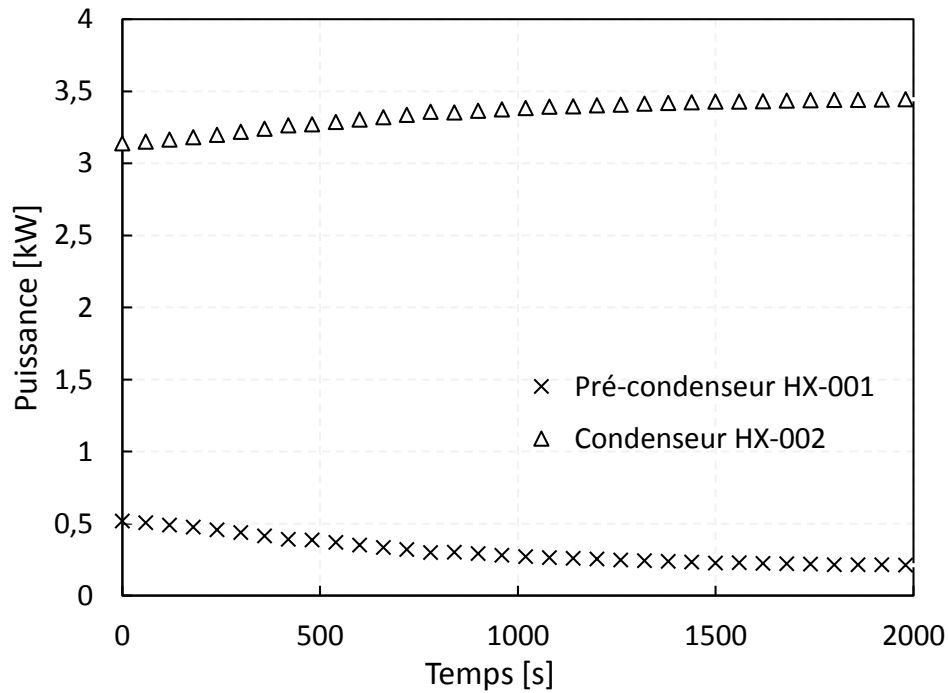


Figure 5.10 Puissance d'évaporation et de condensation en fonction du temps

La période au cours de laquelle se déroule la réévaporation du condensat basse pression (2000 s), correspond à la période au cours de laquelle le mélange à la sortie du dégivrage est diphasique (température de sortie inférieure à la température d'évaporation du mélange). A partir de 2000 s, la sortie de l'enceinte de dégivrage est directement envoyée vers l'aspiration du compresseur car le mélange est gazeux.

La puissance de condensation de l'échangeur HX-002 augmente avec la diminution de la puissance d'évaporation de l'échangeur HX-001. En effet, le pré-condenseur HX-001 transfère l'énergie de condensation associée au début de dégivrage et le condenseur HX-002 voit alors sa puissance de condensation diminuer ce qui constitue le gain énergétique. En absence d'évaporation (après 2000 s), la puissance de condensation est maximale. L'augmentation de la puissance de condensation induit une augmentation de la puissance de refroidissement du groupe refroidisseur d'eau (Chiller).

La puissance absorbée par le compresseur dépend du débit aspiré et de la masse volumique, la pression étant fixe c'est donc la température d'aspiration qui va influencer sur la puissance absorbée à débit constant. La Fig. 5.11 présente la variation de la puissance du compresseur lors du dégivrage, en comparant deux scénarios :

- Scénario 1 : le débit à la sortie de l'échangeur de dégivrage est envoyé directement à l'aspiration du compresseur pour se mélanger avec le débit provenant de la sortie de l'échangeur de givrage (avec risque de coup liquide et absence de récupération).
- Scénario 2 : intégration du débit de dégivrage dans le pré-condenseur HX-001. Ce débit est ensuite mélangé, à l'aspiration du compresseur, avec le débit provenant de la sortie de l'échangeur en givrage.

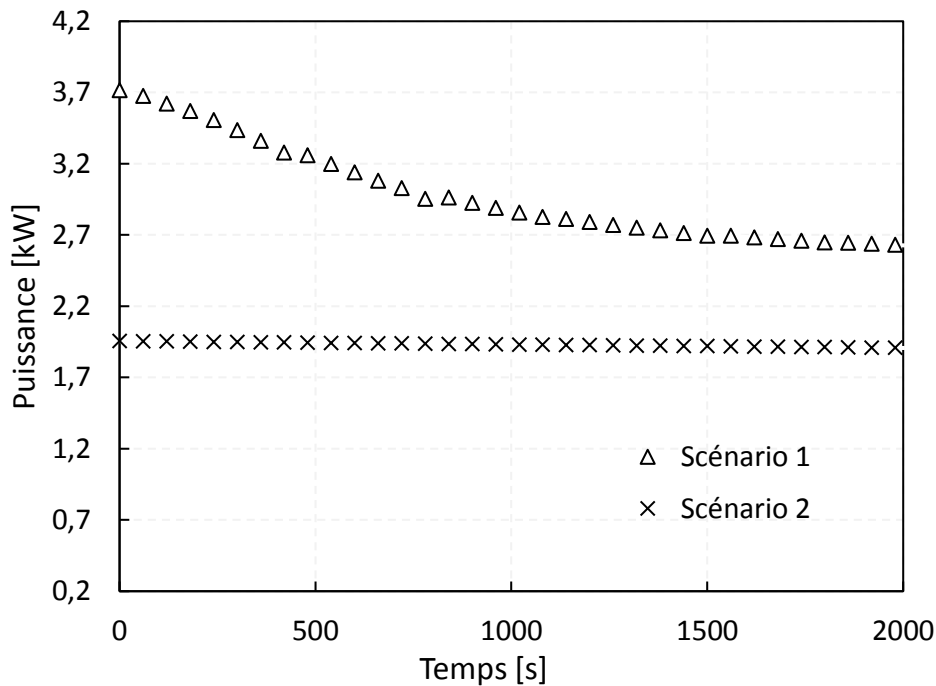


Figure 5.11 Variation de la puissance du compresseur, pour deux différents scénarios, en fonction du temps

Au début du dégivrage et pour une période de 2000 s, le gain de puissance entre les scénarios 1 et 2 est significatif (entre 22 % et 54 %). Au-delà de 2000 s, la sortie de l'échangeur en dégivrage est directement envoyée vers l'aspiration du compresseur, car le mélange est gazeux.

#### 5.2.7.2. Analyse exergetique

L'étude exergetique des composants du système de dégivrage permet d'identifier les pertes au niveau de chaque composant. La Fig. 5.12 présente le rendement exergetique du pré-condenseur HX-001 et du condenseur HX-002 situé en aval du pré-condenseur HX-001. Les calculs ont été effectués par pas de temps pour une pression de dégivrage qui vaut 2 bar dans ce cas (pression de détente). Cette pression est fixée par la pression de givrage.

Le rendement exergetique du pré-condenseur diminue en fonction du temps pour atteindre une valeur de 0,7 au bout de 2000 s. Au-delà de 2000 s, le mélange à la sortie de l'échangeur de dégivrage devient gazeux. Le rendement exergetique au niveau du condenseur HX-002 diminue pour atteindre une valeur de 0,4. En effet, la diminution de la récupération au niveau du pré-condenseur HX-001 entraine une augmentation de la puissance rejetée par le condenseur HX-002 et donc une diminution du rendement exergetique, d'où l'allure de la courbe.

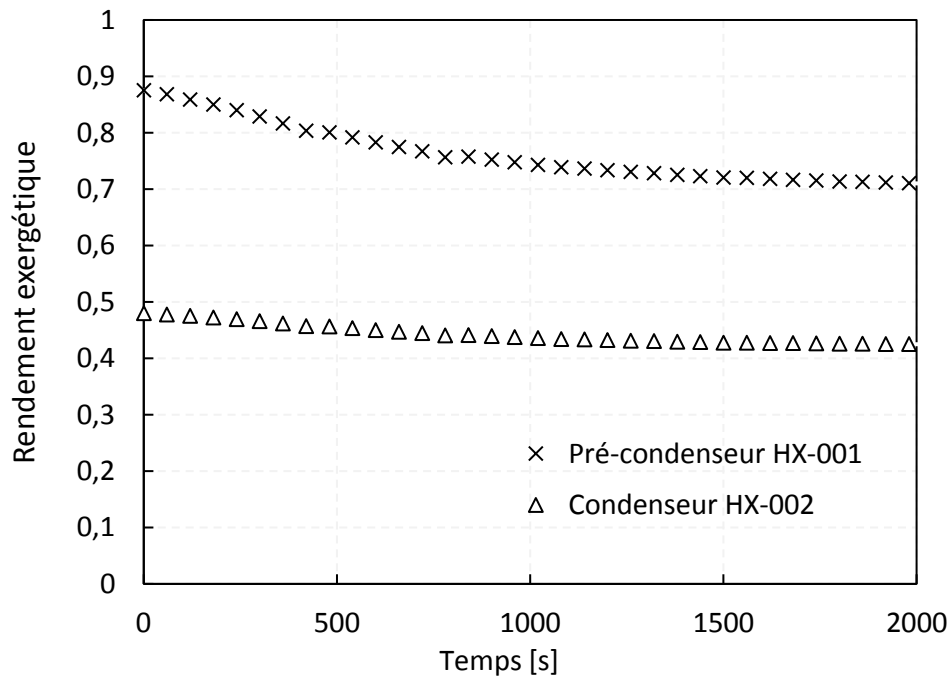


Figure 5.12 Rendement exergetique du pré-condenseur HX-001 et du condenseur HX-002 en fonction du temps

Afin de comparer le comportement exergetique du scénario 1 (sans pré-condenseur ou évaporateur de récupération HX-001) et du scénario 2 (avec pré-condenseur HX-100), une étude exergetique a été réalisée au cours du cycle de dégivrage. La Fig. 5.13 présente la variation du rendement exergetique du compresseur des scénarios 1 et 2 en fonction du temps. Le rendement exergetique du scénario 2 est supérieur à celui du scénario 1. En effet, l'écart varie entre 28 % et 57 %. Cette différence est le résultat d'une température plus élevée à l'entrée du compresseur du scénario 2. L'augmentation de la température à l'aspiration du compresseur est due à la récupération au niveau du pré-condenseur HX-001. Au-delà de 2000 s et jusqu'à la fin du cycle de dégivrage, le débit de gaz chaud issu de l'échangeur de dégivrage est directement envoyé vers l'aspiration du compresseur, sans passer par le pré-condenseur HX-001.



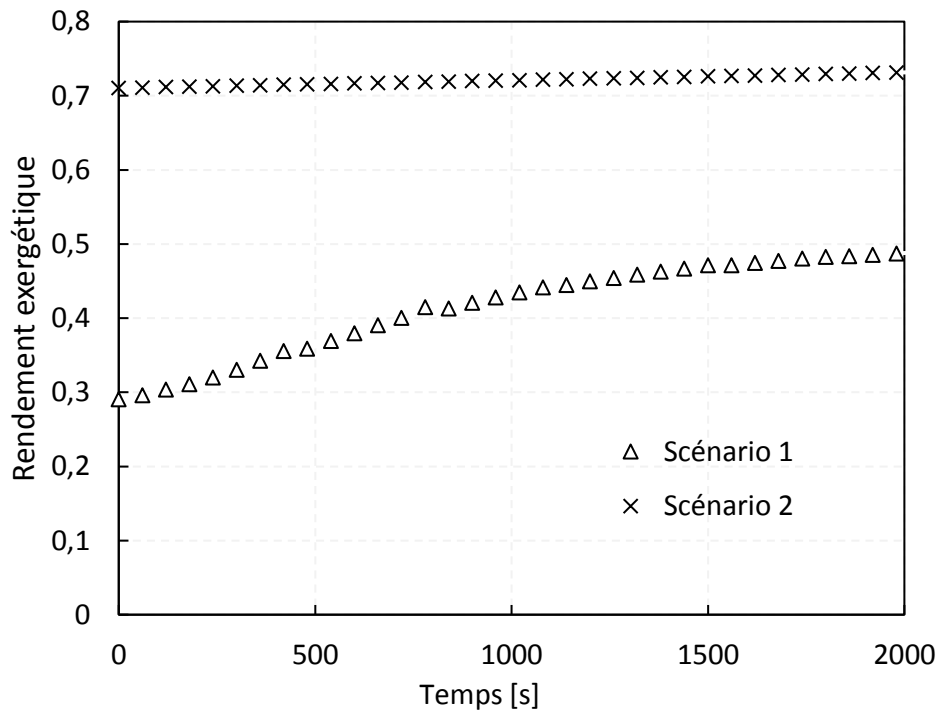


Figure 5.13 Rendement exergetique du compresseur en fonction du temps

Un modèle dynamique simulant le cycle de dégivrage a été présenté. Ce modèle dynamique prend en compte la condensation du mélange à l'intérieur des tubes de l'échangeur. Les différents facteurs qui influent sur la durée du cycle de dégivrage ont été également présentés. La variation au cours du temps de la température à la sortie de l'échangeur en dégivrage a été modélisée. La phase de condensation du mélange dans l'échangeur en dégivrage a été identifiée. L'évaporation de ce condensat basse pression contribue à un transfert de froideur vers un pré-condenseur.

L'efficacité énergétique a été améliorée en ajoutant un échangeur évaporateur (pré-condenseur) en aval de l'échangeur en dégivrage. Le développement d'une étude énergétique et exergetique en régime dynamique des composants du cycle de dégivrage a conduit à conclure sur l'amélioration de l'efficacité énergétique du cycle de dégivrage. Les résultats expérimentaux du cycle de dégivrage seront présentés au chapitre 6.

### 5.3. Modèle dynamique de dégivrage par sublimation

#### 5.3.1. Introduction du modèle

Le dégivrage par sublimation consiste à associer le chauffage par gaz chaud de l'échangeur et le tirage sous vide de l'enceinte de l'échangeur à tubes à ailettes afin de sublimer le givre

déposé. Ce tirage sous vide est accompagné d'une récupération de la froideur de la vapeur d'eau à basse pression par un échangeur disposant de ce flux de vapeur très basse pression.

Cette section présente le modèle dynamique pour le dégivrage par sublimation avec récupération de la froideur de sublimation par le fluide frigorigène. La Fig. 5.14 présente la représentation schématique du modèle.

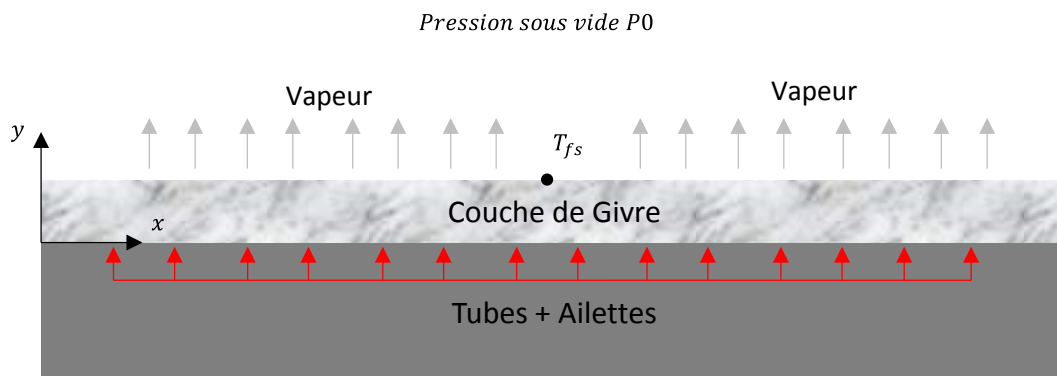


Figure 5.14 Représentation schématique du modèle de dégivrage par sublimation avec apport de chaleur

Comme dans le dispositif précédent, la source de chaleur est le gaz chaud circulant dans les tubes qui fournit le flux de chaleur (couleur rouge) à la couche de givre. Le transfert s'effectue par conduction thermique, du mélange traversant les tubes, vers la couche de givre à travers le métal (ensemble ailettes + tubes). Le modèle est identique au précédent sauf qu'il n'y a pas de couche d'eau liquide puisque le givre se sublime en vapeur.

### 5.3.2. Equations relatives au transfert de masse

Afin d'introduire les équations relatives au transfert de masse, le modèle suppose la coexistence de deux phases : une phase solide représentée par la fraction volumique  $Y_f$  et une phase vapeur représentée par la fraction volumique  $Y_v$ . D'une part, la somme de ces deux fractions volumiques est égale à 1.

$$Y_f + Y_v = 1 \quad (\text{Eq. 5.14})$$

La variation de la concentration de la phase solide sera égale à une cinétique de sublimation définie par  $TS_{subl}$  (Warning et al., 2015). Cette variation est représentée par l'Eq. 5.15.

$$\frac{d(\rho_f Y_f)}{dt} = -TS_{subl} \quad (\text{Eq. 5.15})$$

L'Eq. 5.16 permet de calculer la cinétique de sublimation (solide-vapeur). Cette équation a été utilisée dans plusieurs études (Bixler, 1985 & Halder et al., 2007 & Nam et Song, 2007).

$$TS_{subl} = K_{subl} (P_{sat} - P) \frac{M_{H_2O} Y_v}{RT_{fs}} \quad (\text{Eq. 5.16})$$

Cette équation est fonction d'une constante de sublimation ( $K_{subl} = 10^5$ ), de la pression de vapeur saturante ( $P_{sat}$ ), de la fraction volumique de vapeur, de la constante des gaz parfaits ( $R$ ), de la température de surface de givre et de la masse molaire de l'eau ( $M_{H_2O}$ ).

### 5.3.3. Equations relatives au transfert énergétique

L'équation représentant le transfert énergétique du système, fonction des différentes phases solides et vapeurs, est une équation d'advection-diffusion (Warning et al., 2015).

$$\rho_{tot} C_{p,tot} \frac{dT}{dt} + \rho_v C_{p,v} V_v \frac{dT}{dy} = \frac{d}{dy} \left( \lambda_f Y_f \frac{dT}{dy} \right) - i_{sv} TS_{subl} + \dot{Q}_{ext} \quad (\text{Eq. 5.17})$$

Chaque terme de cette équation est expliqué ci-dessous afin d'identifier la contribution de chacun dans le transfert énergétique du système :

- Le terme  $\left( \rho_{tot} C_{p,tot} \frac{dT}{dt} \right)$ , correspond à un terme d'accumulation. Ce terme est fonction de la masse volumique effective totale ( $\rho_{tot}$ ) et de la capacité thermique effective totale ( $C_{p,tot}$ ). Ces deux propriétés sont données par les Eq. 5.18 et 5.19.

$$\rho_{tot} = Y_f \rho_f + Y_v \rho_v \quad (\text{Eq. 5.18})$$

$$C_{p,tot} = \frac{Y_v \rho_v}{Y_v \rho_v + Y_f \rho_f} C_{p,v} + \frac{Y_f \rho_f}{Y_v \rho_v + Y_f \rho_f} C_{p,f} \quad (\text{Eq. 5.19})$$

- Le terme  $\left( \rho_v C_{p,v} V_v \frac{dT}{dy} \right)$  correspond au terme d'advection. Ce terme est fonction de la masse volumique, de la capacité thermique et de la vitesse de la vapeur. La vitesse de la vapeur est calculée en fonction du gradient de pression, de la perméabilité ( $\mathcal{G}$ ) et de la viscosité dynamique de la vapeur ( $\mu_v$ ). L'équation utilisée pour le calcul de la vitesse de vapeur est dite équation de Darcy (Eq. 5.20).

$$V_v = -\frac{\mathcal{G}}{\mu_v} \frac{dP}{dy} \quad (\text{Eq. 5.20})$$

La perméabilité est calculée en fonction des constantes et de la pression d'après l'Eq. 5.21 (Warning et *al.*, 2012).

$$\mathcal{G} = \mathcal{G}_r \mathcal{G}_{in,0} \left( 1 + \frac{0,15 \mathcal{G}_{in,0}^{-0,37}}{P} \right) \quad (\text{Eq. 5.21})$$

$\mathcal{G}_{in,0}$  est une constante qui vaut  $10^{-18} \text{ m}^2$  (Oroszvari, 2006) et  $\mathcal{G}_r$  est la perméabilité relative qui est égale à la fraction volumique de vapeur (Warning et *al.*, 2012). La viscosité dynamique est calculée en utilisant la corrélation suivante (Nam et Song, 2007) :

$$\mu_v = \frac{0,11}{T + 961} \left( \frac{T}{273,15} \right)^{1,5} \quad (\text{Eq. 5.22})$$

- Le terme  $\left[ \frac{d}{dy} \left( \lambda_f Y_f \frac{dT}{dy} \right) \right]$  correspond au terme de conduction à travers la couche de givre. Vu que la conductivité thermique de la vapeur est négligeable, le terme de conduction à travers la vapeur n'a pas été pris en compte.
- Le terme  $(i_{sv} T S_{subl})$  correspond à la puissance volumique du givre sublimé.
- Le terme  $(\dot{Q}_{ext})$  correspond à la puissance externe. Dans le cas de cette étude, l'apport de chaleur externe correspond à un gaz chaud circulant dans les tubes de l'échangeur et récupérant la froideur de la sublimation.

L'équation d'advection-diffusion relative à la pression et à la masse volumique de la vapeur est définie dans l'Eq. 5.23 (Warning et *al.*, 2015).

$$\frac{d}{dt}(\rho_v Y_v) + \frac{d}{dy}(\rho_v V_v) = \frac{d}{dy} \left( D_v \frac{d\rho_v}{dy} \right) + TS_{subl} \quad (\text{Eq. 5.23})$$

Cette équation est fonction de la masse volumique, de la vitesse de vapeur, de la cinétique de sublimation et de la diffusivité ( $D_v$ ). La diffusivité de la vapeur est calculé d'après l'Eq. 5.24 en fonction de la température, de la pression et de la fraction volumique de la vapeur (Warning et *al.*, 2012).

$$D_v = Y_v^{3,33} \frac{2,13}{P} \left( \frac{T}{273,15} \right)^{1,8} \quad (\text{Eq. 5.24})$$

Ainsi, en combinant ces différentes équations, le modèle développé permettra d'identifier les points ci-dessous :

- Variation de la température et de la pression en fonction du temps lors du tirage sous vide.
- Régression de la couche de givre en fonction du temps.

#### 5.3.4. Résultats de la simulation

Tout d'abord, il faut disposer des données à la fin de la phase de givrage, à savoir la température de la surface de givre, l'épaisseur de la couche de givre et la masse du givre capté au niveau de chaque rang de l'échangeur à la fin de la simulation de la phase de givrage, soit après 3 h de givrage (tableau 5.3).

Tableau 5-3 Données sur la température de surface, la masse et l'épaisseur de la couche

# Rang	Température de surface (°C)	Epaisseur (mm)	Masse du givre (kg)
1	-6	0,65	0,39
2	-18,9	0,66	0,3
3	-23,5	0,55	0,254
4	-27,4	0,43	0,2
5	-31	0,33	0,16
6	-34,4	0,26	0,12
7	-37,6	0,21	0,08

8	-40,5	0,17	0,055
9	-42,7	0,14	0,033
10	-44,6	0,14	0,022
11	-46,5	0,13	0,016
12	-48,2	0,12	0,011

La totalité de la masse captée pendant 3 h de givrage est de 1,64 kg, soit un débit d'eau captée de 0,55 kg.h<sup>-1</sup>. La puissance moyenne de sublimation (de récupération de froideur) vaut 0,44 kW, calculée en utilisant l'équation ci-dessous.

$$\dot{Q}_{subl} = \dot{m}_f i_{sv} \quad (\text{Eq. 5.25})$$

Ainsi, la récupération de la froideur due à la sublimation est faible dans ce cas. De plus, la sublimation doit s'effectuer à la température la plus basse (-48,2 °C), pour obtenir un gain énergétique. Il faut également calculer le débit volumique de la pompe à vide afin de vérifier si cette pompe existe sur le marché. Le volume total de la vapeur prélevée correspond à l'équation suivante :

$$v = \frac{m_v}{\rho_v} \quad (\text{Eq. 5.26})$$

La masse volumique de la vapeur diminue avec la température de surface de givre et atteint des valeurs très basses (Fig. 5.15). Ainsi, la masse volumique correspondant à la température de surface la plus froide (-48,2 °C) vaut 4,73E-05 kg.m<sup>-3</sup>.

Le volume à prélever est inversement proportionnel à la masse volumique de la vapeur pour chaque température. D'après la Fig. 5.15 et vu la faible masse volumique (correspondant à des températures basses), le volume de la vapeur qu'il faut prélever de l'enceinte sera très grand, ce qui définit directement le débit volumique de la pompe. Celui-ci est défini comme le rapport entre le volume aspiré et le temps nécessaire pour achever la sublimation (Eq. 5.27).

$$\dot{v} = \frac{v}{t} \quad (\text{Eq. 5.27})$$

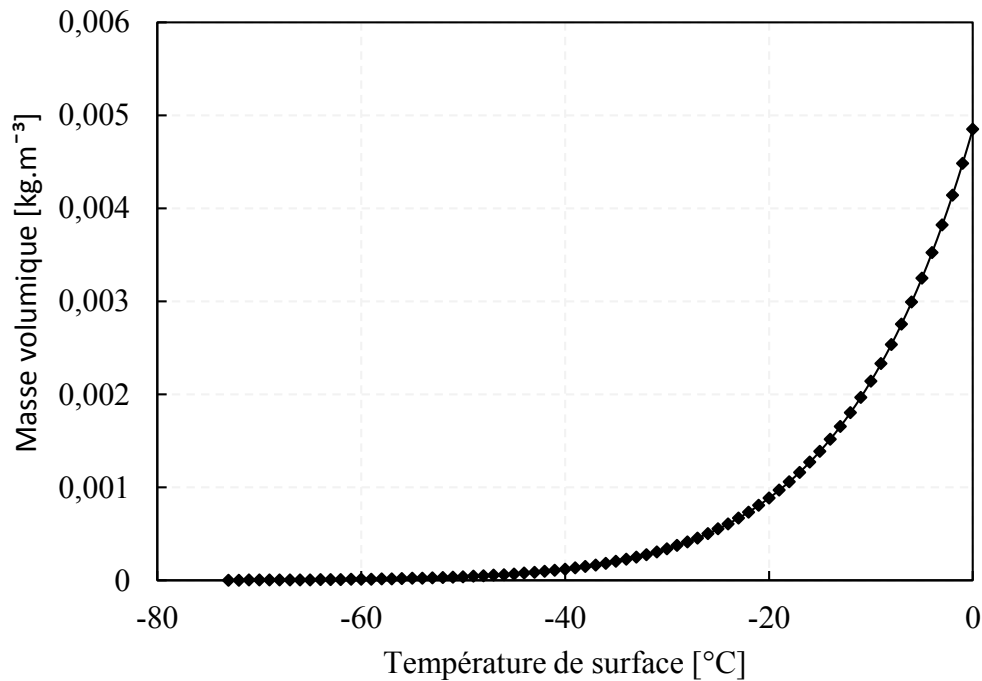


Figure 5.15 Variation de la masse volumique en fonction de la température de surface

Les rangs #1, #4, #8 et #12 ont été choisis afin de comprendre l'influence de la température de surface sur le temps nécessaire pour la sublimation. Afin de montrer l'influence de la température de surface sur le phénomène de sublimation, chaque rang est supposé isolé du reste de l'échangeur, tout en supposant une surface plate froide ou cylindrique avec l'épaisseur de givre correspondante. La Fig. 5.16 présente la régression de l'épaisseur de la couche de givre en fonction du temps au niveau du rang #1 de l'échangeur (la température de surface vaut  $-6\text{ °C}$ ). Au bout de 158 s, la couche de givre a disparu. Le débit volumique de la pompe à vide calculé dans ce cas est de  $2716\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ .

La Fig. 5.17 présente la régression de l'épaisseur de la couche de givre au niveau du rang #4 de l'échangeur en fonction du temps (la température de surface vaut  $-27,4\text{ °C}$ ). Au bout de 292 s, la couche de givre a disparu. Le débit volumique de la pompe à vide vaut dans ce cas  $4740\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ .

La Fig. 5.18 présente la régression de l'épaisseur de la couche de givre au niveau du rang #8 de l'échangeur en fonction du temps (la température de surface vaut  $-40,5\text{ °C}$ ). Au bout de 154 s, la couche de givre a disparu. Le débit volumique de la pompe vaut dans ce cas  $7040\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ .

La Fig. 5.19 présente la régression de l'épaisseur de la couche de givre au niveau du dernier rang de l'échangeur en fonction du temps (la température de surface vaut  $-48,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Au bout de 52 s, la couche de givre a disparu. Le débit volumique de la pompe vaut dans ce cas  $4003\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ .

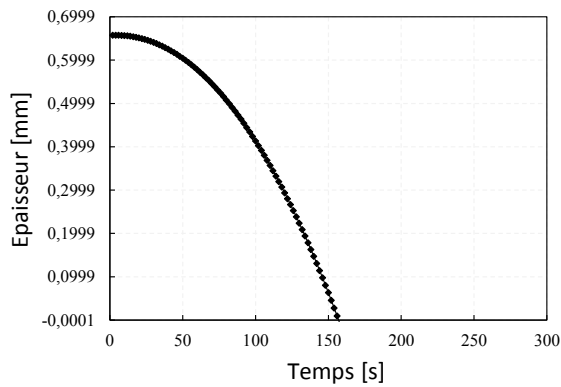


Figure 5.16 Régression de la couche de givre au niveau du rang #1 de l'échangeur

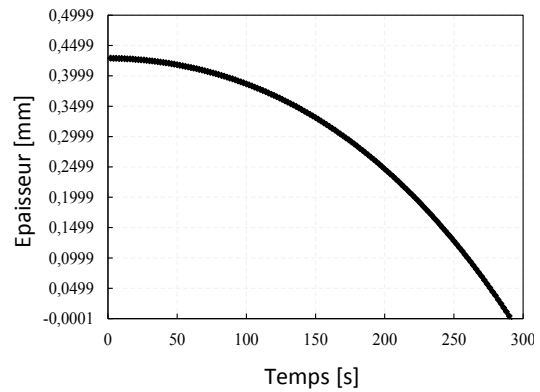


Figure 5.17 Régression de la couche de givre au niveau du rang #4 de l'échangeur

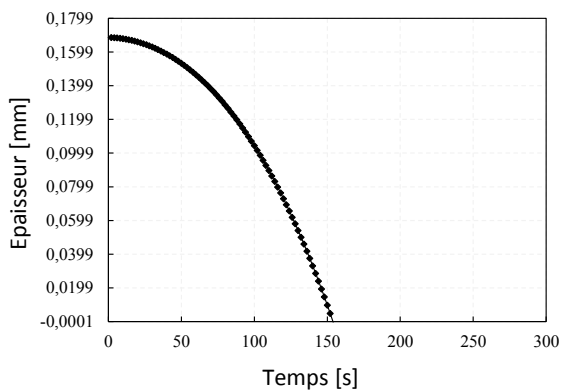


Figure 5.18 Régression de la couche de givre au niveau du rang #8 de l'échangeur

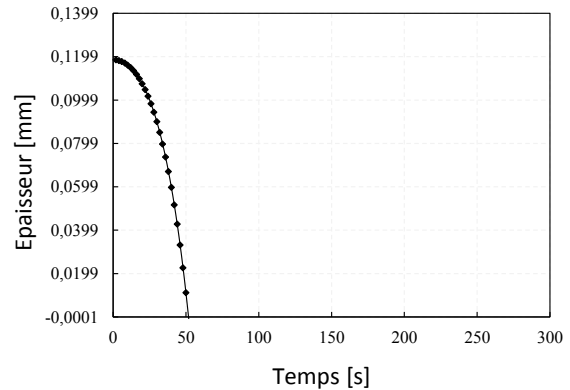


Figure 5.19 Régression de la couche de givre au niveau du rang #12 de l'échangeur

Le calcul du débit volumique dépend de la température de surface de la couche de givre ou de la pression de sublimation et de la masse du givre capté sur chaque rang. En effet, la masse du givre capté et la masse volumique diminuent avec l'ordre croissant des rangs. Il faut noter que le temps de dégivrage dépend fortement de la masse du givre capté au niveau de chaque rang (non uniformité au niveau du captage) et de la masse volumique (dépend de la température de surface).

La puissance frigorifique récupérée par la sublimation de la glace va contribuer également à augmenter les températures des différents rangs de l'échangeur. Ainsi, le tableau 5.4 résume les



différentes températures, pressions et débits volumiques nécessaires au niveau de chaque rang de l'échangeur en supposant que la sublimation s'effectue en 3 h (durée du cycle de givrage).

Tableau 5-4 Température, pression de sublimation et débit volumique au niveau de chaque rang

# Rang	Température (°C)	Pression de sublimation (Pa)	Débit volumique (m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> )
1	-5	402	40
2	-17,3	133,4	90
3	-21,7	87,4	112
4	-25,45	60,4	128
5	-28,9	42,8	136
6	-31,84	31,3	134
7	-34,25	24,2	121
8	-36,09	19,82	100
9	-36,1	19,8	56
10	-36,06	19,89	40
11	-35,78	20,5	28
12	-35,55	21,03	20

D'après le tableau 5.4, le débit volumique total de la pompe à vide vaut 1005 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup> pour un temps de dégivrage qui dure 3 h (dans ce cas, pas de conditionnement après le dégivrage vue la basse température de sublimation -36,1 °C). La pression de sublimation correspond à la plus basse pression des différents rangs soit 19,8 Pa. Les pompes à vides sèches qui existent sur le marché peuvent aller jusqu'à un tel débit. Les inconvénients d'une telle technologie sont les suivants :

- Le coût élevé de la pompe à vide.
- La consommation électrique élevée de la pompe à vide.
- Une puissance frigorifique récupérée relativement faible.
- La pression de sublimation faible correspondante à la plus basse température de surface.

Le tableau 5.5 présente plusieurs pompes à vide sèches, qui peuvent être utilisées pour le cas explicité ci-dessus, avec les caractéristiques (débit volumique maximal et puissance électrique).

Tableau 5-5 Débits volumiques et puissance électrique pour différentes pompes à vides (Sterlingsihi, 2016)

Pompe à vide	Débit (m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> )	Puissance électrique (kW)
SIHIdry Version S 160 /400	160 /400	3,5 /7
SIHIdry Version V 250 /400	240 /380	2 /2,5

SIHdry Systèmes avec Roots	4000	> 25
----------------------------	------	------

D'après le tableau 5.5, en utilisant la version S ou V de la pompe à vide sèche, le temps nécessaire pour le dégivrage est de l'ordre de 9 h, ce qui n'est pas faisable vue la durée du cycle de givrage. En utilisant la pompe à vide avec système roots à deux étages, le temps nécessaire pour le dégivrage est suffisant mais par contre c'est le prix de cette pompe et sa consommation électrique qui rendent cette technologie non utilisable.

Vu que le débit volumique de la pompe est élevé, il faut penser à chauffer d'avantage le fluide qui doit récupérer la froideur ou la puissance de sublimation. Dans ce cas, la sublimation s'effectue à une température plus élevée et à une pression plus élevée. Ceci permet de diminuer le débit volumique de la pompe et donc de partir sur un dimensionnement des coûts d'investissement et de fonctionnement peut-être acceptables. Mais la récupération de la puissance frigorifique associée à la sublimation est faible.

Cette section a présenté un modèle dynamique pour le dégivrage par sublimation avec récupération de puissance frigorifique. D'après les résultats de la simulation, la pression de sublimation est très faible pour la sublimation de la glace hydrique ce qui induit une masse volumique également très faible. Il en résulte une pompe à vide qui rend le processus non viable du fait aussi d'une puissance frigorifique récupérée faible.

### 5.3.5. Conclusion

Dans le cas de cette étude, le dégivrage par fusion est plus économique que le dégivrage par sublimation. Par contre, le dégivrage par sublimation réduit ou supprime la phase de conditionnement qui succède à la phase de dégivrage, à cause de la très basse température de sublimation. La phase de conditionnement pénalise énergétiquement le système lors du dégivrage par fusion. L'estimation du gain de l'allongement du cycle de givrage au profit de la diminution des pertes associées au cycle de dégivrage (cycles de dégivrage et de conditionnement plus rapides), est présentée dans le chapitre suivant.

Quatrième partie

Résultats et comparaison expérimentale

## 6. Résultats d'essai sur les cycles de givrage et de dégivrage

### 6.1. Introduction

La validation des modèles développés au niveau des cycles de givrage et de dégivrage, est basée sur la comparaison entre les résultats numériques (provenant de la simulation) et les résultats expérimentaux. Les résultats expérimentaux sont extraits du système de déshumidification par refroidissement du pilote BioGNVAL. Ainsi, dans une première partie de ce chapitre, le système de déshumidification du pilote et les mesures réalisées sont détaillées. Dans une deuxième partie, les résultats expérimentaux et les résultats numériques sont comparés.

### 6.2. Système de déshumidification du pilote BioGNVAL

Le système de déshumidification du pilote BioGNVAL est réparti en deux sous-systèmes :

- Un sous-système (SS-240) refroidissant le biogaz de 2 °C à -40 °C.
- Un sous-système (SS-250) refroidissant le biogaz de -40 °C à -75 °C.

Chaque sous système est composé d'une machine frigorifique comprenant un compresseur, deux détendeurs, un condenseur et deux évaporateurs. Les évaporateurs sont des échangeurs à tubes à ailettes et fonctionnent alternativement en givrage et dégivrage. L'entrée du biogaz dans le sous-système SS-240 est située juste en aval du sous-système de désulfuration (SS-230) où le H<sub>2</sub>S est extrait du biogaz par adsorption sur charbon actif. L'amont du système de désulfuration comporte le ventilateur qui contrôle le débit volumique de biogaz et compense les pertes de charge de l'ensemble des échangeurs de traitement du biogaz (Fig. 6.1).

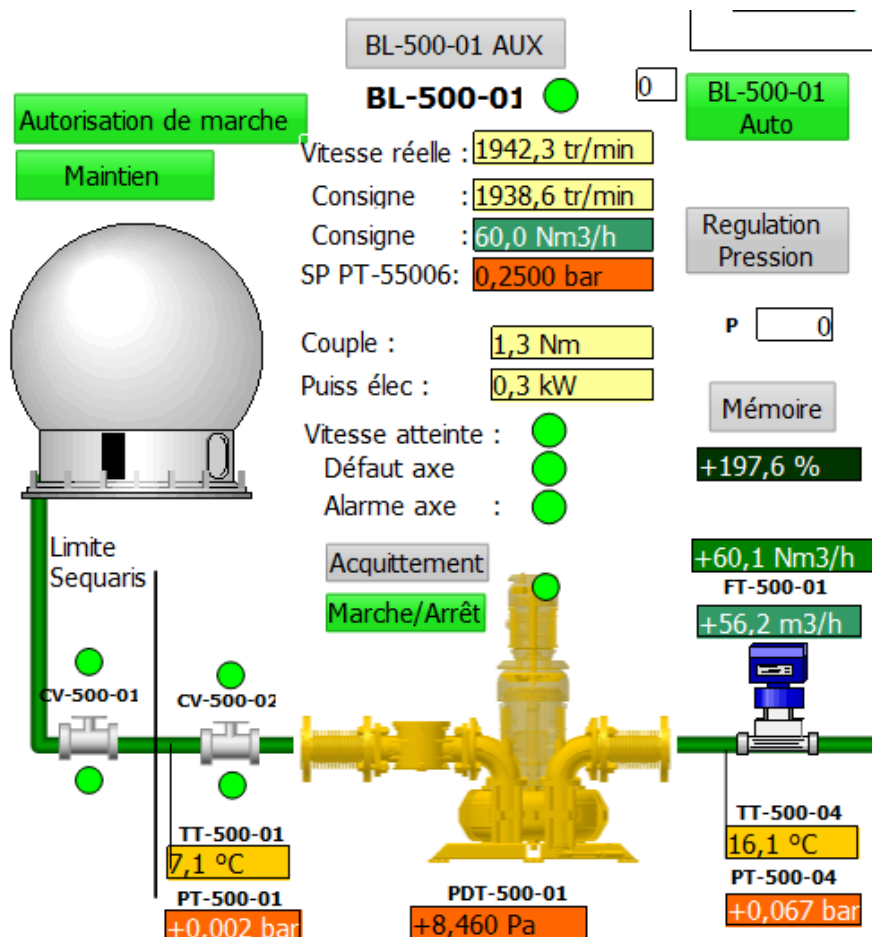


Figure 6.1 Ventilateur BL-500-01 de contrôle du débit du biogaz (conduite verte)

La Fig. 6.1 montre les équipements de mesures : un transmetteur de débit (FT-500-01), un transmetteur électronique de pression (PT-500-04) et un transmetteur de température mesurant la température à la sortie du ventilateur (TT-500-04). Ces transmetteurs de mesures sont reliés au système de contrôle commande.

### Transmetteur de température

Le transmetteur de température employé est une sonde Pt100 classe A (Fig. 6.2). La tolérance de cette sonde à des températures positives comprises entre 0 et 100 °C, vaut  $\pm 0,35$  °C. L'équivalent en ohms de cette tolérance est de  $\pm 0,13$   $\Omega$ . Pour des valeurs de températures négatives comprises entre 0 et -50 °C, la tolérance de cette sonde est de l'ordre de  $\pm 0,25$  °C. L'équivalent en ohms de cette tolérance est de  $\pm 0,1$   $\Omega$ . Pour des valeurs de températures comprises entre -50 et -100 °C, la tolérance est de  $\pm 0,35$  °C, soit un équivalent en ohms de  $\pm 0,13$   $\Omega$ .



Figure 6.2 Sonde de température Pt100

### **Transmetteur de pression**

Le transmetteur de pression employé est un transmetteur passif avec une alimentation 10 à 30 VCC et un signal de sortie 4/20 mA (Fig. 6.3). La tolérance de ce transmetteur de pression est de l'ordre de  $\pm 0,5$  %.



Figure 6.3 Transmetteur de pression

### **Transmetteur de débit**

Le transmetteur de débit employé est un transmetteur passif avec une alimentation de 12 à 30 V DC et un signal de sortie 4/20 mA (Fig 6.4). Pour des plages de mesures comprises entre 1 et 3 m/s, la précision est de  $\pm 3,0$  %. Pour des plages de mesures comprises entre 3 et 30 m/s, la précision est de  $\pm 1,5$  %.



Figure 6.4 Transmetteur de débit

A la sortie du ventilateur, le biogaz entre dans un système de désulfuration. Brièvement, ce système va permettre la séparation de l' $H_2S$  du biogaz. Un échangeur déshumidificateur assure le contrôle de la température et de l'humidité à l'entrée du sous-système SS-240 de déshumidification. En effet, l'humidité est contrôlée par la température de refroidissement du biogaz. Cet échangeur, nommé HX-230-00, est situé à la sortie du système de désulfuration (Fig. 6.5).

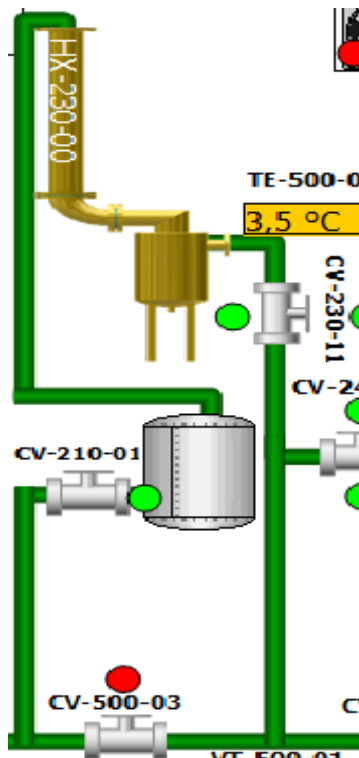


Figure 6.5 Echangeur de déshumidification HX-230-00

La température du biogaz à la sortie de cet échangeur doit être la plus basse possible afin que la teneur en eau à l'entrée du système de déshumidification soit la plus petite possible (Fig 6.6).

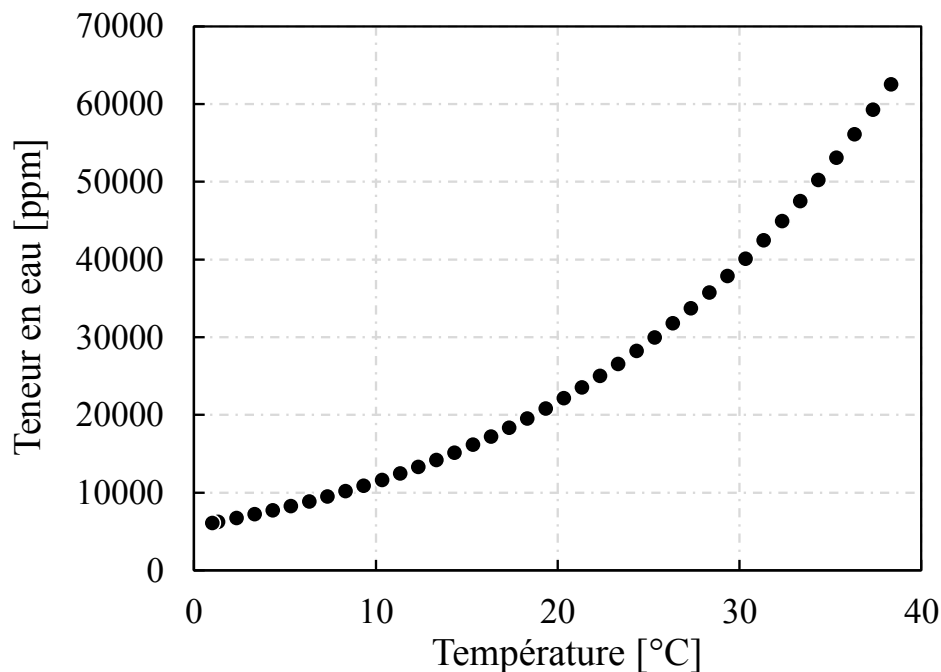


Figure 6.6 Teneur en eau en fonction de la température de sortie du biogaz de l'échangeur HX-230-00

Il est préférable que la température de sortie de cet échangeur soit comprise entre 1 et 5 °C pour des faibles teneurs en eau allant respectivement de 6000 à 8000 ppm. Le fluide caloporteur est représenté par le TYFOXIT.

### 6.2.1. Sous-système de déshumidification SS-240

L'entrée au SS-240 est assurée une fois que la teneur en H<sub>2</sub>S du biogaz est inférieure à 0,1 ppm. La Fig. 6.7 est une représentation schématique du système de contrôle du SS-240. Ce sous-système comprend les composants suivants :

- Un compresseur (CP-240-01).
- Un condenseur (HX-240-02).
- Deux détendeurs électropneumatiques (PV-240-01A et PV-240-01B).
- Deux échangeurs évaporateurs installés dans deux enceintes A et B (HX-240-01A et HX-240-01B).



Pour la représentation schématique, la conduite verte représente le flux de biogaz. Les conduites rouge, orange et bleue représentent le flux du mélange de réfrigérants. La convention de couleur correspond respectivement à la température la plus chaude, moyenne et la plus froide. La conduite orange représente le tirage au vide des enceintes. La conduite noire représente la vidange sous pression par CO<sub>2</sub>. La conduite mauve représente le drainage de l'eau de condensation hors des enceintes.

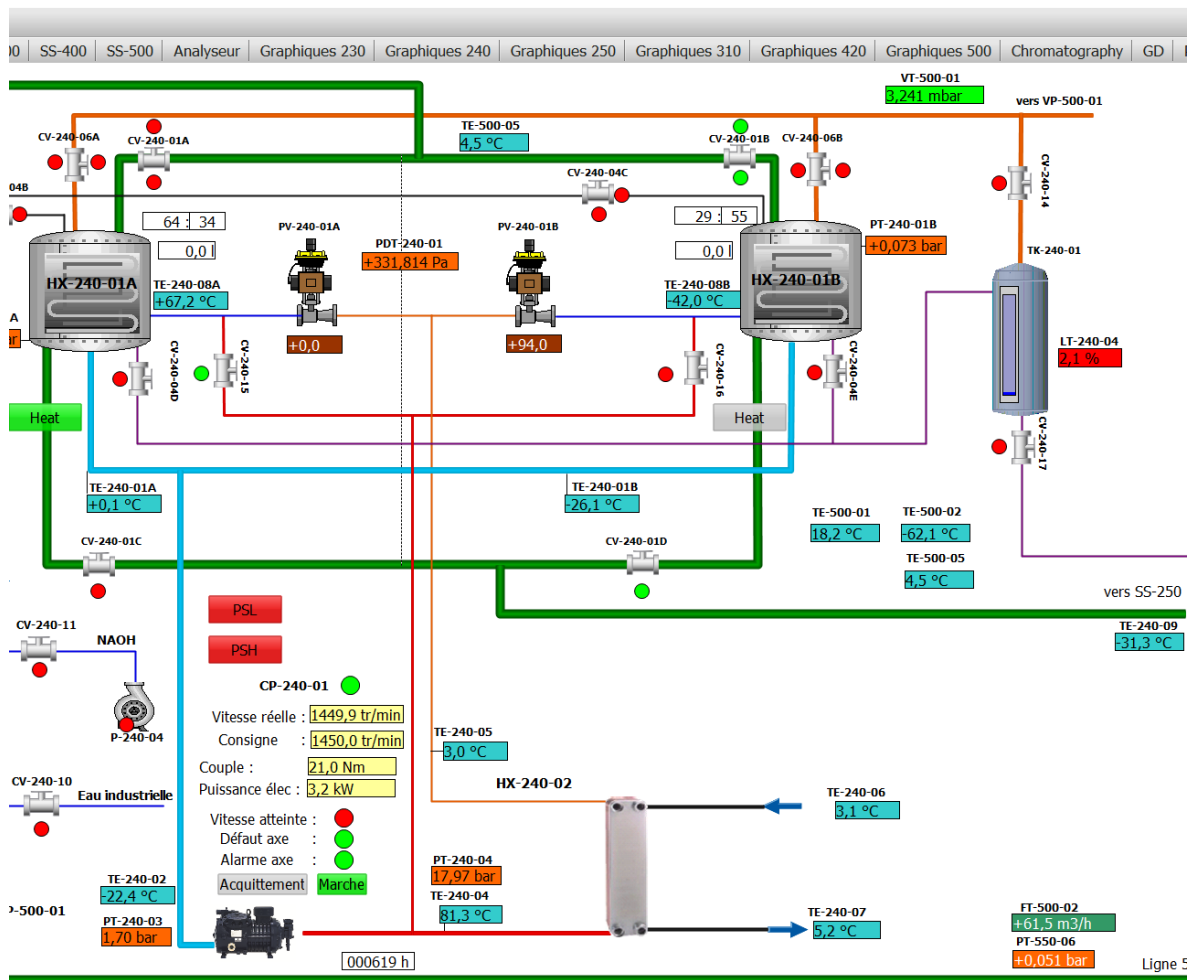


Figure 6.7 Représentation schématique du SS-240 du pilote BioGNVAL

### 6.2.1.1. Composants du SS-240

#### 6.2.1.1.1. Compresseur CP-240-01

La vitesse du compresseur CP-240-01 est contrôlée par un variateur de fréquence. Le compresseur utilisé dans ce cas est de type ouvert et de marque Dorin 3LVS (Fig. 6.8). La vitesse de rotation maximale est de 1300 RPM. Le volume balayé maximal (à 1300 tours par minute) est de 27,35 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>.



Figure 6.8 Compresseur Dorin 3LVS type ouvert (Dorin, 2016)

Les capteurs PT-240-04 et TE-240-04 transmettent respectivement les valeurs de la pression et de la température du mélange de réfrigérants au refoulement du compresseur. Les capteurs PT-240-03 et TE-240-03 transmettent respectivement la pression et la température du mélange de réfrigérants à l'aspiration du compresseur (voir Fig. 6.7).

#### 6.2.1.1.2. Condenseur HX-240-02

L'échangeur HX-240-02 est un condenseur à plaque qui permet un refroidissement du mélange de réfrigérants en cédant la chaleur au TYFOXIT, lui-même refroidi par un groupe refroidisseur. Le condenseur utilisé dans ce cas est de marque SWEP (Fig. 6.9).



Figure 6.9 Echangeur condenseur à plaque (Swep, 2016)

La température à la sortie du condenseur est transmise par la sonde de température TE-240-05. Les sondes de température TE-240-06 et TE-240-07 transmettent respectivement les températures d'entrée et de sortie du TYFOXIT, récupérateur de la chaleur du procédé.

#### 6.2.1.1.3. Détendeur électropneumatique

A la sortie du condenseur, le mélange de réfrigérants se dirige vers les détendeurs électropneumatiques (PV-240-01A ou PV-240-01B) pour subir une détente isenthalpique. Les détendeurs utilisés sont de marque Samson (Fig. 6.10).



Figure 6.10 Détendeur électropneumatique série 3241 (Samson, 2016)

Le calcul du Kv des détendeurs dépend du mélange de fluide, du débit, de la température et de la pression en amont et aval du détendeur. Dans le cas où le fonctionnement s'effectue au niveau de l'enceinte B, la température de sortie du détendeur est transmise par le capteur TE-240-08B. Dans le cas où le fonctionnement s'effectue au niveau de l'enceinte A, la température de sortie du détendeur est transmise par le capteur TE-240-08A.

#### 6.2.1.1.4. Evaporateur (échangeur à tubes à ailettes)

Les évaporateurs HX-240-01A et HX-240-01B sont des échangeurs à tubes à ailettes avec différents pas d'ailettes. Ces échangeurs ont été fabriqués chez Morgana (Fig. 6.11).

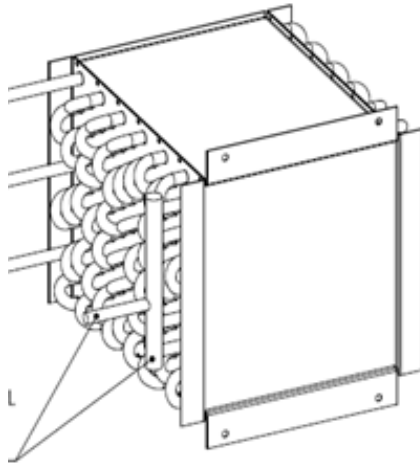


Figure 6.11 Echangeur à tubes à ailettes (Morgana, 2016)

Des capteurs ou transmetteurs de température sont placés à la sortie de ces échangeurs (TE-240-01B et TE-240-01A). Un transmetteur de pression différentielle (PDT-240-01) permet de mesurer la différence de pression entre l'amont et l'aval de l'échangeur à tubes à ailettes, côté biogaz (Fig. 6.12). L'erreur de mesure maximale de ce transmetteur est de l'ordre de 0,075 %. Ce transmetteur de pression différentielle utilisé permet de contrôler les pertes de charge du côté externe de l'échangeur (côté biogaz), afin de gérer les temps de givrage.



Figure 6.12 Transmetteur de pression différentielle

Les vannes de contrôle de ce système sont des vannes tout ou rien à boisseau sphériques (Fig. 6.13). Ce sont des vannes motorisées de marque Meca-inoX. Les vannes de contrôles CV-240-01A et CV-240-01B sont utilisées pour le passage du biogaz. Les vannes de contrôles CV-240-15 et CV-240-16 sont utilisées pour le passage du gaz chaud, issu du refoulement du compresseur, lors de la phase de dégivrage (voir Fig. 6.7).



Figure 6.13 Vanne motorisé (Meca-inoX, 2016)

Dans la section 6.2.1.2, tous les composants du SS-240 sont présentés ainsi que les différents transmetteurs de mesures. La partie suivante présente le principe de fonctionnement du SS-240 et la validation expérimentale.

#### 6.2.1.2. Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement du SS-240 consiste à initier la phase de givrage sur l'une des enceintes alors que l'autre enceinte est soit en phase de dégivrage, soit en phase de conditionnement. Le cycle complet comprend trois séquences principales pour chaque évaporateur. Les séquences ci-dessous correspondent à un cycle complet sur l'évaporateur A :

- **Givrage A et Arrêt B :** lors de cette séquence, l'évaporateur A est en mode givrage alors que l'évaporateur B est en arrêt. Ceci signifie que d'une part le détendeur PV-240-01B, la vanne de contrôle CV-240-16 (vanne responsable du passage du gaz chaud pour le dégivrage de l'enceinte B) et la vanne de contrôle CV-240-01B sont fermées. D'autre part, le détendeur PV-240-01A est ouvert, la vanne de contrôle CV-240-15 (vanne responsable du passage du gaz chaud pour le dégivrage de l'enceinte A) est fermée et la vanne de contrôle CV-240-01A est ouverte, assurant le passage du biogaz (voir Fig. 6.7).

- **Givrage A et Dégivrage B** : lors de cette séquence, l'évaporateur A est en givrage alors que l'évaporateur B est en dégivrage. Ceci signifie que d'une part, le détendeur PV-240-01B est fermé et la vanne de contrôle CV-240-16 est ouverte. Cette vanne permet le passage du gaz chaud. D'autre part, le détendeur PV-240-01A est ouvert et la vanne de contrôle CV-240-15 est fermée. A la fin de la phase de dégivrage de l'enceinte B, une vidange du condensat d'eau est effectuée par surpression de CO<sub>2</sub> par ouverture des vannes de contrôle CV-240-04C et CV-240-04E (voir Fig. 6.7).
- **Givrage A et Conditionnement B** : lors de cette séquence, l'évaporateur A est en givrage alors que l'évaporateur B est en conditionnement. Ceci signifie que d'une part, le détendeur PV-240-01B est ouvert et la vanne de contrôle CV-240-16 est fermée. D'autre part, le détendeur PV-240-01A est ouvert et la vanne de contrôle CV-240-15 est fermée. Le conditionnement consiste en un refroidissement de l'enceinte (juste après le dégivrage). En effet, le conditionnement consiste à préparer l'enceinte (la refroidir) avant l'initiation du givrage (voir Fig. 6.7).

Le capteur de température TE-240-09 permet de transmettre la température du biogaz à la sortie du SS-240 (voir Fig. 6.7). Cette sortie est directement liée à l'entrée du SS-250. Cette température doit être voisine de -40 °C. La totalité de la masse d'eau contenue dans le biogaz est captée entre la température d'entrée du biogaz au SS-240 et cette température de sortie, soit 99,1 % de la masse totale (voir chapitre 4). Ainsi, un cycle complet de givrage dans le SS-240 dure entre 2 et 3 h (Fig. 6.14).

Chacune des numérotations 1, 2, 3 et 4 sur la Fig. 6.14, correspondent à une séquence bien spécifique :

**1** : Givrage B et Dégivrage A : l'évaporateur A est en phase de dégivrage et la température d'entrée du mélange de réfrigérants est positive (60 °C) alors que l'évaporateur B est en phase de givrage et la température est négative (-54 °C).

**2** : Givrage B et Conditionnement A : l'évaporateur A est en phase de conditionnement marquée par une température négative (-52 °C) et l'évaporateur B est maintenu en phase de givrage marquée par une température négative (-54 °C).

**3** : Givrage A et Dégivrage B : l'évaporateur A est en phase de givrage suite au conditionnement et l'évaporateur B est en phase de dégivrage marquée par une température positive (58 °C).

4: Givrage A et Conditionnement B : suite au dégivrage de l'évaporateur B, un conditionnement est nécessaire. Ainsi, cet évaporateur est en phase de conditionnement et l'évaporateur A est maintenu en phase de givrage.

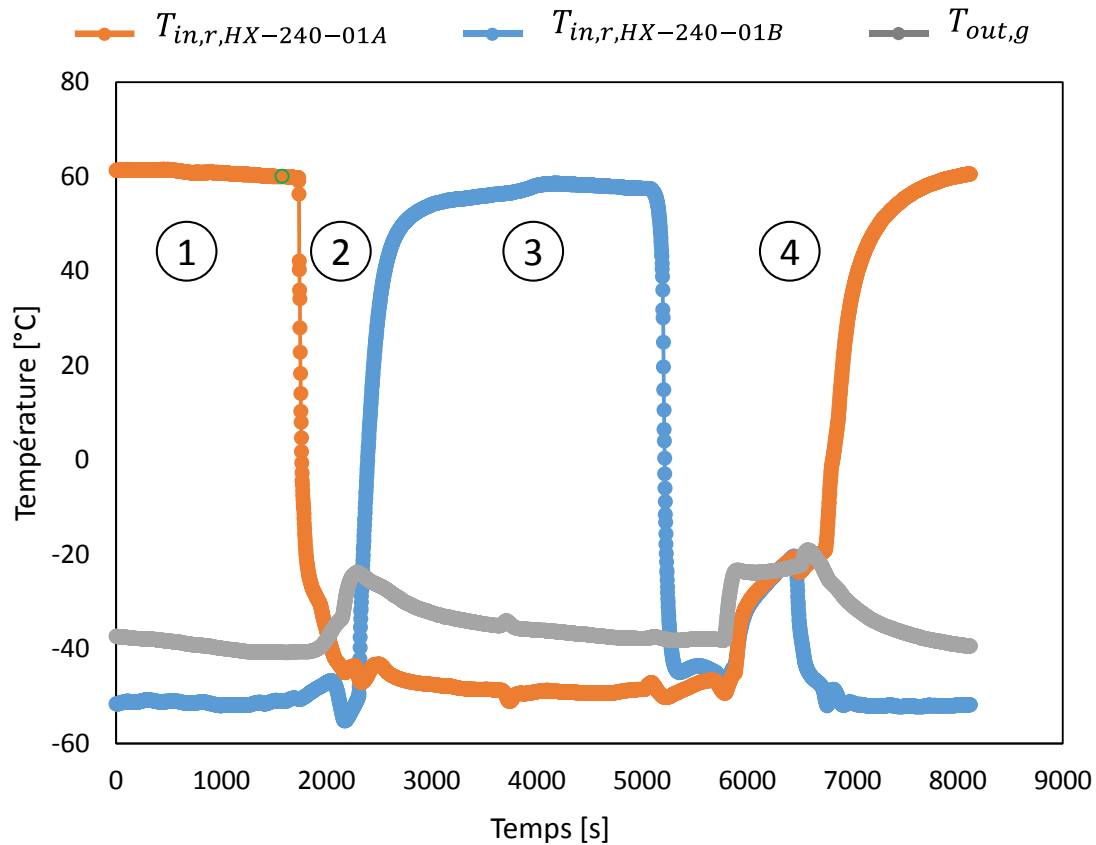


Figure 6.14 Cycle complet de givrage sur chacune des enceintes A et B du SS-240

### 6.2.2. Sous-système de déshumidification SS-250

La température d'entrée du SS-250 est directement liée à la température de sortie du SS-240. La température du biogaz à la sortie du SS-250 doit atteindre au moins  $-75\text{ }^{\circ}\text{C}$  afin que la teneur en eau soit inférieure à 1 ppm (biométhane haute pureté). Afin d'atteindre cette basse température, une cascade intégrée est installée dans le SS-250. Le principe de fonctionnement du SS-250 est identique à celui du SS-240, à l'exception de la durée du cycle de givrage. En effet, la masse d'eau captée dans ce sous-système correspond à 1 % de la masse d'eau totale contenue dans le biogaz. Ainsi, la durée d'un cycle complet de givrage pour le SS-250 est très supérieure à celle du SS-240. Un cycle complet de givrage sur le SS-250 peut dépasser 12 h. Afin de valider le modèle de calcul et l'optimisation au niveau du SS-240 et SS-250, des essais expérimentaux ont été menés.

## 6.3. Validation expérimentale

### 6.3.1. Géométrie des échangeurs à tubes à ailettes

Trois échangeurs à tubes à ailettes ont été testés sur le pilote BioGNVAL. Le premier échangeur (Echangeur 1) est présenté dans la Fig. 6.15. Cet échangeur est composé de 3 circuits, 12 rangs et un pas d'ailettes fixe de 2 mm. Le profil adapté à cet échangeur est le C 40 Q (Annexe 1). Cet échangeur a été installé dans le SS-240 et SS-250.

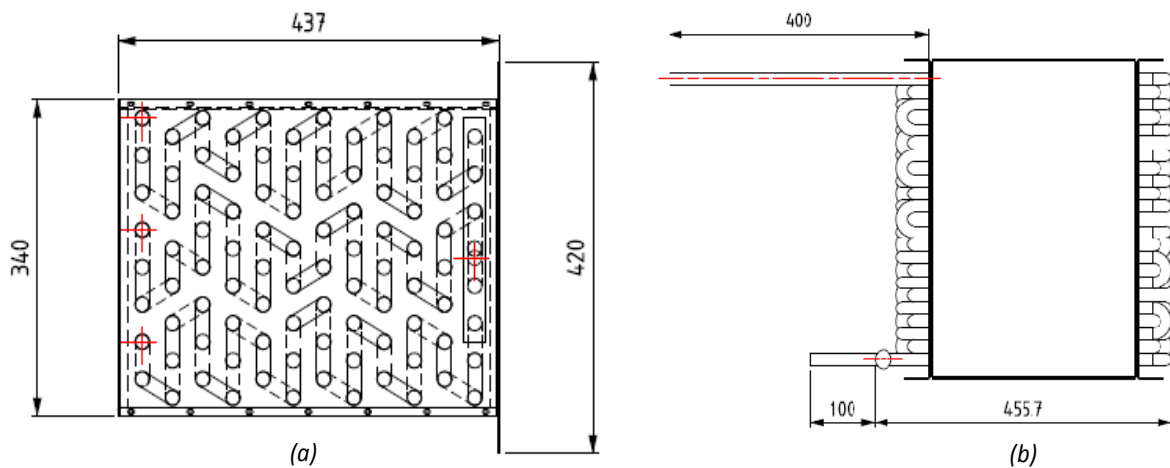


Figure 6.15 Géométrie de l'échangeur 1 installé dans le SS-240 et SS-250 du pilote BioGNVAL : a) Vue de gauche b) Vue de face

Les paramètres géométriques de l'échangeur 1 sont présentés dans le tableau 6.1.

Tableau 6-1 Paramètres géométriques de l'échangeur 1 installé dans le pilote BioGNVAL

<i>Paramètres</i>	<i>Valeur</i>	<i>Unité</i>
$N_p$	12	-
$N_c$	3	-
$P_t$	40	mm
$P_l$	34,65	mm
$e_{ail}$	0,16	mm
$e_t$	1	mm
$d_{int}$	14,3	mm
$d_{ext}$	16,3	mm
$S_{ail}$	2	mm
$L_t$	320	mm
$A_{tot}$	36	m <sup>2</sup>
<b>Matériaux des tubes et des ailettes</b>	Inox	-



Le deuxième échangeur (Echangeur 2) est présenté dans la Fig. 6.16. Cet échangeur est composé d'un seul circuit, de 20 rangs et d'un pas d'ailettes variables (basé sur l'optimisation du cycle de givrage). Le profil adapté à cet échangeur est le M 25 Q (Annexe 1). Cet échangeur a été installé uniquement dans le SS-240 (besoin de pas variables pour l'optimisation en vue de la durée du cycle de givrage).

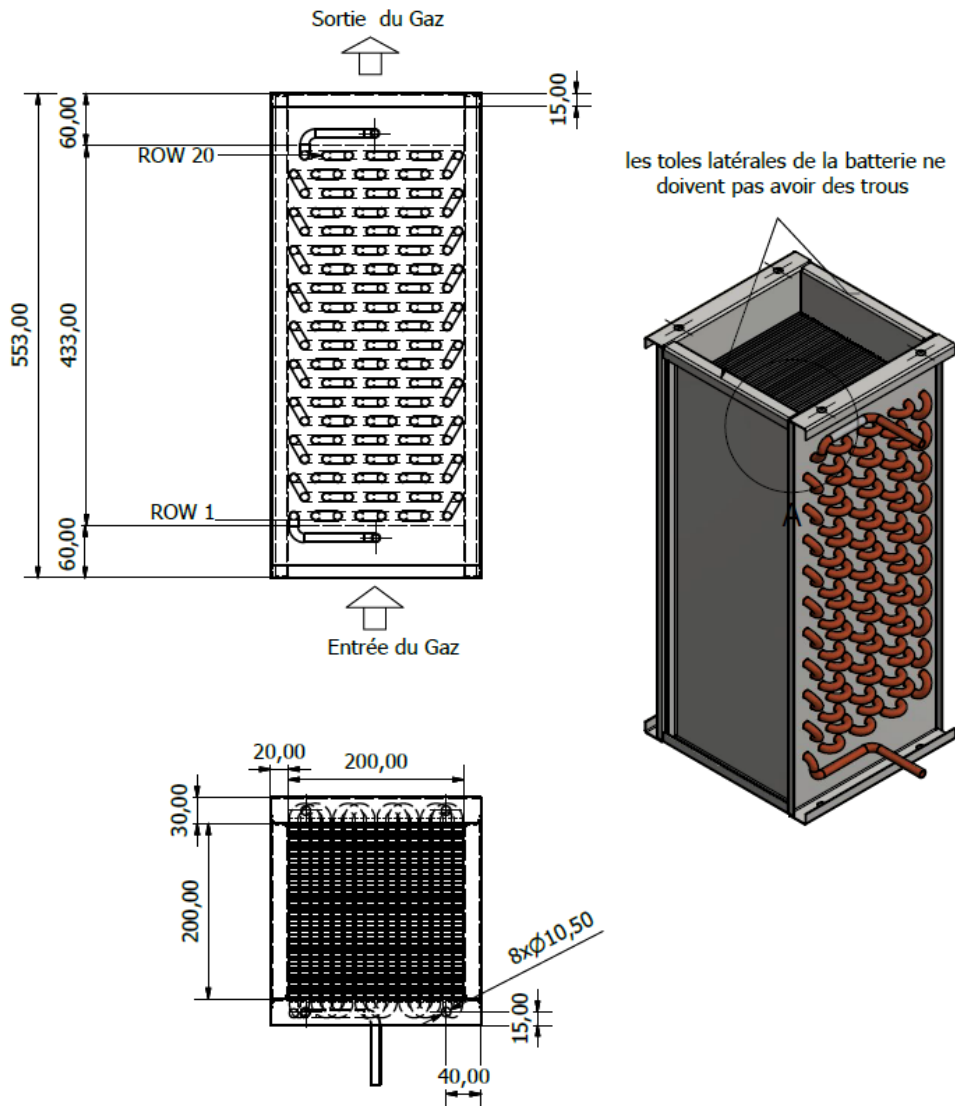


Figure 6.16 Géométrie de l'échangeur 2 installé dans le SS-240 du pilote BioGNVAL

Les paramètres géométriques de l'échangeur 2 sont présentés dans le tableau 6.2.

Tableau 6-2 Paramètres géométriques de l'échangeur 2 installé dans le pilote BioGNVAL

<i>Paramètres</i>	<i>Valeur</i>	<i>Unité</i>
$N_p$	20	-
$N_c$	1	-
$P_t$	25	mm
$P_l$	21,66	mm
$e_{ail}$	0,16	mm
$e_t$	0,3	mm
$d_{int}$	9,4	mm
$d_{ext}$	10	mm
<b><math>S_{ail}</math> : Rang 1 - 2</b>	4,2	mm
<b><math>S_{ail}</math> : Rang 3 - 5</b>	3,6	mm
<b><math>S_{ail}</math> : Rang 6 - 20</b>	2,1	mm
$L_t$	200	mm
$A_{tot}$	13,5	m <sup>2</sup>
<b>Matériaux des tubes</b>	Cuivre	-
<b>Matériaux des ailettes</b>	Aluminium	-

Le troisième échangeur (Echangeur 3) est présenté dans la Fig. 6.17. Cet échangeur est composé d'un seul circuit, de 18 rangs et d'un pas d'ailettes fixe de 2,1 mm. Le profil adapté à cet échangeur est le M 25 Q (Annexe 1). Cet échangeur a été installé uniquement dans le SS-250 (le cycle de givrage est assez long donc il est inutile d'utiliser des pas d'ailettes variables). Les paramètres géométriques de l'échangeur 3 sont présentés dans le tableau 6.3.

Tableau 6-3 Paramètres géométriques de l'échangeur 3 installé dans le pilote BioGNVAL

<i>Paramètres</i>	<i>Valeur</i>	<i>Unité</i>
$N_p$	18	-
$N_c$	1	-
$P_t$	25	mm
$P_l$	21,66	mm
$e_{ail}$	0,16	mm
$e_t$	0,3	mm
$d_{int}$	9,4	mm
$d_{ext}$	10	mm
$S_{ail}$	2,1	mm
$L_t$	200	mm
$A_{tot}$	13,5	m <sup>2</sup>
<b>Matériaux des tubes</b>	Cuivre	-
<b>Matériaux des ailettes</b>	Aluminium	-

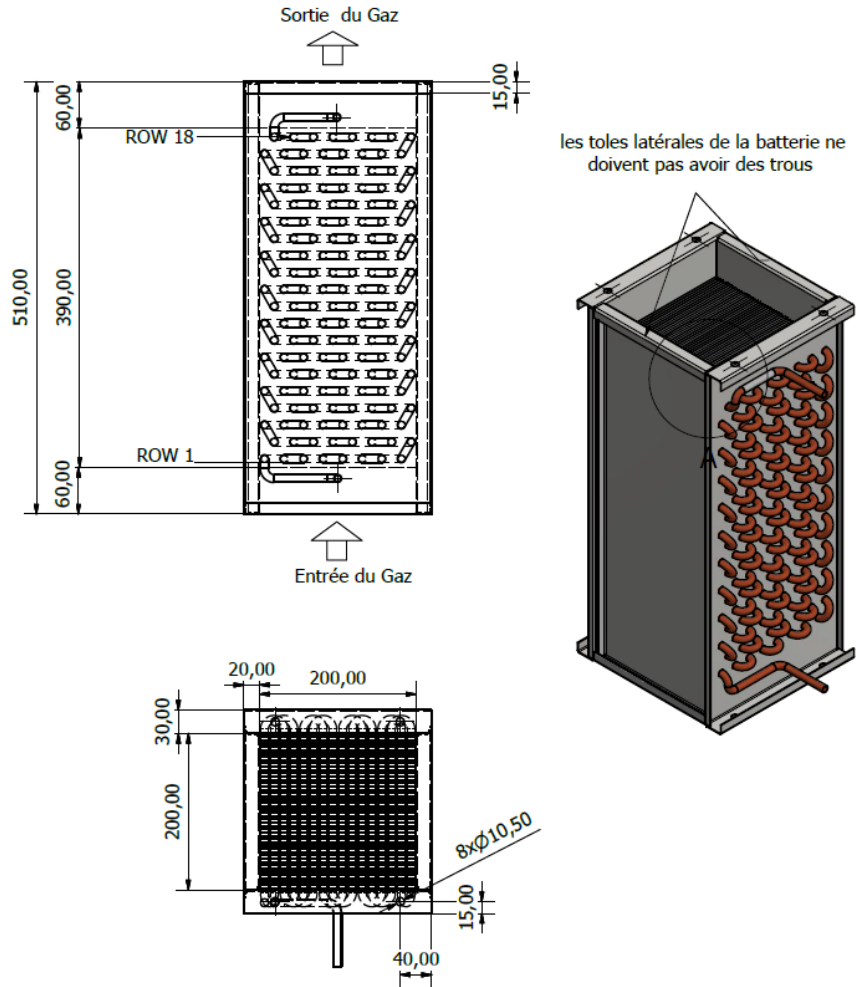


Figure 6.17 Géométrie de l'échangeur 3 installé dans le SS-250 du pilote BioGNVAL

Le tableau 6.4 résume l'emplacement des échangeurs 1, 2 et 3 dans les deux sous-systèmes.

Tableau 6-4 emplacement des échangeurs dans les sous-systèmes de déshumidification

<b>Echangeur 1</b>	SS-240 et SS-250
<b>Echangeur 2</b>	SS-240
<b>Echangeur 3</b>	SS-250

### 6.3.2. Validation de la séquence de givrage

#### 6.3.2.1. Caractéristiques du dimensionnement

Les échangeurs à tubes à ailettes du premier sous-système de déshumidification, SS-240, sont dimensionnés de sorte que la température du biogaz à la sortie soit au moins inférieure à  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  (Echangeur 1 & 2). Le tableau 6.5 présente les caractéristiques du dimensionnement des échangeurs.

Tableau 6-5 Caractéristiques de dimensionnement des échangeurs 1 & 2 du SS-240

	<i>Côté chaud</i>	<i>Côté Froid</i>	<i>Unité</i>
<b>Fluide</b>	Biogaz (65 % CH <sub>4</sub> 35 % CO <sub>2</sub> )	Mélange de fluides	-
<b>Débit massique</b>	0,0236	0,00833	kg.s <sup>-1</sup>
<b>Température /Entrée</b>	5	-47	° C
<b>Température /Sortie</b>	-41	-31,2	° C
<b>Pression</b>	1,08	1,8	bara
<b>Débit d'eau captée</b>	0,48		kg.h <sup>-1</sup>
<b>Puissance</b>	1,8		kW

Les échangeurs à tubes à ailettes du deuxième sous-système de déshumidification, SS-250, sont dimensionnés de sorte que la température du biogaz à la sortie soit au moins inférieure à - 75 °C (Echangeur 1 & 3). Le tableau 6.6 présente les caractéristiques du dimensionnement des échangeurs.

Tableau 6-6 Caractéristiques de dimensionnement des échangeurs 1 & 3 du SS-250

	<i>Côté chaud</i>	<i>Côté Froid</i>	<i>Unité</i>
<b>Fluide</b>	Biogaz (65 % CH <sub>4</sub> 35 % CO <sub>2</sub> )	Mélange de fluides	-
<b>Débit massique</b>	0,0236	0,00556	kg.s <sup>-1</sup>
<b>Température /Entrée</b>	-40	-83	° C
<b>Température /Sortie</b>	-75	-53	° C
<b>Pression</b>	1,08	2	bara
<b>Débit d'eau captée</b>	0,005		kg.h <sup>-1</sup>
<b>Puissance</b>	1		kW

#### 6.3.2.2. Courbes de températures caractéristiques des échangeurs

Les Fig. 6.18 et 6.19 présentent la variation de la température au niveau de chaque rang des échangeurs 1 et 2 du SS-240, côté biogaz et côté mélange de réfrigérants, en régime stationnaire. La surface limitant les deux courbes correspond à la puissance cédée par le flux chaud (représenté par le biogaz) au flux froid (représenté par le mélange de réfrigérants).

La température de sortie du biogaz est proche de - 41 °C pour l'échangeur 1 (Fig 6.18) alors que pour l'échangeur 2, cette température est de proche de -43 °C (Fig. 6.19). Du côté mélange de réfrigérants, la température de sortie est la même pour les deux échangeurs. L'évaporation du mélange dans ce cas s'effectue avec un glissement de température considérable. En effet le mélange s'évapore à pression constante mais avec une variation de température ou un glissement de température.

En comparant les Fig. 6.18 et 6.19, l'échangeur **2** présente une surface d'échange plus petite pour une température de sortie de biogaz inférieure. Cette différence de surface s'explique par la différence entre l'efficacité des ailettes en aluminium (échangeur **2**) et des ailettes en acier inoxydable (échangeur **1**). Ainsi, la présence des ailettes en aluminium contribue à une diminution de la surface d'échange tout en fournissant la même puissance frigorifique, voire supérieure et avec un pincement plus petit.

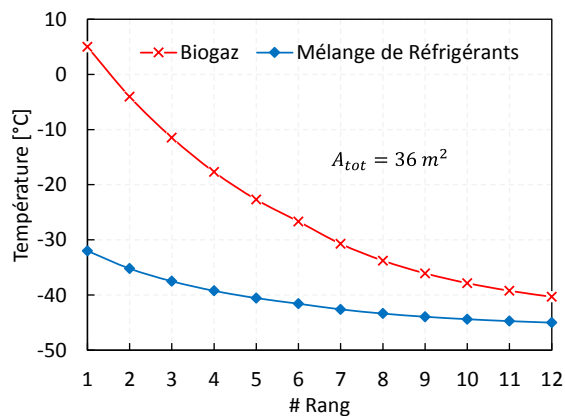


Figure 6.18 Variation de la température au niveau de l'échangeur **1**

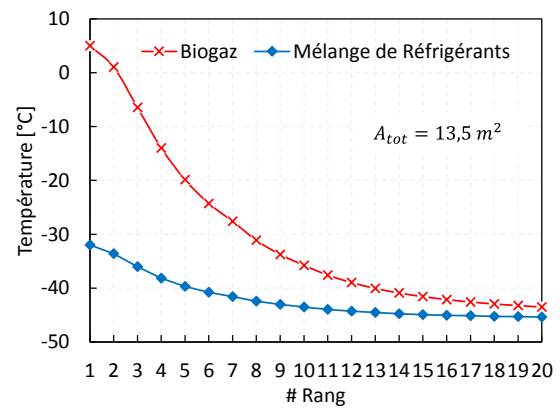


Figure 6.19 Variation de la température au niveau de l'échangeur **2**

La Fig. 6.20 permet de comparer la température de sortie du biogaz calculée par le modèle numérique et la température de sortie du biogaz extraite expérimentalement, pour une simulation de 2 h sur l'échangeur **1** du SS-240. La comparaison a été réalisée pour les mêmes conditions d'entrées du pilote. Ainsi, la fluctuation des résultats dépend de l'entrée du pilote qui subit une faible variation en fonction du temps (soit une variation inférieure à 1 % au bout de 2 h).

La première partie ( $t < 2000$  s) correspond à la diminution de la température du biogaz, juste après le conditionnement de l'évaporateur B. Vu que la masse de l'évaporateur en acier inoxydable n'est pas du tout négligeable, la descente en température de  $-14$  °C à  $-36$  °C se fait en 20 min à peu près. Si le conditionnement de l'enceinte B avait été plus long, la température de sortie au début du givrage aurait été beaucoup plus basse. Ainsi, il faut améliorer le conditionnement afin de prélever toute la chaleur absorbée par le métal lors du dégivrage (inertie de l'échangeur). Le modèle développé ne prend pas en compte le conditionnement de l'enceinte et de mise en température, c'est pour cela que la différence entre les deux résultats est significative.

Au-delà des premières vingt minutes, on vérifie que l'erreur relative entre les deux résultats (expérimentaux et numériques) varie de -6 % à +5,5 %. Cette erreur peut être considérée comme faible vu les variations de température à l'entrée de l'échangeur.

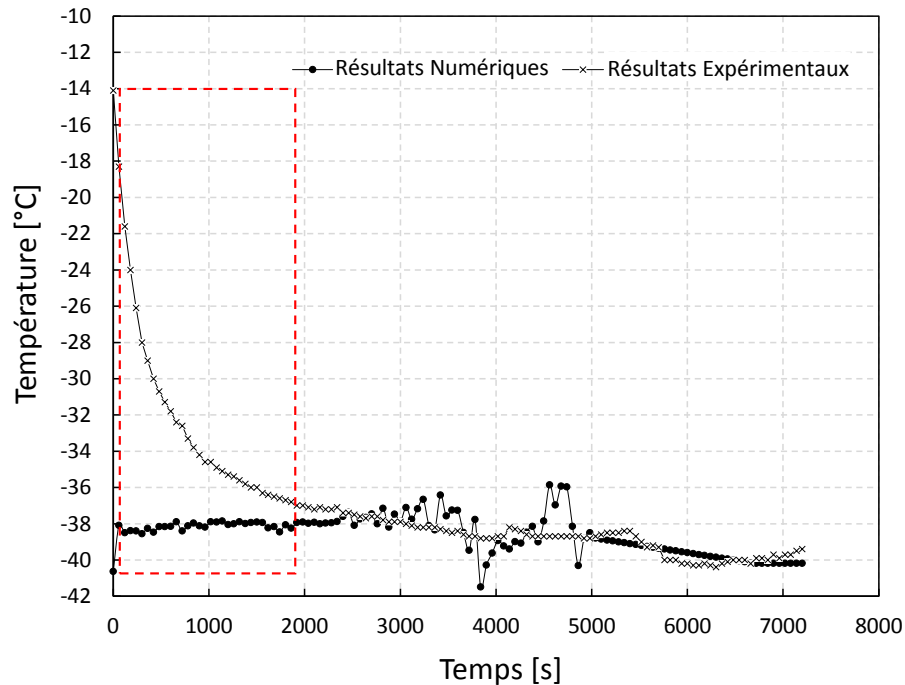


Figure 6.20 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du biogaz, sur l'échangeur 1 SS-240

La Fig. 6.21 permet de comparer la température de sortie du biogaz calculée par le modèle numérique et la température de sortie du biogaz extraite expérimentalement, pour une simulation d'1 h sur l'échangeur 2.

La première partie ( $t < 300$  s) correspond à la descente en température du biogaz, juste après le conditionnement de l'enceinte B. La descente en température du biogaz de  $-11$  °C jusqu'à  $-38$  °C se fait en 5 min. Le temps de diminution de la température est beaucoup plus rapide que dans le cas de l'échangeur 1 à cause de la petite masse de l'échangeur 2 en comparaison avec celle de l'échangeur 1. L'erreur relative entre les deux résultats (expérimentaux et numériques) varie de -6 % à +12 %. Cette erreur peut être considérée comme faible vu les variations de température à l'entrée de l'échangeur.

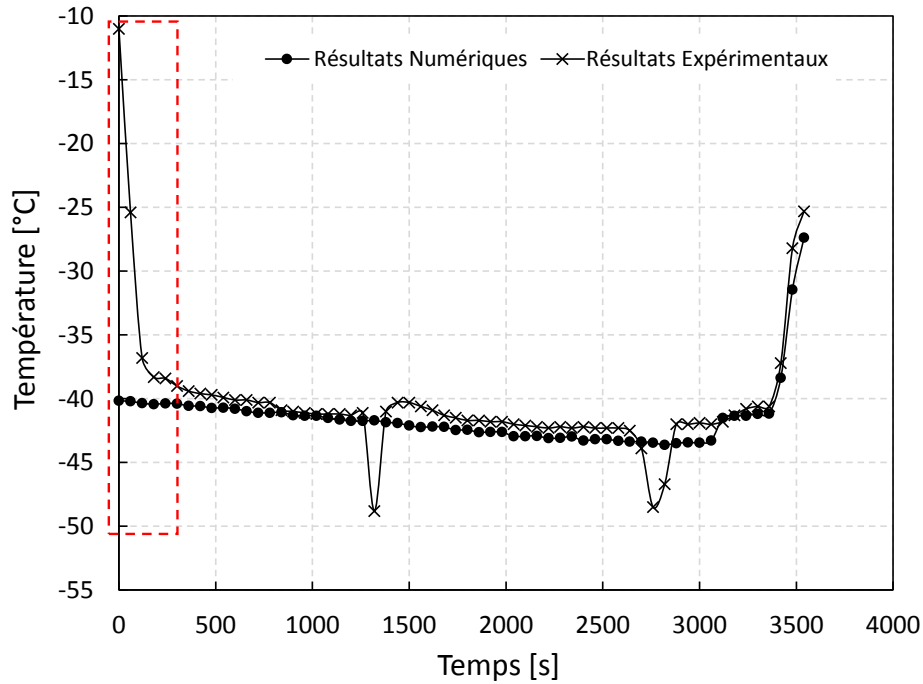


Figure 6.21 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du biogaz, sur l'échangeur 2 SS-240

Les Fig. 6.22 et 6.23 présentent la variation de la température au niveau de chaque rang des échangeurs 1 et 3 du SS-250, côté biogaz et côté mélange de réfrigérants, en régime stationnaire.

La température de sortie du biogaz est proche de  $-75\text{ }^{\circ}\text{C}$  pour l'échangeur 1 (Fig 6.22) alors que pour l'échangeur 3, cette température est de proche de  $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$  (Fig. 6.23). Du côté mélange de réfrigérants, la température de sortie est la même pour les deux échangeurs. L'évaporation du mélange dans ce cas s'effectue avec un glissement de température important.

En comparant les Fig. 6.22 et 6.23, l'échangeur 3 présente une surface d'échange plus petite pour une température de sortie de biogaz inférieure. La différence de surface s'explique de la même manière que pour l'évaporateur 2 (ailettes en cuivre et tubes en inox) vis-à-vis de l'évaporateur 1 (ailettes en inox et tubes en inox) par la différence entre l'efficacité des ailettes en aluminium (évaporateur 3) et en acier inoxydable (évaporateur 1).

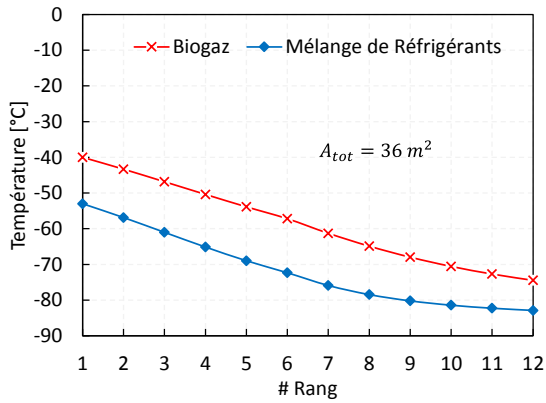


Figure 6.22 Variation de la température au niveau de l'échangeur 1

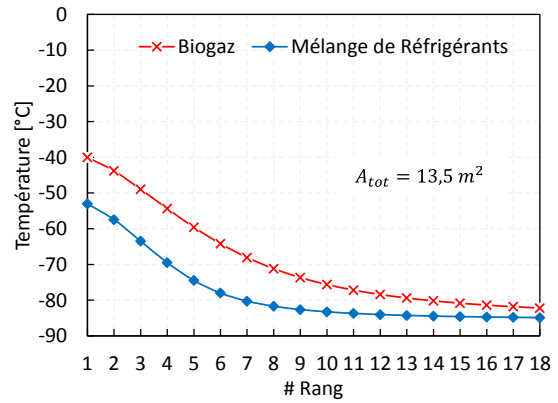


Figure 6.23 Variation de la température au niveau de l'échangeur 3

La Fig. 6.24 permet de comparer la température de sortie du biogaz calculée par le modèle numérique pour une simulation de 10 h et la température de sortie du biogaz extraite expérimentalement, sur l'échangeur 1 du SS-250. L'erreur relative entre les deux résultats varie de -6,67 % à -0,2 %, pour les mêmes conditions de fonctionnement du pilote.

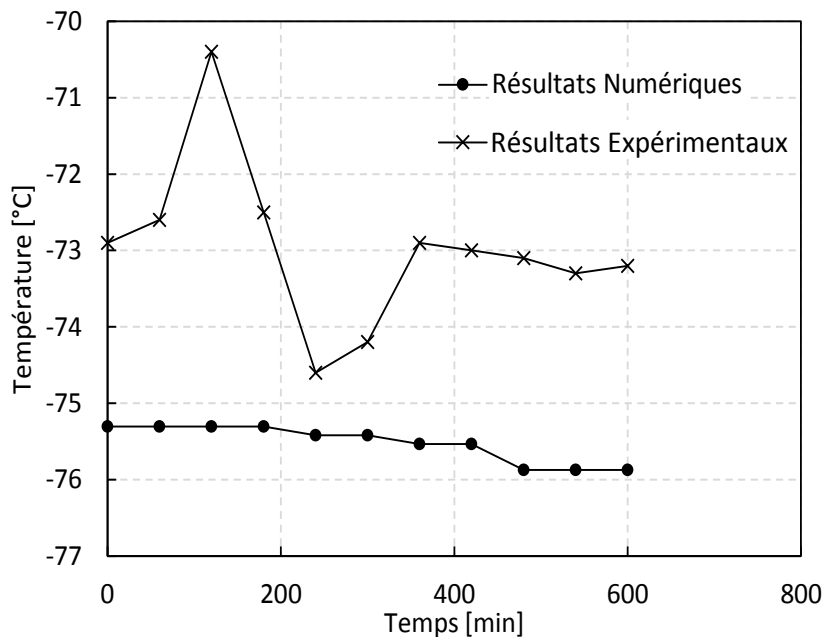


Figure 6.24 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du biogaz, sur l'échangeur 1 du SS-250

La Fig. 6.25 permet de comparer la température de sortie du biogaz calculée par le modèle numérique pour une simulation de 10 h et la température de sortie du biogaz extraite



expérimentalement, sur l'échangeur 3 du SS-250. L'erreur relative entre les deux résultats varie de -8,7 % à -1,2 %, pour les mêmes conditions de fonctionnement du pilote.

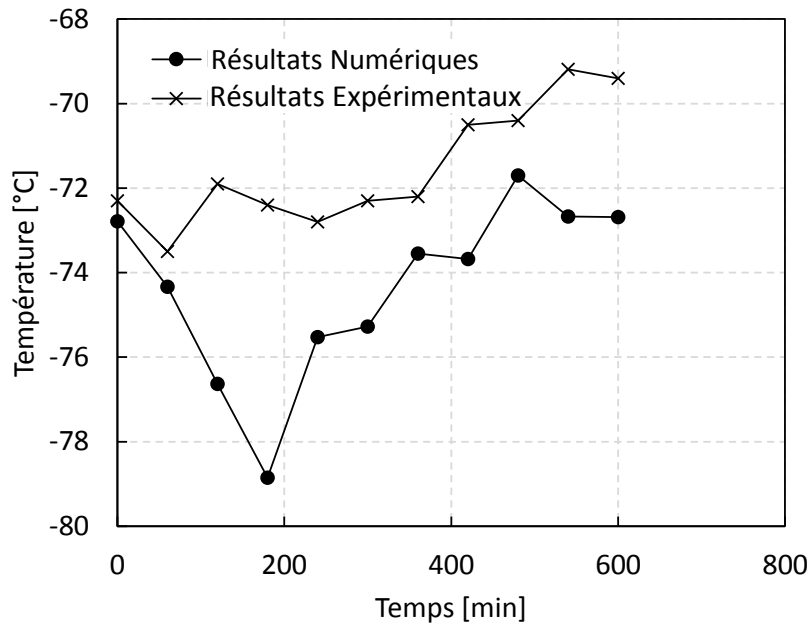


Figure 6.25 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du biogaz, sur l'échangeur 3 du SS-250

### 6.3.2.3. Puissance frigorifique des échangeurs

La Fig. 6.26 compare la puissance frigorifique calculée par le modèle numérique et la puissance frigorifique mesurée sur le pilote, pour l'échangeur 1 du SS-240. Il y a toujours la question du conditionnement de la phase qui précède le début du cycle de givrage ( $t < 2000$  s). Après la mise en température, l'erreur relative est comprise entre -2 % et +10 %.

La Fig. 6.27 compare la puissance frigorifique calculée par le modèle numérique et la puissance frigorifique mesurée sur le pilote, pour l'échangeur 2 du SS-240. Il y a toujours la question du temps de mise en température de l'enceinte, soit la phase de conditionnement qui précède la phase de givrage ( $t < 300$  s). Après la mise en température, l'erreur relative est comprise entre -6 % et +14 %.

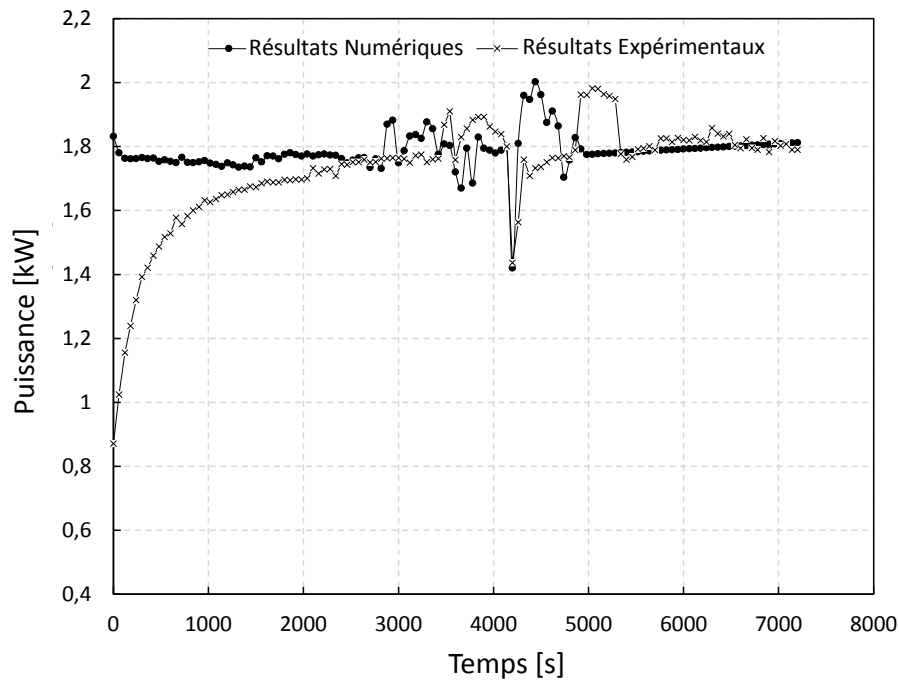


Figure 6.26 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la puissance frigorifique, sur l'échangeur 1 du SS-240

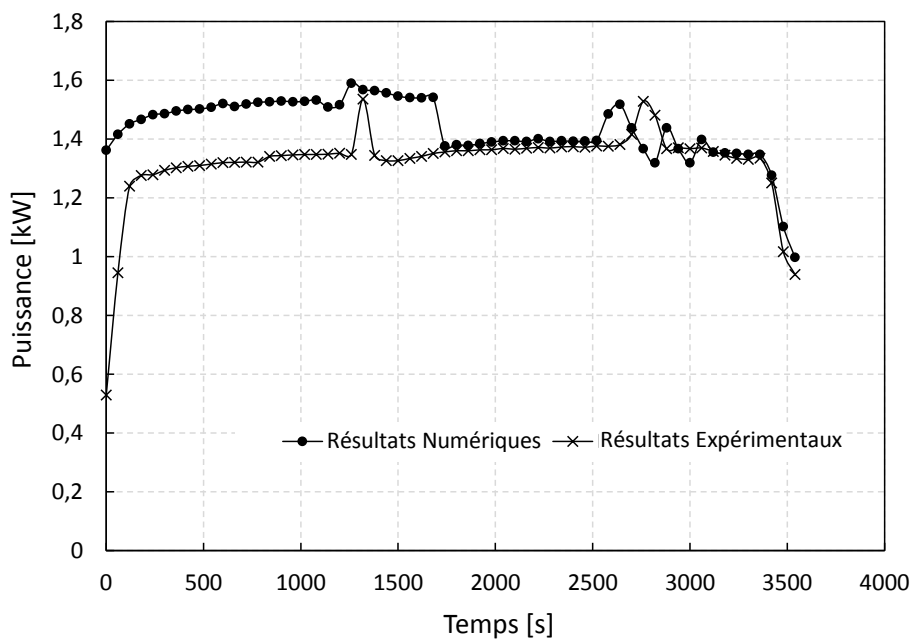


Figure 6.27 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la puissance frigorifique, sur l'échangeur 2 du SS-240

La Fig. 6.28 permet de comparer la puissance frigorifique calculée par le modèle et la puissance frigorifique mesurée expérimentalement sur le pilote, pour l'échangeur 1 du SS-250. L'erreur relative dans ce cas est comprise entre +0,2 et +10 %.

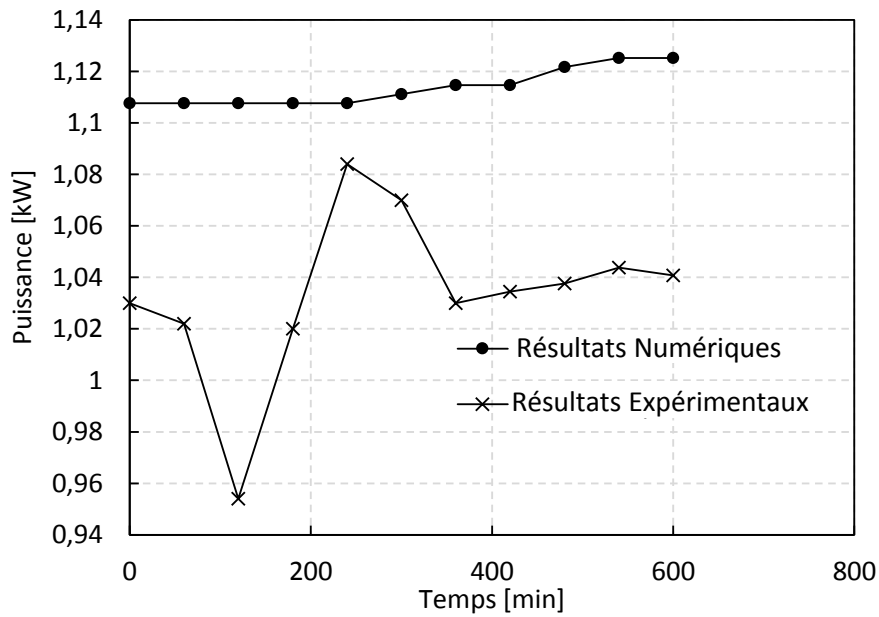


Figure 6.28 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la puissance frigorifique, sur l'échangeur 1 du SS-250

La Fig. 6.29 permet de comparer la puissance frigorifique calculée par le modèle et la puissance frigorifique mesurée expérimentalement sur le pilote, pour l'échangeur 3 du SS-250. L'erreur relative dans ce cas est comprise entre +0,2 et +15 %.

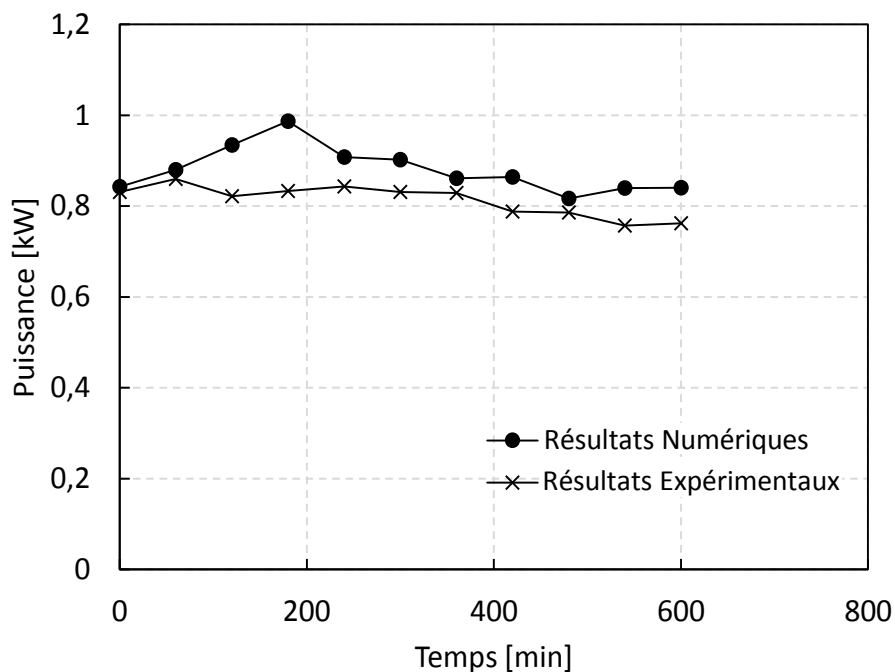


Figure 6.29 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la puissance frigorifique, sur l'échangeur 3 du SS-250

#### 6.3.2.4. Rendement de l'ailette

La contribution de la surface ailetée à la surface d'échange globale, dépend fortement du rendement de l'ailette. La Fig. 6.30 présente la variation du rendement de l'ailette en fonction du temps, au niveau du dernier rang des échangeurs du SS-240 et SS-250. Le rendement de l'ailette des échangeurs 2 & 3 est 1,8 fois supérieur à celui de l'échangeur 1, ce qui explique une surface d'échange plus petite pour les échangeurs 2 & 3 par rapport à celle de l'échangeur 1.

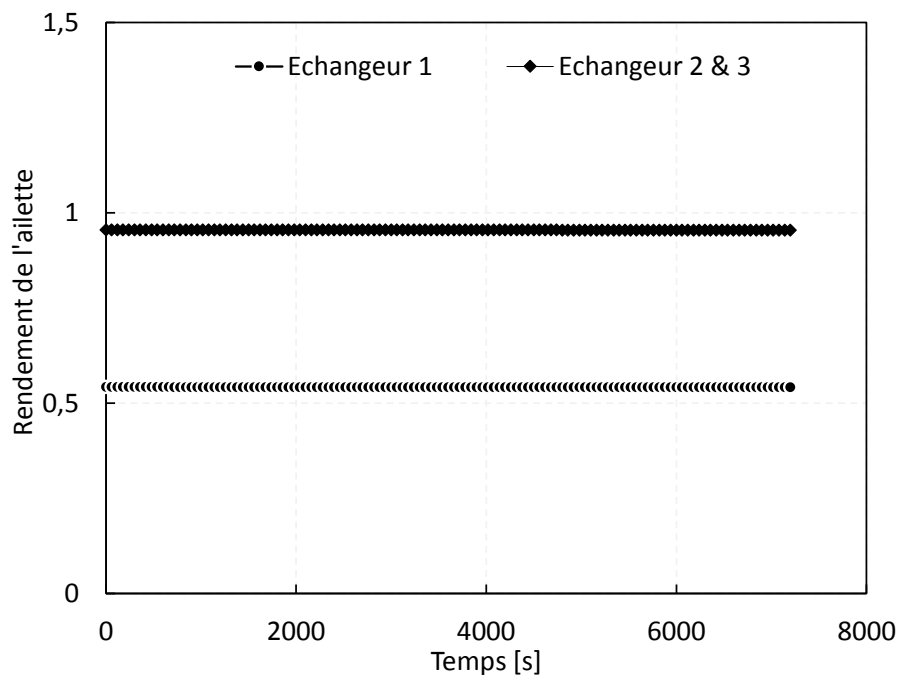


Figure 6.30 Variation du rendement de l'ailette en fonction du temps, sur les échangeurs 1 et 2 du SS-240

#### 6.3.2.5. Température de surface de la couche de givre

La température de la surface de la couche de givre dépend de la température de paroi au niveau de chaque rang de l'échangeur et des coefficients d'échange convectifs sensible et humide. Les Fig. 6.31 et 6.32 présentent la variation de la température de surface au niveau des premier et dernier rangs des échangeurs du SS-240.

Vu que les échangeurs sont à courants croisés et à tendance contre-courant, la température de surface de givre est la plus élevée au niveau de l'entrée du biogaz dans l'échangeur. En effet, le rang #1 correspond d'une part à l'entrée de l'échangeur du côté biogaz et d'autre part à la sortie de l'échangeur du côté mélange de réfrigérants.

Le rang #12 (échangeur 1) et le rang #20 (échangeur 2) correspondent respectivement à l'entrée échangeur du côté du mélange de réfrigérants et à la sortie de l'échangeur du côté biogaz. Ceci explique que la température de surface soit la plus basse au niveau de ces rangs (les températures de biogaz et du mélange de réfrigérants sont les plus basses au niveau de ces rangs). La température de surface croît dans le sens décroissant des rangs.

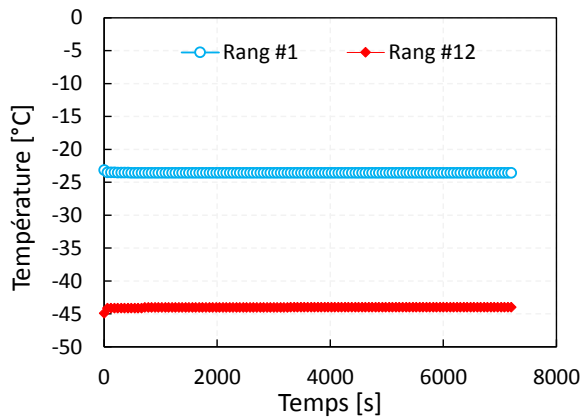


Figure 6.31 Variation de la température de surface pour l'échangeur 1 du SS-240

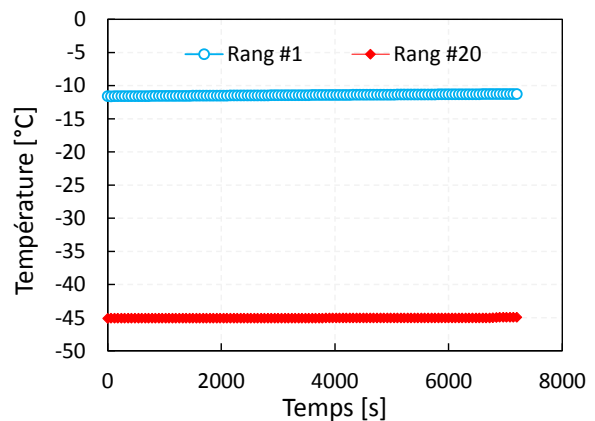


Figure 6.32 Variation de la température de surface pour l'échangeur 2 du SS-240

#### 6.3.2.6. Épaisseur de la couche de givre

L'épaisseur de la couche de givre dépend essentiellement de la masse de givre capté lors du passage d'un rang à l'autre, de la masse volumique de la couche de givre et de la surface d'échange (ailettes et tubes). La Fig. 6.33 présente la variation de la couche de givre en fonction du temps sur l'échangeur 1 du SS-240. L'épaisseur de la couche est la plus élevée au niveau du deuxième rang de l'échangeur. En effet, à la fin de la simulation (après 2 h), l'épaisseur de la couche de givre au niveau de ce rang atteint 0,85 mm. L'épaisseur décroît en suivant l'ordre croissant des rangs.

L'épaisseur de la couche de givre n'a pas été mesurée expérimentalement. Une comparaison est effectuée entre les valeurs de l'épaisseur de la couche calculées par le modèle numérique et la corrélation de Schneider, la plus proche des conditions de fonctionnement du pilote.

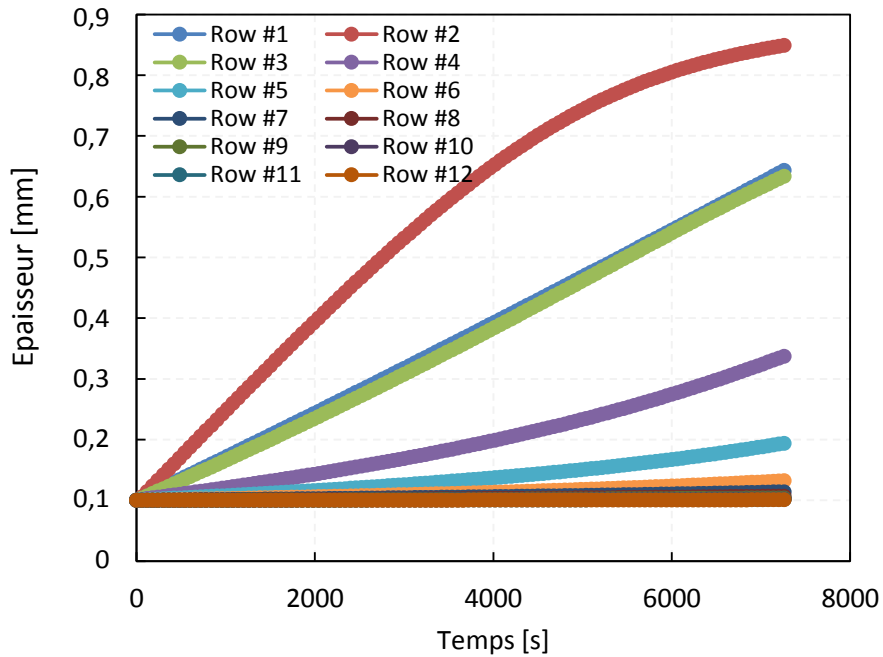


Figure 6.33 Variation de l'épaisseur de la couche de givre en fonction du temps au niveau de chaque rang de l'échangeur 1 du SS-240

La Fig. 6.34 présente une comparaison entre l'épaisseur de la couche de givre, au niveau du rang #2 de l'échangeur 1, calculée par le modèle développé et le modèle de Schneider. L'erreur maximale entre les deux modèles est de l'ordre de 15 %. Il faut noter également que les coefficients sur lesquels est basée la corrélation de Schneider, sont prévus pour l'air humide.

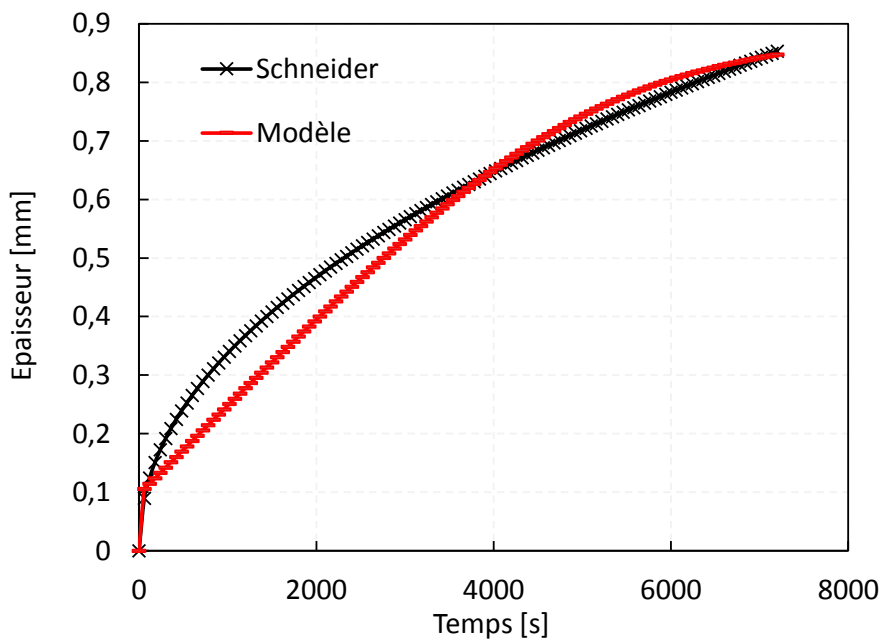


Figure 6.34 Comparaison entre le modèle de Schneider et le calcul effectué par le modèle développé pour l'épaisseur de la couche de givre au niveau du rang #2 de l'échangeur 1

La Fig. 6.35 présente la variation de la couche de givre en fonction du temps sur l'échangeur 2 du SS-240. L'épaisseur de la couche est la plus élevée au niveau du deuxième rang, troisième rang et premier rang de l'échangeur. En effet, à la fin de la simulation (2 h), l'épaisseur de la couche de givre au niveau du rang #2 atteint 1,1 mm. A partir du quatrième rang, l'épaisseur de la couche de givre décroît en suivant l'ordre croissant des rangs.

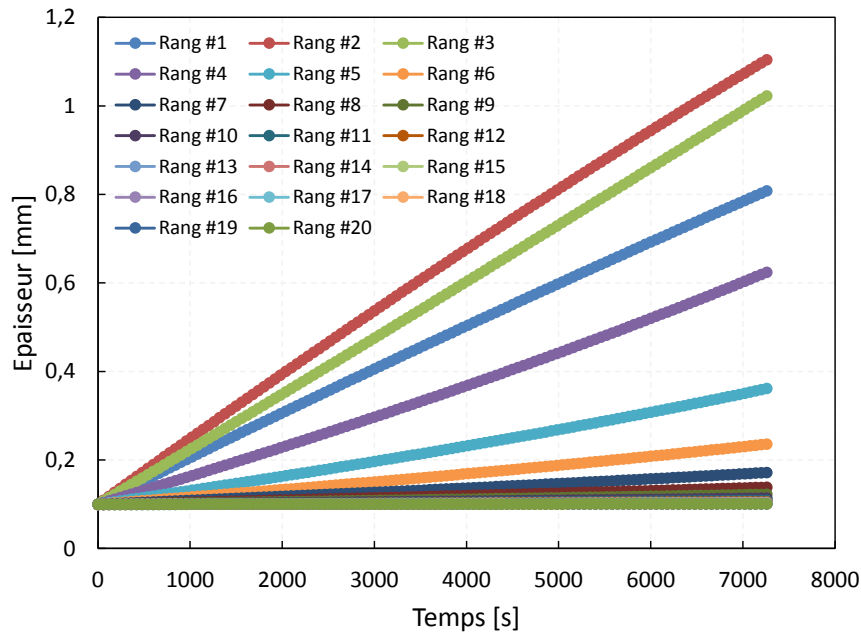


Figure 6.35 Variation de l'épaisseur de la couche de givre en fonction du temps au niveau de chaque rang de l'échangeur 2 du SS-240

En comparant les Fig. 6.33 et 6.35, l'épaisseur de la couche de givre est plus importante au niveau de l'échangeur 2 mais pour un pas d'ailettes plus grand. En effet, un pas d'ailette plus grand engendre une surface ailetée plus petite. Avec la même masse de givre, l'épaisseur est plus importante lorsque la surface est plus petite. Ainsi, afin de mieux comparer la durée du cycle de givrage des deux échangeurs, il faut présenter la variation de la masse d'eau captée au niveau des rangs de l'échangeur et le pourcentage de blocage à la fin de la simulation.

La Fig. 6.36 présente l'évolution de la masse de givre capté au niveau de chaque rang des deux échangeurs 1 et 2 du SS-240, à la fin de la simulation (après 2 h). La masse de givre capté, pour l'échangeur 1 et 2 du SS-240, calculée par le modèle pour 2 h de simulation, est proche de 1,17 kg, soit une différence de 6 % par rapport à la valeur expérimentale (1,1 kg).

La masse de givre capté est plus grande au niveau des cinq premiers rangs des deux échangeurs. Cette masse constitue 93,2 % et 92,8 % de la masse totale captée respectivement sur les

échangeurs **1** et **2**. Au niveau de l'échangeur **1**, la masse captée sur le premier rang vaut 18,5 % de la masse totale. Celle captée au deuxième rang vaut 33 % de la masse totale, celle captée au troisième rang vaut 24,4 % de la masse totale, au niveau du quatrième rang elle vaut 12 % et au niveau du cinquième rang elle est de 5,2 % de la masse totale.

Cette répartition de masse est devenue plus homogène en utilisant l'échangeur **2**. En effet, au niveau de l'échangeur 2, la masse captée sur le premier rang vaut 20 % de la masse totale, au niveau du deuxième rang elle vaut 23,8 % de la masse totale, au niveau du troisième rang elle est de 24,6 % de la masse totale, au niveau du quatrième rang elle vaut 14,2 % de la masse totale et au niveau du cinquième rang elle est de 7,1 % de la masse totale. Cette répartition a permis un transfert de la masse du deuxième rang de l'échangeur **1** vers les rangs #4,#5 et #6 de l'échangeur **2**.

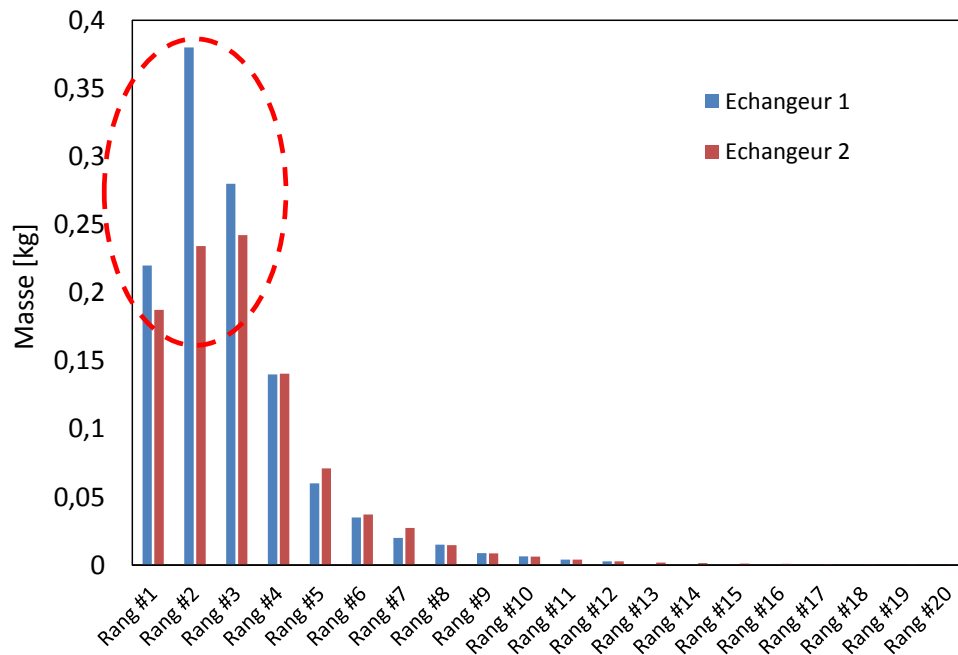


Figure 6.36 Variation de la masse de givre capté au niveau de chaque rang des deux échangeurs du SS-240, après 2 h de simulation

Le pourcentage de blocage est calculé en fonction de la moitié de l'espacement ou écartement de deux ailettes successives (pas d'ailettes). La Fig. 6.37 présente le pourcentage de blocage à la fin de la simulation au niveau de chaque rang des échangeurs **1** et **2** du SS-240.

Le pourcentage de blocage dépend fortement de la masse de givre capté et de la surface d'échange. En utilisant l'échangeur **2**, une diminution du pourcentage de blocage est constatée



au niveau des rangs #1, #2 et #3 (20 %, 28 % et 4 % respectivement). Cette diminution est également accompagnée d'une augmentation du pourcentage de blocage au niveau des rangs suivants de l'échangeur. En moyenne, le pourcentage de blocage de l'échangeur 2 est inférieur à celui de l'échangeur 1, ce qui favorise un cycle de givrage plus long, de 3 h au lieu de 2 h (échangeur 1). L'augmentation du pourcentage de blocage à partir du rang #4, sur l'échangeur 2, est due à la répartition de la masse.

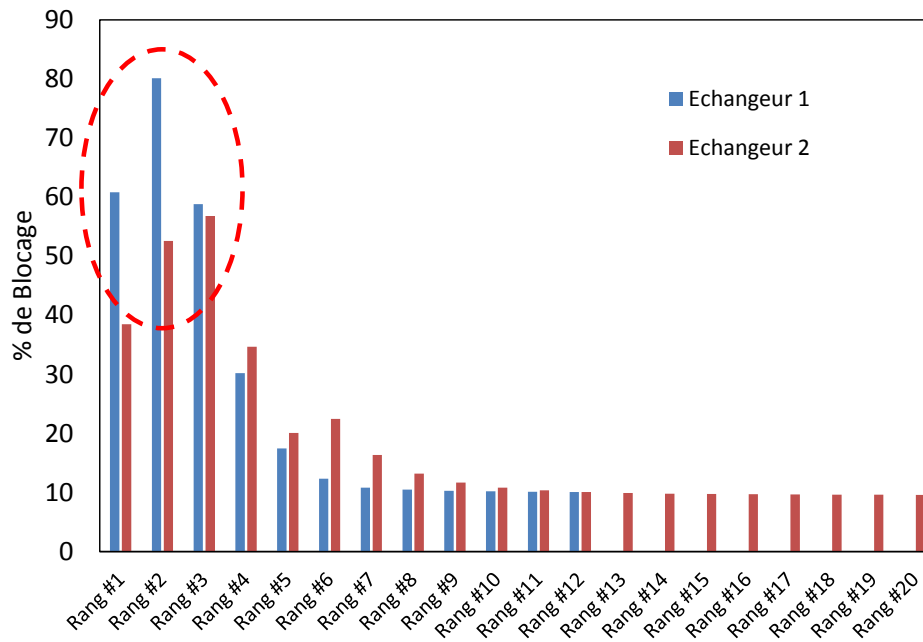


Figure 6.37 Pourcentage de blocage au niveau de chaque rang de l'échangeur à la fin de la simulation

Afin de mieux répartir la masse et diminuer autant que possible le pourcentage de blocage, il faut augmenter le pas d'ailettes au niveau des cinq premiers rangs et allonger l'échangeur pour gagner d'une part en surface et d'autre part diminuer progressivement la descente en température (meilleure répartition de la masse).

Du côté du SS-250, la masse du givre captée pour 10 h de givrage est proche de 0,0534 kg. Le cycle de givrage dans ce cas est beaucoup plus long que celui du SS-240 et il n'est pas nécessaire d'utiliser des pas d'ailettes variables. La quantité d'eau captée au niveau du SS-250 est négligeable par rapport à celle captée au niveau du SS-240.

### 6.3.3. Validation de la séquence de dégivrage

A la fin de la phase de givrage, un dégivrage demeure nécessaire afin de préparer l'enceinte pour le cycle suivant et drainer l'eau hors de l'enceinte. La durée de la phase de dégivrage dépend essentiellement de la masse de l'échangeur, du débit de gaz chaud et de la température à laquelle le gaz chaud est fourni. Le tableau 6.7 présente les caractéristiques des échangeurs **1** et **2** du SS-240 et l'énergie qu'il faut fournir pendant la phase de dégivrage.

Dans le cas de l'échangeur **1**, l'énergie qu'il faut fournir pour chauffer l'acier inoxydable est de l'ordre de 880 kJ. Pour l'échangeur **2**, à cause de la faible masse du cuivre et de l'aluminium, l'énergie nécessaire pour chauffer le métal est de l'ordre de 125 kJ, soit 7 fois plus petite que celle qu'il faut fournir à l'échangeur **1**. L'énergie nécessaire pour la fusion du givre est la même pour les deux échangeurs. La durée du cycle de dégivrage de ces deux échangeurs est comparée expérimentalement en utilisant les données du pilote de Cryo Pur.

Tableau 6-7 Caractéristiques et énergie qu'il faut fournir pendant la phase de dégivrage, sur les échangeurs **1** et **2** du SS-240

SS-240				
<b>Echangeur 1</b>	<i>Ailettes Inox 316L</i>		<i>Tubes Inox 316L</i>	
	<i>Masse (kg)</i>	<i>C<sub>p</sub> (kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)</i>	<i>Masse (kg)</i>	<i>C<sub>p</sub> (kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)</i>
	22	0,502	12	0,502
	<i>Energie à fournir (kJ)</i>			
	Métal (Ailettes +Tubes)		Givre (sensible + latente)	
	<b>880</b>		<b>320</b>	
<b>Echangeur 2</b>	<i>Ailettes Aluminium</i>		<i>Tubes Cuivre</i>	
	<i>Masse (kg)</i>	<i>C<sub>p</sub> (kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)</i>	<i>Masse (kg)</i>	<i>C<sub>p</sub> (kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)</i>
	2,7	0,52	2,6	0,382
	<i>Energie à fournir (kJ)</i>			
	Métal (Ailettes +Tubes)		Givre (sensible + latente)	
	<b>125</b>		<b>320</b>	

Afin de vérifier que tout le givre à l'intérieur de l'enceinte a disparu, le contrôle automatique du pilote suppose qu'il faut dépasser une température de 2 °C à la sortie de l'échangeur (côté mélange de réfrigérants) pour marquer la fin de la phase de dégivrage. La comparaison de la montée en température de la sortie de l'échangeur **1** (côté mélange de réfrigérant) est effectuée en supposant les mêmes conditions d'opération du pilote de :

- Température d'entrée du gaz chaud (issu du refoulement du compresseur)

- Débit de gaz chaud (réglable via une vanne de régulation)

La première partie de la Fig. 6.38 correspond à une fluctuation des valeurs mesurées sur le pilote. Ainsi, l'erreur est de l'ordre de 50 %. En effet, l'enceinte était toujours froide (mode givrage) ce qui a assuré une descente en température jusqu'à  $-27\text{ °C}$  (côté expérimental). De plus, cette erreur est due à la fluctuation du débit de gaz chaud issu du refoulement du compresseur. A partir de 2000 s, le débit de gaz chaud issu du refoulement du compresseur s'est stabilisé et l'erreur relative entre le modèle et les mesures expérimentales varie entre  $-8\%$  et  $+0,2\%$ . Le changement de phase du mélange est signalé par le changement de l'allure de la courbe des résultats de la simulation. Lorsque la température devient positive, une vérification du modèle s'effectue sur l'épaisseur de la couche de givre au niveau de chaque rang de l'échangeur. Une fois cette épaisseur mise à 0, le modèle s'arrête (dans ce cas, arrêt du dégivrage après 4200 s pour une température de sortie de mélange voisine de  $5\text{ °C}$ ). Du côté du pilote, la fin de la phase de dégivrage est marquée par un passage à une température de sortie supérieure à  $2\text{ °C}$  pendant quelques secondes.

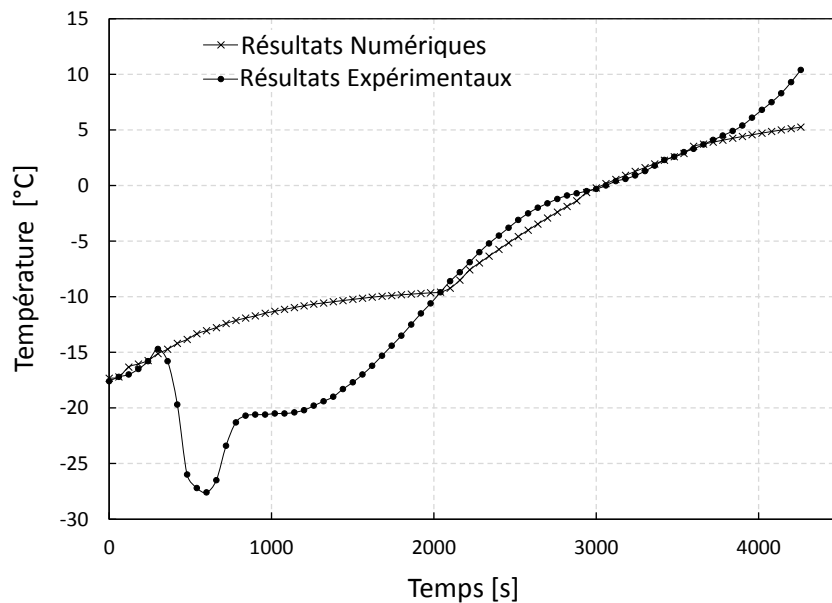


Figure 6.38 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du gaz chaud de l'échangeur 1 du SS-240

La Fig. 6.39 permet de comparer la montée en température de la sortie de l'échangeur 2 du SS-240 (côté mélange de réfrigérant) en supposant les mêmes conditions d'opération du pilote. Le dégivrage s'effectue alors en 1800 s, soit 2,3 fois plus rapide que le dégivrage de l'échangeur 1

du SS-240. La masse de l'échangeur est le facteur responsable de cette différence de durée de cycle. Le dégivrage dans ce cas est plus efficace d'un point de vue énergétique.

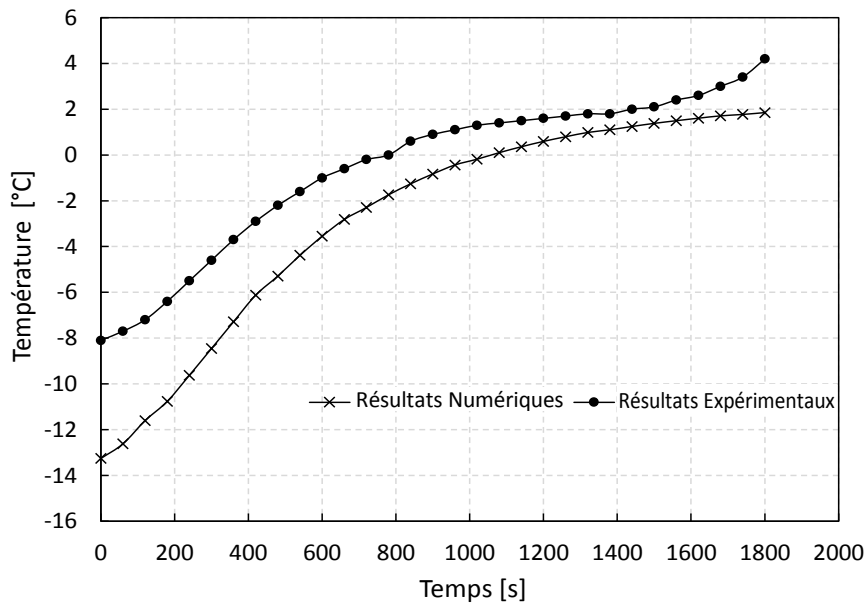


Figure 6.39 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du gaz chaud de l'échangeur 2 du SS-240

Le tableau 6.8 présente la durée des différentes séquences et le gain énergétique du dégivrage et du conditionnement des échangeurs 1 et 2, pour un fonctionnement de 24 h.

Tableau 6-8 Gain énergétique du dégivrage et du conditionnement des échangeurs 1 et 2

SS-240			
<i>Echangeur 1 – Inox-Inox</i>			
	<i>Givrage</i>	<i>Dégivrage</i>	<i>Conditionnement</i>
<b>Temps (h)</b>	2	1,1	0,74
<b>Débit</b>	$\dot{m}$	1,05 $\dot{m}$	1,15 $\dot{m}$
<b>Nb. Cycles</b>	12		
<i>Echangeur 2 – Cu-Alu</i>			
	<i>Givrage</i>	<i>Dégivrage</i>	<i>Conditionnement</i>
<b>Temps (h)</b>	3	0,5	0,094
<b>Débit</b>	$\dot{m}$	1,05 $\dot{m}$	1,15 $\dot{m}$
<b>Nb. Cycles</b>	8		
<b><i>Gain Echangeur 2/ Echangeur 1</i></b>			
7,3 %			

Un cycle de givrage plus long accompagné d'un dégivrage plus rapide permet un gain énergétique de 7,3 %, sur le SS-240.

Le tableau 6.9 présente les caractéristiques des échangeurs **1** (ailettes et tubes en inox) et **3** (ailettes en aluminium et tubes en cuivre) du SS-250 et l'énergie qu'il faut fournir pendant la phase de dégivrage.

Tableau 6-9 Caractéristiques et énergie qu'il faut fournir pendant la phase de dégivrage, sur les échangeurs **1** et **3** du SS-250

SS-250				
<b>Echangeur 1</b>	<i>Ailettes Inox 316L</i>		<i>Tubes Inox 316L</i>	
	<i>Masse (kg)</i>	<i>C<sub>p</sub> (kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)</i>	<i>Masse (kg)</i>	<i>C<sub>p</sub> (kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)</i>
	22	0,502	12	0,502
	<i>Energie à fournir (kJ)</i>			
	Métal (Ailettes +Tubes)		Givre (sensible + latente)	
	<b>1400</b>		<b>20</b>	
<b>Echangeur 3</b>	<i>Ailettes Aluminium</i>		<i>Tubes Cuivre</i>	
	<i>Masse (kg)</i>	<i>C<sub>p</sub> (kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)</i>	<i>Masse (kg)</i>	<i>C<sub>p</sub> (kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)</i>
	2,75	0,52	2,34	0,382
	<i>Energie à fournir (kJ)</i>			
	Métal (Ailettes +Tubes)		Givre (sensible + latente)	
	<b>200</b>		<b>20</b>	

Dans le cas de l'échangeur **1**, l'énergie qu'il faut fournir pour chauffer l'acier inoxydable est de l'ordre de 1400 kJ. Pour l'échangeur **3**, à cause de la faible masse du cuivre et de l'aluminium, l'énergie nécessaire pour chauffer le métal est de l'ordre de 200 kJ, soit 7 fois plus petite que celle qu'il faut fournir à l'échangeur **1**. L'énergie nécessaire pour la fusion du givre est la même pour les deux échangeurs. L'énergie totale qu'il faut fournir dans le cas de l'échangeur **3** est 7 fois plus petite que celle dans le cas de l'échangeur **1**. Ceci va permettre un cycle de dégivrage plus rapide et donc plus efficace énergétiquement. Afin de vérifier la durée du cycle de dégivrage, une comparaison avec les données expérimentales a été effectuée pour les deux échangeurs.

La Fig. 6.40 permet de comparer la montée en température de la sortie de l'échangeur **1** du SS-250 (côté mélange de réfrigérant) en supposant les mêmes conditions d'opération du pilote. La variation à l'entrée de l'échangeur en dégivrage est prise en compte dans le modèle dynamique. Le dégivrage dans ce cas s'effectue en 10800 s. L'erreur relative dans ce cas varie alors entre

-50 % et +2 %. Cette erreur est due à la fluctuation de la température du gaz chaud à l'entrée de l'échangeur en dégivrage.

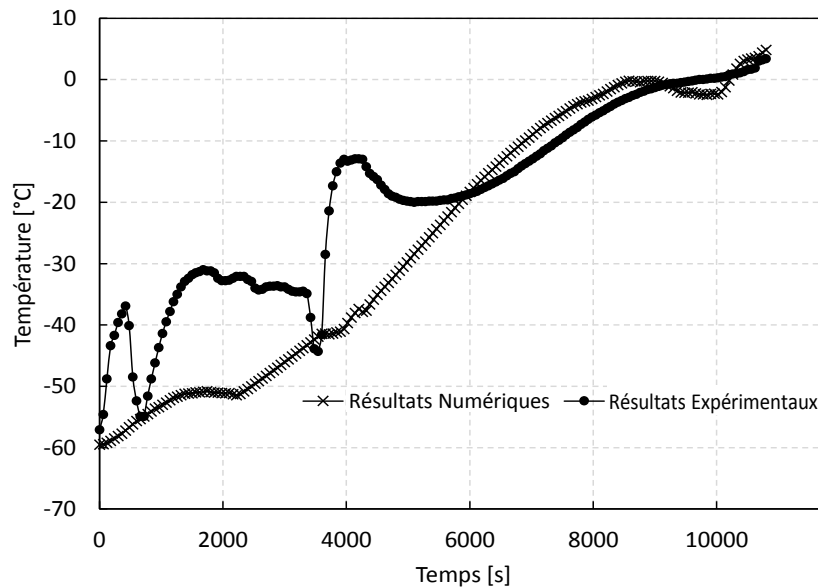


Figure 6.40 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du gaz chaud de l'échangeur 1 du SS-250

La Fig. 6.41 permet de comparer la montée en température de la sortie de l'échangeur 3 du SS-250 (côté mélange de réfrigérant) en supposant les mêmes conditions de fonctionnement du pilote. Le dégivrage dans ce cas s'effectue en 1200 s, soit 9 fois plus rapidement que dans le cas de l'échangeur 1. L'erreur relative dans ce cas varie ainsi entre -50 % et +0,5 %.

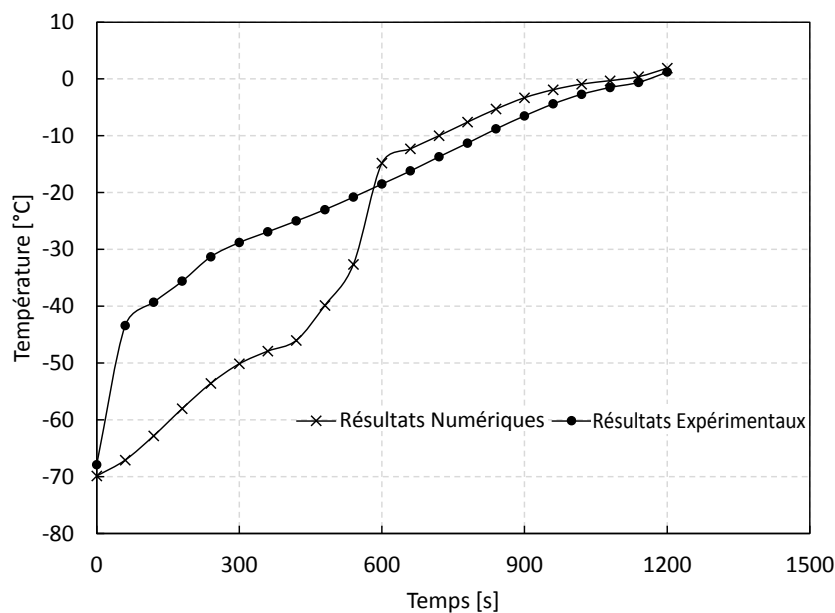


Figure 6.41 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques de la simulation pour la température de sortie du gaz chaud de l'échangeur 3 du SS-250

Le tableau 6.10 présente la durée des différentes séquences et le gain énergétique du dégivrage et du conditionnement des échangeurs 1 et 3, pour un fonctionnement de 24 h.

Tableau 6-10 Gain énergétique du dégivrage et du conditionnement des échangeurs 1 et 3

<i>SS-250</i>			
<i>Echangeur 1 – Inox-Inox</i>			
	<i>Givrage</i>	<i>Dégivrage</i>	<i>Conditionnement</i>
<b>Temps (h)</b>	12	3	2,7
<b>Débit</b>	$\dot{m}$	1,05 $\dot{m}$	1,15 $\dot{m}$
<b>Nb. Cycles</b>	2		
<i>Echangeur 3 – Cu-Alu</i>			
	<i>Givrage</i>	<i>Dégivrage</i>	<i>Conditionnement</i>
<b>Temps (h)</b>	24	0,4	0,25
<b>Débit</b>	$\dot{m}$	1,05 $\dot{m}$	1,15 $\dot{m}$
<b>Nb. Cycles</b>	1		
<i>Gain Echangeur 3/ Echangeur 1</i>			
4,5 %			

Un cycle de givrage plus long accompagné d'un dégivrage plus rapide permet un gain énergétique de 4,5 %, sur le SS-250.

## 6.4. Conclusion

Dans ce chapitre, les modèles dynamiques de givrage et de dégivrage ont été validés expérimentalement. Deux échangeurs pour le SS-240 et deux autres pour le SS-250 ont été dimensionnés afin d'étudier la croissance de la couche de givre. Plusieurs constatations et conclusions ont été tirées des comparaisons.

Tout d'abord, les ailettes en aluminium permettent de fournir la même puissance frigorifique pour une surface d'échange plus petite. Elles permettent, d'une part, une descente en température plus rapide que les ailettes en acier inoxydable, lors de la phase de givrage. D'autre part, elles permettent une montée plus rapide en température lors de la phase de dégivrage.

Ensuite, les pas d'ailettes variables permettent une meilleure répartition de la masse d'eau captée sur les surfaces froides de l'échangeur. Ainsi, au lieu que toute la masse soit captée au niveau du deuxième rang de l'échangeur, un transfert est effectué vers le reste des rangs de l'échangeur. L'augmentation des pas d'ailettes au niveau de ces rangs permet alors d'avoir un cycle de givrage plus long. Le choix de l'échangeur 2 du SS-240 permet de diminuer le

pourcentage de blocage de 20 % (en moyenne) par rapport à l'échangeur 1. L'optimisation énergétique de cet échangeur consiste à augmenter davantage les pas d'ailettes et d'allonger l'échangeur (ajouter plus de rangs afin de gagner en surface d'échange) pour avoir une répartition uniforme de la masse et par la suite un cycle de givrage plus long, ce qui permet un gain énergétique lorsqu'il est accompagnée d'un cycle de dégivrage plus rapide.



# Conclusions et Perspectives

Dans le chapitre 1, le procédé d'épuration cryogénique du biogaz Cryo Pur est comparé aux différentes technologies d'épuration. C'est la seule technologie qui intègre énergétiquement la liquéfaction dans le même procédé. Le système de déshumidification, de la technologie Cryo Pur, permet de diminuer la teneur en eau jusqu'à 1 ppm afin de produire du biométhane et du bio CO<sub>2</sub> à haute pureté. Ceci est effectué par des cycles de givrage et de dégivrage sur des échangeurs à tubes à ailettes. La chaleur de condensation des systèmes frigorifiques du procédé est valorisée par une PAC. Cette dernière a pour rôle de pomper la chaleur récupérée des systèmes frigorifiques en la transférant vers le substrat du digesteur afin de le maintenir à une température interne de 55 °C. Cette PAC est traitée comme une TFP qui récupère la chaleur évacuée des systèmes frigorifiques et la transfère au substrat du digesteur.

Dans le chapitre 2, une optimisation énergétique, exergetique et économique de la TFP et des systèmes frigorifiques est effectuée. Une partie de la chaleur de condensation des systèmes frigorifiques, qualifiée de haute température, est valorisée directement dans le digesteur par l'intermédiaire d'un réseau d'échangeurs. La partie restante de la chaleur de condensation rejetée par les systèmes frigorifiques est absorbée par l'évaporateur de la TFP. Tout ou une partie de la chaleur de condensation de la TFP est transférée au digesteur. Le point de fonctionnement optimal dépend du mois de l'année et de la température d'évaporation de la TFP. L'optimum énergétique et exergetique varie en fonction du fluide frigorigène choisi pour la TFP. En utilisant du propane comme fluide de travail de la TFP, l'optimum énergétique correspond à une température d'évaporation de -17,2 °C pour le mois de juillet. D'autre part, en utilisant le Mél-001, l'optimum énergétique correspond à une température légèrement inférieure à -25 °C. La consommation électrique totale du système utilisant le Mél-001 pour la TFP est inférieure à la consommation électrique du système utilisant le propane pour la TFP. L'intégration énergétique de la TFP entraîne d'une part l'augmentation de la consommation électrique globale (10 à 27 %) et d'autre part le traitement de la totalité du biogaz fourni par le digesteur, par rapport à un procédé d'épuration utilisant une chaudière à gaz pour fournir le besoin du digesteur. Ceci permet d'augmenter le gain associé à la vente du biométhane.

Dans le chapitre 3, une analyse bibliographique établit un état de l'art le plus exhaustif possible sur le givrage et le dégivrage. Concernant le givrage, il ressort que plusieurs modèles ont été développés pour estimer la croissance de la couche de givre et sa densification sur différentes géométries (plaque, cylindre, etc.). Plusieurs corrélations sont disponibles pour le calcul des propriétés de la couche de givre. Tous les modèles prennent en compte comme flux externe

l'air humide. Dans la littérature, les échangeurs à tubes à ailettes modélisés correspondent aux évaporateurs des systèmes de réfrigération domestique. Ainsi, les modèles qui existent sont valables pour des températures allant de 0 à -15 °C.

Dans le chapitre 4, en se référant aux corrélations existantes dans la littérature, un modèle de givrage a été développé pour simuler la croissance de la couche de givre sur les surfaces froides d'un échangeur à tubes à ailettes et pour des températures de surface allant jusqu'à -75°C. Le modèle est basé principalement sur les équations de transferts de la chaleur et de la masse. Le nombre de Lewis qui correspond au rapport de la diffusivité thermique et de la diffusivité massique est supposé égal à 1 en se basant sur l'étude bibliographique. Cette supposition simplifie le modèle de givrage développé dans ce travail. Dans les prochaines étapes, une approche numérique sera effectuée afin de calculer ce nombre et de vérifier la pertinence de cette valeur pour des basses températures.

Un travail d'optimisation a été réalisé dans le but d'allonger la durée de la phase de givrage qui implique la diminution des pertes associées au dégivrage. L'optimisation a été effectuée en prenant en compte les matériaux de l'échangeur, les pas d'ailettes, l'effet d'entrée et la vitesse du biogaz. L'utilisation des ailettes en aluminium permet d'augmenter l'efficacité et de diminuer la surface d'échange pour la même puissance frigorifique. L'utilisation des pas d'ailettes variables le long de l'échangeur permet une meilleure distribution de la masse de givre capté et un taux de blocage plus faible au niveau des rangs les plus sollicités de l'échangeur. Une étude sur la sensibilité de la vitesse du biogaz a été effectuée. L'augmentation de la vitesse du biogaz en fonction de la section de l'échangeur entraîne d'une part une diminution de la surface d'échange et d'autre part une augmentation du taux de blocage (un cycle de givrage plus court). En se basant sur les optimisations effectuées, trois échangeurs ont été dimensionnés, implémentés dans le pilote et testés.

L'effet d'entrée a été également étudié en considérant un échangeur à deux modules séparés. Dans les prochaines étapes, l'échangeur à deux modules séparés sera testé sur le pilote et une comparaison sera effectuée pour valider ou non l'hypothèse de l'effet d'entrée. La validation de l'effet d'entrée permet de séparer l'échangeur en deux modules de profils d'ailettes différents, ce qui favorise une phase de givrage plus longue avec une meilleure répartition de la masse de givre déposé. Un cycle de givrage plus long, accompagné d'un cycle de dégivrage plus rapide, permet de réduire les pertes énergétiques du système.

Dans le chapitre 5, la méthode de dégivrage utilisée pour le pilote BioGNVAL a été présentée. Cette méthode est celle du dégivrage par fusion. Le système frigorifique est composé de deux évaporateurs et d'un condenseur. Lorsque l'un des évaporateurs est en phase de givrage, l'autre est en phase de dégivrage ou de conditionnement. Un modèle de dégivrage a été développé afin de déterminer la durée nécessaire pour la fusion de la couche de givre et l'énergie mise en jeu. La variation au cours du temps de la température à la sortie de l'échangeur en dégivrage a été modélisée. La durée du cycle dépend des matériaux utilisés, du débit de gaz chaud envoyé et de la masse volumique de la couche de givre. Le cycle de dégivrage est plus rapide lorsque les tubes et les ailettes de l'échangeur sont respectivement fabriqués en cuivre et aluminium. Un débit de gaz chaud plus élevé entraîne une diminution de la durée du cycle. La phase de condensation du mélange dans l'échangeur en dégivrage a été identifiée. L'évaporation de ce condensat basse pression et son transfert vers un pré-condenseur contribue à une amélioration de l'efficacité énergétique de la phase de dégivrage. Le développement d'une étude énergétique et exergetique en régime dynamique des composants du cycle de dégivrage a conduit à conclure sur l'amélioration de l'efficacité énergétique du cycle de dégivrage.

Un modèle dynamique pour le dégivrage par sublimation avec récupération de puissance frigorifique, a été développé. D'après les résultats de la simulation, la pression de sublimation est très faible pour la sublimation de la glace hydrique ce qui induit une masse volumique de la vapeur d'eau également très faible. Il en résulte une consommation et une taille de pompe à vide qui rend le processus non viable du fait d'une puissance frigorifique récupérée faible. En conclusion pour la glace hydrique, le dégivrage par fusion est plus efficace énergétiquement que le dégivrage par sublimation. Par contre, le dégivrage par sublimation réduit la phase de conditionnement qui succède à la phase de dégivrage, à cause de la très basse température de sublimation. La phase de conditionnement pénalise énergétiquement le système lors du dégivrage par fusion à cause de la masse des échangeurs.

Dans le chapitre 6, les modèles dynamiques de givrage et de dégivrage ont été validés expérimentalement. Les échangeurs pour les sous-systèmes refroidissant le biogaz respectivement à  $-40^{\circ}\text{C}$  et  $-75^{\circ}\text{C}$  ont été dimensionnés afin d'étudier la croissance de la couche de givre. Plusieurs constatations et conclusions ont été tirées des comparaisons effectuées.

Tout d'abord, les ailettes en aluminium permettent de fournir la même puissance frigorifique pour une surface d'échange plus petite. Les ailettes en aluminium permettent d'une part une descente en température plus rapide que les ailettes en acier inoxydable, lors de la phase de

givrage. D'autre part, ils permettent une montée plus rapide en température lors de la phase de dégivrage.

Ensuite, les pas d'ailettes variables permettent une meilleure répartition de la masse de givre capté sur les surfaces froides de l'échangeur. Ainsi, au lieu que toute la masse soit captée au niveau du deuxième rang de l'échangeur, un transfert est effectué vers les rangs suivants de l'échangeur. L'augmentation des pas d'ailettes au niveau des premiers rangs permet d'avoir un cycle de givrage plus long. La différence entre un échangeur à pas d'ailettes variables comparativement à un échangeur à pas d'ailettes fixes permet de diminuer le pourcentage de blocage de 20 % ce qui entraîne une phase de givrage plus longue, accompagné d'un cycle de dégivrage plus rapide pour l'échangeur à pas variable et génère ainsi un gain énergétique.

Dans les prochaines étapes, le contrôle du glissement de température des mélanges de fluides frigorigènes sera effectué afin de répartir uniformément la masse de givre déposé. Cette répartition uniforme de la masse de givre dépend principalement du gradient de température, ce qui permet d'augmenter la durée de la phase de givrage tout en diminuant les pertes énergétiques associées au dégivrage par fusion.

## Bibliographie

ABOU KHALIL, B. *Méthodologie d'analyses énergétique et exergetique des procédés de transformation de produits dans l'industrie*. Thèse de doctorat, Ecole des Mines, France, Décembre 2008, 154 p.

BECKER, R., DORING, W. Kinetische Behandlung der Keimbildung in ÄubersÄattigten DÄampfern. *Ann. Phys.* [Leipzig], 1935, 24, 719-752

BIGURIA, G., WENZEL, L.A. A measurement and correlation of water frost thermal conductivity and density. *I & EC Fundamentals*, 1970, 9, 129-138

BIXLER, N.E. NORIA: A Finite element computer program for analyzing water, vapor, air and energy transport in porous media. *Sandia National Laboratories*, 1985.

BUCK, A.L. New equations for computing vapor pressure and enhancement factor. *Journal. Appl. Meteor.*, 1981, 20, 1527-1532

CHEN, H., THOMAS, L., BESANT R.W. Modeling frost characteristics on heat exchangers fins, part 1: Numerical model. *ASHRAE Transactions*, 2000, 106

CHEN, Y.G., JIANG, Q.Y., YANG, J.C., HOU, J.X., WU, W.Y. Modeling and performance analyses of fin-and-tube heat exchanger operating under frost conditions. *International Journal of Low-Carbon Technologies Advance Access*, 2016, 11

CHO, S.Y., HEO, S., JIN, H.J. Controlling microstructure of three-dimensional scaffolds from regenerated silk fibroin by adjusting pH. *J. Nanosci. Nanotechnol.*, 2012, 12, 806-810

CREMERS, C.J., MEHRA, V.K. Frost formation on vertical cylinders in free convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1980, 104, 4-7

DEL REY, M. Heat transfer and pressure drop characteristics of dry towers extended surfaces, part II: Data analysis and correlation. *PFR Engineering Systems*. Rapport d'étude n° BNWL-PFR-7-102, 1976

- DENIZ, S., HAKAA, K., NILUFER, E. Frost formation on fin-and-tube heat exchangers, part I: Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27, 367-374
- DOPAZO, A.J., FERNANDEZ-SEARA, J., UHIA, F.J., DIZ, R. Modeling and experimental validation of the hot gaz-defrost process of an air-cooled evaporator. *International Journal of Refrigeration*, 2010, 33, 829-839
- FLETCHER, N.H. Liquid water and freezing (chapter 4), Crystal growth (chapter 5). *The chemical physics of ice*. Cambridge, USA: Cambridge University press, 1970, 288 p.
- GNIELINSKI, V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical Engineering*, 1976, 16
- GUNGOR, K.E., WINTERTON, R.H.S. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 1987, 65, 148-156
- GUNDLACH, B., SKOROV, Y.V., BLUM, J. Outgassing of icy bodies in the solar system, part I: The sublimation of hexagonal water ice through dust layers. *Icarus*, 2011, 213, 710-719
- HALDER, A., DATTA, A.K., DHALL, A. An improved easy implementable, porous media based model for deep-fat drying: Part I: Model development and input parameters. *Food Bioprod. Process*, 2007, 85, 209-219
- HAYASHI, Y., AOKI, A., ADAEHI, A., HORI, K. Study of frost properties correlating with frost formation types. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1977, 99, 239-245
- HERMES, C.J.L., PIUCCO, R.O., MELO, C., BARBOSA, Jr. J.R. A study of frost growth and densification on flat surfaces. *Experimental Thermal and fluid Science*, 2009, 33, 371-379
- HONG, K., WEBB, R.L. Calculation of fin efficiency for wet and dry fins. *HVAC & R*, 1996, 2, 27-41
- HOSODA, T., UZUHASHI, H. Effects of frost on the heat transfer coefficient. *Hitachi Review*, 1967, 16, 254-259

- ISMAIL, K.A.R., SALINAS, C.S., GONCALVES, M.M. Frost growth on a cylinder in a wet air stream. *International Journal of Refrigeration*, 1997, 20, 106-119
- ISMAIL, K.A.R., SALINAS, C.S. Modeling of frost formation over parallel cold plates. *International Journal of Refrigeration*, 1999, 22, 425-441
- JANNOT, Y. *Thermique solaire*. Nancy, France, 2011
- JONES, B.W., PARKER, J.D. Frost formation with varying environmental parameters. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1975, 97, 255-259
- KANDULA, M. Frost growth and densification in laminar flow over flat surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54, 3719-3731
- KARATAS, H., DIRIK, E., DERBENTLI, T. An experimental study of air side heat transfer and friction factor correlations on domestic refrigerator finned-tube evaporator coils. *Proceedings of the international refrigeration and air conditioning, IN, USA, 1996*. Purdue University: Purdue e-Pubs, 1996
- KAYS, W.M., LONDON, A.L. *Compact Heat Exchangers (3<sup>rd</sup> edition)*. Singapore: McGraw Hill, 1992
- KIM, N.H., YOUNG, R.L., WEBB, R.L. A one dimensional model for frost formation on a cold flat surface. *International journal of Heat and Mass Transfer*, 1991, 40, 4359-4365
- KNAKE, O., STRANSKII, I.N. Mechanism of evaporation. *Adv. Phys. Sci.*, 1959, 261, 6-88
- KONDEPUDI, S.N., O'NEAL, D.L. The effects of frost growth on extended surface heat exchanger performance. *ASHRAE Transactions*, 1987, 93, 258-274
- KONDEPUDI, S.N. Frosting performance of tube fin heat exchangers with wavy and corrugated fins. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 4, 613-618
- KONDEPUDI, S.N., O'NEAL, D.L. *The effects of frost growth on finned tube heat exchangers under laminar flow*. PhD Dissertation, A&M University, Texas, USA, 1991
- KOSSACKI, K.J., LELIWA-KOPYSTYNSKI, J. Temperature dependence of the sublimation rate of water ice: Influence of impurities. *Icarus*, 2014, 233, 101-105



- KOSSACKI, K.J., MARKIEWICZ, W.J., SKOROV, Y., KOEMLE, N.I. Sublimation coefficient of water ice under simulated cometary-like conditions. *Planet. Space Sci.*, 1999, 47, 1521-1530
- KRAKOW, K., LIN, S., YAN, L. An idealized model of reversed cycle hot gas defrosting. *ASHRAE Transactions*, 1993, 98, 317-358
- LALLEMAND, A. *Energie, Exergie, Economie et Thermo-Economie*, 2007. hal-00189701
- LEE, K.S., KIM, W.S., LEE, T.H. Air side heat transfer and friction correlations for plain fin-and-tube heat exchangers with staggered tube arrangements. *American Society of Mechanical Engineering*, 1997, 121
- LEE, K.S., KIM, W.S., LEE, T.H. A one dimensional model for frost formation on a cold flat surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997, 40, 4359-4365
- LEE, Y.B., RYU, I.S., RO, S.T. The effect of environmental parameters on frost formation on a horizontal cylinder. *Transactions of KSME*, 2002, 26, 253-260
- LEE, M.Y., KIM, Y., LEE, D.Y. Experimental study on frost height of round plate fin-and-tube heat exchangers for mobile heat pumps. *Energies Journal*, 2012, 5, 3479-3491
- LENIC, K., TRP, A., FRANKOVIC, B. Unsteady heat and mass transfer during frost formation in a fin-and-tube heat exchanger. *Energy and the Environment*, 2006, 2, 35-4
- LINNHOFF, B. Thermodynamic analysis in the design of process networks. Thèse de doctorat, University of Leeds, England, Avril 1979, 413 p.
- LINNHOFF, M. *Introduction to Pinch Technology*. Cheshire, England: Linnhoff March, 1998
- MAC ADMAS, W.H. *Heat transmission (2<sup>nd</sup> edition)*. NY: McGraw-Hill, 1942
- MAO, Y., BESANT R.W., REZKALLAH, K.S. Measurement and correlations of frost properties with air flow over a flat plate. *ASHRAE Transactions*, 1992, 98, 65-67
- MILLMAN, M.J., LIAPIS, A.I., MARCHELLO, J.M. An analysis of the lyophilization process using a sorption-sublimation model and various operational policies. *AICHE J.*, 1985, 31, 1594-1604

- MOALLEM, E., CREMASHI, L., FISHER, D.E. Experimental investigation of frost growth on microchannel heat exchangers. *Proceedings of the international refrigeration and air conditioning, IN, USA, 2010*. Purdue University: Purdue e-Pubs
- MURPHY, D.M., KOOP, T. Review of the vapor pressures of ice and supercooled water for atmospheric applications. *Quart. J. R. Meteor. Soc.*, 2005, 131, 1539-1565
- NA, B., WEBB, R.L. A fundamental understanding of factors affecting frost nucleation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, 46, 3797-3808
- NA, B., WEBB, R.L. Mass transfer on and within a frost layer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47, 899-911
- NAM, J.H., SONG, S. (2007). Numerical simulation of conjugate heat and mass transfer during multi-dimensional freeze drying of slab-shaped food products. *International journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50, 4891-4900
- O'NEAL, D.L., TREE, D.L. A Review of Frost Formation in Simple Geometries. *ASHRAE Transactions*, 1985, 91, 267-281
- O'NEAL, D.L., PETERSON, K.T., ANAND, N.K., SCHLIESING, J.S. Refrigeration system dynamics during the reverse cycle defrost. *ASHRAE Transactions*, 1991, 95, 689-698
- OROSZVARI, B., ROCHA, C., SJOHOLM, I., TORNBERG, E. Permeability and mass transfer as a function of the cooking temperature during the frying of beefburgers. *Journal of Food and Engineering*, 2006, 74, 1-12
- OSKARSSON, S.P., KRAKOW, K.I., LIN, S. Evaporator models for operation with dry wet and frosted surfaces part 1 & 2: heat transfer and fluid theory & evaporator models and verification. *ASHRAE Transactions*, 1990, 96, 373-392
- OSTIN, R., ANDERSON, S. Frost growth parameters in a forced air stream. *International journal of Heat and Mass Transfer*, 1991, 14, 1009-1017
- OZISIK, M.N., SHIBANI, A.A. A solution to heat transfer in turbulent flow between parallel plates. *International Journal of Heat and mass transfer*, 1977, 20, 565-573

PERROTIN, T. *Air side investigation of high efficiency heat exchangers used in room air-conditioners*. Ecole nationale supérieure des mines de Paris, 10 juin 2004, 426 p.

PIUCCO, R.O., HERMES, C.J.L., MELO, C., BARBOSA, J.R. A study of frost nucleation on flat surfaces. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2008, 32, 1710-1715

QIAO, H., AUTE, V., RADERMACHER, R. A New dynamic model with frosting and defrosting. *Proceedings of the international refrigeration and air conditioning, IN, USA, 2014*. Purdue University: Purdue e-Pubs, 2014

QU, M.L., XIA, L., DENG, S.M., JIANG, Y.Q. A study of the reverse cycle defrosting performance on a multi-circuit outdoor coil unit in an air source heat pump – Part I: Experiments. *Applied Energy*, 2012, 91, 122-129

QU, M.L., XIA, L., DENG, S.M., JIANG, Y.Q. A study of the reverse cycle defrosting performance on a multi-circuit outdoor coil unit in an air source heat pump – Part II: Modeling analysis. *Applied Thermal Engineering*, 2012, 91, 274-280

RITE, R.W., CRAWFORD, R.R. *The effect of frosting on the performance of domestic refrigerator-freezer finned tube evaporator coils*. Thèse de Master, University of Illinois, USA, Août 1990, 162 p.

SAMI, S.M., DUONG, T. Mass and heat transfer during frost growth. *ASHRAE Transactions*, 1989, 95, 158-165

SCHNEIDER, H.W. Equation of the growth rate of frost forming on cooled surfaces. *International journal of Heat and Mass Transfer*, 1978, 21, 1019-1024

SENGUPTA, S., SHERIF, S.A., WONG, K.V. Empirical heat transfer and frost thickness correlations during frost deposition on a cylinder in cross-flow in the transient regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998, 22, 615-624

SHERIF, S.A., HERTZ, M.G., DENG, S.M. A semi-empirical model for electric defrosting of a cylindrical coil cooler. *International journal of Energy Research*, 1998, 22, 85-92

SHI MING, D., MING LU, Q., YI QIANG, J. An experimental study on the defrosting performance of a PCM-based reverse-cycle defrosting method for air source heat pumps.

*Proceedings of the international refrigeration and air conditioning, IN, USA, 2010.* Purdue University: Purdue e-Pubs, 2010

SHUL'MAN, L.M. *Dynamics of cometary atmospheres. Neutral gas.* Kiev: Naukova Dumka, 1972, 244 p.

SILVIA, N., VALTER, S.N., CHRISTIAN, J.L.H. A study of the effective thermal conductivity of frost formed on parallel plate channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2016, 78, 301-308

SKOROV, Y., RICKMAN, H. Gas flow and dust acceleration in a cometary Knudsen layer. *Planet space Science*, 1998, 47, 935-949

SOMORJAI, G.A. Thermodynamics of surface. *Introduction to surface chemistry and catalysis.* New York: John Wiley and Sons, 1994, 763 p.

SONG, M.J., XU, X., DENG, S.M., MAO, N. An experimental study on performance during reverse cycle defrosting of an air source heat pump with horizontal three circuit outdoor coil. *Energy Procedia*, 2014, 61, 92-95

SONG, M.J., PAN, D.M., LI, N., DENG, S.M. An experimental study on the negative effects of downwards flow of the melted frost over a multi-circuit outdoor coil in an air source heat pump during reverse cycle defrosting. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 138, 598-604

TAO, Y.X., BESANT, R.W., MAO, Y. Characteristics of frost growth on a flat plate during the early growth period, *ASHRAE Transactions*, 1993, 93, 746-753

THRELKELD, J. *Thermal environmental engineering (2<sup>nd</sup> edition).* Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall Book Co, 1970, 495 p.

VOLMER, M., FLOOD, H. Z. Tröpfchenbildung in dämpfen. *Phys. Chem.*, 1934, A170, 273

WAGNER, W., SAUL, A., PRUSS, A. International equations for the pressure along the melting and along the sublimation curve of ordinary water substance. *Journal of Phys. Chem. Ref. Data*, 1994, 23, 515-527

- WANG, C.C., CHI, K.Y., CHANG, C.J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 2000, 43, 2693-2700
- WANG, W., GUO, Q.C., LU, W.P., FENG, Y.C., NA, W. A generalized simple model for predicting frost growth on cold flat plate. *International Journal of Refrigeration*, 2012, 35, 475-486
- WANG, Y., ALHASSAN, S., YANG, V., SCHIRALDI, D. Polyether-block-amide copolymer/clay films prepared via a freeze-deying method. *Composites B: Engineering*, 2013, 45, 625-630
- WARNING, A.D., DHALL, A., MITREA, D., DATTA, A.K. Porous media based model for deep-fat vacuum frying potato chips. *Journal of food and engineering*, 2012, 110, 428-440
- WARNING, A.D., ARQUIZA J.M.R., DATTA A.K. A multiphase porous medium transport model with distributed sublimation front to simulate vacuum freeze drying. *Food and Bioproducts Processing*, 2015, 94, 637-648
- WEXLER, A. Vapor pressure formulation for ice. *J. Res. Natl. Bur. Stand*, 1977, 81, 5-20
- WU, X.M., WEBB, R.L. Investigation of the possibility of frost release from a cold surface. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2001, 24, 151-156
- XIA, Y.P., HRNJAK, P.S., JACOBI, A.M. An empirical study of frost accumulation effects on louvered fin microchannel heat exchangers. *Proceedings of the international refrigeration and air conditioning, IN, USA, 2004*. Purdue University: Purdue e-Pubs, 2004
- YANG, D.K., LEE, K.S. Dimensionless correlations of frost properties on a cold plate. *International journal of Refrigeration*, 2004, 27, 89-96
- YONKO, J.D., SEPSY, C.F. An investigation of the thermal conductivity of frost while forming on a flat horizontal plate. *ASHRAE Transactions*, 1967, 73, 1.1-1.11
- YOUNG, D.J. Development of a northern climate residential air-source heat pump. *ASHRAE Transactions*, 1980, 86, 671-686

YUN, R., KIM, Y., MIN, M.K. Modeling of frost growth and frost properties with airflow over a flat plate. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25, 362-371

ZAKRZEWSKI, B., LOKIETEK, T., HRYCYK, E. Defrosting of air coolers in refrigerating appliances and heat pumps. *The 23<sup>rd</sup> International Congress of Refrigeration for sustainable Development, Prague, Czech Republic, August 21-26, 2011*

ZUKAUSKAS, A. Heat transfer from tubes in cross flow. *Advanced Heat Transfer*, 1972, 8, 93-160.

## Webographie

Acqualys. [05 Novembre 2015], <http://www.acqualys.fr>

Ademe. [10 Octobre 2016], <http://www.ademe.fr/sites/default/files/assets/documents/biognval>

Aile. [10 Novembre 2016], <http://www.aile.asso.fr/>

Air Liquide. [05 Octobre 2016], [http://www.biogazrhonealpes.org/AIR\\_LIQUIDE](http://www.biogazrhonealpes.org/AIR_LIQUIDE)

Atee. [05 Octobre 2016], <http://atee.fr/biogaz>

Bilans. [10 Octobre 2016], <http://www.bilans-ges.ademe.fr>

Biogaz énergie renouvelable. [10 Octobre 2016], <http://www.biogaz-energie-renouvelable.info>

Catalgaz. [10 Novembre 2016], <http://www.catalgaz.fr>

Cryo Pur. [05 Juillet 2016], <http://www.cryopur.com>

Développement durable, chiffres clés du climat France et Monde édition 2016. [Décembre 2016], <http://www.developpement-durable.gouv.fr>

Dorin. [15 Décembre 2016], <http://www.dorin.com>

Eurostat, electricity prices for industrial consumers, second half 2015. [10 Décembre 2016], <http://ec.europa.eu/eurostat>

Guyane. [15 Janvier 2016], <http://www.gecguyane.fr>

IFPen. [10 Juin 2015], <http://www.ifpenergiesnouvelles.fr>

Ipcms. [10 Aout 2016], <http://www.ipcms.unistra.fr>

Meca-inoX. [15 Décembre 2016], <http://www.meca-inox.com>

Mémoire. [10 Novembre 2016], <http://www.memoireonline.com>

Méthanisation. [10 Octobre 2016], <http://www.methanisation.info>

Morgana. [15 Avril 2016], <http://www.morgana.fr>

Picbleu. [16 Février 2017], <https://www.picbleu.fr>

Samson. [15 Décembre 2016], <http://www.samson.fr>

Smartgrids. [10 Novembre 2016], <http://www.smartgrids-cre.fr>

Statistiques et développement durable, chiffres clés des énergies renouvelables édition 2015. [Décembre 2015], <http://www.developpement-durable.gouv.fr>

Statistiques et développement durable, chiffres clés de l'énergie édition 2015. [Février 2016], <http://www.developpement-durable.gouv.fr>

Sterlingsihi. [15 Août 2016], <http://www.sterlingsihi.com>

Swep. [15 Décembre 2016], <http://www.swep.net>

Vaccum-guide. [10 Août 2016], <http://www.vacuum-guide.com>





# Annexes

# Annexe 1 Profil des échangeurs à tubes à ailettes

Les profils des ailettes (Inox, Cu et Alu) et leurs caractéristiques techniques sont présentés ci-dessous (Morgana, 2016). Les dimensions dans les figures sont en mm.

## Profil Inox

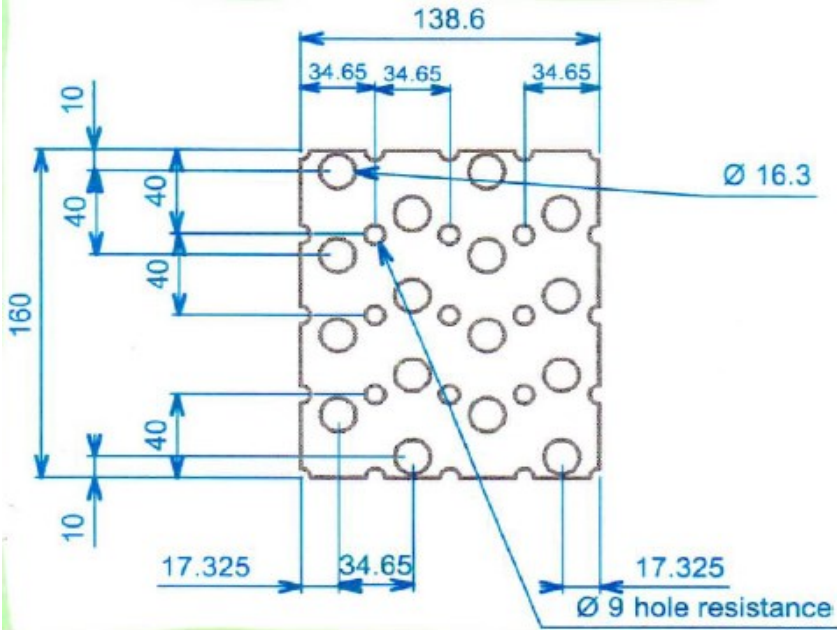


Figure A. 1 Profil Inox C 40 Q (tubes en inox et ailettes en inox)

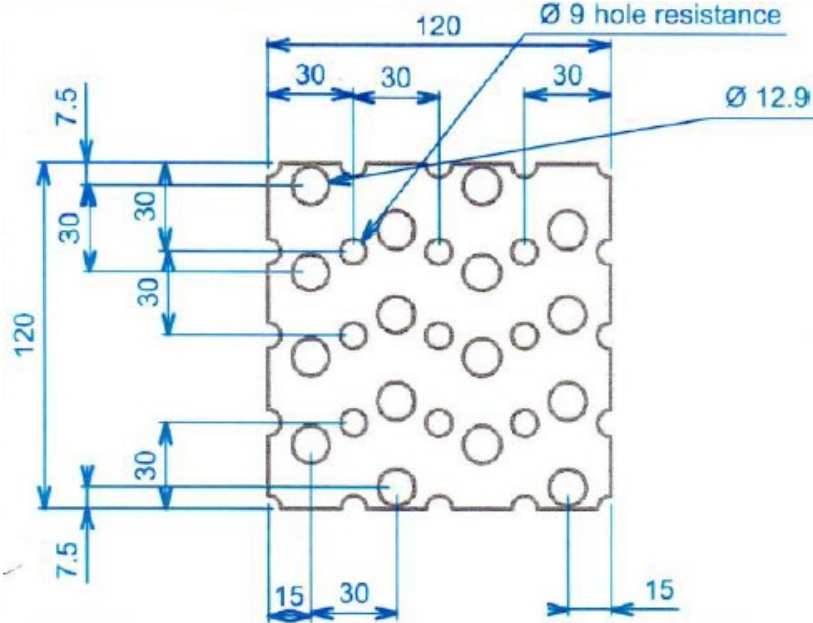


Figure A. 2 Profil Inox C 30 Q (tubes en inox et ailettes en aluminium)

## Profil Cuivre

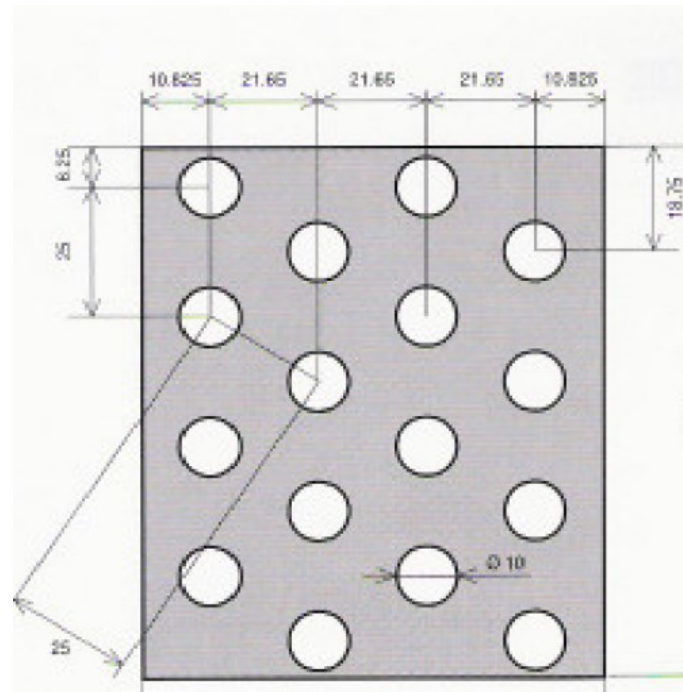


Figure A. 3 Profil M 25 Q

Tableau A.1 Caractéristiques techniques du profil M 25 Q

<b>PROFIL M 25 Q</b>			
<b>Ecartement ailettes</b>	Surface m <sup>2</sup> par mètre de tube aileté	Poids CU ALU Kg/mètre de tube aileté	Poids CU CU Kg/mètre de tube aileté
<b>1.8</b>	0.549	0.233	0.586
<b>2.1</b>	0.475	0.217	0.521
<b>2.5</b>	0.404	0.200	0.456
<b>2.8</b>	0.364	0.190	0.418
<b>3.2</b>	0.323	0.179	0.377
<b>3.6</b>	0.291	0.169	0.345
<b>4.2</b>	0.254	0.176	0.306
<b>5.0</b>	0.218	0.163	0.268

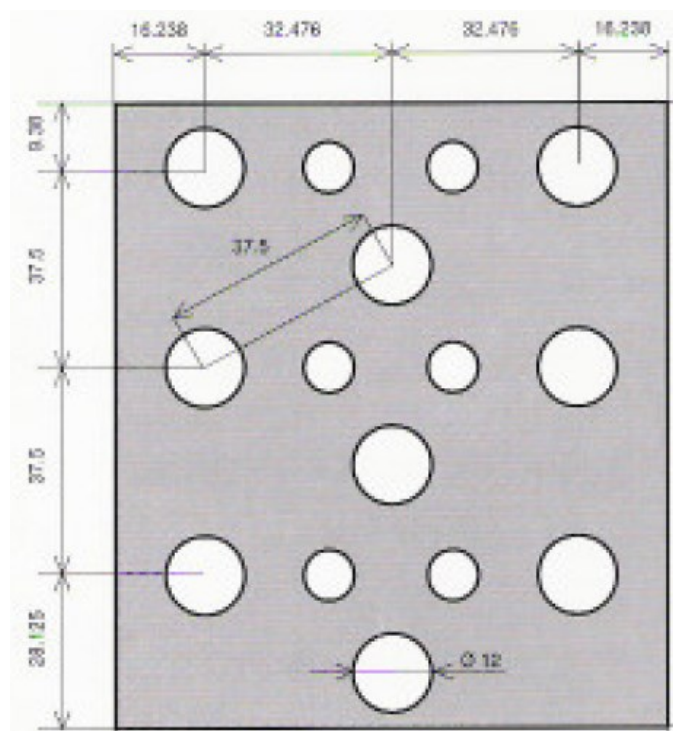


Figure A. 4 Profil M 37 Q

Tableau A.2 Caractéristiques techniques du profil M 37 Q

<b>PROFIL M 37 Q</b>			
<b>Ecartement ailettes</b>	<b>Surface m<sup>2</sup> par mètre de tube aileté</b>	<b>Poids CU ALU Kg/mètre de tube aileté</b>	<b>Poids CU CU Kg/mètre de tube aileté</b>
<b>1.8</b>	1.277	0.402	1.095
<b>2.0</b>	1.153	0.381	1.014
<b>2.2</b>	1.029	0.359	0.931
<b>2.5</b>	0.930	0.341	0.862
<b>2.7</b>	0.849	0.324	0.804
<b>3.0</b>	0.782	0.310	0.755
<b>3.5</b>	0.676	0.287	0.675
<b>4.0</b>	0.591	0.268	0.612
<b>4.5</b>	0.535	0.253	0.562
<b>5.0</b>	0.485	0.239	0.521
<b>6.0</b>	0.411	0.218	0.456
<b>7.0</b>	0.358	0.202	0.407
<b>8.0</b>	0.318	0.227	0.370
<b>10.5</b>	0.252	0.203	0.303
<b>12.0</b>	0.226	0.192	0.275

## Annexe 2 Synthèse des corrélations des coefficients d'échange

### Coefficient d'échange externe (Wang et al., 2000)

$$h_e = j \cdot \rho_g \cdot C_{p,g} \cdot V_g \cdot Pr^{-2/3} \quad (\text{Eq. A2.1})$$

$$j = 0,108 \cdot Re_{Dc}^{-0,29} \cdot \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{y_1} \cdot \left(\frac{S_{ail}}{Dc}\right)^{-1,084} \cdot \left(\frac{S_{ail}}{d_h}\right)^{-0,786} \cdot \left(\frac{S_{ail}}{P_t}\right)^{y_2}, \text{ pour le premier rang (N=1).} \quad (\text{Eq. A2.2})$$

$$\text{Avec, } y_1 = 1,9 - 0,23 \cdot \ln(Re_{Dc}) \quad \text{et} \quad y_2 = -0,236 + 0,126 \cdot \ln(Re_{Dc}).$$

$$j = 0,086 \cdot Re_{Dc}^{y_3} \cdot N^{y_4} \cdot \left(\frac{S_{ail}}{Dc}\right)^{y_5} \cdot \left(\frac{S_{ail}}{d_h}\right)^{y_6} \cdot \left(\frac{S_{ail}}{P_t}\right)^{-0,93}, \text{ au-delà du deuxième rang (N} \geq 2). \quad (\text{Eq. A2.3})$$

$$\text{Avec, } y_3 = -0,361 - \frac{0,042 \cdot N}{\ln(Re_{Dc})} + 0,158 \cdot \ln \left[ N \cdot \left(\frac{S_{ail}}{Dc}\right)^{0,41} \right]$$

$$y_4 = -1,224 - \frac{0,076 \cdot \left(\frac{P_l}{d_h}\right)^{1,42}}{\ln(Re_{Dc})},$$

$$y_5 = -0,083 - \frac{0,058 \cdot N}{\ln(Re_{Dc})},$$

$$y_6 = -5,735 + 1,21 \cdot \ln \left( \frac{Re_{Dc}}{N} \right).$$

Avec  $y_1$  et  $y_2$  les coefficients pour le premier rang.  $y_3$ ,  $y_4$ ,  $y_5$  et  $y_6$ , les coefficients au-delà du deuxième rang. Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$6,35\text{mm} \leq d_{ext} \leq 12,7\text{mm}, \quad 1,19\text{mm} \leq S_{ail} \leq 8,7\text{mm}, \quad 17,7\text{mm} \leq P_t \leq 31,75\text{mm} \quad \text{et} \\ 12,4\text{mm} \leq P_l \leq 27,5\text{mm}.$$

### Coefficient d'échange interne

#### 1. Ecoulement monophasique (Gnielinski, 1976)

$$Nu = \frac{\frac{\Omega}{8} \cdot 0,0214 \cdot [(Re - 1000) \cdot Pr]}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{\Omega}{8}\right)^{0,5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[ 1 + \left(\frac{d_{int}}{L_t}\right)^{2/3} \right] \quad (\text{Eq. A2.4})$$

Avec,  $\Omega = 0,1364 \cdot Re^{-0,25}$

## 2. Écoulement diphasique en évaporation (Gungor et Winterton, 1987).

$$Nu = Nu_l \cdot F_{lv} \quad (\text{Eq. A2.5})$$

$$\text{Avec, } F_{lv} = 1 + 3000 \cdot Bo^{0,86} + 1,12 \cdot \left(\frac{x_v}{1-x_v}\right)^{0,75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,41}$$

$$Bo = \frac{d_{int}}{4 \cdot L_t} \quad (\text{Eq. A2.6})$$

## Coefficient d'échange massique (Threlkeld, 1970).

$$h_m = \frac{h_e}{C_{p,g} Le^{2/3}} \Big|_i \quad (\text{Eq. A2.7})$$

## Coefficient d'échange latent

$$h_{lat} = h_m i_{sv} \left( \frac{w_{avg,g} - w_{fs}}{T_{avg,g} - T_{fs}} \right) \Big|_i \quad (\text{Eq. A2.8})$$

# Annexe 3 Synthèse des corrélations des pertes de charge

## Pertes de charge externes (Kays et London, 1992)

$$\Delta P_{ext} = \frac{F_{max}^2}{2\rho_{in,g}} \left\{ \left[ 1 + \left(\frac{A_{min}}{A_{ail}}\right)^2 \right] \left( \frac{\rho_{in,g}}{\rho_{out,g}} - 1 \right) + f_g \frac{A_{tot}}{A_{min}} \frac{\rho_{in,g}}{\rho_{avg,g}} \right\} \quad (\text{Eq. A3.1})$$

$$\text{Avec, } F_{max} = \frac{\dot{m}_g}{A_{min}}$$

$$f_g = 0,0267 Re_{Dc}^{f_1} \left( \frac{P_t}{P_l} \right)^{f_2} \left( \frac{S_{ail}}{Dc} \right)^{f_3} \quad (\text{Wang et al., 2000}) \quad (\text{Eq. A3.2})$$

N : Numéro de rang et  $f_1$ ,  $f_2$ , et  $f_3$  des coefficients.

$$\text{Avec, } f_1 = -0,764 + 0,739 \frac{P_t}{P_l} + 0,177 \frac{S_{ail}}{Dc} - \frac{0,00758}{N}$$

$$f_2 = -15,689 + \frac{64,021}{\ln(Re_{Dc})} \quad \text{et} \quad f_3 = 1,696 - \frac{15,695}{\ln(Re_{Dc})}$$

Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$6,35mm \leq d_{ext} \leq 12,7mm, \quad 1,19mm \leq S_{ail} \leq 8,7mm, \quad 17,7mm \leq P_t \leq 31,75mm, \\ 12,4mm \leq P_l \leq 27,5mm.$$

### Pertes de charge internes

$$\Delta P_{int} = \Delta P_{int,reg} + \Delta P_{int,sin} \quad (\text{Eq. A3.3})$$

$$\Delta P_{int,reg} = 0,5 f \frac{L_t}{d_{int}} \rho_r V_r^2 \quad (\text{Eq. A3.4})$$

Avec,  $f = \frac{64}{Re}$ , pour un écoulement laminaire et

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left[ \frac{\varepsilon_r}{3,7 d_{int}} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right], \text{ pour un écoulement turbulent} \quad (\text{Eq. A3.5})$$

$$\Delta P_{int,sin} = 0,5 \xi \rho_r V_r^2 \quad (\text{Eq. A3.6})$$

## Annexe 4 Synthèse des corrélations des propriétés de la couche de givre

### Masse volumique (Kandula, 2011)

$$\rho_{fs} = 0,5 \rho_{sol} \chi \exp \left\{ - [0,376 + 1,5(1 - \chi)] \left[ 1 - \left( \frac{Re}{Re_c} \right)^{0,5} \right] \right\} \quad (\text{Eq. A4.1})$$

Avec,  $\chi = \frac{T_{fs} - T_p}{T_{triple} - T_p}$

### Conductivité thermique (Yonko et Sepsy, 1967)

$$\lambda_f = 0,024248 + 0,731 \times 10^{-3} \rho_f + 0,1183 \times 10^{-5} \rho_f^2 \quad (\text{Eq. A4.2})$$

Les limites de validité de cette corrélation sont les suivantes :

$$-30 < T_p < -5 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ et } 7,5 < w_a < 15 \text{ g}_{eau} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ air sec.}$$

### Epaisseur (Schneider, 1978)

$$\delta_f = 0,465 \left[ \frac{\lambda_{sol}}{i_{sv} \rho_{sol}} t (T_{fs} - T_p) \right]^{0,5} t^{-0,03} (T_{fs} - T_p)^{-0,01} \pi^{0,25} \left( 1 + 0,052 \frac{T_{fs} - T_{triple}}{T_{triple} - T_p} \right) \quad (\text{Eq. A4.3})$$



## ÉTUDE et CONCEPTION d'une POMPE à CHALEUR INTÉGRÉE dans le PROCÉDÉ d'ÉPURATION du BIOGAZ

### Résumé

L'engagement de l'Europe sur les énergies renouvelables amène à l'accélération du développement du biométhane comme énergie renouvelable. Les travaux de cette thèse portent sur une partie du procédé Cryo Pur qui est un procédé essentiellement frigorifique qui va permettre en refroidissant le biogaz de la température ambiante à  $-120\text{ °C}$ , de séparer successivement l'eau, le  $\text{CO}_2$  et des polluants pour obtenir du méthane et du  $\text{CO}_2$  liquides de hautes puretés. Dans le procédé Cryo Pur, la production frigorifique s'effectue à 4 niveaux de températures :  $2\text{ °C}$ ,  $-40\text{ °C}$ ,  $-78\text{ °C}$  et  $-120\text{ °C}$ . La pompe à chaleur est couplée aux différents systèmes frigorifiques en refroidissant un frigoroporteur à une température qui fait l'objet de l'optimisation globale du système de thermo-frigo-pompe. Un travail d'optimisation énergétique est mené pour minimiser la consommation d'énergie pour la déshumidification du biogaz de la température ambiante à  $-78\text{ °C}$ . La représentation des cycles associés au givrage et dégivrage de la glace hydrique requière une modélisation dynamique de ces phénomènes.

#### *Mots Clés*

Biogaz, Givrage, Dégivrage, Echangeurs, Biométhane, Pompe à Chaleur

## STUDY and DESIGN of a HEAT PUMP INTEGRATED in a BIOGAS UPGRADING PROCESS

### Résumé en anglais

Europe's commitment to renewable energy leads to accelerate the biomethane development as a renewable energy. The work of this thesis is based on the Cryo Pur process which is essentially a cooling process that will allow the biogas cooling from ambient temperature to  $-120\text{ °C}$ . While cooling the biogas, water vapor,  $\text{CO}_2$  and pollutants must be separated to obtain liquefied biomethane and bio  $\text{CO}_2$ . In the Cryo Pur process, refrigeration is carried out at 4 different temperature levels:  $2\text{ °C}$ ,  $-40\text{ °C}$ ,  $-78\text{ °C}$  and  $-120\text{ °C}$ . The heat pump is coupled to the various refrigeration systems by cooling a refrigerant at a temperature which is the objective of the overall optimization of the heat pump system. An energy optimization work is carried out to minimize the energy consumption for the dehumidification of biogas from ambient temperature to  $-78\text{ °C}$ . The representation of the frosting and defrosting cycles and the losses associated with the temperature of the metallic mass of the heat exchangers requires a dynamic modeling.

#### *Keywords*

Biogas, Frosting, Defrosting, Heat exchanger, Biomethane, Heat Pump