



HAL
open science

Gazéification du GNL par cycle de Brayton associé à une boucle caloportrice et une pompe à chaleur

Zoheir Hadid

► **To cite this version:**

Zoheir Hadid. Gazéification du GNL par cycle de Brayton associé à une boucle caloportrice et une pompe à chaleur. Autre. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2012. Français. NNT : 2012ENMP0112 . tel-01674498

HAL Id: tel-01674498

<https://pastel.hal.science/tel-01674498>

Submitted on 3 Jan 2018

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

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

École doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

Doctorat ParisTech

THÈSE

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École nationale supérieure des mines de Paris

Spécialité “ Energétique ”

présentée et soutenue publiquement par

Zoheir HADID

le 4 octobre 2012

Gazéification du GNL par cycle de Brayton associé à une boucle caloportrice et une pompe à chaleur

Gasification of LNG using a Brayton cycle associated to a heat transfer fluid loop and a heat pump

Directeur de thèse : **Denis CLODIC**

Co-encadrement de la thèse : **Assaad ZOUGHAIB**

THESE CONFIDENTIELLE JUSQU'AU 1er JANVIER 2018

Jury

M. Georges DESCOMBES, Professeur, CNAM
M. Pierre NEVEU, Professeur, Université de Perpignan
M. Denis CLODIC, Directeur de recherche émérite, MINES ParisTech
M. Vincent LEMORT, Docteur, Université de Liège
Mme. Herveline ROBIDOU, Docteur, GEA BTT
M. Assaad ZOUGHAIB, Docteur, HDR, MINES ParisTech

Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur
Examineur

T
H
È
S
E

« *Science sans conscience n'est que ruine de l'âme.* »

François Rabelais

NOMENCLATURE	i
INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE 1 : GAZEIFICATION DU GNL	3
Introduction	4
1. Etat de l'art de la gazéification du GNL.....	5
1.1. La vaporisation par combustion submergée (SCV)	6
1.1.1. Description du procédé	6
1.1.2. Consommation énergétique de la SCV et son impact sur l'environnement ...	7
1.1.3. Les avantages de la SCV	7
1.2. La vaporisation par échange de chaleur avec l'eau de mer (ORV).....	7
1.2.1. Description générale de l'ORV	7
1.2.2. L'impact environnemental de l'ORV	8
1.2.3. Avantages de l'ORV	8
1.3. Comparaison entre la SCV et l'ORV	8
1.4. La vaporisation par fluide intermédiaire (IFV)	9
1.5. La vaporisation avec échangeurs tube et calandre (STV)	10
1.6. La vaporisation par l'air ambiant (AAV)	10
2. Analyse exergetique des systèmes de gazéification actuels.....	10
2.1. Analyse exergetique du GNL	10
2.2. Destruction d'exergie dans les systèmes actuels	15
3. Valorisation par cycles de Carnot réversible et endo-réversible	18
4. Travaux en cours sur la valorisation du froid du GNL sous forme d'énergie mécanique	20
4.1. Etude bibliographique sur les systèmes de valorisation du froid du GNL sous forme d'énergie mécanique.....	20
4.2. Nouveau concept de gazéification avec valorisation à l'air ambiant (Brevet WO 2011/055045 A1)	24
5. Optimisation de l'architecture thermodynamique des cycles moteurs.....	28
5.1. Introduction	28
5.2. Contraintes et irréversibilités d'un cycle moteur réel.....	29
5.3. Choix des fluides de travail candidats	33
5.4. Analyse énergétique et exergetique.....	34
5.4.1. Compresseur (ou pompe)	35
5.4.2. Récupérateur.....	35
5.4.3. Echangeur Fluide/Propane.....	36
5.4.4. Turbine	36
5.4.5. Gazéifieur du GNL	36
5.5. Recherche de la meilleure solution	37
5.5.1 Solution avec un seul cycle thermodynamique.....	37
5.5.2. Solution de revalorisation avec deux cycles thermodynamiques	47
5.6. Conclusion	49
6. Analyse exergetique saisonniere préliminaire.....	50
Conclusions	54

**CHAPITRE 2 : MODELISATION D'ECHANGEURS A AILETTES RONDES
DISCONTINUES EN CONDITION DE GIVRAGE ET VALIDATION EXPERIMENTALE57**

Introduction	58
1. Description du dispositif expérimental	60
1.1. Conditions opératoires.....	60
1.2. Choix des maquettes d'échangeur	62
1.3. Circuit aéraulique	63
1.4 Circuit hydraulique	64
1.4.1. Circuit du frigoporteur (Temper -55)	64
1.4.2. Circuit de dégivrage	64
1.5. Système d'acquisition.....	64
2. Procédure expérimentale.....	65
3. Calcul d'incertitude.....	68
3.1 Tolérance des appareils de mesures.....	68
3.2. Incertitude sur le bilan de masse.....	69
4. Résultats expérimentaux	70
4.1. Dépôt de givre.....	70
4.2. Flux de chaleur sensible	72
4.3. Perte de pression et chute du débit	74
4.4. Conclusion.....	78
5. Modèle de croissance du givre sur les ailettes d'un échangeur de chaleur (avec validation par la littérature)	79
5.1. Etude bibliographique et présentation des mécanismes de formation de givre	79
5.1.1 Introduction	79
5.1.2. Description du phénomène de formation de givre.....	80
5.1.3. Modèles décrivant la formation de givre.....	80
5.2. Modélisation de la croissance de givre sur les ailettes d'un échangeur de chaleur	82
5.2.1. Hypothèses.....	82
5.2.2. Bilan de masse et d'énergie	82
5.2.3. Conditions aux limites	85
5.2.4. Validation du modèle.....	86
5.2.5. Conclusion	89
6. Modélisation d'échangeurs à ailettes discontinues en condition de givrage	89
6.1. Introduction	89
6.2. Modèle d'un élément de tube à ailettes en condition de givrage.....	90
6.2.1. Modèle "Géométrie".....	91
6.2.2. Modèle "air"	93
6.2.3. Modèle "Tube+ Ailettes"	95
6.2.4. Modèle" fluide frigoporteur".....	96
6.3 Schéma d'un modèle d'une maquette d'échangeurs	97
7. Etude bibliographique des corrélations du coefficient de transfert de chaleur et de la perte de pression (échangeurs à ailettes rondes discontinues)	99
7.1 Bibliographie des corrélations du coefficient de transfert de chaleur externe.....	99
7.1.1. Corrélation de Briggs et Young (1963).....	99
7.1.2. Corrélation de Krupiczka et al. (2003)	100
7.1.3. Corrélation de Vampola (1966)	100
7.1.4. Corrélation de Ganguli et al (1985).....	101

7.1.5. Comparaison entre les différentes corrélations du coefficient de transfert de chaleur externe.....	101
7.2. Bibliographie des corrélations de perte de pression.....	104
7.2.1. Corrélation de Robinson et Briggs.....	104
7.2.2. Corrélation Vampola (1966)	104
7.2.3. Validation expérimentale des corrélations de perte de pression	104
7.3. Corrélations du coefficient de transfert de chaleur interne.....	106
8. Corrélation des coefficients de transfert de chaleur et de masse en conditions de givrage	107
8.1. Introduction.....	107
8.2. Identification et corrélation du coefficient de transfert de chaleur et de la fonction de Lewis en condition de givrage	109
8.2.1. Coefficient de transfert de masse	109
8.2.2. Coefficient de transfert de chaleur	110
9. Validation du modèle	112
10. Corrélation de la perte de pression en condition de givrage	115
Conclusions	116
CHAPITRE 3 : STRATEGIE DE CONCEPTION ET DE PILOTAGE DU PROCEDE.....	119
Introduction	120
1. Données d'entrée, besoins et variables de design.....	120
2. Définition des besoins thermiques du procédé.....	123
2.1. Cycles moteurs	123
2.2. Boucle de fluide caloporteur	125
2.3. Pompe à chaleur.....	126
2.3.1. Le dégivrage	128
3. Recherche du cas défavorable	132
4. Etude du dégivrage.....	137
5. Dimensionnement des évaporateurs et de la pompe à chaleur	140
6. Analyse exergetique saisonniere (6 FPI)	144
Conclusion	146
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....	147
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	151
ANNEXES	155

Nomenclature

A	Surface d'échange [m ²]
A _{fin}	Surface totale des ailettes d'un élément de tube
A _i	Surface totale interne d'un élément de tube [m ²]
A _T	Surface totale d'échange [m ²]
A _{tube}	Surface totale externe d'un élément de tube sans ailettes [m ²]
A _{tube,fin}	Surface totale d'échange d'un élément de tube aileté de longueur L _T [m ²]
C _p	Chaleur massique à pression constante [J kg ⁻¹ K ⁻¹]
C	Chaleur massique [J kg ⁻¹ K ⁻¹]
D	Coefficient de diffusion binaire [m ² s ⁻¹]
d	Diamètre [m]
d _v	Diamètre hydraulique utilisé dans les corrélations de Vampola [m]
Ẋ _d	Flux d'exergie détruite [W]
$f_{\text{def}} = \frac{1}{\Delta t_{\text{def}}}$	Fréquence de dégivrage [s ⁻¹]
g	Mesure, accélération de la pesanteur [m s ⁻²]
G	Flux massique [kg.m ⁻² s ⁻¹], mesurande (calcul d'incertitude)
h	Enthalpie massique [J kg ⁻¹]
H	Hauteur de l'ailette [m]
h _a	Coefficient de transfert de chaleur coté air [W m ⁻² K ⁻¹]
h _i	Coefficient de transfert de chaleur côté frigoporteur [W m ⁻² K ⁻¹]
h _m	Coefficient de transfert de masse [kg m ⁻² s ⁻¹]
HR	Humidité relative [%]
i	Fonction enthalpie massique de l'air humide [J kg ⁻¹]
k	Conductivité thermique [W m ⁻¹ K ⁻¹]
L _{lv}	Chaleur latente de condensation [J kg ⁻¹]
L _{sv}	Chaleur latente de sublimation [J kg ⁻¹]
L _T	Longueur d'un élément de tube [m]
ṁ	Débit [m s ⁻¹]
M	Masse molaire [kg.mol ⁻¹]
ṁ _p " _x	Flux de masse de vapeur d'eau diffusé dans la couche de givre, évalué au point x [kg/m ² s]
ṁ _{av}	Débit volumétrique de l'air [m ³ /s]
ṁ _f "	Flux de masse de vapeur d'eau total transféré à la couche de givre [kg m ⁻² s ⁻¹]
ṁ _δ "	Flux de masse de vapeur d'eau augmentant l'épaisseur de givre [kgm ⁻² s ⁻¹]
m _f	Masse du givre accumulé sur la surface d'échange [kg]
N _{def}	Nombre de baies (modules) en dégivrage
N _{fin}	Nombre d'ailettes total d'un élément de tube de longueur L _T
N _{op}	Nombre d'échangeurs en fonctionnement
p	Pression [Pa]
P _d	pas diagonal
$P_{\text{fin}} = \frac{0.0254}{\text{FPI}}$	Distance entre deux ailettes (pas d'ailette) [m]
P _l	Pas longitudinal
P _t	Pas transversal [m], pression totale [Pa]

q	Energie unitaire (d'un échangeur) [J]
\dot{q}	Flux de chaleur unitaire (d'un échangeur) [W]
Q	Energie [J]
\dot{Q}	Flux de chaleur [W]
R	Constante des gaz parfaits [J K ⁻¹ mol ⁻¹]
s	($P_{fin} - Y$) espacement entre deux ailettes [m],
S	Entropie massique [J kg ⁻¹ K ⁻¹]
$S_{face} = P_t$	Section maximale de passage de l'air soufflé sur un tube par unité de longueur [m ² /m]
SP	Section de passage frontale [m ²]
S_{fin}	Surface double d'une seule ailette [m ²]
S_{min}	Section minimale de passage d'air soufflé sur un élément de tube par unité de longueur [m ² /m]
T	Température [K]
t	Temps [s]
$u(G)$	Incertitude type
$U(G)$	Incertitude élargie
$U(G)/g$	Incertitude relative
V	Vitesse de l'air frontale
$V_i = V(t=0)$	Vitesse frontale de l'air initiale [m s ⁻¹]
V_{max}	Vitesse de l'air calculé à la section de passage minimale [m s ⁻¹]
w	Humidité absolue
\dot{W}	Puissance mécanique [W]
x	Abscisse
Y	Epaisseur de l'ailette effective (sans ou avec le givre)
Y_0	Epaisseur de l'ailette sans givre
$\Delta \dot{E}_x$	Flux d'exergie [W]
ΔP	Différence de pression [Pa]
Δt_{def}	Période de dégivrage [s]
Δt_f	Temps d'un essai givrage [s]

Lettres grecques

δ_f	Epaisseur de la couche de givre [m]
ε	Porosité
η_C	Rendement de Carnot
η_{CA}	Rendement de Curzon et Ahlborn (rendement de cycle endoreversible)
η_{fin}	Rendement d'ailette
μ	Facteur de résistance à la diffusion $\frac{D_{eff}}{D}$
μ	Viscosité dynamique [Pa.s]
v_v	Volume massique de la phase vapeur [m ³ kg ⁻¹]
Ψ	Exergie physique massique [J kg ⁻¹]
ρ	Masse volumique [kg m ⁻³]
τ_i	Facteur de Carnot

Indices

a, air	Air
c	Critique
C	Relatif à Carnot
CA	Curzon et Ahlborn

CM	Cycle moteur
cond	Condensation
cyc1, cyc2	Cycle moteur 1 et 2
def	Relatif au dégivrage
eff	Effective
évap	Evaporation
f	Givre
fin	Ailette
ft	Fluide de travail
i	Paroi interne du tube, initial, indice de sommation
ice	Phase solide
in	Entrée
l	Phase liquide
lat	Latent
moy	Moyen
op	Opérateur (en fonctionnement)
out	Sortie
prop	Relatif au propane
r	Externe
red	Réduite
ref	Frigoporteur
s	Surface de givre
sens	Sensible
T, tot	Total
tube	Tube, élément de tube
v	Phase vapeur
ventil	Ventilateur
vs	Vapeur saturante
w	Paroi

Exposants

"	Par m ²
.	Dérivée par rapport au temps

Nombres adimensionnels

Bo	Nombre d'ébullition	$\frac{q}{Gh_{TP}}$
Fo	Nombre de Fourier	$\frac{\alpha t}{L^2}$
Le	Nombre de Lewis	Sc/Pr
Le _f	Fonction de Lewis	St/St _m
Nu	Nombre de Nusselt	$\frac{hD}{\lambda}$
Pr	Nombre de Prandtl	$\frac{\mu C_p}{\lambda}$
Re	Nombre de Reynolds	$\frac{G.d_h}{\mu}$
Sc	Nombre de Schmidt	$\frac{\mu}{D}$

St	Nombre de Stanton thermique	$\frac{h}{\rho C_p v}$
St _m	Nombre de Stanton massique	$\frac{K_c}{v}$

Abréviations

BFC	Boucle de fluide caloporteur
COP _C	Coefficient de performance
FPI	Ailettes par pouce
FMCP	Force motrice de changement de phase
GNL	Gaz naturel Liquéfié
PAC	Pompe à chaleur
S	Facteur de sursaturation relative

Introduction générale

Dans un contexte de réduction de la pression environnementale des énergies fossiles, le gaz naturel jouit d'un regain d'intérêt car c'est le combustible fossile le moins polluant. En effet, pour une même quantité d'énergie produite, la combustion du gaz naturel qui est constitué principalement de méthane génère moins de polluants et de gaz à effet de serre comparativement à d'autres combustibles fossiles.

L'acheminement du gaz naturel se fait, sous forme gazeuse par gazoduc ou par méthanier sous forme liquide (gaz naturel liquéfié). Le marché du gaz naturel liquéfié (GNL) est en plein essor et présente l'avantage de diversifier les approvisionnements et de réduire la dépendance énergétique vis-à-vis des pays qui fournissent le gaz naturel par gazoduc. Dans une usine de liquéfaction, une grande quantité d'énergie est consommée pour liquéfier le gaz naturel. Une partie de l'exergie dépensée lors de la liquéfaction est stockée dans le GNL sous forme liquide à une température de -162 °C et à pression atmosphérique. Une fois le GNL acheminé, il est comprimé, vaporisé et chauffé pour être commercialisé à travers un réseau de distribution.

Dans ce travail de recherche, nous nous intéressons à la dernière étape de la chaîne de transport de GNL, qui est la vaporisation et le chauffage, afin d'apporter une solution performante de récupération d'une partie de l'exergie dépensée dans un contexte économique et environnemental où l'efficacité énergétique est un enjeu pour tous les procédés. L'objet principal de la thèse vise à valoriser l'exergie contenue dans le GNL lors de sa gazéification et de son réchauffage.

Cette thèse se compose d'une étude de procédé où l'on s'intéresse à l'architecture thermodynamique d'un nouveau système de vaporisation et de chauffage utilisant l'air ambiant comme source de chaleur. L'utilisation de l'air ambiant conduit à gérer la problématique de la formation de givre sur les échangeurs de chaleur. Pour cela, une deuxième partie de cette thèse traite de la modélisation et de la validation expérimentale d'échangeurs de chaleur fonctionnant en condition de givrage. Une dernière partie traite de la stratégie de dimensionnement des échangeurs à air et du pilotage du procédé en exploitant les résultats de la modélisation.

Le chapitre 1 présente l'état de l'art de la gazéification du GNL, en mettant l'accent sur le fait que le GNL représente une source d'exergie non négligeable et qui est souvent détruite ou mal récupérée. Nous nous intéressons à la valorisation du froid contenu dans le GNL sous forme d'énergie mécanique, comme alternative à l'utilisation directe du froid dans l'industrie (par exemple, la séparation des gaz de l'air, la congélation des aliments, etc.) qui a ses limites. Après avoir caractérisé cette source froide, nous présentons les travaux existants sur la valorisation du froid du GNL sous forme d'énergie mécanique. Le brevet WO 2011/055045 se distingue des travaux en cours par l'utilisation de l'air ambiant comme seule source de chaleur tout en valorisant une partie de l'exergie du GNL. Le développement de ce procédé est l'objet de cette thèse. La dernière partie du chapitre 1 est consacrée à l'architecture thermodynamique des cycles moteurs utilisables entre la source chaude : l'air ambiant, et le puits froid : le méthane en train de se réchauffer, ainsi qu'une première analyse exergétique de ces architectures. Pour définir l'architecture thermodynamique de cycles moteurs réels,

nous appliquons la méthode de l'analyse énergétique et exergetique. Nous évaluons la quantité de l'exergie détruite dans chaque composant d'un cycle thermodynamique moteur ainsi que la relation entre le fluide de travail et ces destructions d'exergie. Nous nous intéressons à une revalorisation avec un seul cycle moteur. Après la présentation de la meilleure solution avec un seul cycle moteur, nous nous intéressons à la possibilité d'ajouter un deuxième cycle pour tenter d'améliorer le rendement exergetique global.

Après avoir déterminé l'architecture thermodynamique des cycles moteurs qui permettent de valoriser l'exergie du GNL, une analyse exergetique du procédé dans la zone nord de l'Europe est proposée. L'analyse exergetique préliminaire du procédé montre qu'il est possible de vaporiser et réchauffer le GNL tout en valorisant une partie de son exergie sous forme d'énergie électrique si la gestion du givrage et du dégivrage des échangeurs est maîtrisée. Des verrous techniques et scientifiques sont identifiés et font l'objet des travaux menés dans la deuxième partie de cette thèse.

Le système proposé est constitué de modules d'évaporation du fluide caloporteur utilisant l'air ambiant comme source de chaleur. Ces modules d'évaporation du fluide intermédiaire (propane) sont utilisés pour capter l'énergie calorifique de l'air utilisée par le procédé comme sources chaudes. Le contact entre l'air humide et une paroi froide conduit à un transfert simultané de chaleur et de masse. La vapeur d'eau contenue dans l'air se solidifie sur la surface d'échange et croît sous la forme d'une couche de givre qui colmate la section de passage de l'air et crée une résistance thermique conductive entre l'ailette et l'air. Le dimensionnement de ces évaporateurs, en prenant en compte les conditions de givrage ainsi que l'optimisation du dégivrage par une conception et une régulation intelligente, sont deux points essentiels pour le développement de ce procédé. Ainsi, dans la deuxième partie de cette thèse, un modèle numérique est développé simulant le comportement d'échangeurs à ailettes discontinues en condition de givrage, validé par des expérimentations.

Une fois le modèle d'échangeur de chaleur à ailettes rondes discontinues et en conditions de givrage validé, on s'intéresse dans le dernier chapitre à l'établissement d'une stratégie de dimensionnement du procédé. La démarche de conception présentée dans ce chapitre s'intéresse principalement à la réduction de la destruction d'exergie liée au fonctionnement des évaporateurs. Cette démarche permet d'étudier l'impact de la géométrie de la surface d'échange et la stratégie de ventilation sur l'exergie consommée. La meilleure option technique est identifiée et les performances saisonnières du procédé avec cette option sont évaluées. Les calculs montrent un excédent d'énergie mécanique pendant tous les mois de l'année.

CHAPITRE 1 : Gazéification du GNL

Introduction

Dans un contexte de réduction de la pression environnementale sur les énergies fossiles, le gaz naturel jouit d'un regain d'intérêt car c'est le combustible le moins polluant, comparativement à d'autres combustibles fossiles. En effet, le gaz naturel, constitué principalement de méthane, permet de "produire le plus d'énergie par kg avec le moins d'émission d'oxyde de carbone" [ROJ94].

La commercialisation du gaz naturel (GN) présente des difficultés non négligeables, principalement à cause de son transport qui nécessite la mise en place d'un réseau de conduites reliant les pays exportateurs aux pays importateurs. Cette solution n'est envisageable que s'il y a proximité terrestre entre les fournisseurs et les consommateurs. Le GN peut également être transporté par méthanier sous forme liquide. En effet, lorsque le GN est refroidi jusqu'à -162 °C à pression atmosphérique, il se transforme en gaz naturel liquéfié (GNL). La liquéfaction du gaz naturel réduit son volume de plus de 600 fois, ce qui est plus pratique pour le stocker ou le transporter. Ce mode de transport nécessite la mise en place de toute une chaîne de transport qui comprend principalement (figure 1.1) :

- le traitement du gaz naturel à l'extraction et son acheminement par gazoduc jusqu'au littoral
- la liquéfaction du gaz
- le stockage et le chargement des méthaniers
- l'acheminement par méthaniers
- la réception et le stockage du GNL
- la gazéification.

Nota : Le terme de gazéification est utilisé plutôt que celui de regazéification, puisque l'objet de la thèse est de minimiser les pertes exergetiques lors du passage de la phase liquide du méthane à sa phase gaz.

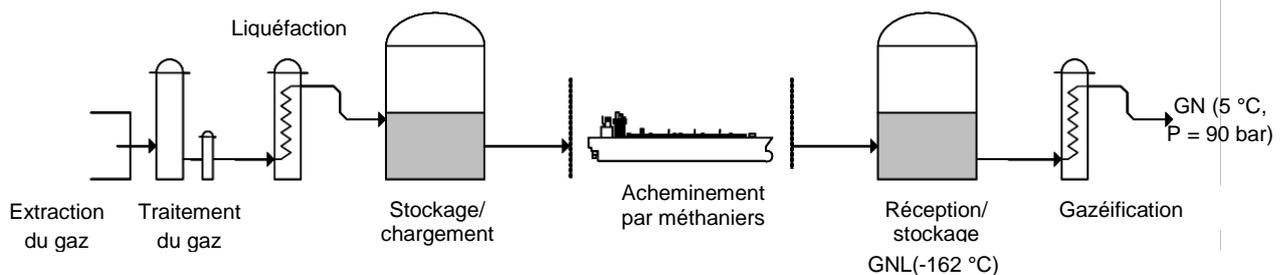


Figure 1.1. Schéma de la chaîne GNL

Une usine de liquéfaction consomme en moyenne 12 % du gaz entrant pour son propre fonctionnement. Cette étape constitue la partie la plus coûteuse d'une chaîne de GNL (plus ou moins 50 % des coûts selon le type d'installations développées). En 1992, les usines de liquéfaction dans le monde présentaient une capacité totale de 69,2 millions de tonnes par an [ROJ94]. Selon Ferschneider et Fischer [FER10], "en 2008, environ 200 millions de tonnes de gaz naturel ont été liquéfiées, dont 40 % dans des unités démarrées dans les années 2000. Les unités actuellement en construction permettront de produire 100 millions de tonnes supplémentaires", Legault [LEG07] prévoit plus de 400 millions de tonnes d'ici 2015.

En parallèle, un plus grand nombre de terminaux méthaniers sera construit dans les pays consommateurs de gaz. Un terminal méthanier est une installation portuaire pouvant accueillir les navires méthaniers. Elle comprend un appontement avec des installations de déchargement, de grands réservoirs de stockage de gaz liquéfié, des installations de gazéification du gaz et d'expédition sur le réseau de transport du gaz. Les projections montrent qu'un développement important de ce type d'installations est à prévoir.

Dans ce travail de recherche, nous nous intéressons à la dernière étape de la chaîne de transport de GNL, qui est la gazéification, afin d'apporter une solution de gazéification innovante dans un contexte économique et environnemental où l'efficacité énergétique est un enjeu pour tous les procédés. L'objectif principal de la thèse vise à valoriser l'exergie contenue dans le GNL lors de la gazéification.

Nous allons en premier lieu présenter l'état de l'art de la gazéification du GNL, en mettant l'accent sur le fait que le GNL représente une source d'exergie non négligeable et qui est souvent détruite ou mal récupérée. Nous nous intéressons à la valorisation du froid contenu dans le GNL sous forme d'énergie mécanique, comme alternative à l'utilisation directe du froid dans l'industrie (par exemple, la séparation des gaz de l'air, la congélation des aliments, etc.) qui a ses limites. Après avoir caractérisé cette source froide, nous présenterons les travaux existants sur la valorisation du froid du GNL sous forme d'énergie mécanique. Cette revue des travaux en cours montre que la plupart des systèmes proposés intègrent des procédés rejetant de la chaleur avec un système de gazéification. Un brevet proposé par GEA BTT, partenaire de cette thèse, présente un concept original du système de gazéification intégré et autonome utilisant l'air ambiant comme source de chaleur. La dernière partie de ce chapitre est consacrée à l'architecture thermodynamique des cycles moteurs utilisables entre la source chaude : l'air ambiant, et le puits froid : le méthane en train de se réchauffer.

1. Etat de l'art de la gazéification du GNL

Dans un terminal méthanier le **Gaz Naturel Liquéfié** (GNL) acheminé à -162 °C est comprimé à 90 bar au-dessus de sa pression critique (45,99 bar). Il passe ainsi de la phase liquide à l'état de gaz dense au passage du point pseudo-critique (température critique du méthane de $-82,56\text{ °C}$). Une fois vaporisé, le GNL gazeux est réchauffé à haute pression (90 bar) jusqu'à une température de 5 °C pour être injecté dans le réseau de transport du gaz.

Les sources d'énergie thermique disponibles sur un terminal méthanier pour la gazéification du GNL sont :

- l'air ambiant
- la chaleur de combustion du gaz naturel
- l'eau de mer
- d'éventuels rejets thermiques industriels

Dans l'état actuel de la technologie, les systèmes de vaporisation les plus utilisés (voir tableau 1.1) sont :

- la vaporisation par échange de chaleur avec l'eau de mer (Open rack vaporizers - ORV)

- la vaporisation par combustion submergée (Submerged combustion vaporizers - SCV)

Auxquels s'ajoutent :

- la vaporisation par fluide intermédiaire (Intermediate fluid vaporizers - IFV)
- la vaporisation avec échangeurs tube et calandre (Shell-and-tube vaporizers - STV)

D'autres technologies sont aussi à l'étude, tel l'Ambiant Air Vaporizer (AAV) qui a fait l'objet d'expérimentations à petite échelle, mais les difficultés à surmonter sont la dépendance à la température ambiante et la formation du givre. Certains pensent surmonter ces difficultés en utilisant les pertes thermiques disponibles au voisinage des sites de gazéification.

Le tableau 1.1 est une synthèse des analyses de Hannah Kawamoto [KAW08], complétée par une liste des fabricants promoteurs de chaque technologie, liste provenant de Yang et Z. Huang [YAN04].

Tableau 1.1. Les différentes technologies de gazéification

TECHNOLOGIES DE REGAZEIFICATION		MODE DE CHAUFFAGE	Source de chaleur			Part du marché (%)	Fabricants
			Air ambiant	Gaz Naturel (Combustion)	Eau de mer		
Vaporisation par fluide intermédiaire (IFV)	Propane ou Frigoporteur	Chauffage indirect	X		X	4	Kobelco (JPN)
	Eau/ glycol	Chauffage indirect	X	X	X		Technip+SPX(USA)
Vaporisation par l'air ambiant (AAV)		Chauffage direct	X				
Vaporisation par échange de chaleur avec l'eau de mer (ORV)		Chauffage direct			X	67	Kobelco (JPN) Sumitomo (JPN)
Vaporisation avec échangeur tube et calandre (STV)		Chauffage direct ou indirect	X	X	X	6	Kobe Steel (JNP) Chicago Power & Process (USA) Thermax (USA)
Vaporisation par combustion submergée (SCV)		Chauffage indirect		X		23	Sumitomo (JPN) T-Thermal (USA)

1.1. La vaporisation par combustion submergée (SCV)

1.1.1. Description du procédé

Le GNL est réchauffé en s'écoulant à travers un faisceau de tubes immergés dans un bain d'eau, qui est chauffé par la chaleur de combustion de gaz naturel. Le brûleur du système de vaporisation à combustion submergée émet des gaz chauds (produits de combustion) qui chauffent directement l'eau du bain par barbotage.

L'air de combustion est introduit dans le brûleur à travers une volute qui donne à l'air un mouvement tourbillonnant. Il en résulte un mélange plus homogène avec les gaz de combustion. Le bain d'eau est généralement à une température comprise entre 12 et 18 °C. La vapeur d'eau issue de la combustion est condensée dans le bain, ce qui améliore l'efficacité thermique de la SCV.

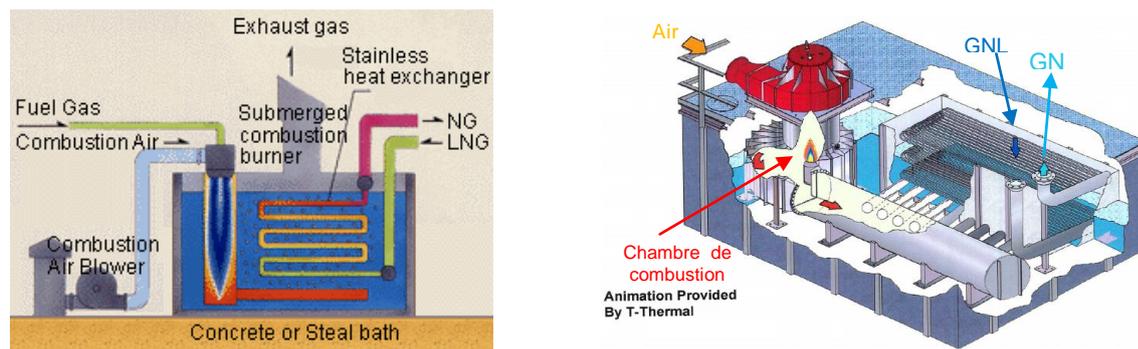


Figure 1.2. Vaporisation par combustion submergée - SCV

1.1.2. Consommation énergétique de la SCV et son impact sur l'environnement

Pendant le fonctionnement, 1,5 à 2 % de la cargaison de GNL sont utilisés pour alimenter le brûleur, ce qui correspond à un coût d'exploitation très important. De plus, l'eau du bain devient acide car les produits de combustion sont absorbés lors du barbotage. Il est donc nécessaire de neutraliser les acides formés (soude caustique, carbonate de sodium, bicarbonate de sodium...). L'eau du bain doit être déconcentrée en sel ; ceci est effectué par un renouvellement partiel du volume d'eau qui doit être traité avant d'être rejeté. Enfin, la SCV produit des quantités importantes de gaz de combustion. Ceci requiert l'installation d'une technologie de contrôle de la pollution des gaz de combustion, qui vient se rajouter aux coûts de fonctionnement de la SCV.

En raison de l'importance de la quantité de gaz de combustion, les émissions de NO_x et de CO₂ ne sont pas à négliger, même si une émission de NO_x de moins de 46 ppm est réalisable. La quantité de NO_x peut encore être réduite à 5 ppm en utilisant le système de réduction catalytique sélective (SCR), mais il double le coût du système.

1.1.3. Les avantages de la SCV

La capacité thermique du bain d'eau est très importante, il est donc possible de maintenir un fonctionnement stable, même en cas d'arrêt soudain ou lors de fluctuations importantes de la charge. Ce système s'adapte rapidement à l'évolution de la demande en gaz naturel.

De plus, la SCV est conçue pour utiliser du gaz combustible à basse pression provenant de l'évaporation des gaz de l'installation comme les gaz lourds (C2 et plus) extraits du GNL.

1.2. La vaporisation par échange de chaleur avec l'eau de mer (ORV)

1.2.1. Description générale de l'ORV

L'ORV utilise l'eau de mer comme source de chaleur. L'eau de mer entre dans le gazéifieur à partir d'un distributeur placé en hauteur, et s'écoule vers le bas sur la surface extérieure d'un faisceau de long tubes à ailettes, appelé panneau, à l'intérieur duquel le GNL se gazéifie par échange de chaleur ; l'eau de mer est recueillie en bas et renvoyée au large.

Le gazéifieur est constitué d'un alliage d'aluminium pour avoir de bonnes caractéristiques mécaniques à basse température, et une conductivité thermique élevée. Les panneaux sont extérieurement revêtus d'alliage de zinc, offrant une résistance à la corrosion due à l'eau de mer.

L'eau de mer est chlorée afin de protéger la surface externe des tubes contre le bio-encrassement et éviter la prolifération de végétaux marins dans les tuyauteries. L'ORV nécessite un entretien régulier (généralement annuel) au niveau de la surface des tubes à ailettes. En général, la température d'eau de mer minimale souhaitée est de 8 °C.

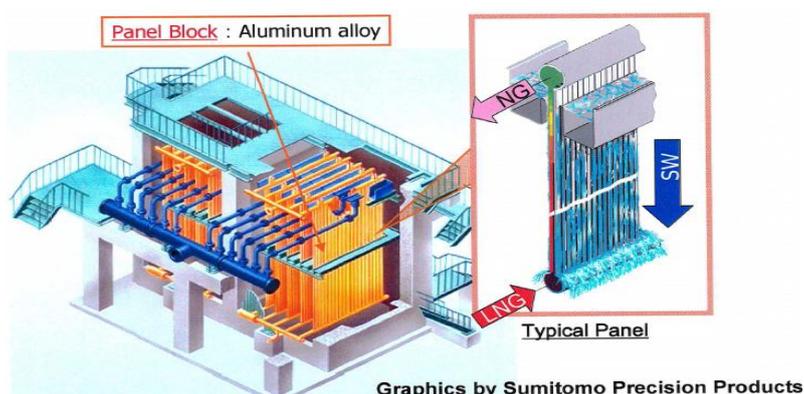


Fig. 6. ORV at Tokyo Gas's Ohgishima Terminal

Figure 1.3. Vaporisation par échange de chaleur avec l'eau de mer (ORV)

1.2.2. L'impact environnemental de l'ORV

La technologie ORV nécessite de véhiculer de grandes quantités d'eau de mer, ce qui pose des problèmes au niveau de l'écosystème marin. En effet, le refroidissement et le traitement chimique de l'eau de mer qui est renvoyée au large a des répercussions sur la vie marine par l'abaissement de la température et la dégradation de la qualité de l'eau. L'ORV n'émet pas de polluants atmosphériques directs ; seule la puissance électrique alimentant les pompes d'eau de mer est une source de pollution indirecte.

1.2.3. Avantages de l'ORV

L'avantage majeur de l'ORV est d'utiliser une source de chaleur renouvelable (l'énergie thermique des mers), donc comparée à la SCV, la gazéification par échange thermique avec l'eau de mer émet moins de dioxyde de carbone et de polluants atmosphériques. De plus, elle présente des coûts de fonctionnement moindres.

1.3. Comparaison entre la SCV et l'ORV

Les avantages et inconvénients de la SCV et de l'ORV sont regroupés tableau 1.2. Ces deux technologies dominent le marché, ont un impact non négligeable sur l'environnement et présentent respectivement des coûts de fonctionnement et d'investissement élevés.

Tableau 1.2. Comparaison entre la SCV et l'ORV

Technologie	Avantages	Inconvénients
Submerged Combustion Vaporizer	<ul style="list-style-type: none"> Fonctionnement indépendant des conditions d'ambiance Stabilité du fonctionnement Coûts d'investissement faibles 	<ul style="list-style-type: none"> Pollution atmosphérique (émission d'oxydes d'azote - NO_x) Emissions de gaz à effet de serre Consommation de 1,5 à 2 % du GN pour la gazéification
Open Rack Vaporizer	<ul style="list-style-type: none"> Faible coût de fonctionnement. 	<ul style="list-style-type: none"> Impact sur la vie marine Coûts d'investissement élevés

1.4. La vaporisation par fluide intermédiaire (IFV)

La vaporisation par fluide intermédiaire (IFV) utilise un fluide caloporteur pour transférer de l'énergie thermique de l'eau de mer ou de gaz de combustion vers le GNL. L'IFV est caractérisée par ses trois échangeurs de chaleur (cf. figure 1.5) intégrés dans un seul bloc (figure 1.4) et par l'utilisation d'un fluide intermédiaire.



Figure 1.4. Photo d'une installation IFV (Kobelco [KOB])

La plupart des installations utilisent le propane comme fluide intermédiaire ou plus rarement de l'eau glycolée. Le propane est le plus utilisé, compte tenu du bon échange thermique en changement de phase et d'un point triple très bas (-187,7 °C). Dans les technologies IFV utilisant l'eau glycolée, le fluide intermédiaire est chauffé par des combustibles.

Généralement, les vaporiseurs sont des échangeurs de type "tubes et calandre" (voir figure 1.5), le fluide intermédiaire (côté calandre) est vaporisé par l'eau de mer (côté tube) au niveau de l'échangeur E1. Au niveau de l'échangeur E2, qui partage la même calandre avec l'échangeur E1, le GNL (côté tube) est vaporisé par la chaleur de condensation du fluide intermédiaire. Les condensats retombent au bas de la calandre.

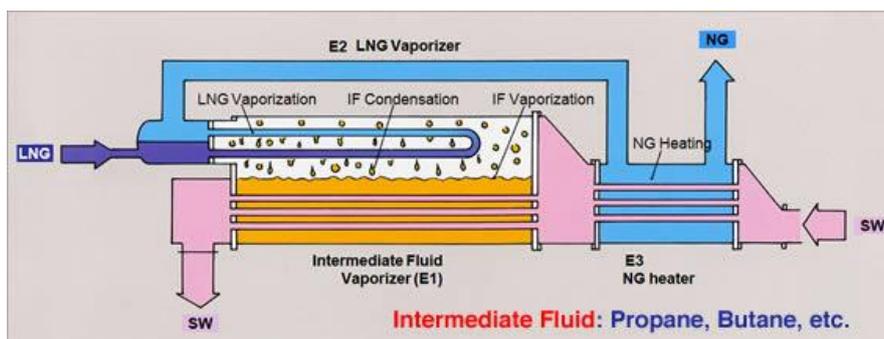


Figure 1.5. Schéma de principe de la technologie IFV (Kobelco [KOB])

Une fois le GNL gazéifié (côté tube), le gaz naturel (côté calandre) est chauffé par l'eau de mer (côté tube) jusqu'à une température ambiante au niveau de l'échangeur E3. Les mêmes inconvénients que ceux de l'ORV, liés à l'utilisation de l'eau de mer, peuvent être évoqués. Cependant, l'utilisation du fluide intermédiaire réduit les contraintes mécaniques sur les parois de l'échangeur en réduisant les écarts de températures, ce qui permet de réduire les coûts de maintenance.

1.5. La vaporisation avec échangeurs tube et calandre (STV)

Le principe de cette technologie ressemble à celui de l'ORV en fonctionnement en boucle ouverte et à celui de l'IFV en fonctionnement en boucle fermée. En boucle ouverte, le GNL entre en bas du vaporiseur et remonte verticalement ou en plan incliné tout au long de l'échangeur pour accroître l'échange thermique. Le gaz naturel liquéfié passe à travers plusieurs tubes alors que l'eau s'écoule du côté de la calandre. La technologie STV en boucle ouverte présente les mêmes impacts environnementaux négatifs que ceux de l'ORV.

En boucle fermée, un fluide intermédiaire tel que le propane ou l'eau glycolée est utilisé. Le fluide intermédiaire s'écoule dans des tubes à travers deux échangeurs distincts. Il est d'abord réchauffé par la source chaude disponible, puis est utilisé pour gazéifier le GNL, ce qui requiert une plus grande surface d'échange.

1.6. La vaporisation par l'air ambiant (AAV)

La vaporisation par l'air ambiant (AAV) utilise l'air ambiant comme source de chaleur pour vaporiser le gaz naturel liquéfié. Le GNL est distribué à travers une série d'échangeurs de chaleur. Un ventilateur assure la circulation de l'air.

L'échange de chaleur peut se faire par échange direct ou indirect. La technologie AAV présente de bonnes performances quand la température ambiante est élevée. Dans un climat froid, un système de chauffage supplémentaire est installé pour achever le chauffage du gaz naturel produit. Les vaporiseurs sont confrontés à la problématique de formation de givre. En effet, la vapeur d'eau contenue dans l'air se condense et gèle. Le givre formé réduit considérablement l'échange thermique, puis l'empêche par colmatage de la surface d'échange ; l'échangeur doit donc être régulièrement dégivré.

Pour maintenir une gazéification continue, un nombre d'échangeurs suffisant doit être défini pour mettre à l'arrêt séquentiellement une partie des échangeurs pour les dégivrer.

Par définition, ce système n'utilise pas l'eau de mer, mais généralement, la technologie AAV consomme du gaz naturel comme source de chaleur complémentaire pendant les périodes de froid. Les émissions de gaz à effet de serre sont relativement basses par rapport aux autres technologies de gazéification.

2. Analyse exergétique des systèmes de gazéification actuels

2.1. Analyse exergétique du GNL

La liquéfaction du gaz naturel réduit son volume de plus de 600 fois, ce qui est pratique pour le stocker ou le transporter à pression atmosphérique. Le gaz naturel liquéfié (GNL) est un

mélange de plusieurs composants, dont les principaux sont le méthane, l'éthane et le propane ; la fraction molaire de ces éléments est de l'ordre de 98,5 à 99,8 %. Compte tenu de la diversité de la composition des gisements de gaz naturel, le GNL peut être considéré en moyenne comme un mélange de méthane, d'éthane et de propane (85/10/5 en pourcentage molaire). Dans cette thèse, le GNL est considéré comme étant du méthane pur.

Dans les réseaux de transport et de distribution de gaz, le transport se fait à haute pression (70 à 100 bar) et la distribution en amont des villes se fait à moyenne pression (10 à 30 bar). Le rapport entre la puissance de compression du gaz naturel à l'état vapeur et la puissance de pompage de GNL est supérieur à 20 [DIS09], ainsi la pression de gazéification doit être supérieure ou égale à la pression requise pour le transport par gazoduc. Le GNL est généralement pressurisé en deux étapes. Un premier pompage est réalisé par des pompes de gavage immergées dans les réservoirs du GNL ; ces pompes alimentent des pompes à haute pression qui compriment le GNL à la pression finale. Une pression de gazéification de 90 bar est choisie pour cette étude. Les calculs sont effectués en considérant un débit typique d'un module de gazéification du GNL de 160 t/h (44,4 kg/s).

Tableau 1.3. Caractéristiques de la source froide

	GNL transporté	GNL après pressurisation	Après gazéification
Pression (bar)	1,01325	90	90
Température (°C)	-162	-160	5
Débit (kg/s)	44,44		
Composition	Méthane		

On s'intéresse dans ce paragraphe à l'analyse énergétique et exergetique de la source froide que présente le GNL pendant sa gazéification. Pour cela, nous rappelons les équations générales de bilans énergétique et exergetique.

Pour un système thermodynamique ouvert en régime stationnaire, au cours duquel les variations d'énergies cinétique et potentielle sont négligeables [MEU04], l'équation de bilan énergétique s'écrit comme suit :

$$\sum \dot{Q}_i + \dot{W} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} = 0 \quad (1.1)$$

Mosa Meratizaman *et al* [MER10] ont énuméré les différents types d'exergie dans un système énergétique : l'exergie chimique, l'exergie physique, l'exergie potentielle, l'exergie cinétique, l'exergie du travail (exergie pure), l'exergie du transfert de chaleur.

Pour un système thermodynamique ouvert en régime permanent, où il n'y a pas de réactions chimiques qui se produisent, l'exergie cinétique et l'exergie potentielle sont souvent négligées. L'équation du bilan exergetique se réduit à :

$$\sum \tau_i \dot{Q}_i + \dot{W} + \sum \dot{m}_{in} \psi_{in} - \sum \dot{m}_{out} \psi_{out} - \dot{E}_{x_d} = 0 \quad (1.2)$$

où τ_i est le facteur de Carnot

$$\tau_i = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \quad (1.3)$$

T_0 est la température de référence

\dot{W} est le flux d'exergie du travail,

le terme $\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i$ est le flux de l'exergie du transfert de chaleur,

$\dot{E}x_{dest}$ le flux de l'exergie détruite,

ψ est l'exergie physique massique.

$$\psi = (h - h_0) - T_0(S - S_0) \quad (1.4)$$

h_0 et s_0 sont respectivement l'enthalpie et l'entropie massique de l'état de référence, caractérisé par la température et la pression de référence T_0 et P_0 .

L'application du bilan énergétique sur le GNL en vaporisation permet de calculer le flux de chaleur nécessaire à la vaporisation d'un débit de GNL de 44,44 kg/s.

$$\dot{Q}_{GNL} = \dot{m}_{GNL}(h_{GNL,out} - h_{GNL,in}) \quad (1.5)$$

Le potentiel exergétique du GNL est évalué par la variation de l'exergie physique du GNL pendant la gazéification :

$$\begin{aligned} \Delta \dot{E}x_{GNL} &= \dot{m}_{GNL} \Delta \psi = \dot{m}_{GNL} [(h_{GNL,out} - T_0 S_{GNL,out}) - (h_{GNL,in} - T_0 S_{GNL,in})] \\ &= \tau_{GNL} \dot{Q}_{GNL} \end{aligned} \quad (1.6)$$

Le facteur de Carnot τ_{GNL} est calculé en fonction de la température entropique moyenne du GNL définie par :

$$T_{GNL} = \frac{h_{GNL,in} - h_{GNL,out}}{S_{GNL,in} - S_{GNL,out}} \quad (1.7)$$

Le facteur de Carnot est négatif car la température du puits est inférieure à la température ambiante ($T_0 = 15 \text{ °C}$). Le sens du flux d'exergie s'effectue à l'inverse du flux de chaleur reçu par le GNL lors de la gazéification. L'exergie disponible du GNL et le flux de chaleur sont représentés figure 1.6 en fonction du niveau de pression de gazéification du GNL. La compression du GNL avant gazéification fait augmenter le niveau d'énergie, ce qui explique la baisse du flux de chaleur nécessaire à la vaporisation du GNL en fonction de la pression. L'évolution de l'exergie disponible à haute pression en fonction de la pression de gazéification est quasi-asymptotique (figure 1.6), l'exergie à haute pression est moins élevée que celle disponible à basse pression. A partir d'une pression supérieure à la pression critique du méthane (45,992 bar), l'exergie disponible du GNL est inférieure de 50 à celle de GNL à pression atmosphérique.

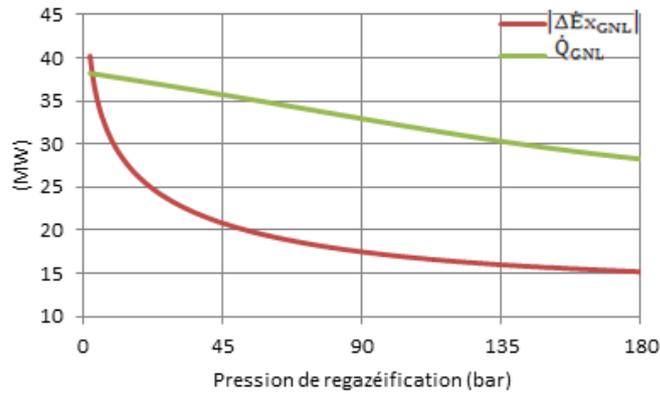


Figure 1.6. Exergie physique ($T_0 = 15\text{ °C}$) et flux de chaleur de gazéification du GNL en fonction de la pression de gazéification

Malgré cette baisse en exergie disponible du GNL à haute pression, la compression (de la pression du tanker à la pression du réseau de distribution) doit se faire à l'état liquide.

En cas de valorisation de l'exergie du GNL à pression atmosphérique, nous pouvons facilement montrer que l'exergie supplémentaire valorisée sera consommée par la compression du gaz naturel.

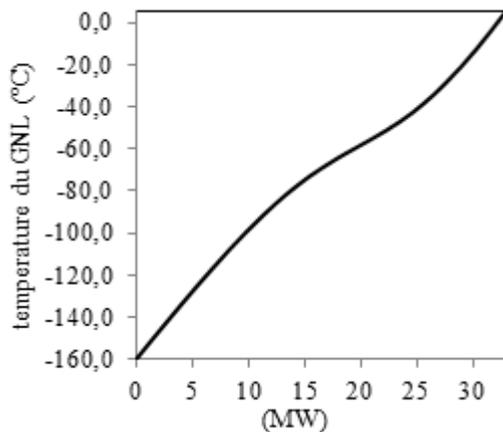


Figure 1.7a. Évolution de la température du GNL en fonction de la puissance de chauffage ($P = 90\text{ bar}$).

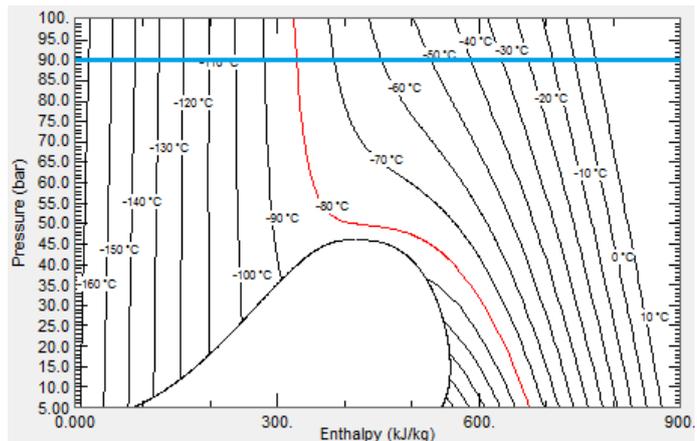


Figure 1.7b. Ddiagramme P-h du méthane

À une pression de 90 bar, le puits froid (le méthane liquide) présente une exergie de 17,476 MW. Une puissance thermique de 33 MW est nécessaire pour vaporiser le GNL. La figure 1.7a. montre que la gazéification se produit avec un glissement de température car elle se fait à une pression supérieure à la pression critique. En effet, on peut distinguer trois zones :

- la zone du chauffage du liquide
- la zone de passage de l'état liquide à l'état de gaz dense
- la zone de réchauffage du GNL gazeux.

Les variations des propriétés du fluide dans les différentes zones conduisent à des pentes différentes. Ceci peut être également illustré par le diagramme P-H de la figure 1.7b où l'on voit, pour la pression de 90 bar (en bleu), la variation de l'enthalpie en fonction des

isothermes. En dessous de $-90\text{ }^{\circ}\text{C}$, le fluide a un C_p élevé typique des liquides. Entre $-90\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, l'espace entre les isothermes s'accroît du fait du pseudo-changement de phase et conduisant à un C_p équivalent élevé. Au-delà de $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, le rapprochement des isothermes indique un C_p faible, proche de celui des gaz.

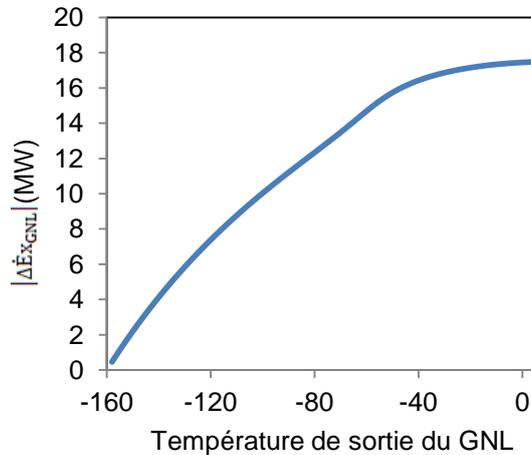


Figure 1.8. Évolution de l'exergie du GNL disponible ($T_0 = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$) en fonction de la température de sortie du GNL ($P = 90\text{ bar}$).

La valeur absolue de l'exergie disponible du GNL pendant la gazéification est tracée figure 1.8 en fonction de la température de sortie du GNL. À partir d'une température de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, l'exergie supplémentaire récupérable devient faible ; en effet, 16,421 MW d'exergie valorisable est disponible entre -160 et $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, alors qu'entre -40 et $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ l'exergie disponible est de 1,054 MW.

Effet de la température ambiante

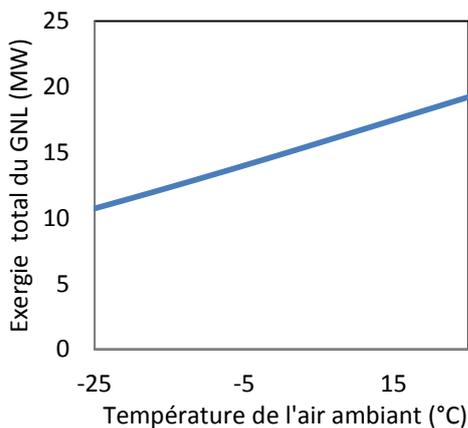


Figure 1.9. Evolution de l'exergie totale du GNL en fonction de la température ambiante

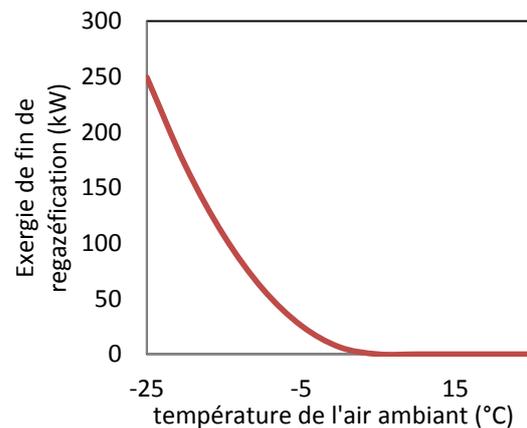


Figure 1.10. Evolution de l'exergie de fin de réchauffage du GNL

La figure 1.9 représente l'exergie du GNL en fonction de la température ambiante ; la valeur absolue de l'exergie du GNL augmente avec la température ambiante. En effet, plus l'écart entre l'ambiance et le puits est grand, plus l'exergie cryogénique est grande.

La gazéification se fait dans le sens naturel du transfert de chaleur, théoriquement le GNL peut être gazéifié jusqu'à la température ambiante par transfert entre l'ambiance et le

méthane à température inférieure. Si la température de livraison du GNL gazéifié est supérieure à la température de la source (ambiance), le GNL est usuellement livré aux alentours de 5 °C, et il faut apporter de l'exergie au GNL pour le chauffer de la température ambiante jusqu'à la température de livraison. Cette exergie est évaluée en fonction de la température ambiante et tracée figure 1.10.

2.2. Destruction d'exergie dans les systèmes actuels

Dans toutes les technologies de gazéification présentées ci-avant, l'exergie que peut contenir le GNL est simplement détruite lors de la gazéification.

En plus de la destruction de l'exergie du puits, il y a un apport d'exergie supplémentaire aux systèmes pour assurer leur fonctionnement. Une comparaison de la destruction d'exergie des différentes options de gazéification est réalisée. Les calculs sont effectués pour les technologies de gazéification qui sont les plus représentatives (ORV, SCV et AAV). La destruction d'exergie dans le cas des technologies IFV et STV sont du même ordre de grandeur que celles de l'ORV.

La vaporisation par échange de chaleur avec l'eau de mer (ORV)

Dans le cas de la vaporisation par échange de chaleur avec l'eau de mer (ORV), des quantités énormes d'eau de mer sont pompées. Le débit d'eau dépend de la température de l'eau de mer, pour une température d'eau de mer de 8 °C le débit d'eau est 40 fois le débit du GNL.

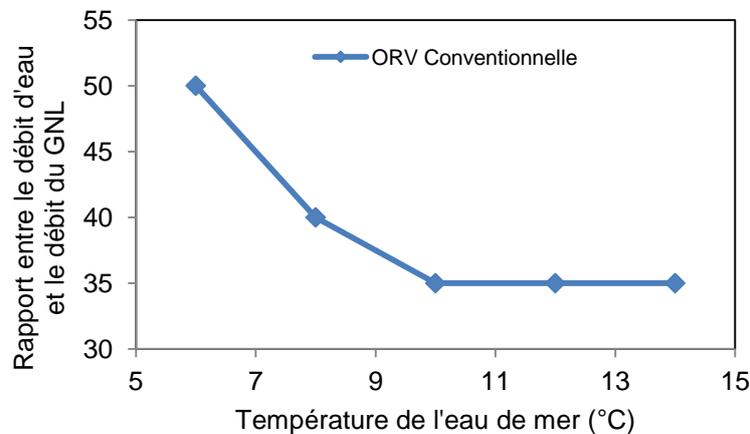


Figure 1.11. Débit d'eau dans le cas de l'ORV [MOR03]

Pour acheminer ces quantités d'eau, de l'exergie pure est apportées au système et elle est égale à la puissance de pompage.

$$\Delta\dot{E}_{\text{pompe}} = \frac{\dot{m}_{\text{eau}}\Delta P}{\eta_{\text{pompe}}\rho_{\text{eau}}} \quad (1.13)$$

En supposant un rendement de la pompe de 0,8 et une compression de 2 bar, la puissance requise pour pomper la quantité d'eau nécessaire pour vaporiser 160 t/h de GNL est de 444 kW.

La vaporisation par combustion submergée (SCV)

Dans le cas de la vaporisation par combustion submergée (SCV), l'énergie principale apportée au système est l'énergie de combustion.

La vaporisation par l'air ambiant (AAV)

Dans le cas de l'AAV, de l'exergie doit être apportée au système pour faire circuler l'air et pour dégivrer les échangeurs.

L'exergie de ventilation correspond à la puissance de ventilation :

$$\Delta \dot{E}_{\text{ventil}} = \frac{\dot{m}_{\text{air}} \Delta P}{\eta_{\text{ventil}} \rho_{\text{air}}} \quad (1.14)$$

Si nous supposons une différence de température de l'air entre l'entrée et la sortie de 10 K, le débit d'air nécessaire à la vaporisation de 160 t/h (44,44 kg/s) de GNL est de 3 136 kg/s.

Si nous supposons une perte de charge du côté de l'air de 100 Pa et un rendement des ventilateurs de 0,8, l'exergie consommée par les ventilateurs est de 327 kW.

Pour évaluer l'énergie nécessaire au dégivrage, l'analyse tient compte des données météo (température et humidité relative). Pour les différentes zones géographiques, les moyennes mensuelles des températures et humidités relatives sont précisées tableau 1.4.

Tableau 1.4. Conditions climatiques (température et humidité)

	Zone 1 - Golfe du Mexique		Zone 2 - Europe du Nord		Zone 3 - Europe du Sud		Zone 4 - Sud-est de la Chine	
	T (°C)	HR (%)	T (°C)	HR (%)	T (°C)	HR (%)	T (°C)	HR (%)
Janvier	5	85	-2	90	5	73	10	83
Février	7	79	-0.8	86	5	73	12	84
Mars	11	77	1	82	7	70	15	83
Avril	15	75	3	79	9	70	18	84
Mai	19	74	6.5	75	12	74	23	81
Juin	21	75	10	75	16	67	24	82
Juillet	22	74	13	78	18	63	25	77
Août	22	76	12.5	79	18	64	24	77
Septembre	20	75	9.5	83	16	69	23	79
Octobre	15	72	6.5	87	12	71	20	79
Novembre	10	79	3.5	90	9	75	16	83
Décembre	8	84	1	93	7	75	11	84

Le dégivrage peut se faire, sans apport de chaleur, avec de l'air ambiant disponible à des températures positives (typiquement supérieures à 3 °C). Le tableau 1.4 montre que dans la zone nord de l'Europe, du mois de décembre jusqu'au mois d'avril, le dégivrage se fait en apportant de la chaleur (un brûleur à gaz dans la plupart des cas) au système.

Pour estimer le besoin calorifique pour le dégivrage, nous évaluons, en première approximation, les quantités de givre formées en supposant que l'air, refroidi de 10 K, sort à l'état saturé et que la quantité de vapeur d'eau condensée est égale à la quantité de givre formé.

La puissance de dégivrage (\dot{Q}_{def}) est calculée comme suit :

$$\dot{Q}_{def} = \dot{m}_f \cdot L_{sl} = (w_{in} - w_{out}) \cdot \dot{m}_a \cdot L_{sl} \quad (1.15)$$

Avec

$(w_{in} - w_{out})$ [kg_{eau}/kg_{air}] : différence d'humidité absolue entre la sortie et l'entrée de l'air en supposant de l'air à la sortie saturé et refroidi de 10 K.

$L_{sl}=333.7 \cdot 10^3$ [J/ kg_{givre}] : chaleur latente de fusion de la glace

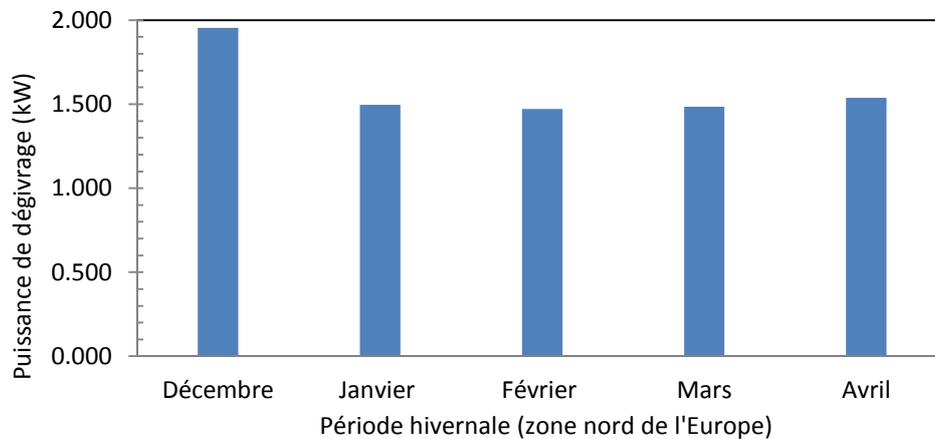


Figure 1.12. Chaleur apportée au système pour dégivrer en période hivernale ($T_{air} < 3 \text{ } ^\circ\text{C}$)

En période hivernale, il faut en moyenne une puissance thermique de 1,589 MW pour dégivrer (figure 1.12). La puissance moyenne annuelle pour le dégivrage est évaluée à 662 kW.

Comparaison de l'exergie détruite des différents systèmes

L'exergie détruite dans les différents procédés de gazéification fonctionnant dans la zone nord de l'Europe (voir le tableau 1.4) est tracée figure 1.13 sur les douze mois de l'année. L'exergie totale détruite correspond à la somme de l'exergie disponible du GNL ainsi que tous les apports exergétiques qui sont nécessaires, selon la technologie, pour réchauffer le méthane gazeux jusqu'à 5 °C, dégivrer, pomper de l'eau de mer ou pour ventiler.

Dans le cas d'un réchauffage ou d'un dégivrage réalisé par un brûleur à gaz, l'exergie est assimilée à l'exergie mécanique récupérable à la suite de la combustion du gaz. La relation entre la chaleur de dégivrage et l'exergie correspondante est déduite grâce au facteur de Carnot calculé avec la température adiabatique de flamme. Pour le méthane, celle-ci est de 2 223 K.

La technologie SCV est celle qui présente la destruction d'exergie la plus élevée. En effet, en plus de l'exergie du GNL détruite, le procédé utilise une grande quantité d'exergie de

combustion et ne profite pas de la possibilité d'un chauffage dans le sens naturel du transfert de chaleur de l'ambiance (source chaude) vers le puits (GNL).

Les technologies AAV et ORV présentent une destruction d'exergie du même ordre de grandeur. La part la plus importante de la destruction exergétique est l'exergie du GNL qui n'est pas récupérée. En plus de l'exergie du GNL perdue, ces deux technologies ont besoin de consommer de l'exergie pour utiliser le milieu ambiant (l'eau de mer ou l'air) comme source chaude. Cette exergie détruite correspond à l'exergie de pompage dans le cas de l'ORV et à l'exergie de ventilation et de dégivrage dans le cas de l'AAV.

Dans les calculs mensuels effectués, nous remarquons que dans le cas d'un fonctionnement hivernal, l'AAV va détruire plus d'exergie que l'ORV et ce pour les besoins de dégivrage.

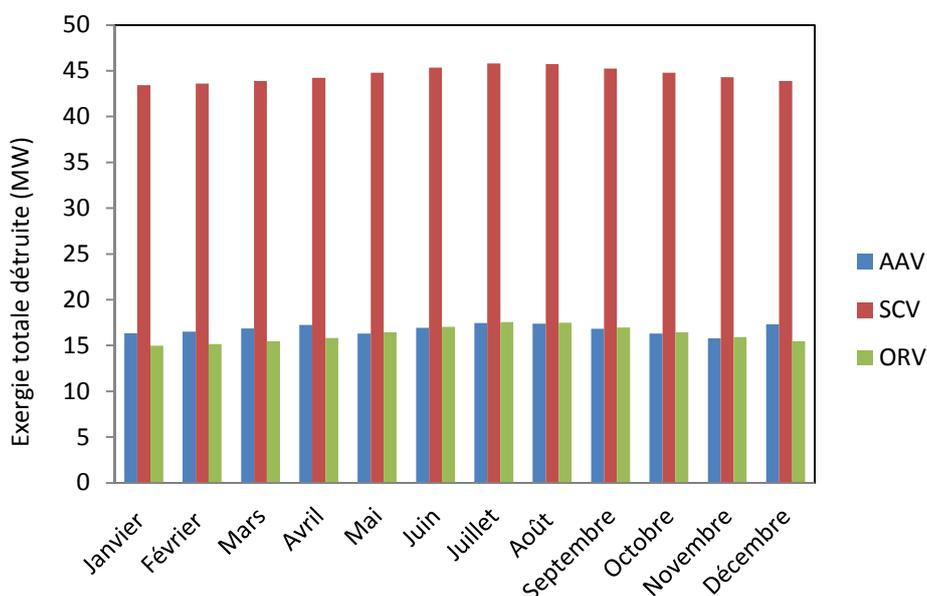


Figure 1.13. Comparaison entre les destructions d'exergie des différentes technologies de gazéification (AAV- SCV- ORV) - Zone nord de l'Europe

Ainsi, il est clair que les systèmes actuels peuvent se différencier entre eux par une consommation plus ou moins importante d'exergie avec un désavantage pour le système SCV. Cependant, l'ensemble des systèmes actuels détruisent l'exergie du GNL qui, par sa récupération, peut rendre l'opération de gazéification productrice d'énergie mécanique au lieu d'en consommer, comme c'est le cas actuellement.

3. Valorisation par cycles de Carnot réversible et endo-réversible

La récupération de l'exergie disponible par des cycles thermodynamiques présente obligatoirement des pertes exergétiques. Dans le paragraphe suivant, nous proposons d'estimer l'ordre de grandeur de l'exergie du GNL valorisable sous forme d'énergie mécanique en utilisant l'air ambiant comme source de chaleur.

Nous allons montrer l'intérêt de valoriser le froid du GNL sous forme d'énergie mécanique. Cette revalorisation ne peut se faire qu'avec une architecture thermodynamique qui permette de transformer cette exergie en travail mécanique. Cependant, tout cycle thermodynamique

est confronté à des pertes exergetiques caractérisées essentiellement par les irréversibilités dues aux transferts de chaleur et aux frottements des composants mécaniques.

Nous proposons d'évaluer les performances d'un cycle thermodynamique moteur fonctionnant avec le GNL comme puits froid et l'air comme source chaude. La température entropique moyenne de la source T_{air} est supposée égale à 15 °C.

Le rendement d'un cycle de Carnot réversible est défini par :

$$\eta_C = \frac{|\dot{W}|}{\dot{Q}_{\text{air}}} = 1 - \frac{T_{\text{GNL}}}{T_{\text{air}}} \quad (1.8)$$

Le rendement de Carnot représente une limite idéale.

Afin d'évaluer les performances réalisables par des cycles moteurs, il est acceptable de considérer 50 % du rendement de Carnot comme étant le rendement réel des cycles moteur.

L'approche de cycle de Carnot endo-réversible, introduite pour la première fois par Curzon and Ahlborn [CUR75], permet également de définir un rendement de cycle réalisable. Curzon and Ahlborn [CUR75] ont introduit la notion d'un cycle de Carnot endo-réversible en prenant en considération les irréversibilités dues au transfert de chaleur entre le cycle et les deux sources de chaleur. Les deux autres transformations du cycle (la détente et la compression) sont supposées adiabatiques et réversibles. Le rendement de ce cycle ($\eta = 1 - \frac{T_{\text{fluide travail,Puits}}}{T_{\text{fluide travail,SC}}}$) est défini à la puissance maximale par l'équation :

$$\eta_{CA} = 1 - \sqrt{\frac{T_{\text{LNG}}}{T_{\text{air}}}} \quad (1.9)$$

Pour retrouver l'expression du rendement endo-réversible calculé quand la puissance mécanique est maximale, il suffit d'exprimer la puissance mécanique nette du cycle en fonction des deux températures du fluide de travail (deux isothermes) de la température de la source et de la température du puits. La puissance mécanique est maximale quand la dérivée de la puissance mécanique par rapport aux températures est nulle.

Le premier principe de la thermodynamique appliqué au cycle thermodynamique moteur permet d'écrire

$$|\dot{W}| = \dot{Q}_{\text{air}} - |\dot{Q}_{\text{GNL}}| \quad (1.10)$$

Les puissances mécaniques correspondant au rendement de Carnot et au rendement de Curzon et Ahlborn sont, respectivement, données par les équations (1.11) et (1.12).

$$\dot{W}_C = \frac{\eta_C \dot{Q}_{\text{GNL}}}{1 - \eta_C} \quad (1.11)$$

$$\dot{W}_{CA} = \frac{\eta_{CA} \dot{Q}_{\text{GNL}}}{1 - \eta_{CA}} \quad (1.12)$$

La figure 1.14 représente les résultats d'une estimation des performances d'un cycle de Carnot réversible et d'un cycle de Carnot endo-réversible en fonction de la température de sortie du GNL. Quel que soit le type considéré du cycle de Carnot (réversible ou endo-réversible), le travail mécanique produit atteint une limite asymptotique en chauffant le GNL jusqu'à -40 °C . Ceci s'explique par le fait que peu d'exergie est disponible à partir de -40 °C et également par la dégradation du rendement du cycle moteur au-delà de -40 °C .

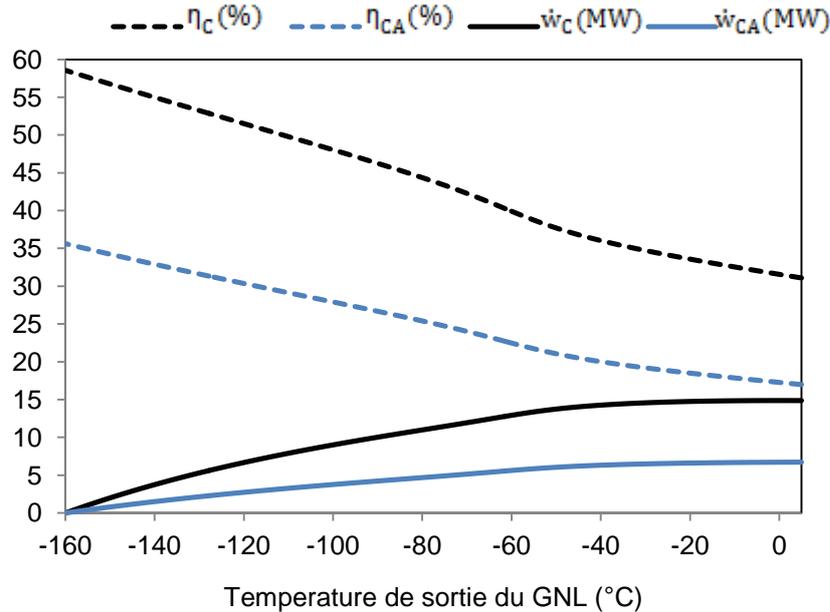


Figure. 1.14. Performances d'un cycle de Carnot réversible et d'un cycle de Carnot endo-réversible en fonction de la température de sortie du GNL

Pour une revalorisation de l'exergie du GNL de -160 °C à -40 °C , la limite théorique du rendement d'un cycle de Carnot réversible est de 36 % produisant ainsi 16 MW de puissance mécanique. L'énergie mécanique que pourrait produire un cycle moteur réel optimisé est évaluée par l'approche endo-réversible à 6 MW. Celle-ci constitue l'objectif à atteindre par la conception d'une architecture thermodynamique optimale.

4. Travaux en cours sur la valorisation du froid du GNL sous forme d'énergie mécanique

Dans cette section, nous nous penchons sur les travaux scientifiques qui traitent de la valorisation du froid du GNL sous forme d'énergie mécanique afin de définir dans la dernière partie de cette section les premières lignes de l'architecture thermodynamique d'un système de gazéification et de revalorisation du froid du GNL (Brevet WO 2011/055045 A1). L'identification des verrous servira à orienter notre recherche et à proposer des solutions concrètes.

4.1. Etude bibliographique sur les systèmes de valorisation du froid du GNL sous forme d'énergie mécanique

Les procédés proposés dans la littérature technique et scientifique, sont basés sur deux cycles thermodynamiques de récupération.

Premièrement, par une **détente directe** du gaz naturel (cycle ouvert) permettant la récupération de l'exergie de pression, le GNL est pompé à haute pression, puis gazéifié par chauffage (ce chauffage diffère d'un procédé à l'autre) et détendu dans une turbine pour générer du travail mécanique.

Deuxièmement, en utilisant un cycle moteur utilisant l'écart de températures entre l'ambiance (source chaude) et le GNL en train de se réchauffer (puits froid) par un **cycle fermé de Rankine ou de Brayton**.

La plupart des procédés décrits dans la littérature évite d'utiliser l'ambiance comme source chaude à cause de la formation de givre qui pourrait survenir lors de l'échange thermique. Dans la majorité des cas, ils utilisent les gaz de combustion d'une turbine à gaz (en cogénération) comme source chaude pour les cycles moteurs ou, plus simplement pour le chauffage direct, du gaz naturel. Ainsi, les cycles proposés dans la littérature produisent de l'énergie mécanique en récupérant l'exergie de pression et de température du GNL ainsi que l'énergie thermique de gaz de combustion ou une autre source de chaleur disponible.

BAI Feifei et ZHANG Zaoxiao [BAI08] comparent deux procédés avec une source chaude à température supposée de 25 °C :

- le premier (fig. 1.15 a) est une combinaison d'un cycle Brayton à l'azote, d'une détente directe du gaz naturel et d'un cycle de Rankine ammoniac-eau (avec récupérateur)
- le second (fig. 1.15 b), est une combinaison d'un cycle Rankine de propane (avec récupérateur), une détente directe du gaz naturel pour valoriser l'exergie de pression et un cycle Rankine d'ammoniac-eau (avec récupérateur)

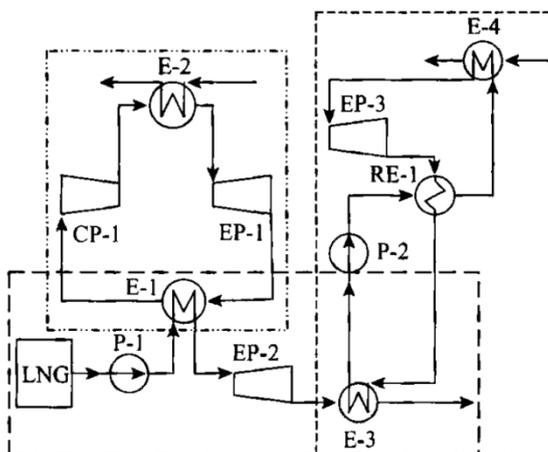


Figure 1.15 a. Cycle Brayton à l'azote, détente directe du gaz naturel et cycle de Rankine ammoniac-eau (avec récupérateur)

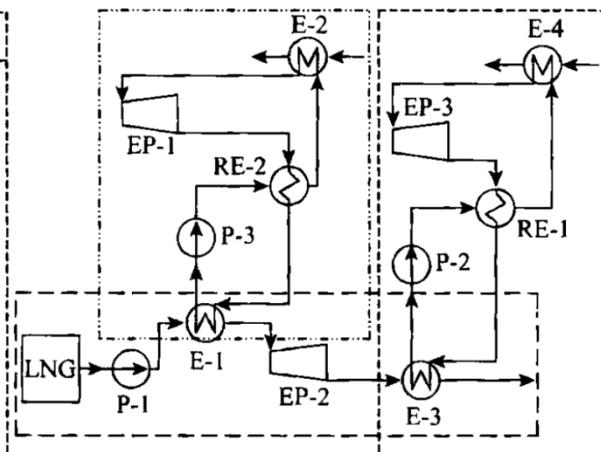


Figure 1.15 b. Cycle Rankine de propane (avec récupérateur), détente directe du gaz naturel et cycle Rankine d'ammoniac-eau (avec récupérateur)

Celidonia dispenza *et al* [DIS09] proposent un cycle Brayton d'hélium utilisant des gaz de combustion d'une turbine à gaz comme source chaude (fig. 1.16).

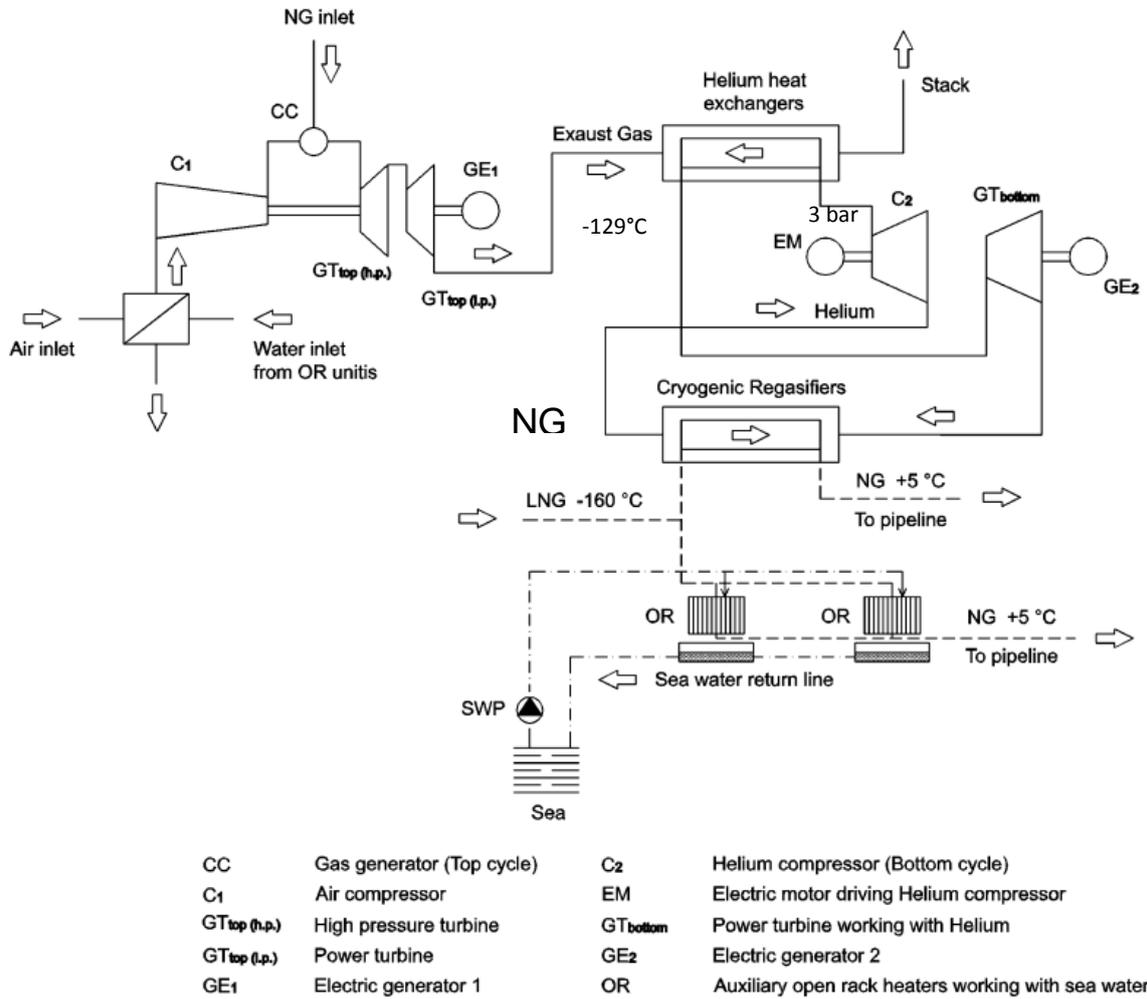


Figure 1.16. Procédé de gazéification et de revalorisation en utilisant un cycle Brayton (turbine à gaz) et un cycle Brayton d'hélium

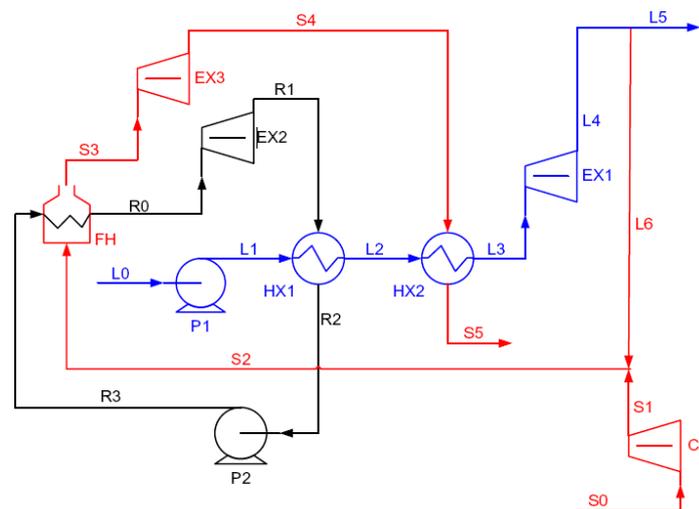


Figure 1.17. Cycles moteurs en cascade pour la revalorisation de l'exergie du GNL

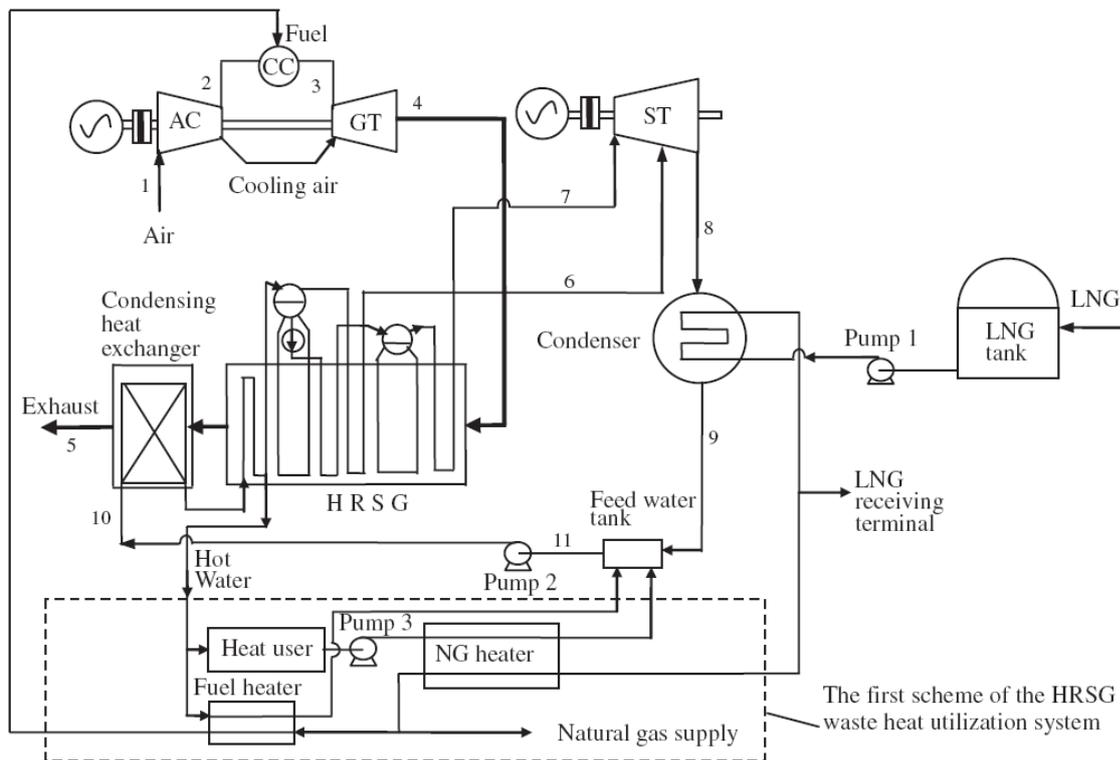


Figure 1.19. Cycle Brayton (turbine à gaz) et cycle Rankine d'eau (AC : compresseur à air ; CC : chambre de combustion ; GT : turbine à gaz ; HRSG : générateur de vapeur ; ST : turbine à vapeur)

G. Angelino et C.M. Invernizzi [ANG11] ont étudié des fluides de travail pour un cycle de Brayton fonctionnant avec le GNL comme source froide et des gaz de combustion à une température de 543 °C refroidis à 120 °C comme source chaude. L'azote paraît être le fluide optimal ; il est refroidi à des températures compatibles avec la température du GNL et permet d'obtenir un rendement de 63 %.

La littérature propose des systèmes de cogénération qui permettent, dans la plupart des cas, de valoriser l'exergie du GNL et l'énergie thermique des gaz de combustion d'une centrale électrique (turbine à gaz) ou d'autres sources thermiques sous forme d'énergie électrique. Cependant, les coûts d'investissement sont très élevés et ces installations ne peuvent pas être standardisées puisqu'elles nécessitent une vision intégrée lors de la conception du site. Leur mise en œuvre permet des gains énergétiques globaux substantiels, mais leur application est limitée aux seuls sites qui feront une étude intégrée d'ensemble avant la décision d'investissement.

4.2. Nouveau concept de gazéification avec valorisation à l'air ambiant (Brevet WO 2011/055045 A1)

Ce concept est issu d'un travail préliminaire à cette thèse dans lequel ont collaboré GEA BTT et le CEP MINES ParisTech. Ce concept se différencie des développements en cours par l'absence d'intégration de l'opération de gazéification avec une source de chaleur externe et l'usage de l'air ambiant comme seule source de chaleur.

Ce système de gazéification satisfait aux conditions suivantes :

- respect de l'environnement
- standardisation des composants
- limitation des coûts d'investissement et de fonctionnement
- gazéification en continu (sans interruption)

Ce système est constitué de cycles thermodynamiques utilisant l'énergie calorifique de l'air pour chauffer le GNL (fig. 1.20). Il évite d'utiliser l'énergie de l'eau de mer ou issue de combustion pour écarter les problèmes de pollution rencontrés par les différentes technologies de gazéification actuelles.

Le transfert de chaleur entre l'air et le GNL se fait dans le sens du transfert de chaleur, c'est-à-dire du milieu chaud vers le milieu froid et ne nécessite pas un apport d'énergie. Cependant, nous avons vu que dans le cas pratique, de l'énergie doit être consommée afin de faire fonctionner les ventilateurs, de dégivrer en cas de formation de givre, ou de pomper en cas d'utilisation de fluide caloporteur.

Des cycles moteurs servent à valoriser l'exergie du GNL en profitant du transfert de chaleur naturel entre l'ambiance et le GNL. Une partie de l'énergie mécanique produite servira à faire fonctionner le procédé et à dégivrer quand les conditions climatiques l'exigent.

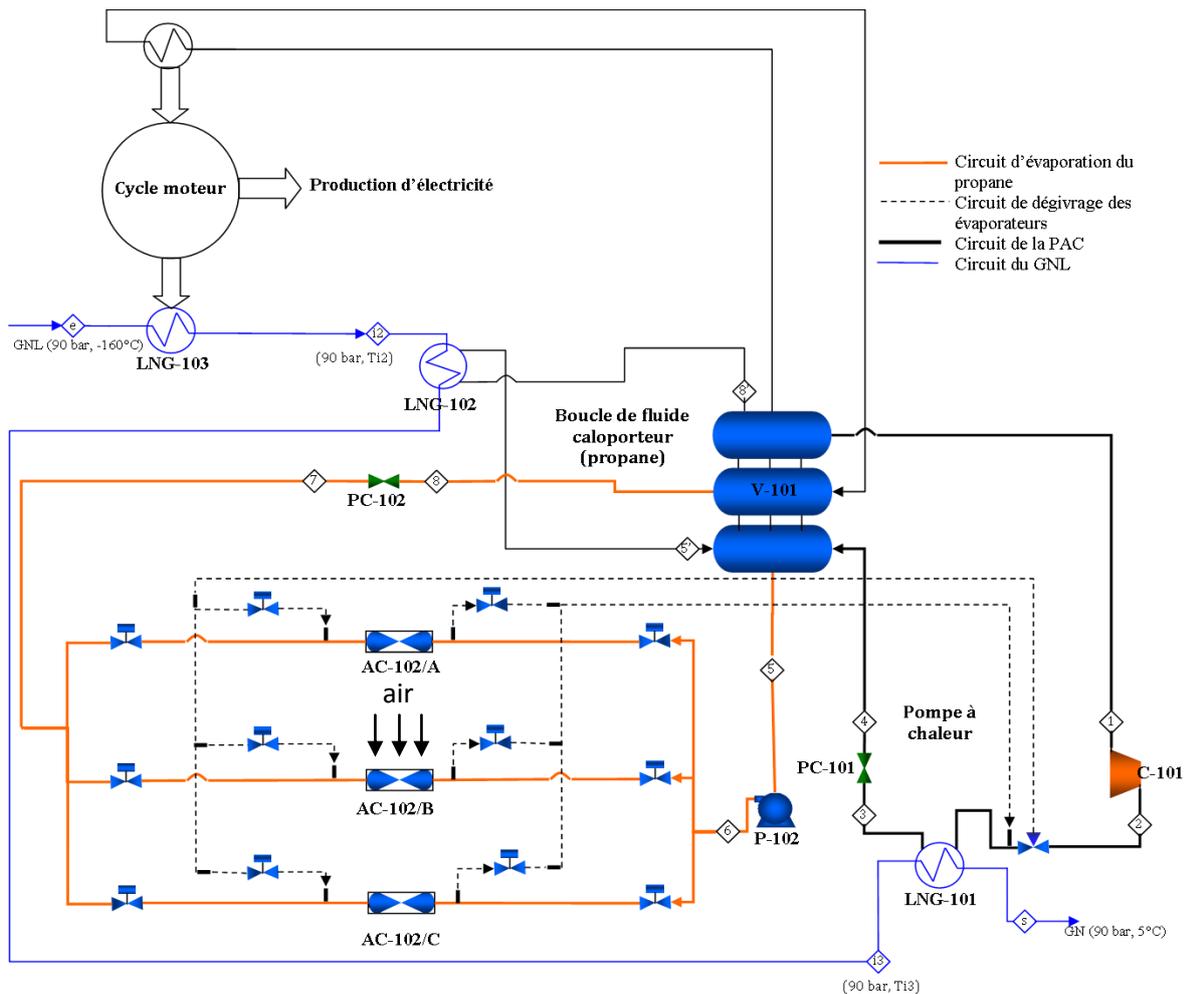


Figure 1.20. Architecture thermodynamique d'un nouveau système de gazéification (Brevet GEA BTT)

Nous avons vu que l'usage de l'air comme source de chaleur avec échange direct (sans fluide intermédiaire) conduit à la formation de givre. Afin de limiter le problème de formation de givre, un fluide intermédiaire diphasique (propane) est utilisé. En effet, les calories de l'air sont récupérées en évaporant le propane au niveau des échangeurs AC-102. La pression de propane doit être supérieure à 5 bar pour obtenir une température d'évaporation positive (figure 1.21) et éviter ainsi la formation de givre. Cette pression dépendra des conditions climatiques. La pompe (P-102) permet de faire circuler le fluide caloporteur et aussi de contrôler la pression d'évaporation. Un détendeur (PC-102) permet de détendre le propane à la pression du réservoir du fluide caloporteur diphasique (V-101).

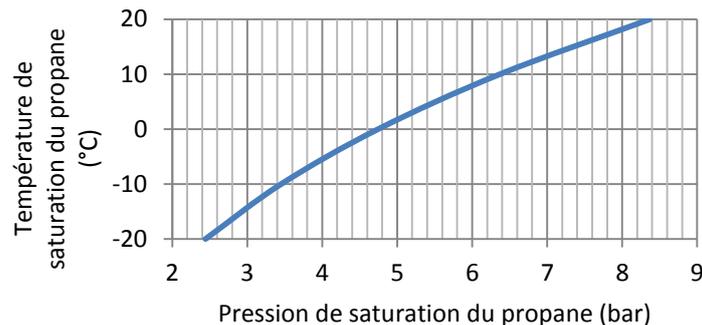


Figure 1.21. Choix de la pression d'évaporation du propane

Les calories récupérées par le propane sont utilisées par les différents cycles thermodynamiques du système grâce au ballon séparateur de phase à forte capacité (V-101) qui joue le rôle d'un évapo-condenseur sans paroi et qui contient le fluide caloporteur intermédiaire (propane). La condensation de la vapeur soutirée de ce ballon permet d'utiliser cette énergie thermique par effet caloduc assisté par pompe. L'idée de base du brevet est d'utiliser un réservoir central pour stocker une grande quantité du fluide intermédiaire caloporteur, réchauffé directement par l'air ambiant par l'intermédiaire de batteries d'échangeurs de chaleur, ces échangeurs pouvant donc être dégivrés de manière centralisée.

Les cycles moteurs serviront à récupérer l'exergie du GNL disponible entre -160 et -40 °C sous forme d'énergie mécanique. Une fois cette exergie récupérée, la gazéification et le réchauffage du GNL s'achève par à une boucle de fluide caloporteur en condensant du propane (boucle caloduc) en profitant au maximum du transfert de chaleur naturel d'une source vers un puits. Cette opération est destructrice d'exergie. Cette exergie détruite reste cependant limitée car nous avons montré précédemment que la quantité d'exergie du GNL au-delà d'une température de -40 °C est relativement faible.

En fonctionnement hivernal, le niveau de température de l'air ne permet pas d'obtenir un gaz naturel à une température de plus de 5 °C car la température de la source (ambiance) est inférieure à la température de fin de réchauffage. L'existence d'une différence de températures entre l'air ambiant et le fluide intermédiaire, imposée par le pincement au niveau des échangeurs de la section d'évaporation, fait qu'il est impossible de finir le réchauffage du méthane avec un échange de chaleur direct, dès que la température de l'air est inférieure à 10 °C (selon le pincement considéré).

Dans le cas où l'énergie doit être apportée au système, l'énergie finale de réchauffage peut être apportée par une résistance électrique, un brûleur ou une autre source disponible sur le site (voir les cas de cogénération avec une centrale électrique présentés dans la littérature).

L'autre problème rencontré, en fonctionnement hivernal, est la formation de givre lors du transfert de chaleur entre l'air et le fluide intermédiaire (propane). Pour dégivrer, de l'énergie supplémentaire doit donc être également apportée par une résistance électrique, un brûleur ou une autre source disponible sur le site. Pour apporter la chaleur supplémentaire, la solution proposée par le brevet est l'usage d'une pompe à chaleur. Le fluide de travail de la PAC est le fluide intermédiaire. Ce choix permet de transférer tout ou partie de la chaleur de condensation du propane circulant dans la PAC vers les évaporateurs de propane givrés afin de les dégivrer par l'intérieur (le circuit de dégivrage est représenté par des traits discontinus sur la figure 1.20). Ce mode de dégivrage permet de réduire les pertes thermiques lors du dégivrage.

Pour assurer un fonctionnement en continu du procédé tout en assurant le dégivrage des évaporateurs, une séquence de dégivrage sera définie. Celle-ci conduira à dimensionner les évaporateurs de manière à maintenir le fonctionnement du système via une partie des évaporateurs alors que l'autre partie des évaporateurs est en dégivrage. Le travail de cette thèse vise à développer les connaissances nécessaires pour optimiser les performances énergétiques et exergétiques de ce système et se donner les moyens de le dimensionner.

Le dimensionnement des évaporateurs passe par la connaissance de la dynamique de givrage et nécessite donc une modélisation en conditions de givrage. Le fonctionnement des échangeurs en conditions de givrage fera l'objet d'une étude expérimentale et d'une modélisation. Avant ceci, nous procédons à une analyse énergétique et exergétique des cycles moteurs afin de définir l'architecture thermodynamique ainsi que les fluides de travail à utiliser.

5. Optimisation de l'architecture thermodynamique des cycles moteurs

5.1. Introduction

Lors de la gazéification / réchauffage du GNL, l'exergie totale disponible ($P = 90$ bar) est de 17,476 MW pour un débit de GNL de 160 t/h. Cependant, la plus grande partie de l'exergie disponible se situe dans la zone de température où le GNL passe de -160 °C à -40 °C, cette exergie disponible est de 16,42 MW. Pour valoriser cette exergie frigorifique du GNL en la transformant en énergie mécanique, une approche endo-réversible (cycle de Carnot endo-réversible) a été présentée; en prenant en considération, théoriquement, les irréversibilités dues au transfert de chaleur entre le cycle moteur, sa source et son puits ; une puissance mécanique maximale de 6 MW a été évaluée.

Pour définir l'architecture thermodynamique de cycles moteurs réels, nous appliquons la méthode de l'analyse énergétique et exergétique. Nous évaluons la quantité de l'exergie détruite dans chaque composant d'un cycle thermodynamique moteur ainsi que la relation entre le fluide de travail et ces destructions d'exergie. Contrairement à un cycle moteur classique, la source chaude n'est autre que l'ambiance supposée ici à la température $T_0 = 15$ °C.

Une revalorisation par un ou deux cycles thermodynamiques moteurs est proposée (figure 1.22). Cependant, le rendement d'un deuxième cycle moteur serait inférieur au premier cycle car l'écart de températures entre source et puits se réduit. La chaleur est transférée de la source chaude, le milieu ambiant (via le propane) vers les cycles moteurs par condensation du propane dans les évaporateurs des cycles moteurs et par condensation de la phase évaporée du propane dans les échangeurs à air. Cette évaporation-condensation (effet caloduc) aboutissant au transfert de la chaleur de l'air ambiant vers les puits que sont les évaporateurs des cycles moteurs. L'exergie s'échange dans le sens inverse des flux de chaleur.

$$\dot{E}x_i = \tau_i \dot{Q}_i \quad (1.16)$$

Les facteurs de Carnot τ_i sont négatifs car $T_0 > T_i$, ce qui implique l'inversion de signe des flux de l'exergie par rapport aux flux de chaleur. La convention de signe adoptée stipule que les flux reçus par le système sont positives et les flux cédés par le système sont négatives. La fin de la gazéification / réchauffage s'effectue avec une destruction totale d'exergie en utilisant une boucle de fluide caloporteur assistée par une pompe à chaleur (en cas de température ambiante très basse). L'optimisation de la valorisation passe par la minimisation de l'exergie totale détruite. L'exergie totale détruite est la somme de l'exergie détruite au niveau des cycles moteurs et l'exergie perdue par le GNL au niveau de la boucle de fluide caloporteur et/ou de la PAC.

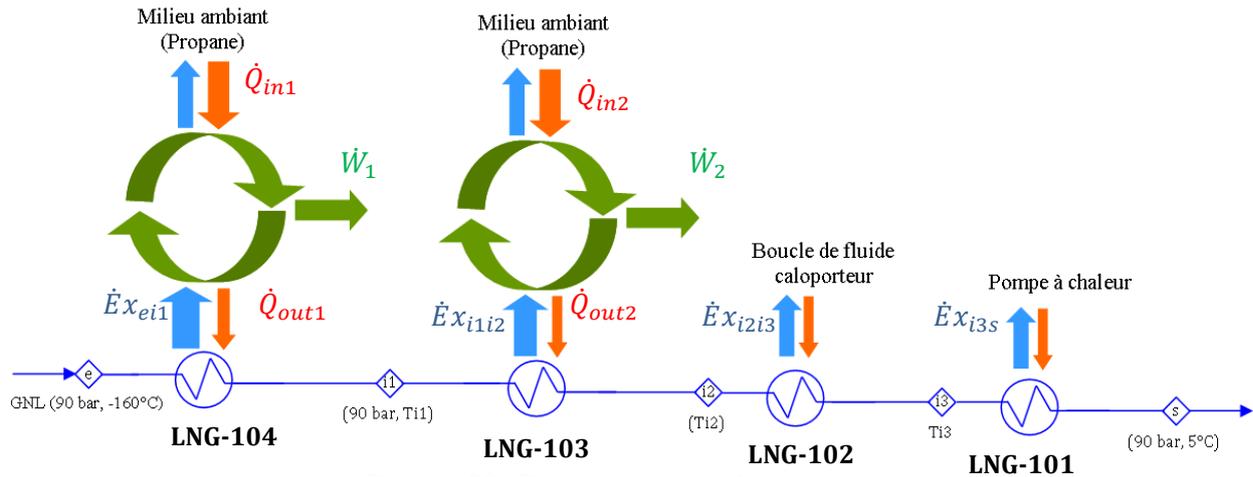


Figure 1.22. Flux de chaleur et flux d'exergie

Dans un cycle moteur classique, l'ambiance est souvent le puits où l'on rejette de la chaleur. Le rendement exergetique correspondant permet d'évaluer la part mécanisable de la chaleur fournie par la source chaude. Dans notre cas, la disponibilité d'un puits froid à très basse température permet d'utiliser l'air ambiant ou le milieu extérieur comme source chaude. Il est nécessaire de spécifier cette particularité qui fait qu'une exergie froide est consommée pour produire un travail mécanique. La figure 1.22 montre que les flux de chaleur entrants proviennent de la source chaude, tandis que les flux d'exergie entrants proviennent du puits froid.

Le rendement énergétique du premier et du deuxième cycle moteur est donné par l'équation (1.17)

$$\eta_{en1} = -\dot{W}_1 / \dot{Q}_{in1}, \eta_{en2} = -\dot{W}_2 / \dot{Q}_{in2} \quad (1.17)$$

Le rendement exergetique est le rapport entre l'exergie utile et l'exergie utilisée. Dans notre cas, le rendement exergetique des cycles moteurs est défini par rapport à la source froide qui fournit de l'exergie aux cycles moteurs (figure 1.22).

$$\eta_{ex1} = -\dot{W}_1 / \dot{E}x_{ei1}, \eta_{ex2} = -\dot{W}_2 / \dot{E}x_{ei2} \quad (1.18)$$

Le rendement exergetique global est défini par le rapport entre le travail mécanique total récupéré et l'exergie totale disponible du GNL (17,47 MW), soit

$$\eta_{ex,g} = -\dot{W} / \dot{E}x_{e,s} \quad (1.19)$$

5.2. Contraintes et irréversibilités d'un cycle moteur réel

Pour produire du travail mécanique en utilisant le GNL comme puits froid, plusieurs cycles thermodynamiques sont envisageables. Pour produire un travail mécanique en disposant d'une source chaude et d'un puits froid, il faut passer par quatre transformations thermodynamiques qui forment un cycle thermodynamique. Le fluide de travail est d'abord comprimé à l'état liquide (Rankine) ou vapeur (Brayton), ensuite chauffé (état vapeur) ou vaporisé (état liquide), puis est détendu dans une turbine pour produire un travail mécanique. Pour revenir à l'état initial, le fluide est refroidi (Brayton) ou condensé (Rankine) par une

source froide (GNL). La différence entre le travail de la compression et le travail fourni par la turbine représente le travail net du cycle moteur.

Nous nous intéressons à trois types de cycle moteur réel, le cycle Brayton (figure 1.23 a), le cycle Rankine (figure 1.23 c et d) et le cycle transcritique de Rankine (figure 1.23 b).

Pour un fluide dont le point critique est très bas, on retrouve un cycle Brayton (figure 23 a). Le fluide de travail est comprimé à l'état vapeur, la consommation d'énergie et les irréversibilités de cette opération sont donc plus importantes qu'un cycle Rankine où le passage de la basse pression à la haute pression se fait à l'état liquide. L'avantage de ce cycle est que le fluide de travail présente un profil de température croissant au niveau du gazéifieur. En effet, la destruction d'exergie au niveau du gazéifieur de GNL est minimisée en réduisant l'écart de températures entre le fluide de travail et le GNL. Cependant, le transfert de chaleur entre le propane (source chaude) et le fluide de travail sera soumis à des destructions d'exergie importantes vue l'écart de températures entre le fluide de travail et la source de chaleur.

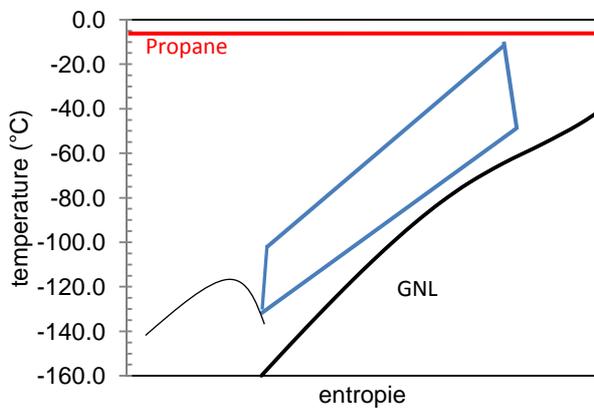


Figure 1.23 a) Récupération de l'exergie du GNL en utilisant un cycle Brayton

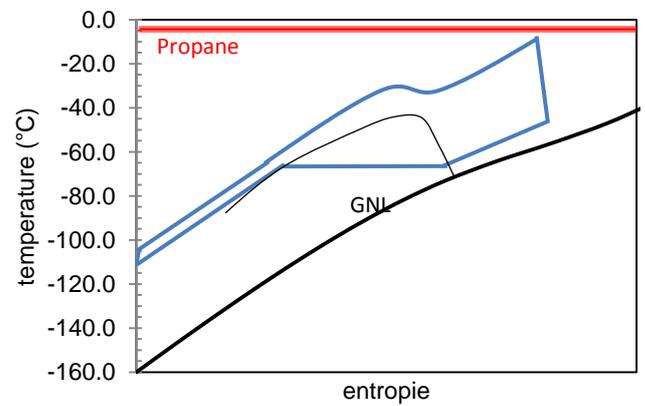


Figure 1.23 b) Récupération de l'exergie du GNL en utilisant un cycle transcritique

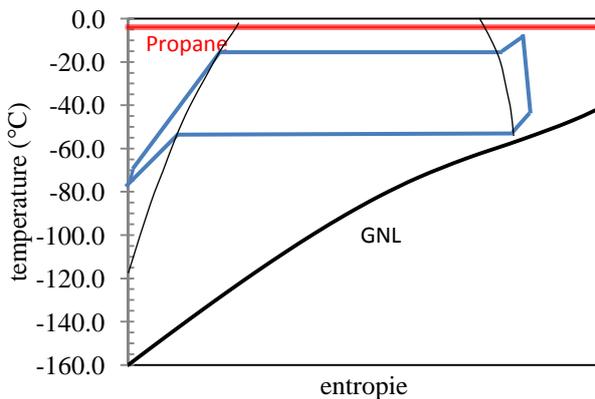


Figure 1.23 c) Récupération de l'exergie du GNL en utilisant un cycle Rankine (fluide pur ou mélange azéotropique)

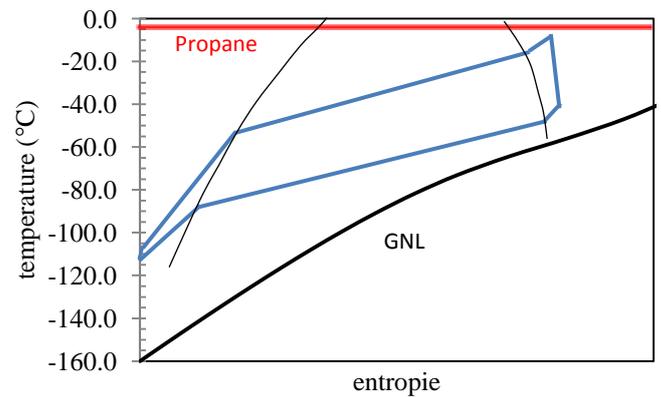


Figure 1.23 d) Récupération de l'exergie du GNL en utilisant un cycle Rankine (mélange non-azéotropique)

Pour un fluide pur, le changement de phase s'effectue à température constante. Si le point critique est relativement haut ($T_c > -40$ °C), il est possible de fonctionner selon un cycle Rankine (figure 1.23 c et d). Contrairement à un cycle Brayton, l'élément qui pourrait engendrer le plus de destruction d'exergie est le gazéifieur. L'échange de chaleur avec la source chaude se fait avec un faible écart de températures, il y aura donc moins de destruction d'exergie. Pour un fluide non-azéotropique, le changement de phase s'effectue avec glissement de température (figure 1.23 d), ce qui permet de se rapprocher plus du profil de température du GNL et d'avoir un rendement exergétique du gazéifieur plus élevé. La pression de condensation du fluide de travail (BP) doit être supérieure à la pression atmosphérique pour éviter un fonctionnement sous vide partiel.

Dans un cycle dit transcritique, la haute pression est supérieure à la pression critique. (figure 1.23 b). Le fluide de travail est refroidi à basse pression avec changement de phase. Les échanges entre le fluide de travail et les fluides externes s'effectuent avec une destruction d'exergie importante du fait des écarts de températures entre le fluide de travail et les fluides externes.

Dans l'analyse des cycles réels, un pincement de 5 K aux échangeurs est retenu dans cette étude. La non linéarité de l'évolution du GNL dans l'échangeur conduit à un pincement qui ne se situe pas à l'un des bouts du gazéifieur, ce qui rajoute des destructions exergétiques supplémentaires.

En plus des irréversibilités au niveau des échangeurs de chaleur, la compression ou la détente d'un fluide est sujette à des destructions d'exergie dues aux frottements. Le rendement isentropique des compresseurs ou des pompes et des turbines est supposé être de 0,8.

Sachant que la haute pression impose des contraintes mécaniques sur les équipements et a un impact sur leur coût, elle est limitée dans cette étude à 130 bar.

Certains fluides peuvent présenter un point triple supérieur à -160 °C, ce qui représente une contrainte sur le cycle thermodynamique, notamment sur la basse pression. Ceci impose un écart de températures plus grand entre le GNL et le fluide de travail.

L'utilisation d'un récupérateur (échangeur interne) permet d'améliorer considérablement le rendement énergétique (figure 1.24). Le rapport entre le travail net fourni par le cycle et l'apport de chaleur de la source chaude (rendement énergétique) augmente car la source chaude fournit moins de chaleur au cycle, tout en produisant le même travail mécanique. Le récupérateur permet aussi d'utiliser moins de froid du GNL et permettre ainsi à un deuxième cycle moteur de récupérer l'exergie résiduelle. Le récupérateur est une source supplémentaire d'irréversibilités qu'il faudra prendre en considération.

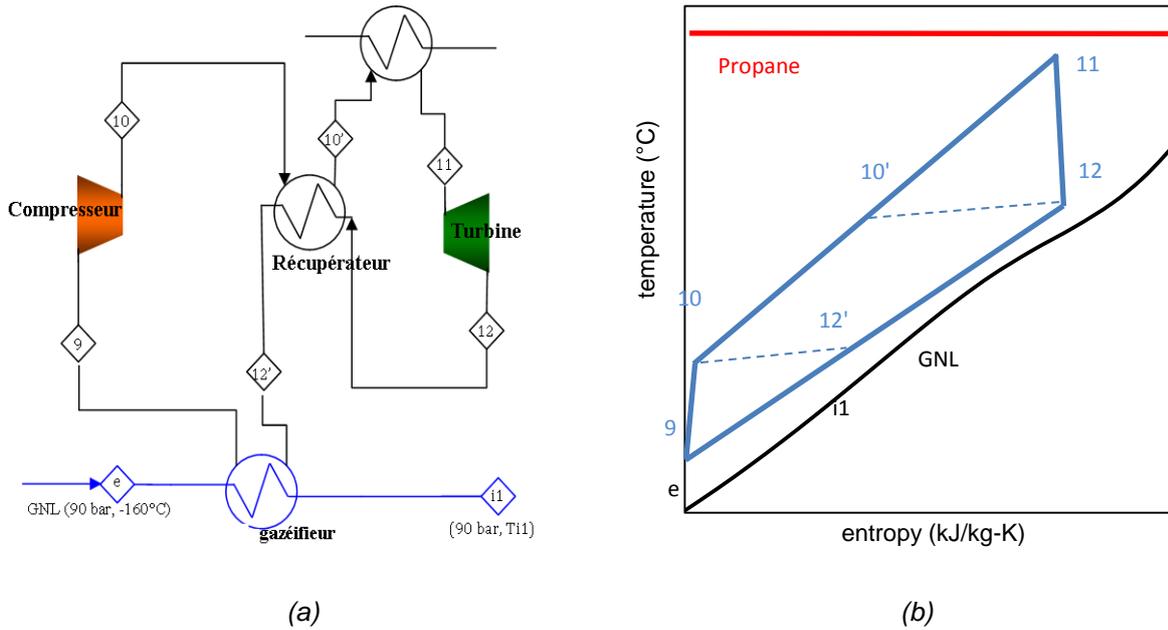


Figure 1.24. a) Schéma d'un cycle Brayton avec récupérateur, b) Diagramme T-s

Dans le cas d'un cycle Brayton sans récupérateur, la température de sortie du GNL est fonction du taux de compression $\frac{HP}{BP}$. En effet pour une détente polytropique, le rapport entre la température de début de détente T_{11} et la température T_{12} est seulement fonction du taux de compression.

$$\frac{T_{11}}{T_{12}} = \left(\frac{HP}{BP}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (1.20)$$

Sachant que la température de début de détente T_{11} est obtenue à partir de la température ambiante et des hypothèses de pincement aux échangeurs, celle-ci est de ($T_{11} = -10 \text{ °C}$) et donc considérée constante. La température de fin de détente T_{12} qui impose la température de sortie du GNL est seulement fonction du taux de détente $\frac{HP}{BP}$. La température de sortie du GNL permet de juger de la possibilité de concevoir une cascade de cycles moteurs. Comme les rendements de cycle se détériorent avec l'augmentation de la température du puits froid, une cascade de deux cycles semble être une option suffisante ; la mise en place d'un troisième étage de cascade représente a priori un rapport coût / bénéfice faible et ne sera donc pas étudié.

La mise en place d'une cascade de deux cycles moteurs améliore le rendement exergetique global en réduisant la destruction d'exergie associée aux très grands glissements de température lors du réchauffage du méthane qui induit des écarts de température importants avec le fluide de travail. A titre d'exemple, une cascade de deux cycles Brayton est tracée figure 1.25 (bleu) ainsi qu'un cycle Brayton fonctionnant sur toute la plage de température (traits discontinus). L'écart de températures entre les fluides de travail et le méthane d'une part, et l'ambiance d'autre part, constituent les principales sources des destructions d'exergie. La cascade permet de réduire l'écart de températures moyen au niveau du gazéifieur et de l'échangeur "fluide de travail/ source de chaleur".

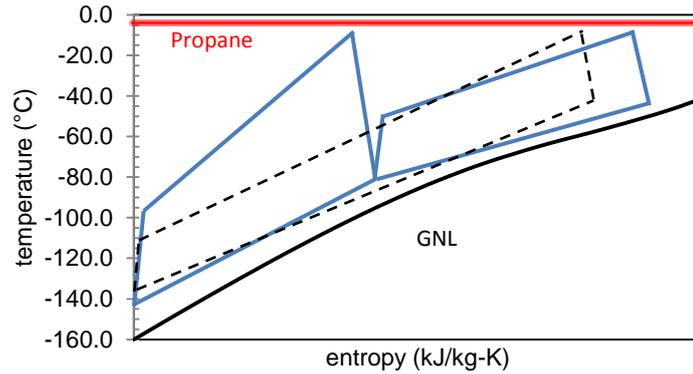


Figure 1.25. Récupération de l'exergie du GNL en utilisant deux cycles Brayton

5.3. Choix des fluides de travail candidats

Le point critique (température critique et pression critique) ainsi que la température normale d'ébullition permettent de sélectionner les fluides candidats (tableau 1.5) et donnent une indication sur le type de cycle thermodynamique et les niveaux de pressions. Cinq fluides purs (Azote, Oxygène, Méthane, Ethane et Ethylène) ainsi que des mélanges d'hydrocarbures sont proposés. Les mélanges sont composés de méthane, d'éthane et de propane. Ils sont composés de façon à obtenir des températures critiques de mélange comprises entre -40 et 40 °C.

Tableau 1.5. Listes des fluides candidats

Fluide	Type de cycle envisageable	Pc (bar)	Tc (°C)	Point triple (°C)	Température normale (1 bar) d'ébullition (°C)	
Azote	Brayton	33,958	-146,96	-210	-195,91	
Oxygène	Brayton	50,43	-118,57	-218,79	-183,09	
Méthane	Brayton	45,992	-82,586	-182,46	-161,64	
Ethylène	Rankine	50,418	9,2	-169,16	-103,99	
Ethane	Rankine	48,719	32,18	-182,8	-88,842	
					Température normale d'ébullition (1 bar)	
Mélanges (en fraction molaire)	Type de cycle envisageable	Pc (bar)	Tc (°C)	Température de la phase liquide (°C)	Température de la phase vapeur (°C)	
Méthane ; 0,76 ; éthane ; 0,24	Rankine	68,962	-40,065	-158,86	-111,43	
Méthane ; 0,66 ; éthane ; 0,34	Rankine	71,062	-26,301	-157,55	-106,57	
méthane ; 0,64 ; éthane ; 0,34 ; propane ; 0,02	Rankine	71,201	-22,093	-157,31	-96,249	
méthane ; 0,50 ; éthane ; 0,50	Rankine	69,022	-7,8199	-154,61	-100,74	
méthane ; 0,54 ; éthane ; 0,34 ; propane ; 0,12	Rankine	72,117	-0,586	-155,89	-78,293	
méthane ; 0,44 ; éthane ; 0,34 ; propane ; 0,22	Rankine	70,702	19,264	-153,92	-69,674	
méthane ; 0,10 ; éthane ; 0,90	Rankine	53,4	25,723	-126,12	-90,778	
méthane ; 0,25 ; éthane ; 0,50 ; propane ; 0,25	Rankine	62,767	37,191	-145,85	-66,659	
méthane ; 0,33 ; éthane ; 0,33 ; propane ; 0,34	Rankine	66,564	38,028	-150,74	-62,979	

5.4. Analyse énergétique et exergetique

Nous avons vu précédemment les différentes contraintes liées aux cycles réels, associées à des destructions d'exergie dans les différents éléments d'un cycle (turbine, échangeurs, pompes...), auxquelles s'ajoute l'exergie perdue en fin de réchauffage (au niveau de la boucle de fluide caloporteur et/ou de la PAC).

L'exergie perdue dépend de la température du GNL à la sortie des cycles moteurs, toute l'exergie du GNL disponible entre T_{i2} et T_0 est perdue :

$$\dot{E}x_{perdue} = |\dot{E}x_{i2i3} + \dot{E}x_{i3s}| \quad (1.21)$$

Le bilan exergetique appliqué au premier et au deuxième cycles moteurs permet d'évaluer la destruction d'exergie totale des cycles moteurs.

$$\dot{E}x_{d,cyc} = \dot{E}x_{d,cyc1} + \dot{E}x_{d,cyc2} \quad (1.22)$$

avec

$$\dot{E}x_{d,cyc1} = \dot{E}x_{ei1} + \dot{W}_1, \quad \dot{E}x_{d,cyc2} = \dot{E}x_{i1i2} + \dot{W}_2 \quad (1.23)$$

Le rendement exergetique d'un premier cycle moteur s'écrit en fonction de la destruction d'exergie $\dot{E}x_{d,cyc1}$ [AYA12] de tous les éléments du cycle [1.24]

$$\eta_{ex,cy1} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,cyc1}}{\dot{E}x_{ei1}} \quad (1.24)$$

$\dot{E}x_{ei1}$ est l'exergie disponible entre -160 °C et la température de décharge du GNL T_{i1} .

De la même façon, le rendement exergetique d'un deuxième cycle valorisant le froid du GNL de T_{i1} à T_{i2} est calculé par :

$$\eta_{ex,cy2} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,cyc2}}{\dot{E}x_{i1i2}} \quad (1.25)$$

L'optimisation du système de valorisation proposé revient à minimiser la destruction d'exergie globale donnée par l'équation (1.26).

$$\dot{E}x_{d,g} = \dot{E}x_{perdue} + \dot{E}x_{d,cyc} \quad (1.26)$$

Ou à maximiser le rendement exergetique global (voir l'équation 1.19).

Le calcul d'un cycle passe par l'application du bilan énergétique et exergetique sur les différents éléments (turbines, échangeurs, compresseurs ou pompes...). L'application du bilan exergetique sur chaque élément permet d'évaluer la contribution de chaque élément à la destruction exergetique totale d'un cycle. Nous présentons, à titre d'exemple, un bilan d'exergie et d'énergie appliqué aux différents éléments d'un cycle Brayton avec récupérateur (figure 1.24). Les équations présentées respectivement par type d'éléments sont utilisées dans le calcul des autres cycles.

5.4.1. Compresseur (ou pompe)

Le bilan d'énergie appliqué au compresseur permet de calculer le travail mécanique absorbé.

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}_{\text{ft}}(h_{10} - h_9) = \dot{m}_{\text{ft}} \frac{(h_{10,\text{is}} - h_9)}{\eta_{\text{is}}} > 0 \quad (1.27)$$

L'application du bilan exergétique sur le compresseur considéré adiabatique permet de calculer la destruction d'exergie

$$\dot{E}x_{\text{d,comp}} = \dot{W}_{\text{comp}} + \dot{m}_{\text{ft}}(\psi_9 - \psi_{10}) \quad (1.28)$$

L'exergie produite au niveau du compresseur n'est autre que la puissance exergétique reçue par le fluide et qui correspond à la variation de son exergie physique.

$$\Delta \dot{E}x_{\text{comp}} = \dot{m}_{\text{ft}}(\psi_{10} - \psi_9) > 0 \quad (1.29)$$

Le rendement exergétique du compresseur est donné par la relation :

$$\eta_{\text{ex,comp}} = \frac{\text{exergie produite}}{\text{exergie mise en jeu}} = \frac{\Delta \dot{E}x_{\text{comp}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} \quad (1.30)$$

Le facteur dissipatif est calculé par :

$$\xi_{\text{comp}} = \frac{\text{exergie détruite}}{\text{exergie mise en jeu}} = \frac{\dot{E}x_{\text{d,comp}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} = 1 - \eta_{\text{ex,comp}} \quad (1.31)$$

"Le facteur dissipatif, ξ , est une mesure de la part des irréversibilités par rapport à une ressource exergétique pour un procédé ou un système donné [BEN02]".

5.4.2. Récupérateur

Pour un récupérateur bien isolé, on néglige les pertes thermiques. L'application du bilan énergétique et exergétique sur cet élément permet d'écrire :

$$\dot{Q}_{10,10'} = \dot{m}_{\text{ft}}(h_{10'} - h_{10}) > 0, \quad \dot{Q}_{12,12'} = \dot{m}_{\text{ft}}(h_{12'} - h_{12}) < 0 \quad (1.32)$$

Dans un récupérateur, il y a un transfert d'exergie entre deux fluides. Le fluide qui se réchauffe (de 10 à 10') transmet de l'exergie froide à un fluide qui se refroidit (de 12 à 12'). La différence entre ces deux exergies représente la perte d'exergie, calculée par la relation 1.33.

$$\dot{E}x_{\text{d,récup}} = \dot{m}_{\text{ft}}(\psi_{12} - \psi_{12'}) + \dot{m}_{\text{ft}}(\psi_{10} - \psi_{10'}) \quad (1.33)$$

5.4.3. Echangeur Fluide/Propane

Le propane en condensation est la source de chaleur du cycle Brayton, alors le bilan énergétique appliqué au fluide recevant la chaleur du propane donne :

$$\dot{Q}_{10',11} = \dot{m}_{ft}(h_{11} - h_{10'}) > 0 \quad (1.34)$$

Au niveau de l'échangeur Fluide de travail/Propane, le flux d'exergie physique du fluide de travail est totalement détruit. En effet, l'exergie physique du fluide de travail est totalement cédée au propane qui est à une température proche de la température ambiante.

$$\dot{E}x_{d,f/p} = \dot{m}_{ft}(\psi_{10'} - \psi_{11}) \quad (1.35)$$

Le rendement exergetique de l'échangeur Fluide/Propane calculé est égal à 0 quel que soit le pincement.

5.4.4. Turbine

L'application du bilan exergetique sur la turbine thermiquement isolée permet de calculer la destruction d'exergie :

$$\dot{E}x_{d,turb} = \dot{W}_{turb} + \dot{m}_{ft}(\psi_{11} - \psi_{12}) \quad (1.36)$$

Le travail mécanique fourni par la turbine est calculé par :

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_{ft}(h_{12} - h_{11}) = \dot{m}_{ft}(h_{12,is} - h_{11})\eta_{is} < 0 \quad (1.37)$$

L'exergie mise en jeu au niveau de la turbine n'est autre que la puissance exergetique cédée par le fluide et qui correspond à la variation de son exergie physique.

$$\Delta \dot{E}x_{turb} = \dot{m}_{ft}(\psi_{12} - \psi_{11}) < 0 \quad (1.38)$$

Le rendement exergetique de la turbine correspond au rapport entre le travail mécanique récupéré et la variation d'exergie physique du fluide de travail.

$$\eta_{ex,turb} = \frac{\dot{W}_{turb}}{\Delta \dot{E}x_{turb}} = \frac{\dot{m}_{ft}(h_{12} - h_{11})}{\dot{m}_{ft}(\psi_{12} - \psi_{11})} \quad (1.39)$$

5.4.5. Gazéifieur du GNL

La chaleur reçue par le GNL est calculée par l'équation (1.40) :

$$\dot{Q}_{GNL} = \dot{m}_{LNG}(h_{i1} - h_e) = -\dot{m}_{ft}(h_9 - h_{12'}) > 0 \quad (1.40)$$

L'équation du bilan exergetique appliqué au gazéifieur permet de définir la destruction d'exergie. Le fluide de travail reçoit de l'exergie (exergie mise en jeu par le GNL) qu'il convertit en exergie physique (exergie utile) ; la différence entre ces deux exergies correspond à l'exergie détruite :

$$\dot{E}x_d = \dot{m}_{ft}(\psi_{12'} - \psi_9) + \dot{m}_{LNG}(\psi_e - \psi_{i1}) \quad (1.41)$$

5.5. Recherche de la meilleure solution

Nous nous intéressons en premier lieu à une revalorisation avec un seul cycle moteur. Après la présentation de la meilleure solution avec un seul cycle moteur, nous nous intéresserons à la possibilité d'ajouter un deuxième cycle pour tenter d'améliorer le rendement exergetique global.

Afin d'optimiser le cycle, pour chaque fluide nous calculons les paramètres du cycle moteur en variant les niveaux de pression caractérisés dans cette étude par deux variables : la basse pression (BP) et le taux de compression (HP/BP). Le pincement des échangeurs de chaleur est maintenu égal à 5 K. Les cycles thermodynamiques sont modélisés à l'aide du logiciel "Excel" qui utilise REFPROP [LEM] pour le calcul des propriétés thermodynamiques. Le débit du fluide de travail est déduit de l'équation de bilan d'énergie du gazéifieur (équation 1.40).

5.5.1 Solution avec un seul cycle thermodynamique

Une revalorisation avec un seul cycle moteur est proposée dans cette partie. L'étude s'est portée sur des cycles Rankine et Brayton. Le choix du type de cycle n'est pas évident, compte tenu du puits froid qui se présente avec un glissement de température et un point d'inflexion lié au passage de l'état liquide à l'état de gaz dense.

Un cycle Rankine présenterait des irréversibilités plus importantes au niveau du gazéifieur tandis qu'un cycle Brayton présenterait des irréversibilités plus importantes en échangeant de la chaleur avec l'ambiance (source chaude). Le compresseur génère aussi plus d'irréversibilités comparé à une pompe d'un cycle Rankine. Un cycle Brayton sans et avec récupérateur ainsi qu'un cycle Rankine sont étudiés dans cette partie.

a- Cycles Brayton (Ex: cycle Brayton à l'azote avec et sans récupérateur)

A titre d'exemple, nous présentons d'abord les résultats détaillés d'un cycle Brayton fonctionnant à l'azote avec et sans récupérateur. Le même type d'analyse est réalisé pour les autres fluides adaptés au cycle de Brayton mais non présentée en détail. Une synthèse de la comparaison entre différents fluides (méthane, azote...) est présentée par la suite. La température critique de l'azote est de $-146,96\text{ °C}$ et sa pression critique est de $33,96\text{ bar}$. Pour définir un cycle Brayton à l'azote, il faut que la température de début de compression soit supérieure à la température de vapeur saturée (calculée à la basse pression) ou supérieure à la température critique de l'azote.

a.1- Cycle Brayton à l'azote sans récupérateur

Le rendement exergetique global ainsi que la puissance nette développée par le cycle Brayton à l'azote sont tracés figure 1.26 en fonction du taux de compression et ce, pour différents niveaux de basse pression. Le pincement du gazéifieur a été optimisé pour chaque point de fonctionnement, les points présentant une haute pression supérieure à 150 bar ne sont pas illustrés.

Pour chaque basse pression, il existe un optimum de rendement exergetique global ainsi qu'un optimum de puissance nette développée par le cycle moteur. L'optimum du rendement exergetique global, qui inclut les pertes exergetiques au niveau de la boucle de fluide caloporteur et la PAC, correspond au travail maximal produit par le cycle moteur. Le cycle thermodynamique présentant le meilleur rendement est obtenu pour une basse pression comprise entre 35 et 45 bar ; au-delà de cet intervalle, les performances de la revalorisation chutent. Dans ce cas, la puissance mécanique est de 1 903,1 kW avec un taux de compression de 2,6 (HP = 107,6 bar) et une basse pression de 41,4 bar.

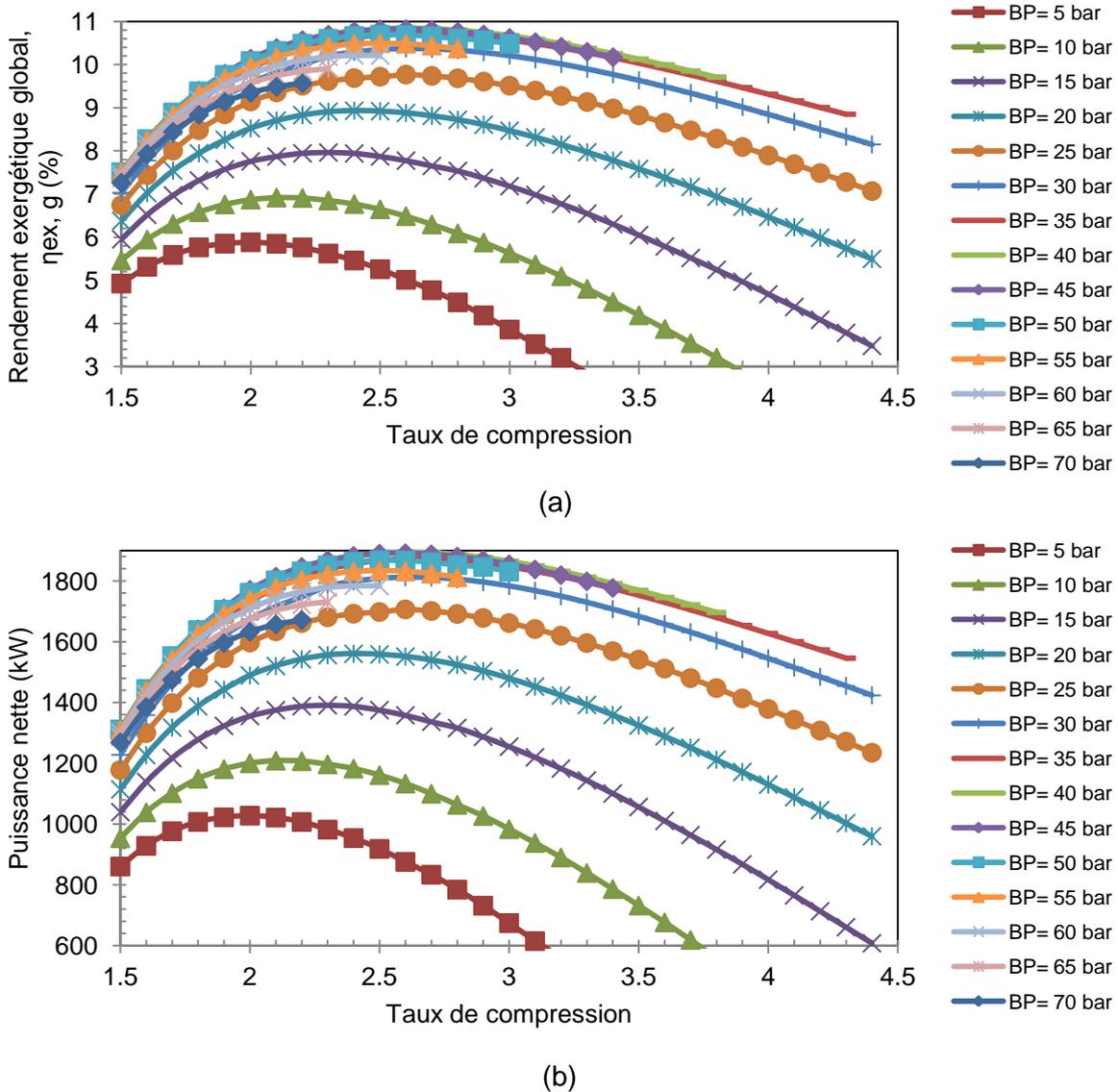
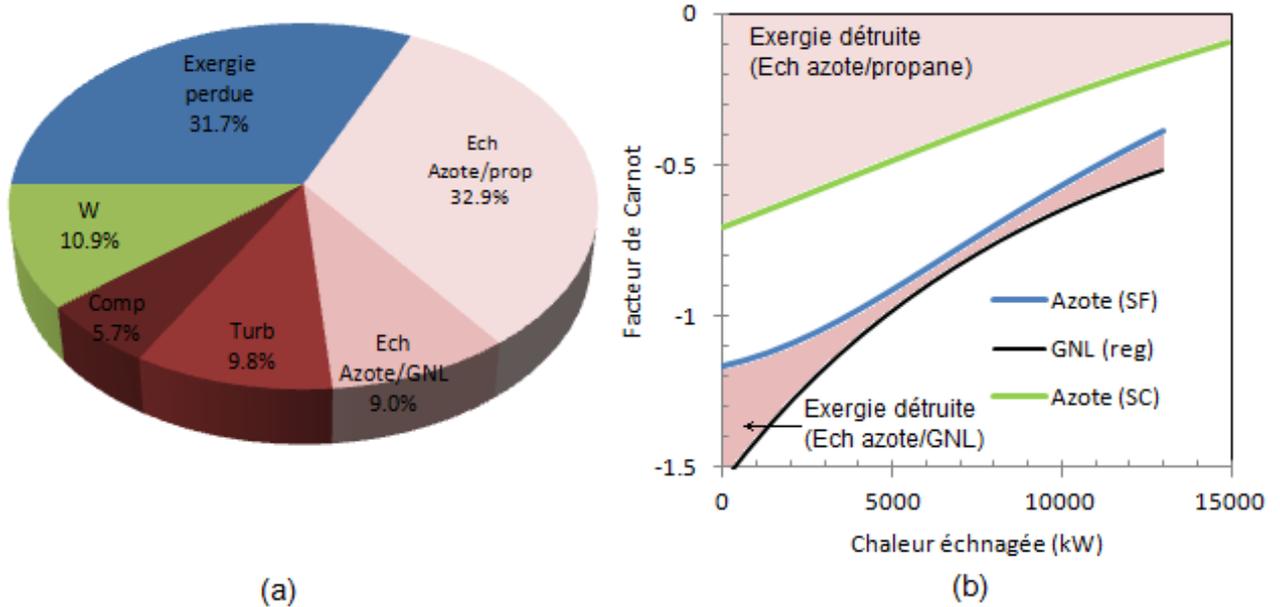


Figure 1.26. Optimisation du Cycle Brayton à l'azote (sans récupérateur), (a) Rendement exergetique global, (b) Energie mécanique récupérée

Le rendement exergetique global le plus élevé est de 10,9 %. La figure 1.27 (a) illustre la part de l'exergie revalorisée par rapport à l'exergie totale mise en jeu par le GNL jusqu'à la fin du réchauffage. 31,7 % de l'exergie du GNL est détruite par la boucle de fluide caloporteur et la PAC contre 57,4 % détruite au niveau du cycle moteur. La source principale de la destruction d'exergie dans le cycle moteur est identifiée au niveau de l'échangeur azote/propane (SC). En effet, quel que soit l'écart de températures entre l'azote et le milieu

ambiant, toute l'exergie physique de l'azote est dissipée. La quantité dissipée est importante quand l'écart de températures est grand ; c'est une génération d'entropie spécifique au cycle Brayton.



En traçant le facteur de Carnot en fonction du flux de chaleur échangé (figure 1.27. b) respectivement entre le fluide de travail et les deux sources de chaleur, la destruction d'exergie est beaucoup plus grande au début du chauffage du fluide de travail par le propane qui se condense à température quasi-ambiante, car la température du fluide de travail est très éloignée de la température ambiante. Au niveau du gazéifieur, les irréversibilités sont relativement faibles et se situent beaucoup plus à l'entrée et à la sortie de l'échangeur où l'écart de températures entre le GNL et l'azote est respectivement de 20,1 K et 18,0 K. La courbure du profil de température du GNL impose ces écarts de température aux deux bouts de l'échangeur afin de respecter le pincement qui se situe à l'intérieur de l'échangeur.

La température de sortie du GNL est peu sensible à la variation de la basse pression. Cependant, elle est principalement dépendante du taux de compression. Dans un cycle Brayton sans récupérateur, la température de sortie du GNL est inversement proportionnelle au taux de compression (figure 1.28). La température de sortie du GNL du gazéifieur du cycle moteur est de -83,5 °C pour la meilleure solution (HP/BP = 2,6).

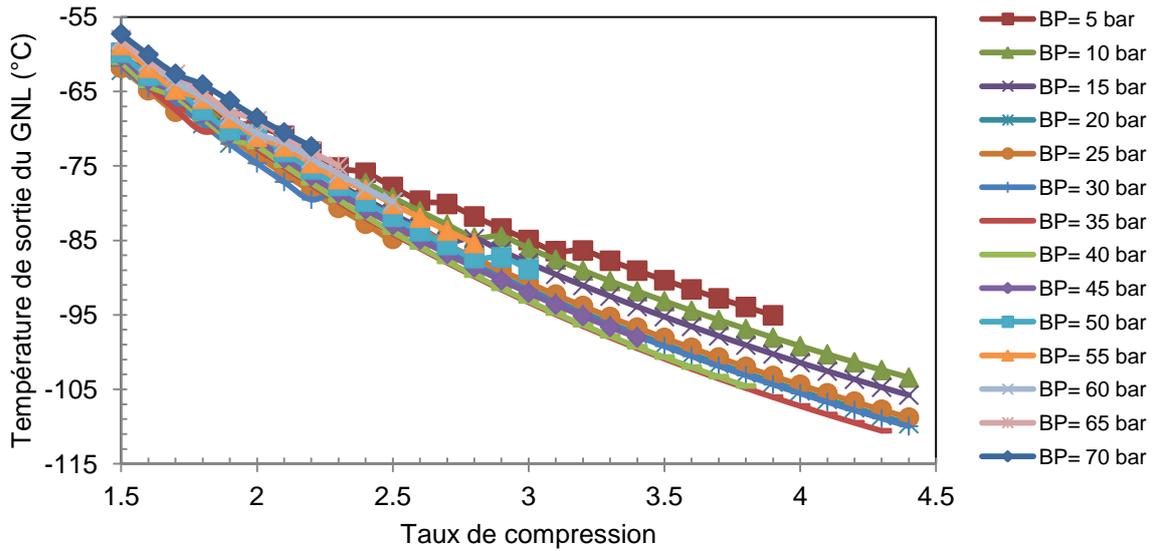


Figure 1.28. Evolution de la température de sortie du GNL en fonction de la basse pression et du taux de compression

La figure 1.29 illustre le rendement exergetique du cycle Brayton à l'azote sans récupérateur et représente la part de l'énergie mécanique produite par la turbine par rapport à l'apport exergetique du GNL au cycle. Cette grandeur est représentative des destructions d'exergie internes au cycle et n'inclut pas l'exergie perdue par le GNL en fin de réchauffage. Un optimum de rendement exergetique du cycle existe, mais il faudrait chercher un taux de compression beaucoup plus important que celui qui correspond au point de rendement exergetique global optimal. L'optimum du rendement exergetique du cycle moteur est de 17,9 %. Il est atteint à un taux de compression supérieur à 3,5 et une basse pression proche de la pression critique de l'azote. Le rendement exergetique du cycle, qui correspond à un rendement exergetique global optimal, est de 15,9 % au lieu de 17,9 %.

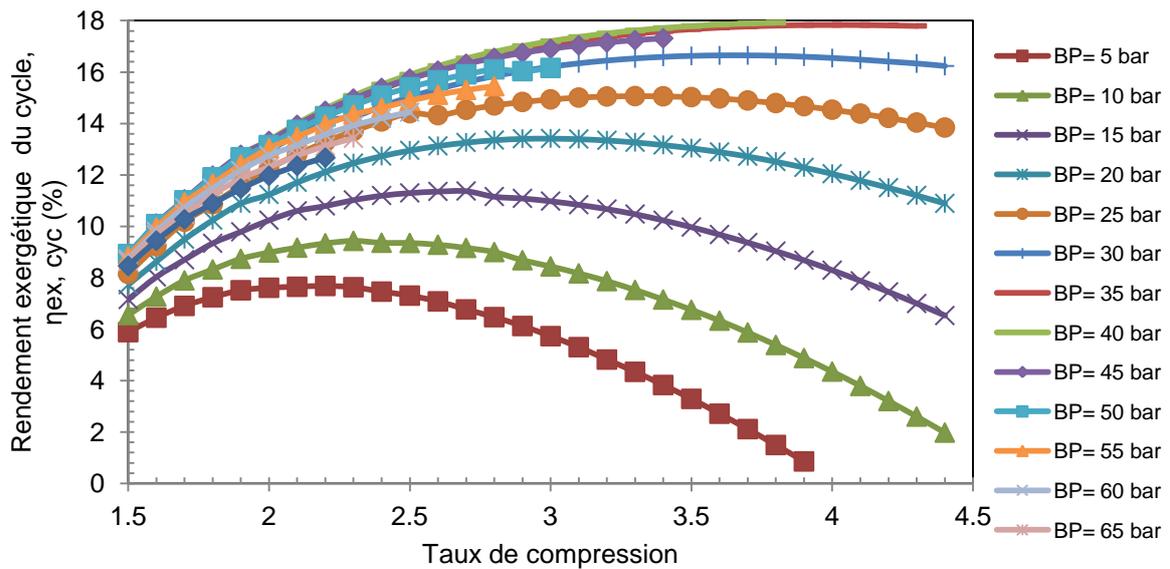


Figure 1.29. Evolution du rendement exergetique du cycle en fonction de la basse pression et du taux de compression

a.2- Cycle Brayton à l'azote avec récupérateur

Un récupérateur a été intégré au cycle Brayton à l'azote en vue d'améliorer le rendement exergetique global et celui du cycle. La figure 1.30 indique que, pour chaque basse pression, il existe un optimum du rendement exergetique global. La meilleure solution est atteinte quand la basse pression est proche de la pression critique de l'azote (de 34 à 45 bar) bien que l'amélioration du rendement exergetique global soit très faible. Le rendement exergetique global optimal est de 11,2 %. Il est atteint avec un taux de compression de 2,8.

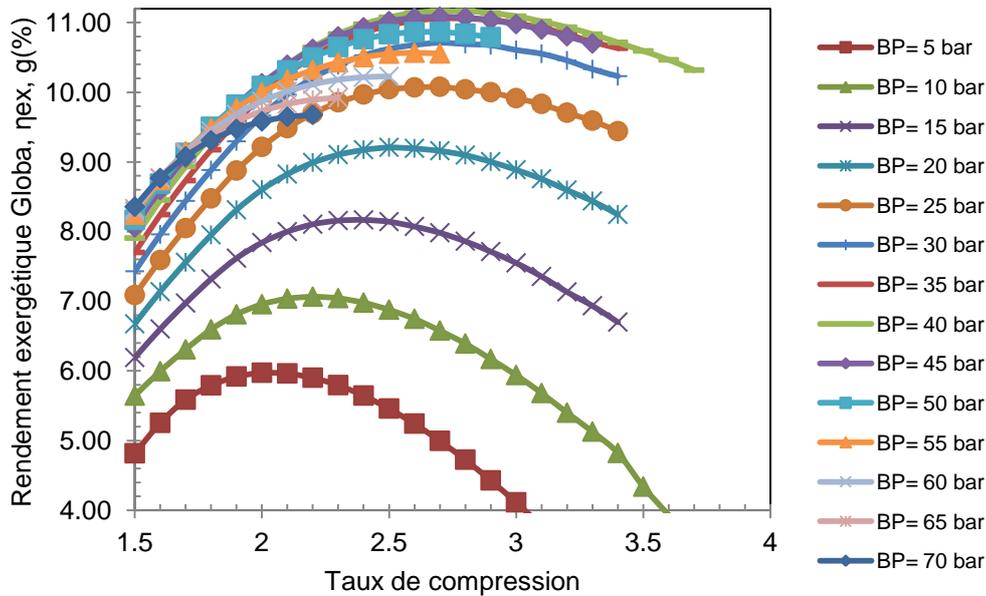


Figure 1.30. Rendement exergetique global de la revalorisation de l'exergie du GNL avec un cycle Brayton à l'azote (avec récupérateur)

L'exergie mise en jeu par le GNL en gazéification est de 17,5 MW. Cette exergie est représentée sous forme de disque figure 1.31 (a). L'exergie récupérée sous forme de travail mécanique représente 11,2 % de l'exergie totale mise en jeu. Une part d'exergie est détruite au niveau des différents composants du cycle moteur tandis que le reste est perdu au niveau de la boucle de fluide caloporteur et de la PAC en fin de réchauffage.

L'utilisation du récupérateur n'a pas permis d'améliorer le rendement exergetique global ; néanmoins ceci a permis d'améliorer le rendement exergetique du cycle moteur. 45,5 % de l'exergie du GNL est ainsi disponible pour un éventuel deuxième cycle. Le rendement exergetique du cycle Brayton à l'azote a été amélioré de 15,9 % à 20,5 %.

Les irréversibilités dans le récupérateur ne représentent que 1,8 % de l'exergie totale du GNL (figure 1.31 (b)). Le rendement exergetique du cycle moteur a été amélioré principalement en réduisant de 15,3 % les irréversibilités dues à l'échange de chaleur avec les deux sources.

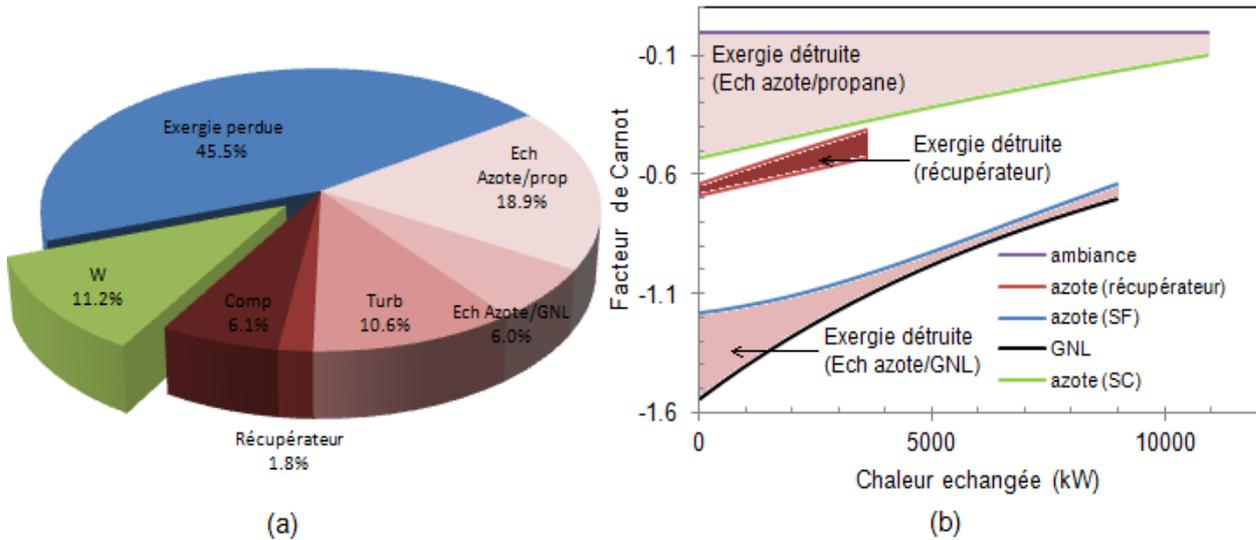


Figure 1.31. (a) Répartition des irréversibilités et part d'exergie récupérée (b) Irréversibilités dues à l'échange de chaleur (cycle Brayton à l'azote avec récupérateur)

La température de sortie du GNL pour la meilleure solution est de $-104,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Une exergie du GNL supplémentaire est disponible entre $-104,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ (solution avec récupérateur) et $-83,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (solution sans récupérateur), soit 13,8 % d'exergie supplémentaire qui peut être revalorisée par un éventuel deuxième cycle moteur. La figure 1.32 montre que l'ajout du récupérateur a inversé la tendance de la température de sortie du GNL du cycle moteur par rapport à l'augmentation du taux de compression. En effet, la température du GNL à la sortie du gazéifieur du cycle moteur est maintenant proportionnelle au taux de compression et aussi à la basse pression.

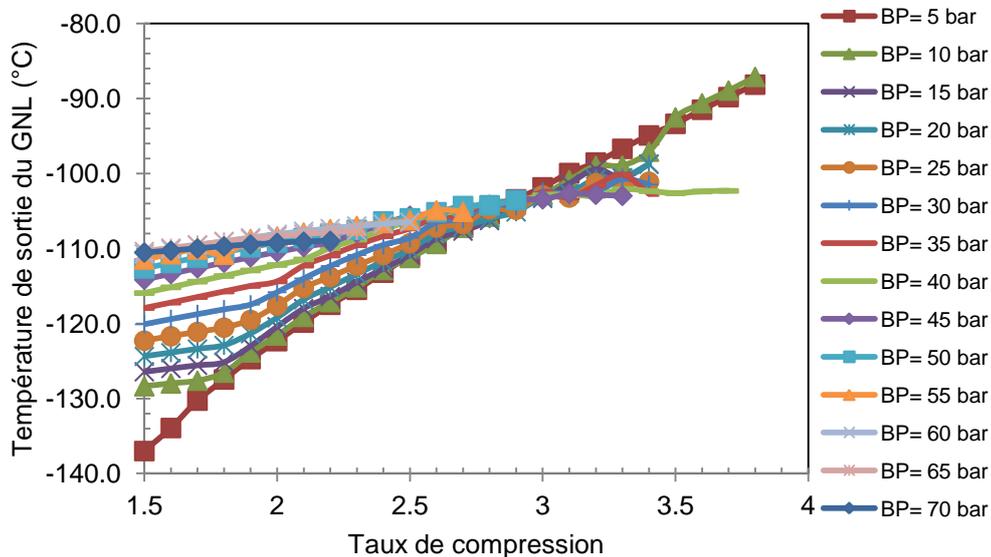


Figure 1.32. Température de sortie de GNL du cycle Brayton à l'azote avec récupérateur en fonction du taux de compression

b- Cycles Rankine (Ex: Rankine d'Ethane)

Pour construire un cycle Rankine, il faut un fluide dont la température du point critique est proche de la température ambiante. J. Szargut et I. Szczygiel [SZA09] ont sélectionné l'éthane (C_2H_6) et l'éthylène (C_2H_4) en cycles Rankine. Les deux cycles ont été utilisés en cascade pour vaporiser du GNL à une pression de 30 bar. Le GNL à 30 bar se gazéifie avec un palier à température constante (changement de phase) d'où l'avantage d'un cycle Rankine. Dans notre étude, un cycle Brayton présente des irréversibilités importantes du côté des échanges avec la source chaude, tout en ayant moins d'irréversibilités au niveau du gazéifieur du GNL. L'utilisation d'un cycle Rankine créerait plus d'irréversibilités au niveau du gazéifieur, mais réduirait la quantité d'exergie cédée à la source chaude (voir figure 1.23c) ainsi que la destruction d'exergie liée à la compression.

Les fluides potentiels pour un cycle Rankine sont eux aussi étudiés. L'étude détaillée du cycle Rankine utilisant l'éthane est présentée. Une comparaison des cycles Rankine avec les différents fluides est ensuite effectuée. Nous évitons dans cette étude les détentes humides ; seuls les cycles Rankine utilisant des turbines à vapeur sèche sont retenus.

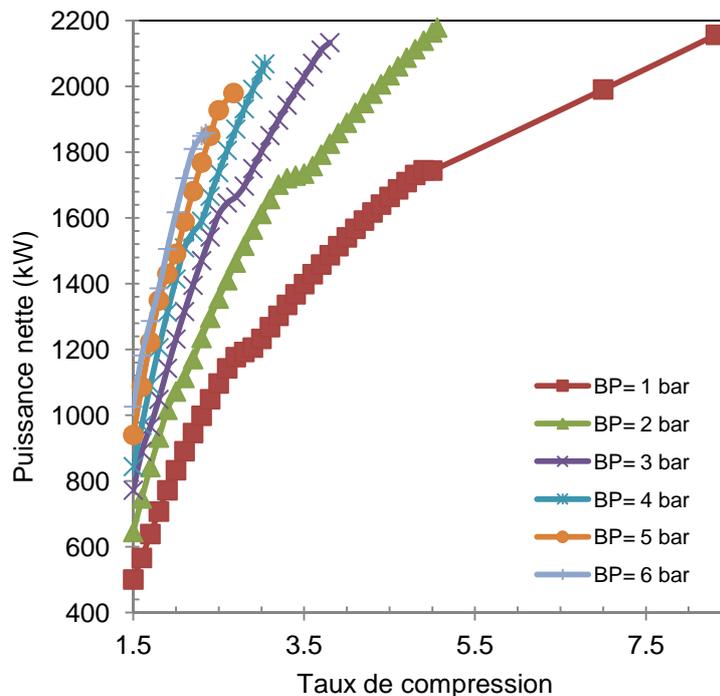


Figure 1.33. Puissance nette développée par le cycle Rankine à l'éthane

La température et la pression critique de l'éthane sont respectivement de 32,18 °C et 48,72 bar. La puissance nette développée par le cycle Rankine à l'éthane est tracée en fonction du taux de compression figure 1.33 et ce pour différents niveaux de basse pression. Les points de cycles présentant des détentes diphasiques ne sont pas représentés. Il est possible de construire des cycles Rankine à détente sèche avec une basse pression allant de 1 à 6 bar (figure 1.34). La haute pression est fixée par la température ambiante et la surchauffe. La surchauffe doit être choisie de façon à éviter une détente humide. Comme la température de fin de surchauffe est fixée à -10 °C (à cause du pincement), la détente humide est évitée en limitant la haute pression (voir le cycle dessiné en rouge figure 1.34).

La haute pression maximale pour la température ambiante considérée est de l'ordre de 15 bar. Dans ce cas, l'éthane peut être détendu avec une détente sèche jusqu'à une basse pression limite qui est de 6 bar (voir le cycle dessiné en bleu figure 1.34).

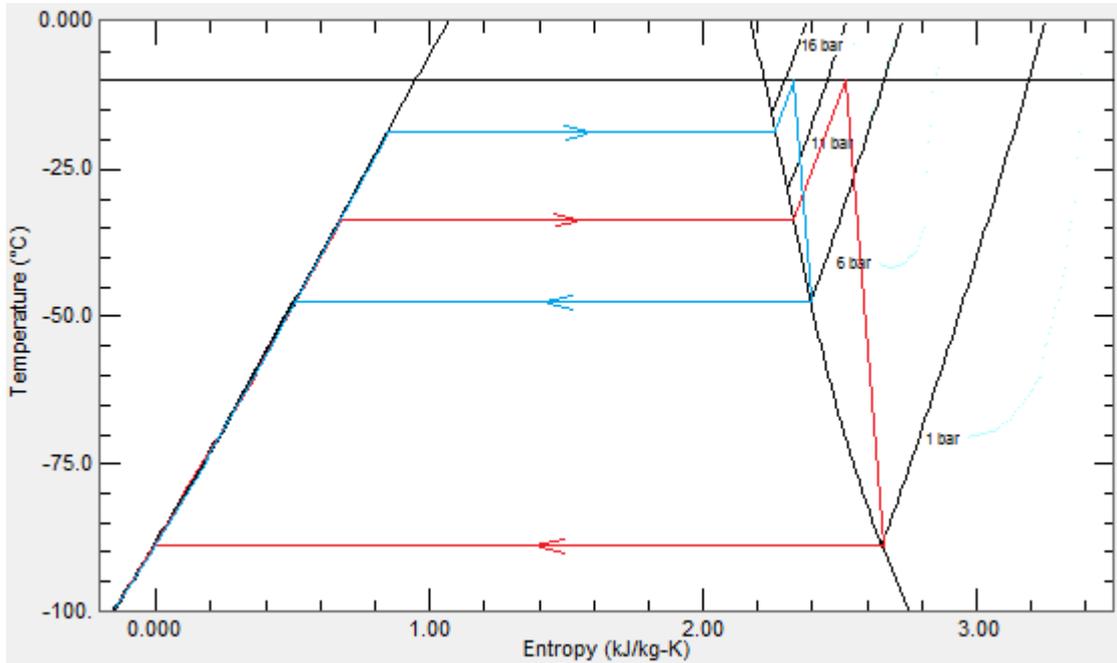


Figure 1.34. Diagramme T-s de l'éthane, schémas de cycles de Rankine

Quelle que soit la valeur de la basse pression, le cycle Rankine à l'éthane peut produire plus de 2 MW d'électricité, ce qui correspond à un rendement exergétique global de l'ordre de 12,5 %. Cependant, pour atteindre cette performance, suivant la basse pression choisie, le taux de compression peut être plus ou moins élevé. Par exemple, pour une basse pression de 1 bar, il faut un taux de compression supérieur à 7, alors que pour une basse pression de 5 bar, la production de 2 MW d'électricité nécessite un taux de compression beaucoup plus faible, de l'ordre de 3.

La figure 1.35 montre que la température de sortie du GNL du cycle de Rankine à l'éthane est proportionnelle à la basse pression et qu'elle est peu sensible au taux de compression ou à la haute pression. Cependant, le rendement exergétique du cycle de Rankine à l'éthane est proportionnel au taux de compression et il est moins sensible à la basse pression (figure 1.36). Ceci indique que, pour obtenir un rendement exergétique global élevé à une basse pression faible (BP = 1 bar), il faut augmenter considérablement le taux de compression pour améliorer le rendement exergétique du cycle et récupérer plus d'exergie sachant que la température de sortie du GNL varie peu et reste relativement basse (source d'exergie quasi constante). Nous rappelons que pour chaque basse pression, il existe une limite du taux de compression qui correspond au passage à des cycles Rankine à l'éthane avec des détentes diphasiques au niveau de la turbine.

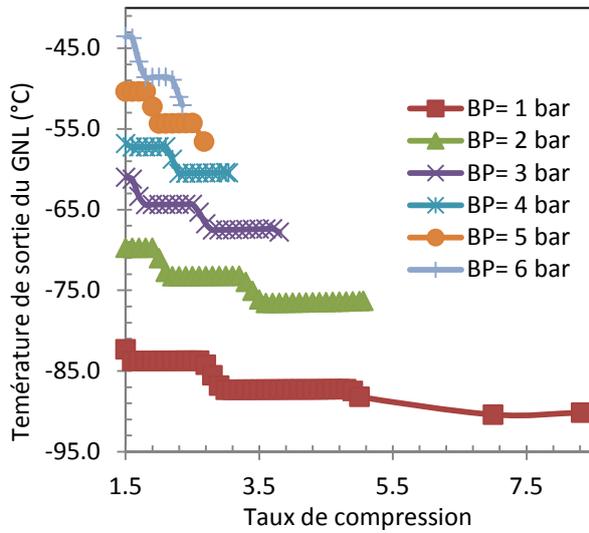


Figure 1.35. Température de sortie du GNL du cycle Rankine à l'éthane

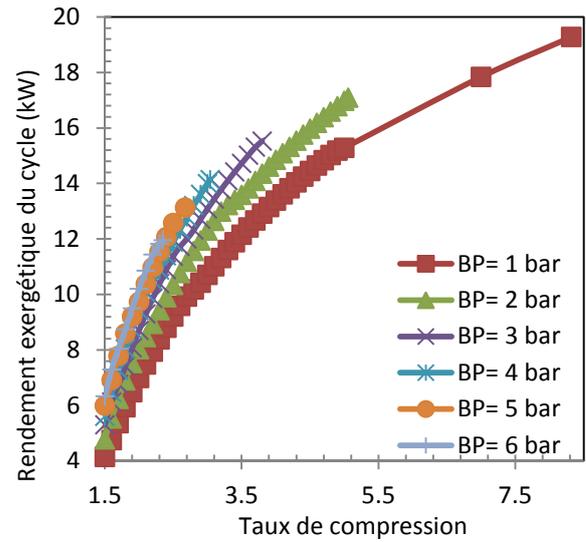


Figure 1.36. Rendement exergetique du cycle Rankine à l'éthane

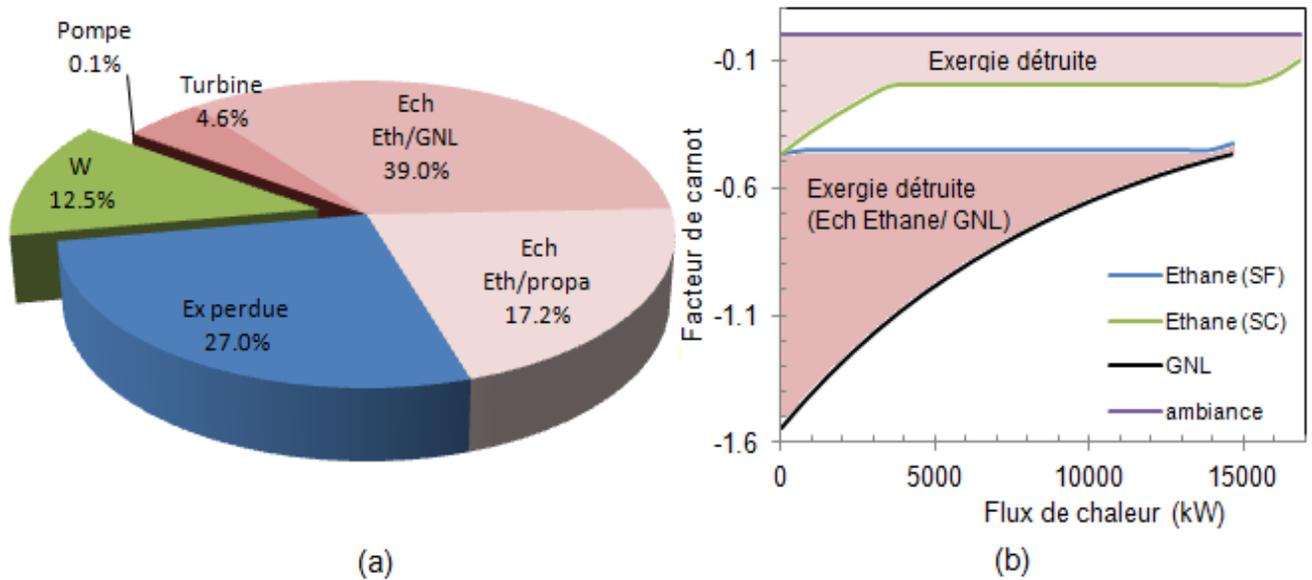


Figure 1.37. Répartition des irréversibilités (Cycle Rankine à l'éthane)

a) Exergie perdue, Irréversibilité du cycle moteur, exergie revalorisée.

b) Irréversibilités dues à l'échange de chaleur

Nous avons identifié le rendement exergetique global optimal du cycle Rankine à l'éthane pour une basse pression de 2 bar avec un taux de compression de 5,1 bar (détente vapeur). Le rendement exergetique global de la revalorisation est de 12,5 % (figure 1.37). Contrairement à un cycle Brayton, c'est le gazéifieur qui présente le plus d'irréversibilités, 39,0 % de l'exergie totale du GNL y est détruite. Les irréversibilités dues à la compression du fluide de travail sont de 0,1 % et sont négligeables devant les irréversibilités d'un compresseur de cycle Brayton à l'azote (environ 6 %).

Le rendement exergetique du cycle Rankine à l'éthane correspondant à une revalorisation optimale est de 17,1 %, soit une valeur comprise entre le rendement d'un cycle Brayton à l'azote sans et avec récupérateur (15,9 % et 20,5 %). La température de sortie du GNL du

cycle Rankine est de -76,7 °C, soit un peu plus élevée que celle d'un cycle Brayton à l'azote sans récupérateur.

c- Meilleure solution d'une revalorisation avec un seul cycle moteur

Nous avons présenté précédemment, les résultats détaillés d'un cycle Brayton à l'azote et d'un cycle Rankine à l'éthane en mettant en évidence les sources principales d'irréversibilités suivant le type de cycle. Le Tableau 1.6 regroupe les résultats obtenus sur l'ensemble des fluides de travail testés. Ces résultats correspondent aux performances optimales de la revalorisation de l'exergie du GNL avec un seul cycle moteur. Les grandeurs représentatives des performances de la revalorisation sont la puissance électrique produite \dot{W} ainsi que le rendement exergetique global $\eta_{ex,g}$. Les performances des cycles thermodynamiques associés sont représentées par le rendement exergetique $\eta_{ex,cyc}$ qui donne la part d'exergie récupérée par le cycle par rapport à l'apport exergetique du GNL (au niveau du gazéifieur du cycle moteur) ainsi que le rendement énergétique η_{en} qui correspond à la part d'énergie mécanique produite par rapport à la chaleur reçue de la source chaude (ambiance).

Tableau 1.6. Performances des différents cycles

Fluide	Tc (°C)	Type de cycle	BP (bar)	HP/BP	Ti1 (°C)	\dot{W} (kW)	$\eta_{ex,g}$ (%)	$\eta_{ex,cyc}$ (%)	η_{en} (%)
Azote	-146,96	Brayton (sans récup.)	41,4	2,6	-83,5	1 903	10,9	15,9	12,8
Azote	-146,96	Brayton (avec récup.)	40	2,8	-104,1	1 951	11,2	20,5	17,8
Oxygène	-118,57	Brayton (avec récup.)	50	2,5	-84,8	2 065	11,8	17,6	14,0
Méthane	-82,586	Brayton (sans récup.)	50	1,9	-55,0	1 730	9,9	11,3	7,6
Méthane	-82,586	Brayton (avec récup.)	50	2,1	-85,3	1 779	10,2	15,2	12,4
Ethylène	9,2	Rankine	3	4,7	-84,6	1 944	11,1	16,3	13,2
Ethane	32,18	Rankine	2	5,1	-76,7	2 165	12,5	17,1	13,0
méthane 0,76 ; éthane 0,24	-40,065	Rankine	6	4,7	-85,9	2 154	12,3	18,5	14,7
méthane 0,66 ; éthane 0,34	-26,301	Rankine	4	5,3	-87,6	2 090	12,0	18,2	14,7
méthane 0,64 ; éthane 0,34 ; propane 0,02	-22,093	Rankine	4	4,2	-78,7	2 077	11,9	16,6	12,9
méthane 0,50 ; éthane 0,50	-7,8199	Rankine	3	5,4	-85,2	1 986	11,4	16,9	13,6
méthane 0,54 ; éthane 0,34 ; propane 0,12	-0,586	Rankine	3	3,2	-63,6	1 975	11,3	13,9	9,8
méthane 0,44 ; éthane 0,34 ; propane 0,22	19,264	Rankine	2	3,3	-60,8	1 918	11,0	13,1	9,1
méthane 0,10 ; éthane 0,90	25,723	Rankine	2	5,6	-81,2	1 893	10,8	15,5	12,3
méthane 0,25 ; éthane 0,50 ; propane 0,25	37,191	Rankine	1	4,9	-70,2	1 921	11,0	14,3	10,6
méthane 0,33 ; éthane 0,33 ; propane 0,34	38,028	Rankine	1	4,5	-67,0	1 925	11,0	13,9	10,1

Le cycle qui permet d'obtenir le rendement exergetique global le plus élevé (12,5 %) est le cycle Rankine à l'éthane qui permet de produire une puissance électrique nette de 2 165 kW. La constitution de mélanges non-azéotropiques afin d'améliorer le rendement exergetique du

gazéifieur, grâce au glissement de température de ce type de mélange en cycle Rankine, n'a pas amélioré le rendement exergetique global.

Le cycle moteur qui présente le moins d'irréversibilités internes est le cycle Brayton à l'azote avec récupérateur qui a un rendement exergetique de 20,5 %. Ce rendement a été calculé dans le cas d'un rendement exergetique global optimal évalué à 11,2 %. Nous remarquons aussi que ce cycle (Brayton à l'azote avec récupérateur) est le cycle qui a le plus grand rendement énergétique (17,8 %). Dans le cas d'une valorisation avec deux cycles moteurs, il serait intéressant d'utiliser des cycles qui génèrent moins d'irréversibilités dans la recherche de la meilleure combinaison de cycles.

5.5.2. Solution de revalorisation avec deux cycles thermodynamiques

Nous avons vu dans la section précédente, lors d'une revalorisation avec un seul cycle moteur, que la température de sortie du GNL du cycle dépend

- principalement du taux de compression dans le cas d'un cycle de Brayton sans récupérateur,
- à la fois du taux de compression et de la basse pression dans le cas d'un cycle Brayton à l'azote avec récupérateur et
- principalement de la basse pression dans le cas d'un cycle Rankine.

Ainsi, selon le type de cycle, si le taux de compression et/ou la basse pression sont fixés, la température de sortie du GNL du cycle est fixée, mais cette température a une influence sur les performances du cycle moteur placé en aval. L'optimisation de l'ensemble passe par un compromis à trouver entre les destructions d'exergie du premier cycle et du second cycle ainsi que de l'exergie perdue. L'optimisation du rendement exergetique global permet de définir la température du GNL à la sortie de chaque cycle moteur.

a- Cycle Brayton à l'azote et Cycle Rankine à l'éthane

Afin de construire une combinaison optimale de deux cycles moteur, nous choisissons le cycle Brayton à l'azote avec récupérateur comme premier cycle, car ce dernier (voir tableau 1.6) présente le meilleur rendement exergetique, ce qui veut dire qu'il est le cycle qui présente le moins de destruction d'exergie interne (compresseur, turbine, échangeurs). Concernant le deuxième cycle, notre premier choix se porte sur le cycle Rankine à l'éthane qui présente le meilleur rendement exergetique global dans le cas d'utilisation d'un seul cycle. L'objectif est de finir la revalorisation avec un rendement exergetique global optimal sans se soucier des destructions d'exergie interne du deuxième cycle.

Pour une revalorisation optimale de l'exergie du GNL, nous optimisons le rendement exergetique global qui est calculé en prenant en considération l'exergie détruite dans les différents éléments des deux cycles moteur ainsi que l'exergie restante qui sera détruite en fin de réchauffage.

En utilisant le solveur d'Excel, le rendement exergetique global optimal calculé est de 17,8 % (figure 1.38). 65,3 % de l'exergie physique du GNL est détruite à cause des irréversibilités des deux cycles moteurs. Le GNL sort du premier cycle à -111,5 °C et du second à -61,4 °C. A partir de cette dernière température, l'exergie qui reste ne représente que 16,9 % de

l'exergie totale du GNL. Cette exergie est perdue dans la boucle de fluide caloporteur et la PAC pour finir la gazéification.

La représentation du facteur de Carnot, en fonction du flux de chaleur échangé au niveau des différents échangeurs des deux cycles, permet de représenter les irréversibilités dues à l'échange de chaleur sous forme de surface (figure 1.39).

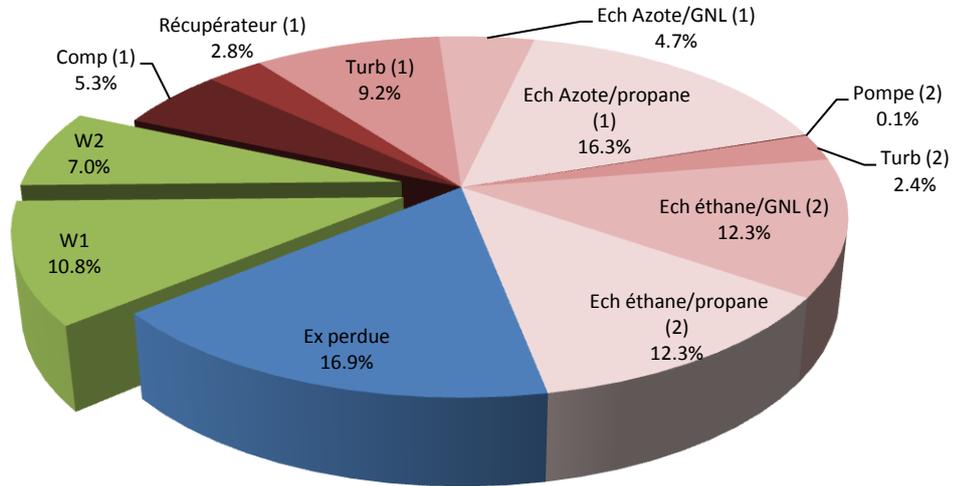


Figure 1.38. Répartition des irréversibilités et part d'exergie récupérée (cycle Brayton à l'azote et cycle Rankine à l'éthane)

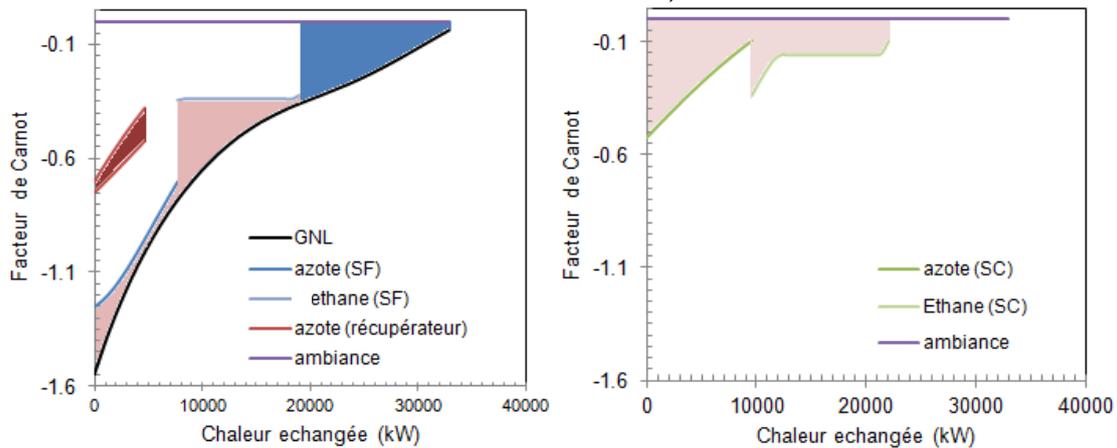


Figure 1.39. Irréversibilités dans les différents échangeurs de chaleur (cycle Brayton à l'azote et cycle Rankine à l'éthane)

b- Meilleure solution d'une revalorisation avec deux cycles moteurs

Plusieurs combinaisons de cycles moteurs placés en série ont été testées. Le Tableau 1.7 présente les résultats obtenus ainsi que la meilleure solution. En évitant l'utilisation de turbines humides, les deux moteurs en série donnant une puissance optimale sont respectivement le cycle Brayton à l'azote avec récupérateur et le cycle Rankine à l'éthane, la puissance pouvant être développée est évaluée à 3 105 kW pour un débit de GNL unitaire de 44,44 kg/s.

L'utilisation de deux cycles Rankine à l'éthane en série n'a pas permis d'améliorer le rendement. Cependant, cette option permet d'approcher la meilleure solution (cycle Brayton à l'azote et Rankine à l'éthane), la production d'électricité s'élève à 3 056 kW. L'avantage de l'utilisation de deux cycles Rankine à l'éthane est le niveau de pression qui est beaucoup plus faible comparé à ceux du cycle Brayton à l'azote. L'étude économique pourrait mener à choisir cette solution. La meilleure solution avec deux cycles Brayton à l'azote est de 13,9 % de rendement exergetique global. Le deuxième cycle obtenu ne présente pas de récupérateur et a un rendement très faible et des niveaux de pression beaucoup plus élevés.

Tableau 1.7. Revalorisation avec deux cycles moteurs en série

Fluide	Tc (°C)	Type de cycle	BP (bar)	HP/BP	Ti1 ou Ti2 (°C)	\dot{W} (kW)	$\eta_{ex,g}$ (%)	$\eta_{ex,cyc}$ (%)	η_{en} (%)
Azote : 1er cycle	-146,96	Brayton (avec récupérateur)	33,95	2,57	-111,5	1 887	17,8	22,0	19,7
Ethane : 2ème cycle	32,18	Rankine	4,13	3,04	-61,4	1 218		20,5	9,8
Somme						3 105			
Ethane : 1er cycle	32,18	Rankine	1,00	9,01	-93,3	2 111	17,5	19,5	16,1
Ethane : 2ème cycle	32,18	Rankine	5,71	2,38	-52,3	945		20,1	7,9
Somme						3 056			
Azote : 1er cycle	-146,96	Brayton (avec récupérateur)	37,77	2,66	-123,4	1 637	13,9	23,8	22,3
Azote : 2ème cycle	-146,96	Brayton (sans récupérateur)	81,86	1,60	-52,8	790		9,2	4,7
Somme						2 427			

5.6. Conclusion

Dans le but de revaloriser l'exergie du GNL qui passe de -160 °C à 5 °C pendant sa gazéification à une pression de 90 bar, nous avons montré l'intérêt d'une revalorisation sous forme d'énergie mécanique ; un débit unitaire de GNL de 160 t/h a été supposé dans cette étude. L'analyse énergétique et exergetique a permis de définir des architectures de cycles moteurs utilisant l'énergie calorifique de l'air comme source chaude (récupérée par un fluide intermédiaire qui est le propane) et le GNL comme puits froid. L'analyse exergetique a permis d'identifier les principales sources d'irréversibilités et de les quantifier.

Pour définir l'architecture thermodynamique d'une revalorisation avec un seul cycle moteur, plusieurs fluides de travail ont été testés, avec différents types de cycles (Rankine et Brayton). Le cycle présentant un rendement exergetique global optimal est le cycle Rankine à l'éthane, 12,5 % de l'exergie physique du GNL est récupérée sous forme d'énergie mécanique. Ce cycle permet de produire 2 165 kW d'électricité. Nous avons aussi identifié un cycle intéressant qui est le cycle Brayton à l'azote avec récupérateur (échangeur interne) permettant de produire 1 951 kW d'électricité et présente la caractéristique d'avoir des rendements énergétique et exergetique optimaux. Ceci veut dire que ce cycle présente moins d'irréversibilités si l'exergie perdue en fin de réchauffage n'est pas prise en compte. Cependant, la température de sortie du GNL de ce cycle est de -104,1 °C au lieu de -76,7 °C (meilleure solution: cycle Rankine à l'éthane). Ceci permet de placer un deuxième cycle en aval.

Nous avons vu que dans une solution de revalorisation avec un seul cycle moteur, le cycle Rankine à l'éthane présente des irréversibilités importantes où 39,0 % de l'exergie totale du GNL est détruite. Ceci est dû au grand écart de températures entre le fluide de travail et le GNL. L'amélioration du rendement exergetique global passe par la réduction des destructions d'exergie au niveau du gazéifieur ainsi qu'au niveau de l'échangeur fluide de travail / propane (ambiance). Pour ce faire, une solution de gazéification de deux cycles placés en série par rapport au sens de l'écoulement du GNL a été étudiée. L'utilisation d'un cycle Brayton à l'azote avec récupérateur, associé à un cycle Rankine à l'éthane, permet de produire 3 105 kW d'électricité. Grâce à cette combinaison le rendement exergetique global a été amélioré de 12,5 % à 17,8 %. Une solution a été obtenue avec deux cycles Rankine à l'éthane en série qui permettent de produire 3 056 kW, soit un rendement exergetique de 17,5 %. L'avantage de cette solution par rapport à l'azote est que les niveaux de pression sont relativement faibles.

6. Analyse exergetique saisonniere préliminaire

Après avoir déterminée l'architecture thermodynamique des cycles moteurs qui permettent de valoriser l'exergie du GNL, une analyse exergetique du fonctionnement du procédé dans la zone nord de l'Europe est proposée ci-après.

L'exergie détruite est égale à la somme des flux d'exergie entrants moins la somme des flux d'exergie sortants. Le système reçoit de l'exergie du GNL et de l'exergie pure au niveau du compresseur de la pompe à chaleur, de la pompe du fluide caloporteur diphasique et des ventilateurs. L'exergie produite par le système n'est autre que la puissance mécanique nette des cycles moteurs. Un des objectifs de la valorisation de l'exergie du GNL sous forme d'énergie mécanique est l'utilisation d'une partie de l'énergie électrique produite pour apporter les besoins du dégivrage, du pompage et de ventilation du procédé. Pour que le procédé soit considéré autonome, il faut qu'il fonctionne sans qu'on ait besoin de lui fournir une exergie supplémentaire autre que celle contenue dans le GNL (figure 1.40).

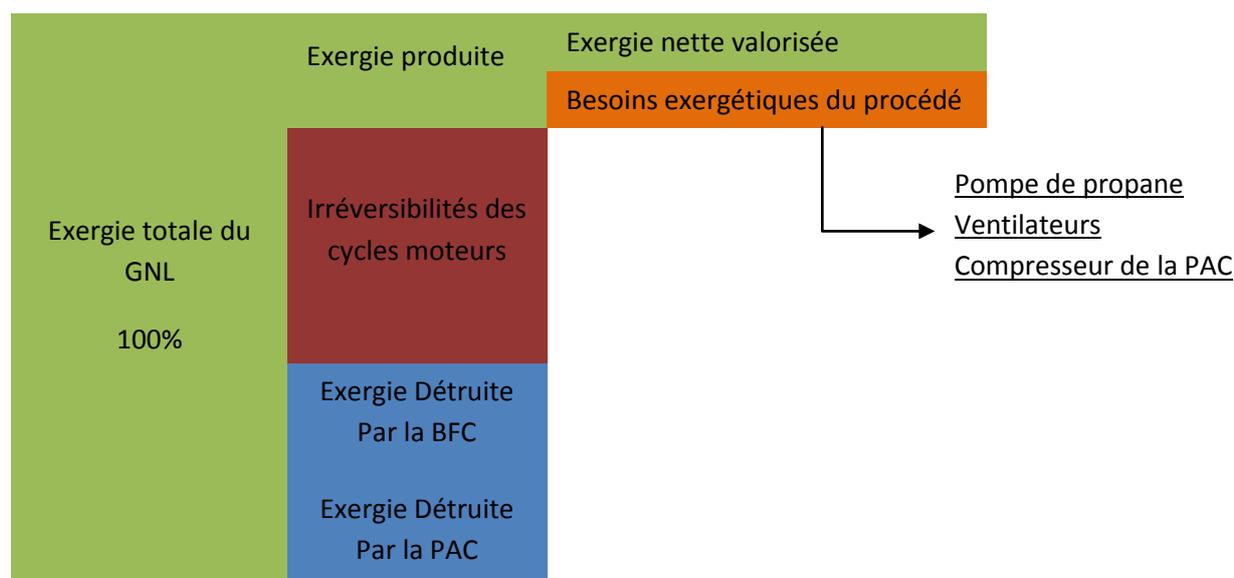


Figure 1.40. Utilisation de l'exergie du GNL par le nouveau concept de gazéification

Estimation des besoins exergétiques du procédé

Nous supposons que la puissance de ventilation est la même que celle de l'AAV. L'exergie de la pompe de propane qui permet de circuler le propane dans la section d'évaporation est calculée par la relation 1.42.

$$\Delta \dot{E}_{\text{pompe}} = \dot{m}_{\text{prop}}(h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) \quad (1.42)$$

Un rendement de la pompe de 0,8 et un taux de compression de 2 bar sont supposés. Le débit de propane est calculé en supposant une vaporisation totale du propane dans la section d'évaporation et une puissance d'évaporation égale à la puissance de gazéification du GNL (32,9 MW).

Puissance mécanique du compresseur de la PAC

La pompe à chaleur fournit, par la condensation de son fluide de travail, la puissance thermique nécessaire au dégivrage et à la surchauffe du gaz naturel jusqu'à la température souhaité (5 °C) si les conditions d'ambiance ne le permettent pas. Pour fournir de la puissance thermique, la PAC reçoit du travail mécanique au niveau de son compresseur et de l'énergie thermique du ballon liquide vapeur qui joue le rôle d'un évapo-condenseur et qui est à la température d'équilibre du propane.

La variation d'enthalpie due à la condensation du propane est donnée par l'équation (1.43).

$$Q_{\text{cond,PAC}} = h_2 - h_3 \quad (1.43)$$

Le débit massique du propane est calculé par l'équation (1.44).

$$\dot{m}_{\text{prop,PAC}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond,PAC}}}{Q_{\text{cond,PAC}}} \quad (1.44)$$

avec

$$\dot{Q}_{\text{cond,PAC}} = \dot{Q}_{\text{def}} + \dot{Q}_{\text{GNL,i3s}} \quad (1.45)$$

Le flux de chaleur de fin de réchauffage est calculé par :

$$\dot{Q}_{\text{GNL,i3s}} = \dot{m}_{\text{GNL}}(h_s - h_{i3}) \quad (1.46)$$

La puissance de compression est définie par l'équation :

$$\dot{W}_{\text{PAC}} = \dot{m}_{\text{prop,PAC}} w_{\text{PAC}} \quad (1.47)$$

avec

$$w_{\text{PAC}} = h_2 - h_1 \quad (1.48)$$

$$h_2 = \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}} + h_1 \quad (1.49)$$

et η_{is} étant le rendement isentropique de compression

La puissance thermique d'évaporation du fluide de travail au niveau de la PAC est donnée par l'équation (1.50).

$$\dot{Q}_{prop,PAC} = \dot{m}_{prop,PAC} Q_{prop,PAC} = \dot{m}_{prop,PAC}(h_1 - h_4) \quad (1.50)$$

De même, la puissance développée à la condensation est définie par :

$$\dot{Q}_{cond,PAC} = \dot{m}_{prop,PAC} Q_{cond,PAC} = \dot{m}_{prop,PAC}(h_2 - h_3) \quad (1.51)$$

Le coefficient de performance est calculé comme suit :

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_{cond,PAC}}{\dot{W}_{PAC}} \quad (1.52)$$

Le flux de chaleur de dégivrage est estimé suivant les hypothèses formulées pour l'AAV. Cependant dans le nouveau concept de gazéification, l'usage d'un fluide caloporteur diphasique, dont la température d'évaporation est contrôlée, permet d'éviter la formation de givre pendant la saison estivale. Si nous admettons que les évaporateurs à air imposent une différence de températures entre le propane et l'air ambiant de 20 K, alors il y a une possibilité de formation de givre quand la température ambiante est inférieure à 10 °C (en supposant que la température de paroi est la moyenne entre l'air et le propane). Bien que le dégivrage à l'air ambiant soit possible quand la température ambiante est supérieure à 3 °C, le temps de dégivrage, dans ce cas, peut être très lent si la température de l'air n'est pas suffisamment élevée (>10 °C). Donc, pour gérer le temps de dégivrage, qui est un élément clé dans le surdimensionnement des échangeurs, nous supposons que le dégivrage est uniquement effectué par la PAC. La température de condensation de la PAC est maintenue à 10 °C.

Le flux de chaleur de fin de réchauffage est calculé en supposant un pincement de 5 °C dans l'échangeur propane/GNL de la boucle de fluide caloporteur.

La figure 1.41 représente le flux de chaleur fourni par la pompe à chaleur pour dégivrer et achever le réchauffage du GNL dans la zone nord de l'Europe. La figure 1.42 montre qu'en période hivernale, le coefficient de performance de la PAC est présente les plus petites valeurs, à cause d'un plus grand écart entre la température du propane de l'évapo-condenseur (ballon liquide/vapeur) et la température de condensation du propane de la PAC (10 °C). En plus d'un coefficient de performance plus faible, la demande énergétique au niveau du condenseur est la plus importante, ce qui implique une consommation du compresseur qui peut atteindre cinq fois la consommation électrique estivale.

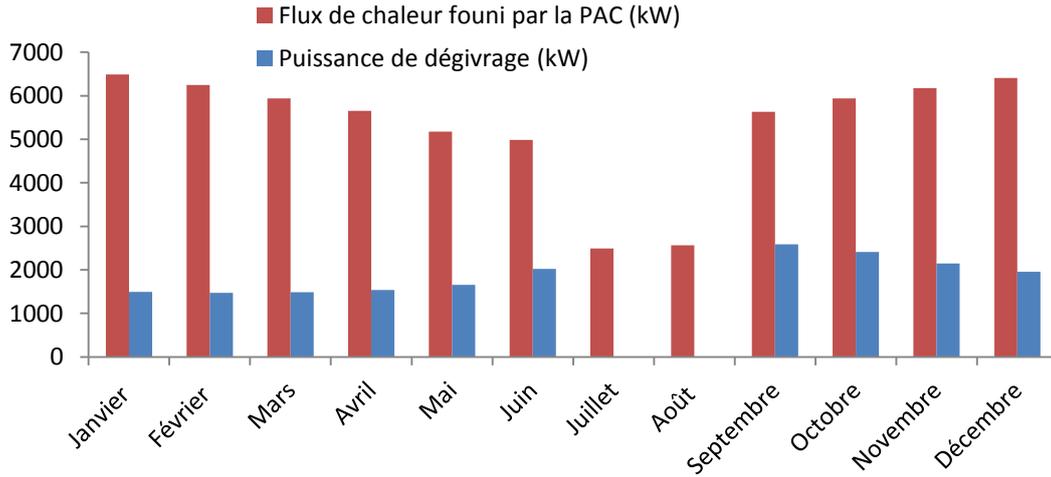


Figure 1.41. Flux de chaleur fourni par la PAC (fonctionnement en zone sud de l'Europe)

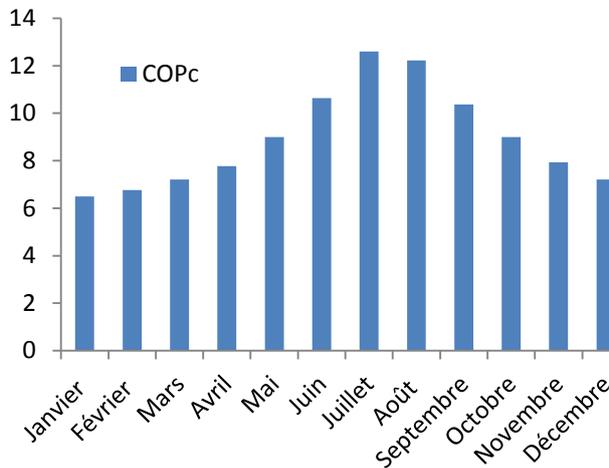


Figure 1.42. Coefficient de performance de la PAC

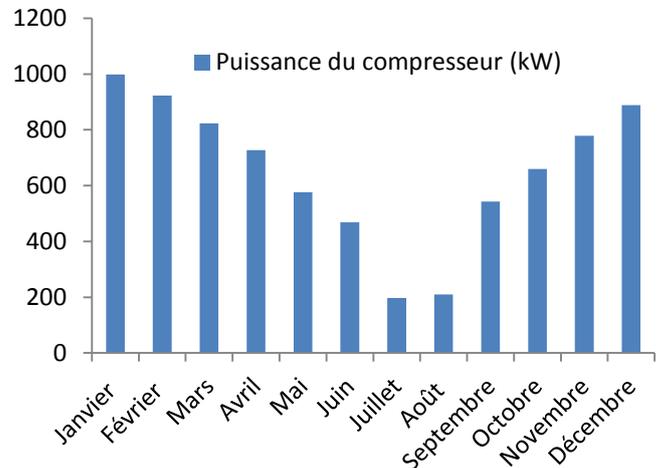


Figure 1.43. Consommation du compresseur de la PAC

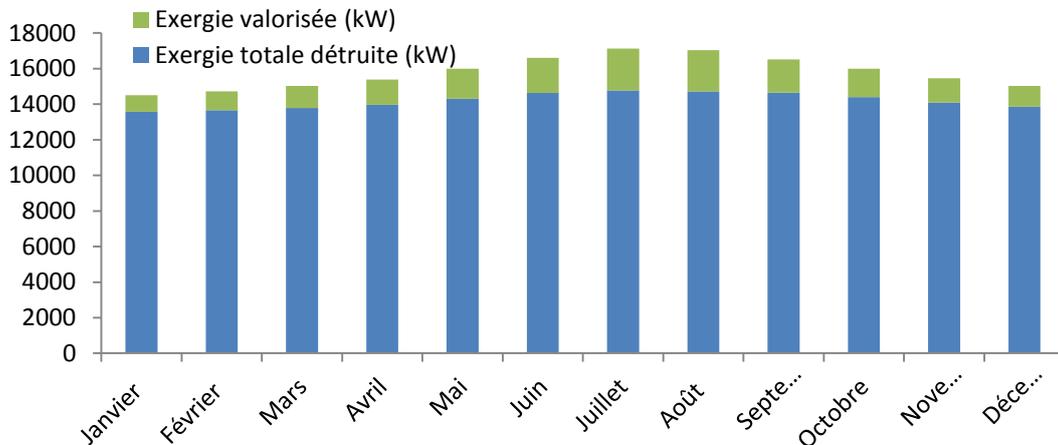


Figure 1.44. Utilisation de l'exergie totale du GNL

Les barres représentées figure 1.44 représentent l'exergie totale du GNL. En récupérant l'exergie du GNL, le procédé permettrait de répondre aux besoins exergétiques du procédé

(pompage, ventilation, pompe à chaleur) et de produire de l'électricité nette (couleur verte). L'exergie produite par les cycles moteurs en fonction de la température ambiante est calculée en considérant un rendement isentropique des turbines constant.

La différence entre l'énergie produite par les cycles moteurs et l'énergie de fonctionnement du procédé représente la puissance électrique nette produite par le procédé. En période estivale, plus de 2,3 MW d'énergie électrique nette est produite par le procédé. En période hivernale, nous constatons, une baisse de performances des cycles moteurs et une augmentation de la consommation énergétique du procédé, qui est principalement due aux besoins de dégivrage (figure 1.45).

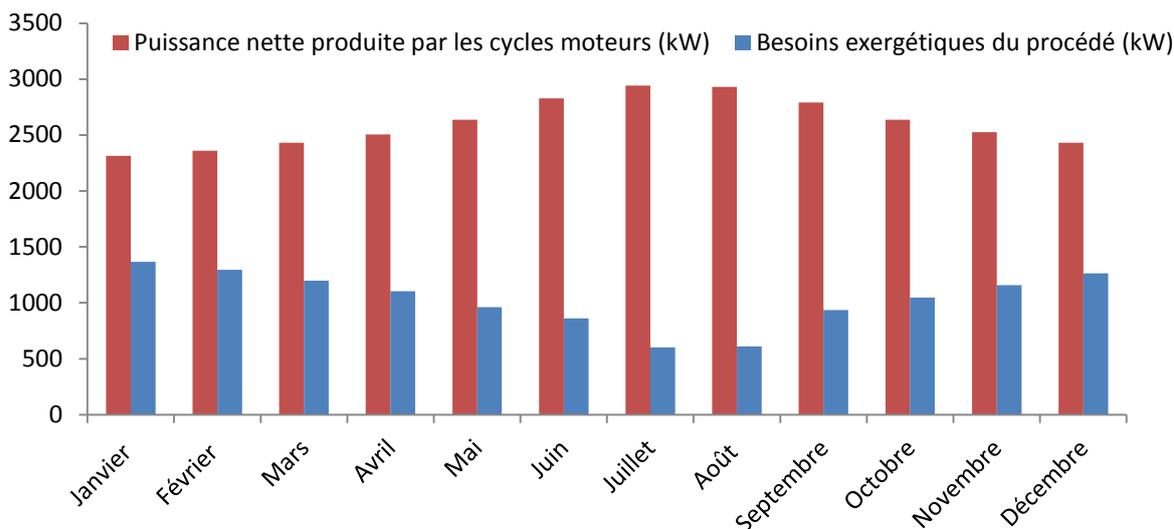


Figure 1.45. Comparaison entre l'exergie récupérée par les cycles moteurs et la consommation exergétique du procédé (autre que l'exergie du GNL)

Conclusions

Un nouveau procédé de gazéification a été présenté dans ce chapitre. Contrairement aux procédés actuels qui détruisent toute l'exergie du GNL et qui ont besoin d'un apport d'énergie pour fonctionner, ce système permet de valoriser l'exergie du GNL et de le gazéifier. Les cycles moteurs du procédé ont nécessité une analyse énergétique et exergétique détaillée pour définir l'architecture thermodynamique des cycles ainsi que les fluides de travail permettant de récupérer 15 à 20 % de l'exergie du GNL

L'analyse exergétique préliminaire du procédé a permis de démontrer qu'il est possible de gazéifier et réchauffer le GNL tout en valorisant son exergie sous forme d'énergie électrique. Des verrous techniques et scientifiques sont identifiés et feront l'objet des travaux menés dans la deuxième partie de cette thèse. Le procédé est constitué d'une section d'évaporation du fluide caloporteur utilisant l'air ambiant comme source de chaleur. Le dimensionnement des évaporateurs, en prenant en compte les conditions de givrage ainsi que l'optimisation du dégivrage par une régulation intelligente, sont deux points essentiels pour le développement de ce procédé. L'optimisation du fonctionnement d'un tel procédé et la gestion du temps de dégivrage sont fortement liées aux performances thermiques et aérodynamiques des évaporateurs ainsi qu'aux conditions climatiques. Un modèle numérique va être développé simulant le comportement d'échangeurs à ailettes discontinues en condition de givrage, validé par des expérimentations pour les dimensionner correctement.

Les échangeurs étudiés, constitués de tubes munis d'ailettes circulaires de faible hauteur, sont souvent utilisés en mode refroidissement et la plupart des corrélations les concernant sont établies en mode sec. Pour les besoins de la modélisation, une caractérisation expérimentale en mode humide est nécessaire et est effectuée à l'aide du dispositif expérimental présenté dans le deuxième chapitre. Ce même banc d'essais sert également pour la validation du modèle présenté.

Une fois le modèle d'échangeur de chaleur à ailettes rondes discontinues et en conditions de givrage validé, on s'intéresse dans le dernier chapitre à l'établissement d'une stratégie de dimensionnement du procédé (principalement la section d'évaporation et la pompe à chaleur) en utilisant le modèle de givrage.

CHAPITRE 2 : Modélisation d'échangeurs à ailettes rondes discontinues en condition de givrage et validation expérimentale

Introduction

Dans le premier chapitre, un nouveau concept de regazéification et de valorisation du froid du GNL sous forme d'énergie mécanique a été présenté (figure 1.20). Nous nous intéressons dans ce chapitre à la section d'évaporation du fluide intermédiaire (propane) utilisé pour capter l'énergie calorifique de l'air. Cette chaleur est utilisée par les cycles moteurs qui revalorisent l'exergie du GNL sous forme d'énergie mécanique, elle est aussi utilisée par la boucle de fluide caloporteur et la pompe à chaleur afin de compléter le réchauffage jusqu'à la température de livraison. La pompe à chaleur est utilisée quand le niveau de température de l'air est faible pour assurer une température de livraison du GNL de 5 °C. La pompe à chaleur est nécessaire également pour dégivrer les évaporateurs du fluide caloporteur (propane). Les échangeurs utilisés pour évaporer le propane sont des échangeurs à tubes munis d'ailettes rondes discontinues (figure 2.1). Le dimensionnement de ces échangeurs en conditions de givrage ainsi que l'optimisation du dégivrage par une régulation intelligente, sont deux points essentiels pour le développement du procédé et nécessitent une modélisation numérique du comportement de ces échangeurs en condition de givrage.



Figure 2.1 Aéroréfrigérant (échangeur à tube muni d'ailettes rondes discontinues) [GEA]

Les échangeurs sélectionnés (figure 2.1) sont souvent utilisés en mode refroidissement et sont d'ailleurs désignés par le mot " aëroréfrigérants ". On les trouve dans diverses applications, notamment dans les procédés chimiques et de raffinage du pétrole.

Dans notre application à basse température, ces échangeurs munis d'ailettes rondes discontinues sont utilisés, non pour refroidir mais pour réchauffer le fluide intermédiaire intervenant dans le procédé de vaporisation et de chauffage du GNL. Le contact entre l'air humide et une paroi froide conduit à un transfert simultané de chaleur et de masse. La vapeur d'eau contenue dans l'air se solidifie sur la surface d'échange et croît sous la forme d'une couche de givre qui colmate la section de passage de l'air et crée une résistance thermique conductive entre l'ailette et l'air.

Dans la littérature, les modèles d'échangeurs de chaleur en conditions de givrage ont été construits et validés en se basant sur des données expérimentales pour des technologies spécifiques d'échangeurs de chaleur avec des conditions opératoires différentes. Deng *et al.* [DEN03] ont étudié expérimentalement l'effet de la croissance du givre sur la performance d'un refroidisseur d'air de taille industrielle avec différents pas d'ailettes (6, 8 et 10 mm). Seker *et al.* [SEK04a] présentent un modèle de formation du givre sur échangeur tube à ailettes continues, validé en se basant sur des données expérimentales des pertes de pression et du coefficient de transfert de chaleur global. Liu *et al.* [LIU05] ont validé leur modèle d'évaporateur de pompe à chaleur par des mesures de la masse de givre accumulée. Tso *et al.* [TSO06] ont écrit un modèle pouvant prédire les performances d'un échangeur à tubes ailetés ainsi que la non homogénéité de la formation de givre sur les ailettes causée par la distribution de la température de surface. L'utilisation des résultats de ces travaux est limitée à la technologie de l'échangeur de chaleur étudié et aux conditions opératoires.

Les échangeurs de type « tube à ailettes discontinues » ne sont pas étudiés dans la littérature dans des conditions de givrage. Ainsi, il est nécessaire de déterminer des corrélations adaptées, tenant compte de la présence de givre, pour prédire le coefficient de transfert de chaleur convectif, le coefficient de transfert de masse ainsi que la perte de pression du côté air.

Ce chapitre présente, en première partie, la conception et la réalisation d'un dispositif expérimental dédié à la caractérisation des échangeurs en présence de givre. Ce même banc d'essais est utilisé également pour la validation d'un modèle numérique présenté en deuxième partie de ce chapitre. A cet effet, plusieurs maquettes d'échangeurs avec différents paramètres géométriques (pas d'ailettes, pas triangulaire des tubes, nombre de rangs, diamètre des tubes, type d'ailette et hauteur de l'ailette) sont testées en conditions de givrage, l'influence des conditions opératoires (caractérisées par la température, l'humidité et la vitesse de l'air humide ainsi que la température d'ailette) est aussi étudiée expérimentalement.

Dans la deuxième partie de ce chapitre, un modèle d'échangeur à ailettes discontinues en condition de givrage est présenté. Ce modèle est constitué de plusieurs sous modèles :

- un sous-modèle de la couche de givre, la représentant comme un milieu poreux, permet de déterminer en régime quasi-statique l'évolution de l'épaisseur de la couche de givre et de ses propriétés. Ce sous-modèle est validé par confrontation avec des résultats expérimentaux de la littérature ;

- un ensemble de sous-modèles représentant les composants de l'échangeur et les conditions aux limites.

Le modèle de l'échangeur en mode de givrage est utilisé en premier lieu pour identifier les coefficients de transfert de masse et de chaleur ainsi que celui des pertes de pression à partir des résultats expérimentaux.

Les prédictions du modèle en termes d'évolution de puissance et de perte de pression sont enfin validées pour l'ensemble des essais réalisés.

1. Description du dispositif expérimental

1.1. Conditions opératoires

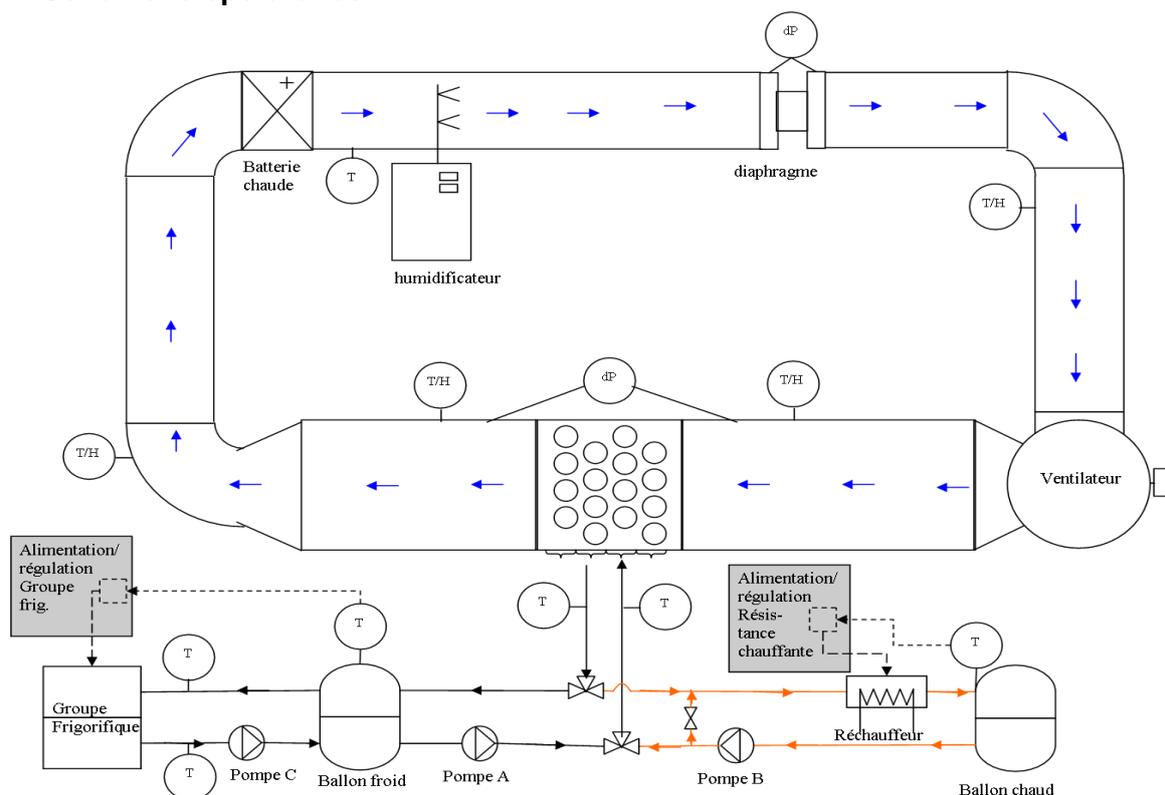


Figure 2.2. Schéma de principe du banc d'essais

Le banc d'essais (figure 2.2) comporte principalement un circuit d'air et un circuit de réfrigération et de dégivrage. Il permet d'étudier l'influence du givrage sur le comportement de plusieurs maquettes d'échangeurs de chaleur en suivant l'évolution de la perte de pression, les transferts de chaleur ainsi que la dynamique du dégivrage. Le givre formé sur la surface d'échange est récupéré sous forme liquide après dégivrage, puis il est pesé.

Les paramètres de fonctionnement pouvant être modifiés sont :

- la température de l'air à l'entrée de l'échangeur
- la température du fluide frigoporteur
- le débit d'air initial (vitesse d'air frontale initiale)
- l'humidité de l'air à l'entrée de l'échangeur

Dans le nouveau concept de gazéification, le problème de givrage survient quand la température de l'air ambiant s'approche de 0 °C. En effet, lorsque la température de l'air chute, la température d'évaporation du fluide frigoporteur (propane) baisse. La température de surface des évaporateurs passe alors en dessous de 0 °C, ce qui induit l'apparition du givre. Pour des écarts de température typiques utilisés pour le dimensionnement, la température de l'air humide, à l'entrée de la maquette, pour laquelle la formation de givre apparaît, sera donc comprise entre 10 et -20 °C en considérant que la température minimale hivernale est de -20 °C.

En supposant une différence de températures maximale de 20 K entre la source chaude (air ambiant) et le fluide caloporteur, la température du fluide caloporteur sera comprise entre -40 et 0 °C.

La vitesse d'air est comprise entre 1 et 4 m/s. Le débit d'air calculé pour une section de passage de 250 x 311 mm² est alors de 250 à 1 000 m³/h.

Pour qu'il y ait formation de givre, il est nécessaire et suffisant de satisfaire deux conditions :

- température de paroi inférieure à la température du point triple de l'eau (< 0 °C)
- pression partielle de vapeur d'eau contenue dans l'air supérieure à la pression partielle de vapeur saturante calculée à la température de paroi (condition de changement de phase)

Pour vérifier si la condition de changement de phase est satisfaite, nous définissons une variable appelée, force motrice de changement de phase (FMCP) :

$$FMCP = P_v(HR, T_a) - P_{vsat}(T_{fin}) \quad (2.1)$$

Pour qu'il ait changement de phase il faut que $FMCP > 0$. Nous notons que si la condition de température de paroi inférieure à 0°C n'est pas satisfaite, alors la vapeur d'eau contenue dans l'air se condense sur les ailettes des maquettes sans qu'il y ait formation de givre.

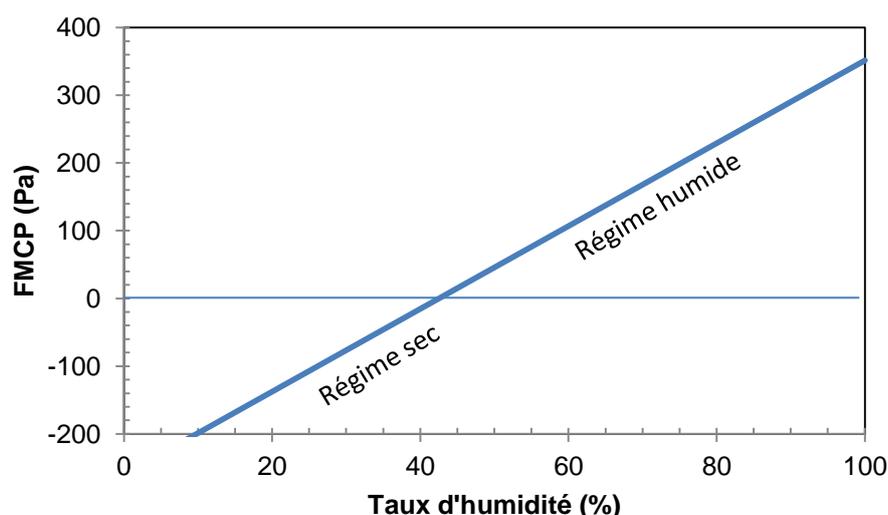


Figure 2.3. Force motrice de changement de phase en fonction de l'humidité relative de l'air à 0 °C en contact avec une paroi à -10 °C

Une fois la température d'ailette imposée (comme une conséquence de l'équilibre des transferts de chaleur interne et externe et des températures du fluide interne et de l'air), le niveau d'humidité minimal pour un test donné est imposé par la FMCP. A titre d'exemple, pour une température d'ailettes de -10 °C et de l'air à 0 °C (voir figure 2.3), la condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air intervient pour des humidités relatives supérieures à 45 %. Pour que la quantité de givre formée soit significative sur le banc d'essais, il faut que la force motrice de changement de phase soit positive et dépasse une certaine valeur. En effet, pour une humidité proche de 45 %, la déshumidification de l'air est très lente à cause d'un faible transfert de masse ; ceci conduit à des essais très longs et des bilans de masse peu précis. En tenant compte de cette limite, l'humidité de l'air est stabilisée à des taux proches de la saturation, soit 85 %.

1.2. Choix des maquettes d'échangeur

Les échangeurs fabriqués par le partenaire industriel de la thèse sont des échangeurs air/fluide à tubes munis d'ailettes rondes discontinues en aluminium (figure 2.4) avec un pas tubulaire triangulaire de 2,5 pouces soit 63,5 mm. À l'échelle du laboratoire, la taille des échangeurs a été choisie pour échanger une puissance thermique maximale de 2 kW pour une température de fluide frigoporteur à -40 °C et d'air à -20 °C .

En plus des conditions opératoires, les différentes maquettes permettent d'étudier l'effet du pas d'ailettes et de la hauteur d'ailettes. Les paramètres géométriques qui sont variés sont :

- pas d'ailettes : 6 et 10 FPI (nombre d'ailettes par pouce).
- hauteur de l'ailette : 15,075 et 12,700 mm
- nombre de rangées : 3 (avec 3 passes) et 4 (avec une seule passe).

Les caractéristiques des différentes maquettes testées sont synthétisées tableau 2.1.

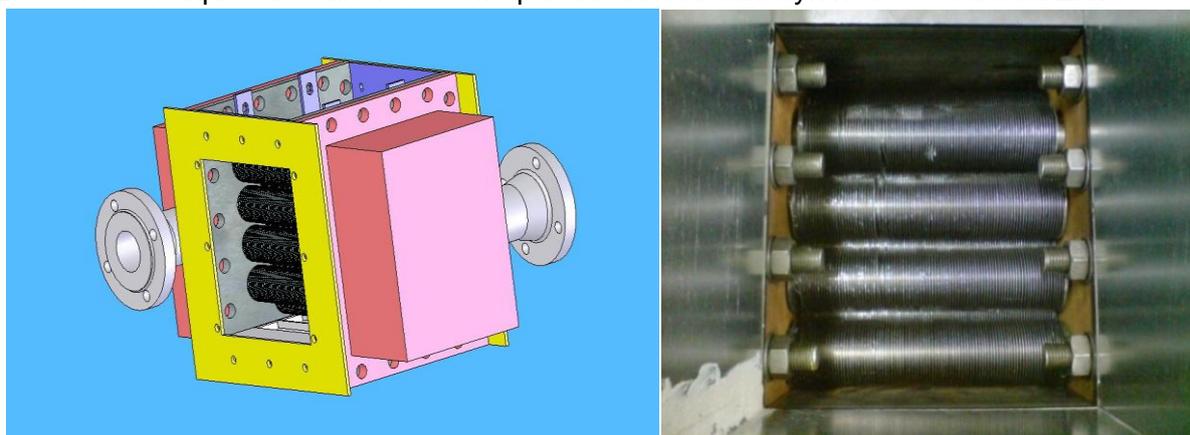


Figure 2.4. Maquette M01

Toutes les maquettes ont des tubes en acier de 254 mm de longueur avec 4 tubes par rang, ce qui permet d'avoir une même section d'entrée de l'air de $250 \times 311\text{ mm}^2$.

Tableau 2.1 Définition des maquettes

Maquette	Tube					ailettes				
	Nbre de Rangées	Nbre de passes	diamètre	épaisseur	longueur	FPI (Nbre d'ailettes par pouce)				Hauteur, H mm
			In (pouce)	mm	mm	Rang 1	Rang 2	Rang 3	Rang 4	
M01	4	1	1	2.108	254	10				15.075
M01P3	3	3	1	2.108	254	10				15.075
M02	4	1	1	2.108	254	10				12.7
M02P3	3	3	1	2.108	254	10				12.7
M03	4	1	1	2.108	254	6				15.075
M03P3	3	3	1	2.108	254	6				15.075
M04	4	1	1	2.108	254	6				12.7
M04P3	3	3	1	2.108	254	6				12.7

Le châssis inférieur des maquettes a été remplacé par une pièce contenant des collecteurs pour le drainage des condensats (figure 2.5) correspondant au nombre de rangs de tubes. Pendant le dégivrage, l'eau s'écoule par gravité ; elle est récupérée dans un conteneur par rangée, puis pesée. La masse d'eau mise en jeu, lors d'un essai, peut être aussi évaluée en pesant la quantité d'eau contenue dans le réservoir de l'humidificateur au début et à la fin de chaque essai de givrage, cette valeur correspond exactement à la quantité de vapeur d'eau injectée dans la gaine d'air.

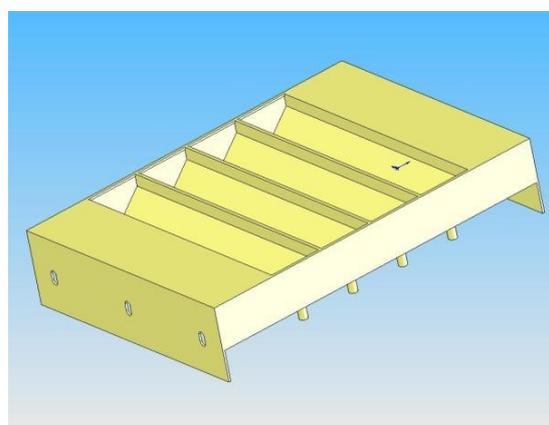


Figure 2.5. Récupérateur d'eau de dégivrage

1.3. Circuit aéraulique

Les différents éléments de ce circuit sont représentés figure 2.2.

Pour contrôler et/ou réguler les paramètres d'entrée de l'air de la maquette (débit, température et humidité), le choix s'est porté sur un circuit fermé. La recirculation de l'air est assurée par un ventilateur à vitesse variable d'un débit maximal de 1 200 m³/h pour une perte de pression de 200 Pa. La température de l'air à l'entrée de la maquette est contrôlée en compensant l'énergie calorifique perdue au niveau de la maquette par une résistance électrique d'une puissance maximale de 3 kW. Le taux d'humidité est contrôlé en compensant la déshumidification au niveau de la maquette par un humidificateur d'un débit de vapeur maximal de 5 kg/h. Un diaphragme à section variable permet de déterminer le débit d'air (± 7 % d'erreur) à l'aide d'une corrélation fournie par le constructeur, qui est une fonction de la perte de pression mesurée sur le diaphragme ainsi que le degré d'ouverture k du diaphragme.

$$\dot{m}_{av} = k\sqrt{\Delta P} \quad (2.2)$$

La perte de pression au niveau du diaphragme ainsi que la perte de pression au niveau de l'échangeur sont mesurées par deux capteurs de pression différentielle (KIMO).

1.4 Circuit hydraulique

1.4.1. Circuit du frigoporteur (Temper -55)

Pour établir des corrélations des propriétés du givre formé sur une plaque plane, Yang et Lee [YAN04b] ont utilisé de l'eau glycolée à 60 % d'éthylène glycol atteignant des températures de paroi de -35 °C. À basse température (<-18 °C), l'eau glycolée présente l'inconvénient d'une forte viscosité. Pour cela, il n'est pas envisageable de l'utiliser dans des essais sur maquettes d'échangeur.

L'alternative trouvée à l'eau glycolée est le TEMPER -55, un frigoporteur à base d'acétate et de formiate de potassium en solution aqueuse contenant des inhibiteurs de corrosion protégeant le circuit.

Le circuit du frigoporteur contient un ballon tampon de 200 l qui permet de stabiliser la température et donc un fonctionnement stable du groupe frigorifique avec des fréquences arrêt/démarrage raisonnables.

1.4.2. Circuit de dégivrage

Le même frigoporteur est utilisé pour dégivrer, il fonctionne alors en caloporteur. Le circuit de dégivrage est interconnecté à la maquette grâce à deux vannes 3 voies. Ce circuit contient un ballon tampon (ballon chaud) de 50 l qui permet de stabiliser la température à l'entrée de la maquette pendant le dégivrage. Un réchauffeur de TEMPER-55 d'une puissance de 5 kW est placé sur le circuit, à la sortie de la maquette, afin de compenser la puissance absorbée au dégivrage. Une vanne de by-pass préchauffe le circuit avant de commencer le dégivrage.

1.5. Système d'acquisition

LabWindows/CVI (C for Virtual Instrumentation) est un environnement de développement intégré pour le langage C permettant de concevoir des applications d'instrumentation virtuelle. Une interface graphique a donc été conçue pour gérer les entrées et les sorties de quatre modules d'acquisition de données (National Instruments). Cet outil permet de piloter le banc d'essais et d'afficher les différentes valeurs des paramètres mesurées en temps réel.

Deux modules **NI FP-TC-120** d'entrée 8 voies sont destinés à la mesure directe de températures à différents points du banc d'essais à partir de thermocouples standards ayant une tolérance de $\pm 0,2$ K.

Un module **NI FP-AI-110** d'entrée asymétrique, 8 voies, est destiné à la mesure directe de signaux en 4-20 milliampères. Les capteurs reliés à ce module sont essentiellement des hygromètres et des capteurs de pression différentielle, chaque signal 4-20 mA d'un paramètre mesuré est converti en une valeur réelle (Pa, %humidité, °C), en fonction de la gamme de mesure de chaque capteur.

Un module **FP-RLY-420** comprenant 8 relais électromécaniques pour la commutation de charges et de signaux polyvalents a été utilisé pour varier la puissance de la batterie chaude ainsi que le débit d'injection de vapeur d'eau.

L'acquisition de données se fait avec un pas de temps d'une seconde, les données mesurées lors d'un essai de givrage sont sauvegardées sous forme d'un fichier Excel.

Une régulation PID a été utilisée sous CVI pour réguler la température et l'humidité de l'air à l'entrée de l'échangeur testé. La température du frigoporteur à l'entrée de l'échangeur est contrôlée grâce au régulateur du groupe frigorifique.

2. Procédure expérimentale

Suivant la gamme des paramètres opératoires définie précédemment, plusieurs séries de tests ont été effectués sur l'ensemble des maquettes. Le tableau 2.2 présente les différents points testés.

Tableau 2.2. Liste des essais

Conditions de température		Vitesse initiale V(m/s)	Essais							
Tair (°C)	Tref (°C)		M01P3	M02P3	M03P3	M04P3	M01	M02	M03	M04
0	-10	1	X	X	X	X	X	X	X	X
		2	X	X	X	X	X	X	X	X
		3	X	X	X	X	X	X	X	X
5	-10	1					X	X	X	X
		2					X	X	X	X
		3					X	X	X	X
5	-15	1	X	X	X	X	X	X	X	X
		2	X	X	X	X	X	X	X	X
		3	X	X	X	X	X	X	X	X
0	-15	1	X	X	X	X				
		2	X	X	X	X				
		3	X	X	X	X				
0	-20	1	X	X	X	X	X	X	X	X
		2	X	X	X	X	X	X	X	X
		3	X	X	X	X	X	X	X	X
5	-25	1	X	X	X	X				
		2	X	X	X	X				
		3	X	X	X	X				

Pour désigner un essai, nous utilisons la notation suivante : M01/A00F-15V3

Avec :

M01 : maquette M01

A00 : température d'air à l'entrée de la maquette égale à 0 °C

F-15 : température du frigoporteur d'environ -15 °C

V3 : vitesse initiale de l'air (t = 0 s) d'environ 3 m/s.

Avant de commencer un essai, le groupe frigorifique est mis en marche, ce qui permet de pré-refroidir les 200 l de Temper à la température souhaitée.

Une fois que le frigoporteur dans le ballon de stockage a atteint la température de l'essai, la consigne de température du groupe frigorifique est fixée ; le ventilateur et la pompe du frigoporteur (pompe A, cf. figure 2.2) sont mis en marche, ce qui permet d'abaisser la température du circuit d'air à la température voulue. La vitesse du ventilateur est réglée à l'instant initial pour obtenir la vitesse d'air souhaitée. La fréquence du ventilateur est maintenue constante tout au long de l'essai.

Une fois que la température de l'air à l'entrée de la maquette atteint la température de consigne, elle est stabilisée en mettant en marche la résistance chauffante contrôlée par la régulation PID.

Quand les régimes de température sont stabilisés, le système d'acquisition est démarré et l'humidification est mise en marche. L'humidificateur est contrôlé par un signal 0-10 V qui correspond à la plage de fonctionnement 0-5 kg/h. La puissance électrique absorbée par l'humidificateur est enregistrée en continu par un wattmètre.

Lorsque la perte de pression au niveau de l'échangeur atteint une valeur élevée (environ le double de la perte de pression initiale), le test de givrage est arrêté et le dégivrage est lancé. Pour ce faire, la pompe A est mise à l'arrêt ainsi que le ventilateur.

Le circuit de dégivrage est préchauffé grâce à un réchauffeur et à la pompe du caloporteur (pompe B, cf. figure 2.2). Le préchauffage peut s'effectuer en parallèle avec l'essai de givrage. Pour dégivrer, il suffit alors d'activer les deux vannes 3 voies qui connectent la maquette au circuit de dégivrage et l'isolent du circuit de réfrigération.

Les bilans thermiques et de masse sont réalisés sur l'air. L'écart de températures entre l'entrée et la sortie du frigoporteur est très faible pour pouvoir calculer convenablement le flux de chaleur total échangé.

Les mesures de la température et de l'humidité de l'air, en amont et en aval, ainsi que la quantité d'eau accumulée sous forme de givre au niveau de l'échangeur au cours d'un essai de givrage permettent de calculer le flux de chaleur total moyen. En négligeant le terme de stockage d'énergie ainsi que le rayonnement, le flux de chaleur total moyen transmis à travers la paroi de l'échangeur correspond à la somme des flux de chaleur sensible et latente.

$$\bar{Q} = \bar{Q}_{\text{sens}} + \bar{Q}_{\text{lat}} \quad (2.3)$$

Le flux de chaleur sensible instantané est calculé à partir des données d'acquisition des températures d'entrée et de sortie de la maquette ainsi que du débit d'air:

$$\dot{Q}_{\text{sens}} = \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot (T_{a,\text{in}} - T_{a,\text{out}}) \quad (2.4)$$

C_{p_a} est la chaleur massique de l'air sec

Le débit massique de l'air est calculé en fonction du débit volumique d'air mesuré par le diaphragme ainsi que la masse volumique de l'air à l'entrée de la maquette, qui est fonction de la température et de l'humidité mesurées.

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{av} \cdot \rho_{ah}(HR, T_a) \quad (2.5)$$

La masse volumique de l'air humide est calculée par DUMINIL [DUM98] en supposant l'air comme étant un mélange de gaz parfait (en appliquant la loi des gaz parfaits et la loi de Dalton).

$$\rho_{ah}(HR, T_a) = \frac{\frac{P_t - HR * P_{vs}(T_a)}{287.05} + \frac{HR * P_{vs}(T_a)}{461.24}}{T_a} \quad (2.6)$$

avec

$$\frac{R}{M_v} = 461.24$$
$$\frac{R}{M_a} = 287.05$$

La pression de vapeur saturante est calculée par la corrélation 2.10 et 2.11.

Le flux de chaleur latente moyen est déterminé en fonction de la masse de givre accumulée durant un temps d'essai Δt_f par l'équation (2.7).

$$\overline{\dot{Q}}_{lat} = L_{sv} m_f / \Delta t_f \quad (2.7)$$

La masse totale de givre accumulée correspond à la masse totale d'eau récupérée après dégivrage plus l'eau non drainée et restant sur la surface des ailettes.

La chaleur latente instantanée est calculée en fonction de la différence d'humidité absolue de l'air entre l'entrée et la sortie de la maquette par la relation suivante :

$$\dot{Q}_{lat} = L_{sv} \dot{m}_a (w_{in} - w_{out}) \quad (2.8)$$

L'humidité absolue de l'air est calculée en fonction de la pression partielle de vapeur saturante et de l'humidité relative de l'air

$$w = 0.62198 * \frac{HR * P_{vs}}{101325 - HR * P_{vs}} \quad (2.9)$$

La pression de vapeur saturante est calculée en fonction de la température à partir de la corrélation suivante [ASH05] :

si la température d'air est comprise entre -100 et 0 °C

$$\ln P_{vs} = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 T + C_4 T^2 + C_5 T^3 + C_6 T^4 + C_7 \ln T \quad (2.10)$$

$$C_1 = 5.674\ 535\ 9\ E + 03, \quad C_2 = 6.392\ 524\ 7\ E + 00, \quad C_3 = -9.677\ 843\ 0\ E - 03$$

$$C_4 = 6.221\ 570\ 1\ E - 07, \quad C_5 = 2.074\ 782\ 5\ E - 09, \quad C_6 = -9.484\ 024\ 0\ E - 13,$$

$$C_7 = 4.163\ 501\ 9\ E + 00$$

si la température d'air est comprise entre 0 et 200 °C

$$\ln P_{vs} = \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10}T + C_{11}T^2 + C_{12}T^3 + C_{13} \ln T \quad (2.11)$$

où

$$C_8 = -5.800\ 220\ 6E + 03, \quad C_9 = 1.391\ 499\ 3\ E + 00, \quad C_{10} = -4.864\ 023\ 9E - 02$$

$$C_{11} = 4.176\ 476\ 8E - 05, \quad C_{12} = -1.445\ 209\ 3E - 08, \quad C_{13} = 6.545\ 967\ 3E + 00$$

3. Calcul d'incertitude

3.1 Tolérance des appareils de mesures

Les équations (2.2) à (2.11) présentées ci-avant sont utilisées pour calculer les flux de chaleur et de masse instantanés et moyens. Ces valeurs serviront à valider le modèle d'échangeur de chaleur en condition de givrage en comparant les résultats expérimentaux avec les prédictions du modèle numérique. Pour ce faire, nous commençons par définir l'incertitude sur les flux de chaleur et de masse ainsi que l'incertitude sur la perte de pression au niveau des maquettes.

Le tableau 2.3 présente les différents instruments de mesure utilisés ainsi que les tolérances respectives déclarées par les constructeurs. Ces tolérances sont utilisées dans le calcul d'incertitude-type B (le calcul d'incertitude est détaillé dans l'annexe).

Tableau 2.3. Tolérance des appareils de mesure

Instrument de mesure	Grandeur mesurée directement	Tolérance
Hygromètres	Humidité relative de l'air à l'entrée et à la sortie des échangeurs testés	±2 %HR (5 %...95 %) si T = 23 °C sinon ±3,5 % HR
Thermocouples	Température de l'air à l'entrée et à la sortie des échangeurs testés	±0,2 °C
Capteur de pression différentielle	Perte de pression de l'échangeur	±2 % de ΔP
Diaphragme	Débit volumique de l'air	±7 % m_{av} , m_{av} =débit volumique
Balance	Masse d'eau injectée et celle récupérée après dégivrage	±1 g

3.2. Incertitude sur le bilan de masse

Pour calculer la part latente du flux de chaleur total, un bilan de masse doit être effectué. Deux façons de réaliser le bilan de masse sur le banc d'essais existent :

- premièrement, on a la possibilité de mesurer, à la fin de chaque essai, la quantité d'eau mise en jeu pendant un essai ; ceci est réalisé en pesant la quantité d'eau récupérée après le dégivrage ou en mesurant la quantité d'eau injectée dans le circuit (bilan réalisé sur l'humidificateur)
- deuxièmement, il est possible de connaître à chaque instant la quantité d'eau mise en jeu en mesurant le débit de l'air ainsi que l'humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie de la maquette (voir l'équation 2.8).

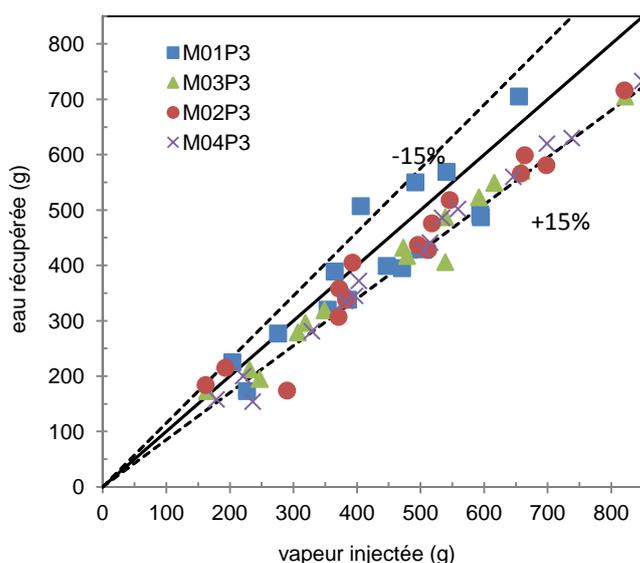


Figure 2.6. Evaluation de la masse de givre accumulée

Le dégivrage est effectué à la fin de chaque essai. Les quantités d'eau récupérée ont été tracées figure 2.6 en fonction des quantités de vapeur d'eau injectées respectivement pour chaque essai des quatre maquettes M01P3, M02P3, M03P3 et M04P3. Sur la plus part des essais, plus de 85% de la vapeur d'eau injectée dans le circuit d'air est récupérée. La perte des quantités d'eau est liée au pouvoir de rétention d'eau de la maquette et des parois du circuit aéraulique et aux fuites d'air. Sur certains essais la quantité d'eau récupérée est supérieure à la quantité de vapeur d'eau injectée, ceci est lié à d'éventuelles infiltrations d'air humide et surtout à la récupération après dégivrage de quantités d'eau retenues par la maquette lors de précédents essais.

L'écart entre la masse d'eau récupérée après dégivrage et la quantité de vapeur injectée dans la gaine d'air s'explique par le pouvoir de rétention d'eau de l'échangeur. Pour mettre en évidence ce phénomène, des tests de rétention sont effectués en utilisant des échantillons de tubes ailetés. Pour déterminer la quantité d'eau maximale que peut retenir la maquette M01, on a plongé dans de l'eau un échantillon de tube d'une longueur de 180 mm et d'un poids initial de 500 g. L'échantillon est ensuite pesé, après et avant qu'on l'ait secoué pour simuler l'effet de la ventilation (cf. tableau 2.4). Ce test est réalisé consécutivement deux fois.

Tableau 2.4 Pouvoir de rétention d'eau par unité de longueur de tube aileté 10 FPI

	Essai 1	Essai 2
Rétention d'eau sans effort mécanique (g/m)	44,4	38,9
Rétention d'eau après effort mécanique (g/m)	16,7	11,1

En estimant le pouvoir de rétention d'eau par unité de longueur du tube, on déduit la quantité d'eau que peut retenir la maquette d'échangeur M01 constituée de 16*254 mm de tubes ailetés (cf. tableau 2.5).

Tableau 2.5 Quantité d'eau que peut retenir la maquette d'échangeur M01

	Essai 1	Essai 2
Rétention d'eau sans effort mécanique (g)	180,6	158,0
Rétention d'eau après effort mécanique (g)	67,7	45,2

En prenant donc en considération l'effet de la ventilation, on considère que la maquette M01 a un pouvoir de rétention de l'ordre de 50 g.

Malgré le pouvoir de rétention et les éventuelles fuites et/ou infiltrations d'air, l'évaluation de la quantité d'eau récupérée après chaque dégivrage est un indicateur fiable à ± 15 %. La grandeur représentative de la quantité de masse échangée est la quantité de vapeur d'eau injectée dans le circuit d'air fermé. Le bilan de masse instantané, par mesure de l'humidité absolue de l'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur, n'est pas fiable. En effet, l'incertitude calculée sur la quantité totale du dépôt de givre par cette voie est de plus de 50 %.

4. Résultats expérimentaux

4.1. Dépôt de givre

Afin d'étudier l'influence du débit d'air initial sur la formation de givre (échange de masse), nous traçons figure 2.7 la vitesse moyenne de dépôt de givre en fonction du débit d'air soufflé initialement par le ventilateur ; la vitesse de dépôt est utilisée à la place de la masse totale de givre formée dans le but d'uniformiser le temps des différents essais, qui est d'environ une heure. Pour les essais effectués sur la maquette M04P3, la différence de températures entre l'air et le frigoporteur varie de 10 à 30 K, la quantité moyenne de givre qui se dépose sur la maquette M04P4 croît avec cet écart de température.

La quantité de givre qui se dépose par unité de temps est proportionnelle à la force motrice de changement de phase, à la surface d'échange et au coefficient de transfert de masse. Pour un débit d'air et une surface d'échange donnés, la vitesse de dépôt ne dépendrait que de la différence entre la pression partielle de vapeur d'eau contenue dans l'air et la pression de vapeur saturante à la température de l'ailette (FMCP). Ceci est caractérisé par l'écart de températures entre l'air et le frigoporteur ainsi que le taux d'humidité de l'air.

Les essais A05F-15 et A00F-20 présentent un même écart de températures entre l'air et le frigoporteur, soit 20 K, cependant l'air (maintenu à 85 % d'humidité relative) contient plus de vapeur d'eau à 5 °C qu'à 0 °C, la force de changement de phase est donc plus importante

même si la température des ailettes est plus élevée. Ceci explique pourquoi il y a plus de givre qui se dépose pour les essais ayant une température d'air d'entrée de 5 °C et une température d'entrée du frigoporteur de -15 °C (A05F-15).

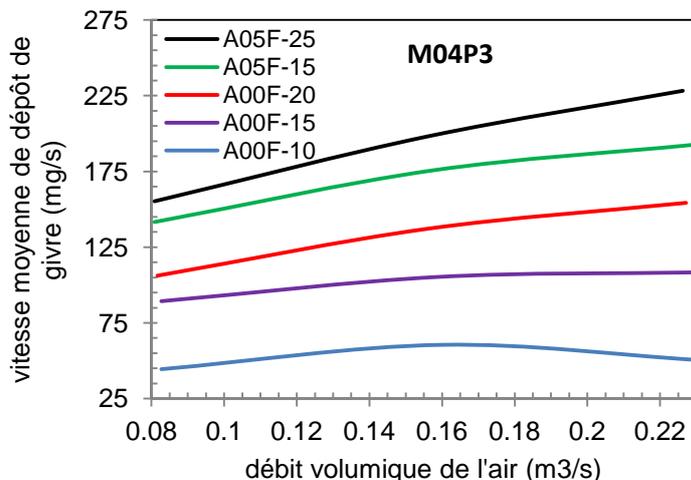


Figure 2.7. Vitesses moyennes de dépôt de givre en fonction de la vitesse d'air initiale

En faisant des essais ayant les mêmes conditions de température et d'humidité relative, mais avec un débit d'air initial plus grand, nous constatons sur la plupart des essais une augmentation de la quantité moyenne de givre qui se dépose par unité de temps. En d'autres termes, l'augmentation du débit d'air initial est synonyme d'une augmentation du coefficient d'échange de chaleur ainsi que du coefficient d'échange de masse ; donc l'évolution du débit d'eau échangé entre l'air et la maquette est liée à l'augmentation du coefficient de transfert de masse, qui est lié au coefficient de transfert de chaleur et qui est souvent déduit de ce dernier par analogie (par exemple : analogie de Chilton-Colburn).

L'augmentation du coefficient de transfert de chaleur a pour conséquence l'augmentation de la température des ailettes. Ce phénomène est significatif quand le coefficient de transfert de chaleur côté frigoporteur est faible. Dans ce cas, la force motrice de changement de phase chute en dépit de l'augmentation du coefficient de transfert de masse. Sur certains essais, par exemple A00F-15, il y a compensation entre les deux effets cités, d'où une stabilisation du dépôt de givre moyen. Sur les essais à faible écart de température, tel que l'essai A00F-10, l'effet de l'élévation de la température d'ailette est beaucoup plus important que l'effet de l'augmentation du coefficient de transfert de masse.

Nous précisons qu'un autre phénomène pourrait être à l'origine d'une chute de la vitesse moyenne de dépôt de givre par rapport à l'augmentation du débit initial de l'air. En effet, en faisant fonctionner l'échangeur avec un débit d'air initial plus élevé, l'amplification du phénomène de givrage pourrait faire baisser le débit d'air d'une manière significative et provoquer ainsi un colmatage plus rapide de l'échangeur. La chute du débit a pour conséquence la chute de la vitesse de dépôt du givre. Ceci peut expliquer la diminution de la quantité moyenne du givre.

4.2. Flux de chaleur sensible

Afin de connaître l'évolution du flux de chaleur sensible, nous avons mesuré, au cours des essais en condition de givrage, les températures à l'entrée et à la sortie de l'échangeur ainsi que le débit d'air. L'équation (2.4) a permis de calculer le flux de chaleur sensible à chaque instant t . Nous rappelons que l'acquisition de données s'effectue avec un pas de temps d'une seconde.

A titre d'exemple nous présentons le calcul d'incertitude effectué sur la maquette M04P3. Le tableau 2.6 présente le calcul d'incertitude sur trois essais caractérisés par une température d'air de 5 °C et une température de frigoporteur de -15 °C, avec trois vitesses initiales d'air différentes. L'incertitude de mesure a été calculée en estimant l'incertitude-type type B du débit d'air ainsi que la différence de températures de l'air entre l'entrée et la sortie de la maquette. L'incertitude relative du flux de chaleur est inférieure à 10 %.

Tableau 2.6 Flux de chaleur sensible moyen (M04P3, $T_{a,in} \approx 5\text{ °C}$, $T_{ref,in} \approx -15\text{ °C}$)

	$V_i = 1\text{ (m/s)}$	$V_i = 2\text{ (m/s)}$	$V_i = 3\text{ (m/s)}$
\dot{Q}_{sens}	0.680±0.060	0.917±0.085	1.077±0.106
facteur d'élargissement, k	2	2	2
niveau de confiance (%)	95	95	95
incertitude-type (kW)	0,030	0,043	0,053
incertitude élargie (kW)	0,060	0,085	0,106
incertitude relative (%)	8,86	9,34	9,90

La figure 2.8 présente l'évolution du flux de chaleur sensible en fonction du temps. Au cours d'un essai de givrage, le flux de chaleur sensible diminue considérablement ; deux tendances sont distinguées, à des vitesses d'air initiales de 2 et 3 m/s la pente de l'évolution du flux de chaleur sensible est plus importante que celle de l'évolution obtenue pour une vitesse d'air initiale de 1 m/s. Dans le cas d'un essai sans dépôt de givre, le flux de chaleur sensible serait constant.

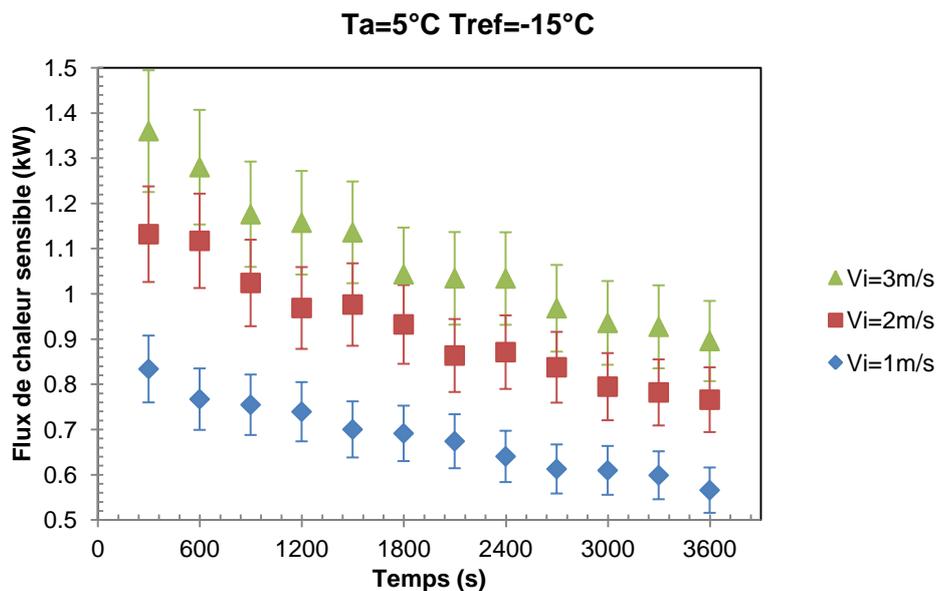


Figure 2.8. Evolution du flux de chaleur sensible et incertitudes (M04P3, $T_{a,in} \approx 5\text{ °C}$, $T_{ref,in} \approx -15\text{ °C}$)

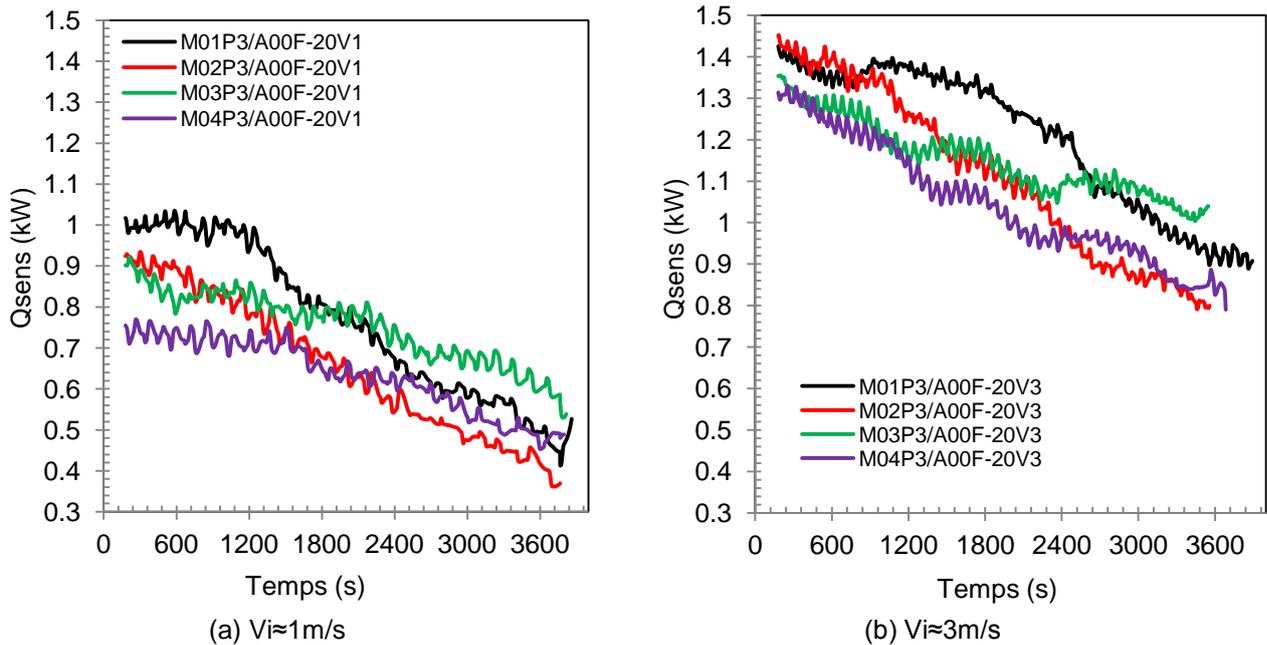


Figure 2.9. Evolution du flux de chaleur sensible - Influence de la géométrie des échangeurs

La figure 2.9 présente l'évolution du flux de chaleur sensible en fonction du temps de givrage, et ce pour les quatre maquettes M01P3, M02P3, M03P3 et M04P3. Les essais ont été effectués pour les mêmes conditions de température, soit $T_{a,in} \approx 0$ °C et $T_{ref,in} \approx -20$ °C. La figure 2.9a présente les essais ayant une vitesse d'air frontale initiale de 1 m/s et la figure 2.9b les essais effectués avec une vitesse initiale d'air de 3 m/s.

Quel que soit le débit de l'air, le flux de chaleur sensible mesuré au niveau de la maquette M02P3 est celui qui présente une évolution avec une pente importante par rapport aux autres maquettes. Cette maquette a un pas d'ailettes très serré (FPI = 10) avec une faible hauteur d'ailette ($H = 12,700$ mm).

La maquette M01P3 (FPI = 10, $H = 15,075$ mm), qui a la plus grande surface d'échange, présente le plus grand flux de chaleur sensible à l'état initial, comparée aux autres maquettes; le flux de chaleur, peut être constant ou peut même augmenter pendant le premier quart d'heure de l'essai. En effet, au début des essais effectués sur cette maquette le givre n'affecte pas significativement le flux de chaleur sensible et peut parfois améliorer l'échange convectif grâce à l'augmentation de la vitesse d'air inter-ailettes. Cependant, la section de passage de l'air de cette maquette se bouche plus rapidement, d'où la chute considérable du flux de chaleur sensible dans la dernière demi-heure des essais.

Les deux maquettes M03P3 ($H = 15,075$ mm) et M04P3 ($H = 12,700$ mm), caractérisées par un pas d'ailette plus grand (FPI = 6), présentent une dégradation moins importante du flux de chaleur sensible. Cependant, grâce à des ailettes plus hautes, la maquette M03P3 est celle pour laquelle le flux de chaleur sensible se dégrade le moins, et ceci est clairement mesuré aux grands débits d'air (figure 2.9b).

Nous avons vu que l'évolution du flux de chaleur sensible au cours d'un essai en conditions de givrage dépend à la fois du pas d'ailettes et de la hauteur des ailettes. Le choix du type de géométrie va dépendre de la stratégie du dégivrage (fréquence de dégivrage) et de l'évolution dans le temps des performances thermiques de ces échangeurs de chaleur.

4.3. Perte de pression et chute du débit

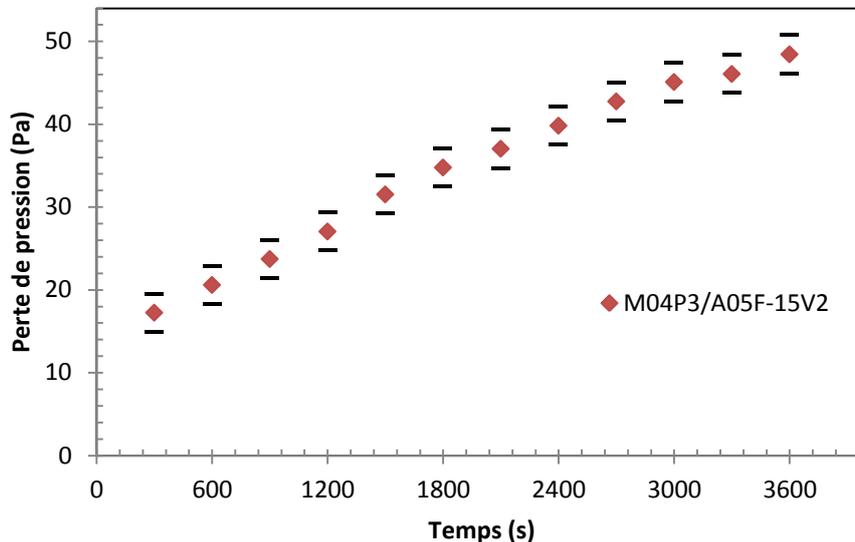


Figure 2.10. Evolution de la perte de pression (M04P3, $T_{a,in} \approx 5 \text{ °C}$, $T_{ref,in} \approx -15 \text{ °C}$, $V_i = 2 \text{ m/s}$)

La figure 2.10 représente l'évolution de la perte de pression au cours d'un essai givrage. L'essai M04P3/A05F-15V2 a été pris à titre d'exemple. La perte de pression augmente considérablement à cause du colmatage progressif de la maquette M04P3. En effet, du givre se dépose progressivement sur la surface des ailettes et réduit la section de passage de l'air. La perte de pression mesurée correspond à des débits d'air différents car l'augmentation de la perte de pression a pour effet la diminution du débit d'air. Selon la courbe du ventilateur, le débit d'air que pourrait fournir un ventilateur à fréquence constante est directement lié à la perte de pression totale du circuit aéraulique. En une heure, la perte de pression est passée de 15 à 45 Pa ; si le débit d'air est maintenu constant, en augmentant la fréquence du ventilateur, la perte de pression mesurée est beaucoup plus importante.

Quel que soit le niveau de la perte de pression, l'incertitude-type type B est de 1,2 Pa. Si on définit un facteur d'élargissement $k = 2$, l'incertitude élargie, $U(G)$, est de 2,3 Pa. Par contre, l'incertitude relative est beaucoup plus grande quand la perte de pression est faible ; elle est de 15,7 % au début de l'essai et de 5,04 % après une heure de givrage.

La figure 2.11 présente les pertes de pression mesurées au cours de dix essais effectués sur la maquette M03P3 (FPI = 6, $H = 15,075 \text{ mm}$). Les essais présentés sont caractérisés par deux vitesses initiales d'air différentes, soit $V_i = 1 \text{ m/s}$ et $V_i = 2 \text{ m/s}$. La perte de pression dépend du niveau d'obstruction de la section de passage d'air, pour chaque régime ($V_i = 1 \text{ m/s}$, $V_i = 2 \text{ m/s}$) et suivant l'écart de températures entre l'air ambiant et le frigoporteur, cinq tendances différentes sont identifiées.

L'humidité de l'air et l'écart de températures entre l'air et le frigoporteur sont des indicateurs de la force motrice de changement de phase. Plus le terme $FMCP = P_v(HR, T_a) - P_{vsat}(T_{fin})$ est grand, plus il y a de vapeur d'eau condensée. Cependant la perte de pression est aussi sensible à la nature du givre. A titre d'exemple, la quantité de givre de l'essai M03P3/A05F-15 est supérieure à celle de l'essai M03P3/A00F-20 et ce quelle que soit la vitesse initiale de l'air ($V_i = 1, 2$ ou 3 m/s). Pourtant la perte de pression est légèrement supérieure pour l'essai où il y a moins de givre, ce qui peut s'expliquer par un givre moins dense et donc, une épaisseur plus grande. Outre l'effet d'obstruction, il peut y avoir aussi l'effet de rugosité de la surface de givre.

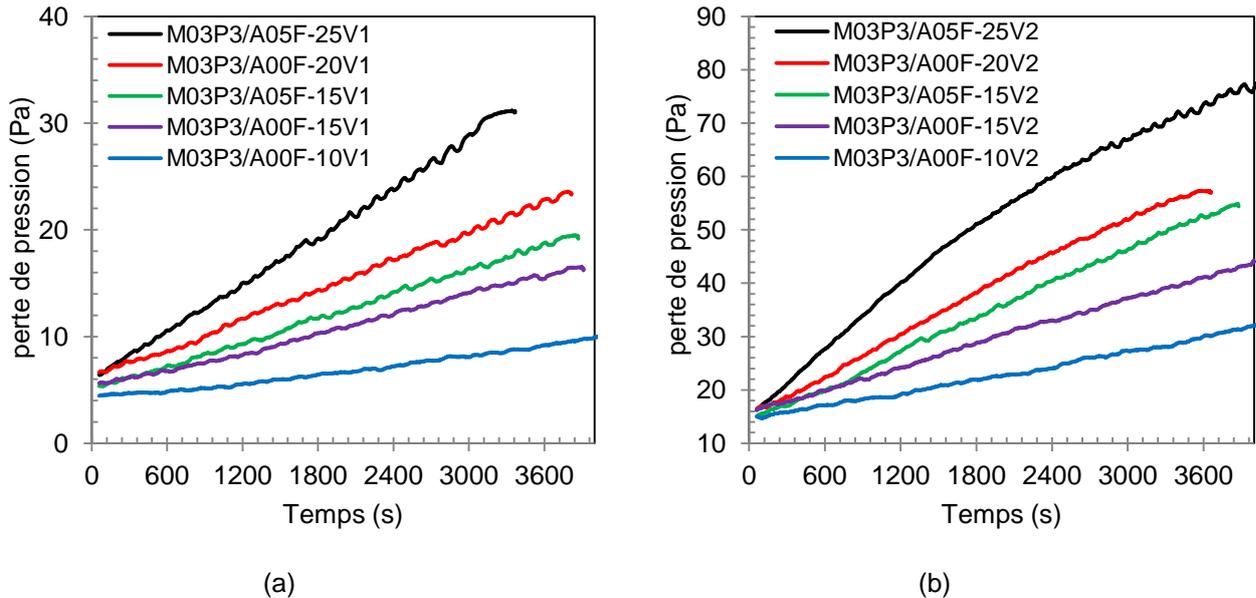


Figure 2.11. Evolution de la perte de pression - Effet de la température d'air et du frigoporteur, maquette M03P3 (a) $v_i \approx 1$ m/s, (b) $v_i \approx 2$ m/s

Afin de comprendre l'effet de l'état initial de la surface d'échange (humide ou sèche) sur la perte de pression, les pertes de pression mesurées lors de cinq essais successifs sont représentées figure 2.12. Les essais sont réalisés sur la maquette M01 (FPI = 10, $H = 15,075$ mm) avec des conditions opératoires similaires soit $T_{a,in} \approx 5$ °C, $T_{ref,in} \approx -10$ °C, $V_i = 3$ m/s.

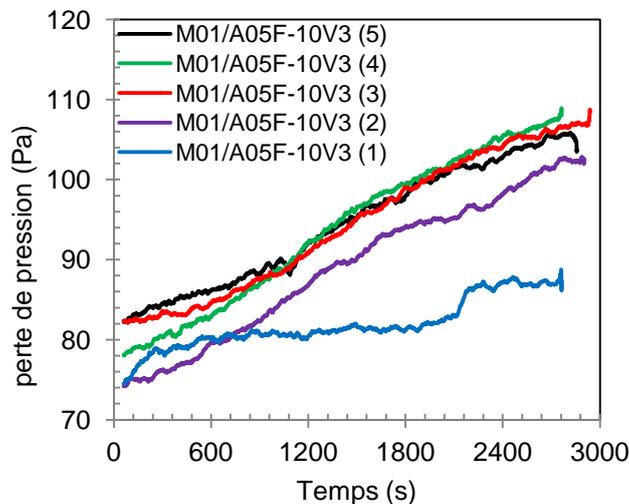


Figure 2.12. Evolution de la perte de pression - Effet de la rétention d'eau, maquette M01

La variation des pertes de pression sur le premier essai est la plus faible (courbe bleue). Après dégivrage de l'échangeur, une quantité d'eau est retenue par l'échangeur, la dynamique de givrage est modifiée, ce qui explique le changement de la tendance de la courbe de perte de pression après le premier essai. Le givrage de l'échangeur est facilité par la présence de ces particules d'eau qui givrent au début de chaque essai et qui constituent une base pour la croissance de la couche de givre. À partir du troisième essai (courbe rouge), nous avons une répétabilité de l'évolution de la perte de pression. La perte de pression initiale des quatre derniers essais dépendrait de la qualité de dégivrage de la maquette (temps de dégivrage). Nous avons enregistré 8 Pa d'écart maximal avec la perte de pression mesurée lors du premier essai (surface d'échange initialement sèche).

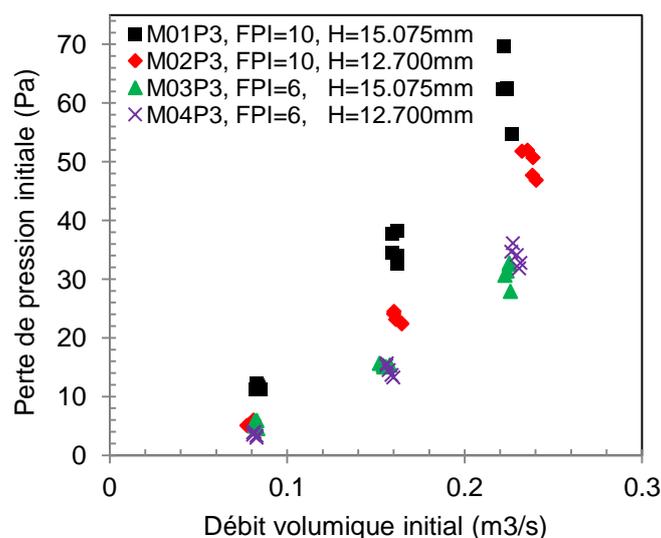


Figure 2.13. Perte de pression initiale, maquettes à 3 rangées de tubes

Afin d'étudier l'effet du pas d'ailettes et la hauteur d'ailettes sur la perte de pression, les pertes de pression initiales (air non humidifié) mesurées sur l'ensemble des essais effectués sur les maquettes M01P3, M02P3, M03P3 et M04P3 sont représentées en fonction du débit volumique initial (figure 2.13). Nous rappelons que, pour chaque vitesse et chaque maquette, 5 essais sont effectués avec des conditions opératoires différentes.

Les mesures sont répétables lorsque le débit d'air initial est faible, mais lorsque le débit d'air initial augmente la dispersion des résultats est plus grande. On conclut que l'effet de mouillage de la surface d'échange sur la perte de pression initiale est beaucoup plus perceptible pour de grands débits d'air. Cette dispersion est encore plus marquée pour la maquette M01P3 qui a un pas d'ailette très serré (FPI = 10) et des ailettes relativement hautes.

Les deux maquettes M03P3 et M04P3 sont caractérisées par un pas d'ailettes plus grand soit 6 ailettes par pouce (FPI = 6). Les ailettes de la maquette M03P3 sont plus hautes (H = 15,075 mm) ; cependant, l'effet de la hauteur d'ailette sur la perte de pression initiale est peu perceptible et ce quel que soit le débit de l'air. L'effet de la hauteur d'ailette n'est perceptible que dans le cas d'un pas d'ailette plus faible, soit 10 ailettes par pouce (comparaison faite entre les maquettes M01P3 et M02P3).

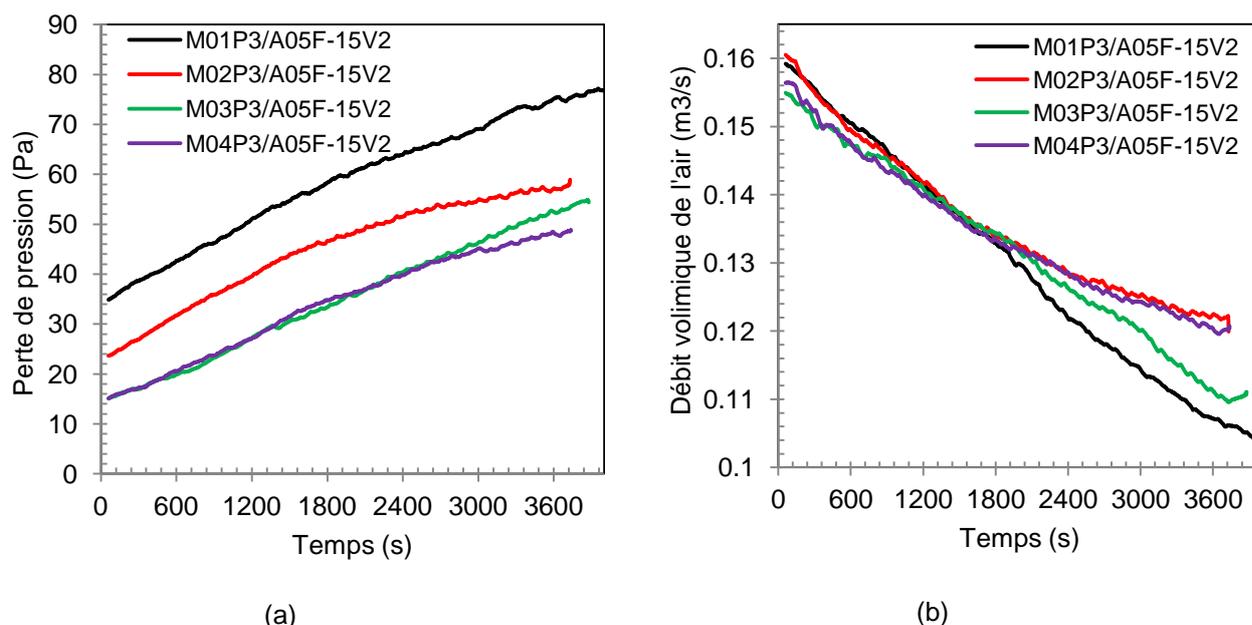


Figure 2.14. Evolution de la perte de pression en conditions de givrage - Effet de la géométrie

La figure 2.14 représente l'évolution de la perte de pression en conditions de givrage et le débit volumique de l'air pour quatre maquettes. Les essais présentés ont été effectués avec les mêmes conditions opératoires (soit $T_{a,in} \approx 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{ref,in} \approx -15 \text{ }^\circ\text{C}$, $V_i = 2 \text{ m/s}$) afin d'identifier l'effet de la géométrie des échangeurs sur l'évolution de la perte de pression pendant le dépôt de la couche de givre.

Dans cet exemple, l'évolution de la perte de pression des maquettes M03P3 et M04P3 est quasi similaire et est linéaire. Cependant à partir d'un certain temps de givrage, la perte de pression de la maquette M04P3, dont la hauteur d'ailette est plus faible, augmente plus lentement que celle de la maquette M03P3. Ceci est confirmé par l'évolution du débit volumique de l'air fourni par le ventilateur. En effet, à partir d'un certain temps de givrage, le débit d'air de la maquette M03P3 chute plus rapidement par rapport à celui de la maquette M04P3.

La même constatation peut être faite entre les maquettes M01P3 et M02P3. Les deux courbes de perte de pression évoluent parallèlement mais, au bout d'une trentaine de minutes, l'écart entre les deux courbes commence à se creuser car l'augmentation de la perte de pression au niveau de la maquette M02P3 devient moins prononcée, alors que celle de la maquette M01P3 continue de croître avec un débit d'air qui chute considérablement, au bout d'une heure. La chute du débit de la maquette M01P3 est de plus de 30 % du débit initialement fourni par le ventilateur.

4.4. Conclusion

Un banc d'essais a été construit afin de caractériser des échangeurs à ailettes rondes discontinues en conditions de givrage. Les échangeurs testés sont caractérisés par différentes géométries. Nous avons essentiellement varié le pas d'ailettes et la hauteur d'ailettes afin d'identifier l'influence de la géométrie sur l'évolution des performances thermiques des échangeurs au cours du givrage.

Les échangeurs ont été testés pour différentes conditions opératoires : température et humidité de l'air et température du frigoporteur, ainsi que vitesse frontale initiale de l'air.

Durant un essai en condition de givrage, le débit d'air diminue considérablement. La chute du débit d'air est due à l'augmentation de la perte de pression au niveau de l'échangeur de chaleur. L'augmentation de la perte de pression est liée à la couche de givre, caractérisée par sa masse volumique et son épaisseur, qui se dépose sur les ailettes de l'échangeur et non pas à la masse totale de givre.

En comparant l'évolution du flux de chaleur sensible en condition de givrage, nous avons constaté qu'au niveau de la maquette M03P3, ayant une hauteur d'ailette de 15,075 mm et 6 ailettes par pouce, le flux de chaleur sensible se dégrade moins rapidement que dans les autres configurations. En d'autres termes, pour que les performances d'un échangeur de chaleur ne se dégradent pas rapidement, il faut des ailettes plus espacées avec une hauteur d'ailettes relativement grande. Nous rappelons que, dans le cas de la maquette M01P3 (hauteur d'ailette de 15,075 mm), le flux de chaleur se dégrade moins au début des essais grâce à une plus grande surface d'échange et des ailettes hautes. Cependant, au bout d'un certain temps, le colmatage rapide de cette maquette conduit à une dégradation rapide et une inversion de tendance.

L'état initial de la surface d'échange a une grande influence sur la dynamique de givrage. Nous avons constaté une grande différence entre la perte de pression mesurée lors d'un essai dont la surface d'échange était initialement sèche et les essais effectués avec une surface d'échange mouillée au départ.

Des tests de rétention d'eau ont été effectués sur des éléments de tube ($FPI = 10$, $H = 15,075$ mm) afin d'évaluer le degré de rétention d'eau d'une maquette après dégivrage. Les particules d'eau retenues par une maquette jouent un rôle important dans la dynamique de givrage constaté expérimentalement par la mesure de la perte de pression.

Afin de dimensionner correctement ce type d'échangeur et d'optimiser la destruction d'exergie, nous allons présenter dans les sections suivantes une modélisation de ces échangeurs en conditions de givrage. Les essais effectués serviront non seulement à valider le modèle, mais aussi à alimenter le modèle en corrélation de perte de pression, de coefficients de transfert de chaleur et de masse.

5. Modèle de croissance du givre sur les ailettes d'un échangeur de chaleur (avec validation par la littérature)

Afin de caractériser la dynamique de givrage d'échangeurs de type tube à ailettes discontinues, nous nous proposons de modéliser en premier lieu le phénomène de givrage. Cette partie est consacrée à la modélisation de la croissance de givre sur une plaque plane (aillette) et à la validation d'un tel modèle, qui permettrait de prédire essentiellement l'épaisseur et la masse du givre formé. Cette modélisation à l'échelle de la couche de givre est une étape primordiale pour modéliser convenablement l'évolution de la perte de charge et évaluer les échanges thermiques au niveau d'un échangeur en condition de givrage.

Un modèle décrivant le phénomène de croissance de givre est écrit ; ce modèle a fait l'objet d'une validation préalable en le comparant à d'autres modèles et expériences menées sur plaque plane avec différentes conditions aux limites. Le modèle est validé en se basant sur l'épaisseur de la couche de givre. Les phénomènes physiques pouvant agir sur la densité et l'épaisseur de givre sont pris en compte par le modèle. La dynamique de givrage dépend essentiellement de la vitesse, de la température et de l'humidité de l'air ainsi que de la température de paroi. Ce modèle a fait l'objet d'une communication à la conférence internationale de réfrigération (ICR 2011) [HAD11].

5.1. Etude bibliographique et présentation des mécanismes de formation de givre

5.1.1 Introduction

La formation de givre d'eau sur une surface froide dont la température est inférieure à 0 °C agit non seulement comme un isolant thermique entre la surface et l'air ambiant humide, mais réduit aussi considérablement les performances de l'échangeur de chaleur puisque les passages d'air deviennent plus étroits et, par conséquent, la perte de pression est plus grande. L'augmentation de la perte de pression conduit alors à la baisse du débit des ventilateurs. Une compréhension physique de la formation du givre est nécessaire pour prévoir sa dynamique, proposer des conceptions d'échangeurs adéquates et mettre en place une régulation de dégivrage efficace. L'étude de la littérature scientifique montre que de nombreux travaux ont été réalisés pour la compréhension du phénomène de la formation du givre. Cependant les modèles de prédiction de la formation de givre proposés sont différents. Ceci est dû principalement à la complexité du phénomène qui est non-linéaire et qui est un problème couplé de transferts de masse et de chaleur avec des conditions aux limites variables. Il est également difficile de l'étudier expérimentalement en raison de l'échelle géométrique et de la nature instable et fragile des dépôts de givre.

5.1.2. Description du phénomène de formation de givre

Hayashi *et al.* [HAY77] ont considéré trois périodes qui décrivent l'évolution d'une couche de givre et qui sont maintenant largement acceptées. Quand une plaque froide ($< 0\text{ }^{\circ}\text{C}$) est exposée à un courant d'air ambiant humide, ils ont constaté (figure 2.15):

- une période de croissance des cristaux (phase de nucléation)
- une période de croissance de la couche de givre
- une période de pleine croissance de la couche de givre

La première période, qui est assez courte, se caractérise par la condensation et le gel de petites gouttelettes d'eau. Ensuite, des cristaux de givre se forment sur ces noyaux de glace et grandissent au même rythme. Durant les deux dernières périodes, la couche de givre se caractérise par un aspect plus uniforme en raison de la ramification et l'interconnexion des cristaux de glace. La couche de givre est alors assimilée à un matériau poreux homogène, constitué d'une matrice de glace solide et de pores remplis d'air humide. Le transfert de masse vers la couche de givre conduit à la croissance de la couche et à la densification du dépôt poreux.

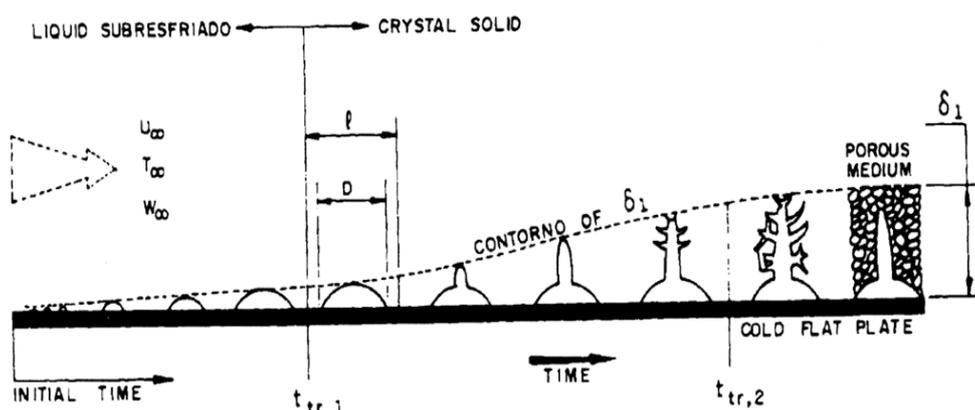


Figure 2.15. Processus de la formation de givre, Hayashi *et al.* [HAY77]

La période de pleine croissance de la couche de givre survient lorsque la température de surface devient égale à la température du point triple de l'eau en raison de l'augmentation de la résistance thermique du givre. La vapeur d'eau se condense sur la partie supérieure de la couche de givre, forme un film liquide qui s'infiltré dans la couche de givre et gèle dans les régions les plus froides (proches de la paroi).

5.1.3. Modèles décrivant la formation de givre

La plupart des modèles existants qui décrivent le phénomène de formation de givre sur une surface froide ($< 0\text{ }^{\circ}\text{C}$) moyennent la masse volumique du givre suivant la direction normale à la surface froide (direction de la croissance de la couche de givre), et aucune variation de la masse volumique et de la température dans la couche de givre n'est prédite. Ceci est dû à la complexité rencontrée dans la formulation du problème, qui requiert des connaissances précises et la maîtrise des phénomènes de transferts de masse et de chaleur à travers la couche de givre ainsi qu'une base de données expérimentales suffisante concernant les propriétés de la couche de givre (masse volumique, conductivité thermique...).

Hayashi et al [HAY77] ont démontré expérimentalement que la masse volumique de la couche de givre dépend étroitement de la température de surface T_s , la corrélation établie (équation. 2.12) est largement reprise dans la littérature.

$$\rho_f = 650 e^{0.227(T_s - 273.15)} \quad (2.12)$$

D'autres auteurs ont établi des corrélations de la masse volumique en fonction d'un plus grand nombre de paramètres influant sur le phénomène de givrage ($T_s, T_a, T_p, w, Re...$). Le tableau 2.7 rassemble des références ayant élaboré des corrélations de masse volumique du givre, établies principalement par des expérimentations effectuées sur plaque plane.

Tableau 2.7 Corrélations de masse volumique

Auteurs	géométrie	Masse volumique
Biguria et Wenzel [BIG70]	Pl plane	$\rho_f = f(T_W, V, T_s, x)$
Lee et al [LEE01]	Pl plane	$\rho_f = f(T_W, T_a, V, x, t, w)$
Hosoda et Ushashi [HOS67]	Pl plane	$\rho_f = f(T_p, V)$
Mao et al [MAO99]	Pl plane	$\rho_f = f(T_p, T_a, Re, x, Fo, w)$
Lee et Ro [LEE02]	Pl plane	$\rho_f = f(T_p, T_a, Re, x, Fo, w)$
Christian et al [CHR09]	Pl plane	$\rho_f = f(T_W, T_s)$
Yang et Lee [YAN04b]	Pl plane	$\rho_f = f(T_W, T_a, Re_L, Fo, w)$
Shin et al [SHI03]	Pl plane	$\rho_f = f(DCA, t)$ DCA : angles de contact dynamiques
Kim et al [KIM08]	cylindre	$\rho_f = f(T_W, T_a, Re_d, Fo, w)$

Ostin et Anderson [OST91] et Yonko et Sepsy [YON67] ont vérifié que la conductivité thermique effective du givre dépend principalement de sa masse volumique moyenne. La figure 2.16 compare les différentes corrélations de conductivité thermiques données par la littérature.

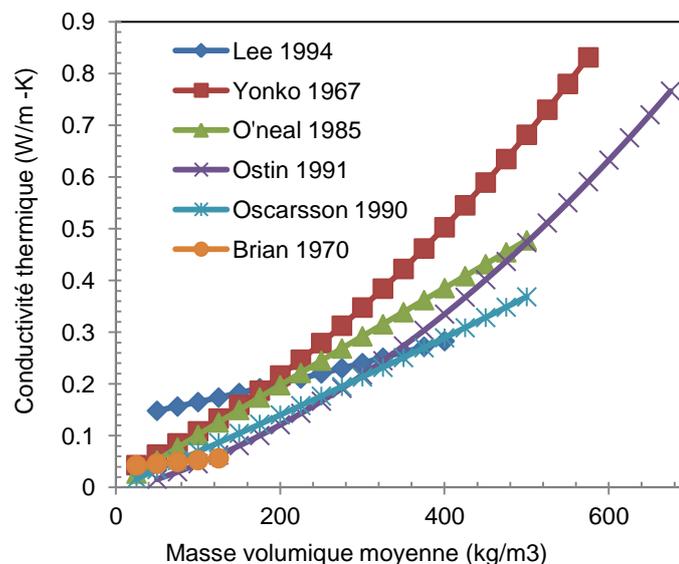


Figure 2.16. Corrélations de conductivité thermique de la couche de givre

Dans des travaux décrits par Tao *et al* [TAO93] et Le Gall [LEG94], un modèle mathématique qui peut prédire la variation spatiotemporelle de la masse volumique et de la température a été établi. L'épaisseur du givre et le flux de chaleur à travers la couche de givre ont également été évalués.

5.2. Modélisation de la croissance de givre sur les ailettes d'un échangeur de chaleur

5.2.1. Hypothèses

- Le problème du givrage est formulé en régime quasi-permanent où les seuls termes variant dans le temps sont l'épaisseur et la masse volumique de la couche de givre.
- L'épaisseur de la couche de givre est caractérisée par des propriétés moyennées (la masse volumique à chaque instant t est moyennée à travers toute la couche de givre).
- La conductivité thermique du givre dépend uniquement de la masse volumique de la couche de givre.
- Le transfert de chaleur par rayonnement dans la couche de givre est négligé.
- Les températures locales de la surface de transfert de chaleur sont inférieures au point triple de l'eau ($< 0\text{ }^{\circ}\text{C}$).

5.2.2. Bilan de masse et d'énergie

La figure 2.17 représente les bilans de masse et d'énergie appliqués à un élément d'épaisseur dx de la couche de givre, ainsi que les conditions aux limites du côté de l'air et du côté de l'ailette. Un transfert de masse et de chaleur par convection a lieu du côté de l'air alors que du côté de l'ailette, la continuité du flux de chaleur par conduction conduit à une condition de température de paroi.

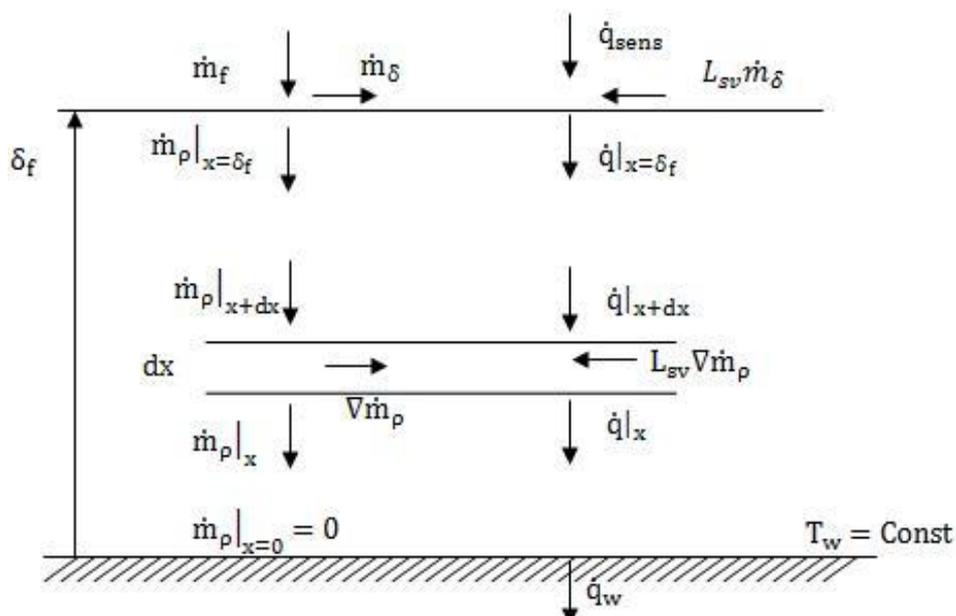


Figure 2.17. Bilan de masse et d'énergie de la couche de givre avec les conditions aux limites

5.2.2.1. Bilan de masse

La couche de givre reçoit par convection un flux de vapeur d'eau \dot{m}_f'' qui représente le flux total de masse transférée à la couche de givre ; cette quantité, qui contribue à la variation de l'épaisseur et de la masse volumique de la couche de givre, est calculée par l'équation 2.13.

$$\dot{m}_f'' = \frac{d}{dt}(\delta_f \rho_f) = \delta_f \frac{d\rho_f}{dt} + \rho_f \frac{d\delta_f}{dt} \quad (2.13)$$

Le premier terme, $\dot{m}_\rho''|_{x=\delta_f} = \delta_f \frac{d\rho_f}{dt}$ qui contribue à la densification de la couche de givre, représente le flux de vapeur d'eau qui diffuse à l'intérieur de la couche de givre. Le second terme, $\dot{m}_\delta'' = \rho_f \frac{d\delta_f}{dt}$, représente la part du flux de vapeur d'eau qui se solidifie à la surface de la couche de givre et qui entraîne sa croissance.

Pour modéliser le transfert de masse dans la couche de givre, on applique le bilan de masse sur un élément dx ; ceci nous amène à modéliser le phénomène de diffusion de la vapeur d'eau à l'intérieur de la couche. Le flux de vapeur d'eau diffusé dans une couche de givre poreuse est calculé suivant la loi de Fick par :

$$\dot{m}_\rho'' = -D_{\text{eff}} \left(\frac{M_v}{R T} \right) \left(\frac{P_t}{P_t - P_v} \right) \frac{dP_v}{dx} \quad (2.14)$$

Le coefficient de diffusion effectif D_{eff} est calculé en fonction du coefficient de diffusion binaire D (pour la vapeur d'eau dans l'air) par l'équation 2.15:

$$D_{\text{eff}} = \mu \cdot D \quad (2.15)$$

μ étant le facteur de résistance à la diffusion du milieu poreux.

Auracher [AUR72] a donné une expression simple du facteur de résistance à la diffusion en fonction de la fraction volumique de la phase solide (glace). Cette expression a été utilisée dans notre modèle (équation 2.16) ($\epsilon_{\text{ice}} = 1 - \epsilon = 1 - \frac{\rho_{\text{ice}} - \rho_f}{\rho_{\text{ice}} - \rho_a} \cong \frac{\rho_f}{\rho_{\text{ice}}}$) :

$$\mu = \frac{1 - \epsilon_{\text{ice}}}{1 - C_0 \epsilon_{\text{ice}}} \quad (2.16)$$

C_0 est expérimentalement évalué par Auracher [AUR72] et vaut 0,58.

Dans le cas d'un mélange binaire de vapeur d'eau et d'air, le coefficient de diffusion binaire D dépend de la température et est donné par des corrélations empiriques sous la forme $A \cdot T^\alpha$; A et α sont des constantes empiriques. Les différentes valeurs de A et α trouvées dans la littérature sont synthétisées tableau 2.8.

Tableau 2.8. Corrélation empirique du coefficient de diffusion binaire.

Références	A	α	Utilisateurs
Eckert et Drake (1972)	$9.756E^{-10}$	1,81	Yao <i>et al.</i> [YAO04]
Auracher (1986)	$1.432E^{-9}$	1,72	Le Gall et Grillot [LEG97]
Incropera & De Witt (1985)	$5.054E^{-9}$	1,5	
Hedh (1983)	$1.176E^{-9}$	1,75	

Dans le but d'évaluer le flux de la masse de vapeur \dot{m}_p'' en fonction du gradient de température, Le Gall [LEG94] utilise la loi de Clausius-Clapeyron :

$$\frac{dP_v}{dT} = \frac{L_{sv}}{T(v_{v(T)} - v_{ice})} \quad (2.17)$$

Le volume spécifique de la phase solide v_{ice} est négligeable devant le volume spécifique de la phase vapeur v_v , la loi de Clausius-Clapeyron est réduite à :

$$\frac{dP_v}{dT} = \frac{L_{sv}}{T \cdot v_{v(T)}} = \frac{L_{sv} \cdot \rho_{v(T)}}{T} \quad (2.18)$$

L'hypothèse de l'équilibre thermodynamique permet d'obtenir une pression de vapeur dépendante seulement de la température quand l'air est saturé en vapeur d'eau :

$$\nabla P_v = \frac{dP_v}{dT} \cdot \nabla T \quad (2.19)$$

Le flux de masse de vapeur diffusée est finalement déterminé en fonction de la température à partir des équations (2.14), (2.18) et (2.19) :

$$\dot{m}_p'' = -\mu \cdot f(T) \nabla T \quad (2.20)$$

où

$$f(T) = D \left(\frac{M_v^2 L_{sv}}{R^2 T^3} \right) \left(\frac{P_{vs}(T) P_t}{P_t - P_{vs}(T)} \right) \quad (2.21)$$

La pression de vapeur saturante est évaluée en utilisant des équations empiriques tirées d'ASHRAE [ASH05].

5.2.2.2. Bilan d'énergie

Le bilan d'énergie appliqué à un élément de volume fini de la couche de givre permet d'écrire :

$$\nabla(k_f \nabla T) - L_{sv} \nabla \dot{m}_p = \rho_f \cdot C_{pf} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.22)$$

En considérant une couche de givre en régime quasi-stationnaire, le terme d'inertie thermique $(\rho_f \cdot C_{pf} \frac{\partial T}{\partial t} = 0)$ est négligé. Par conséquent, l'équation (2.22) devient :

$$\nabla(k_f \nabla T) - L_{sv} \nabla \dot{m}_p'' = 0 \quad [W/m^3] \quad (2.23)$$

En remplaçant \dot{m}_p'' par son expression on obtient :

$$\nabla[(k_f \nabla T) + L_{sv} \cdot (\mu \cdot f(T) \nabla T)] = 0 \quad (2.24)$$

La croissance de la couche de givre est considérée comme un phénomène monodimensionnel de transfert de masse et d'énergie. Par conséquent, le bilan d'énergie appliqué à un volume élémentaire δV de la couche de givre s'écrit :

$$\frac{d}{dx} \left[k_f \frac{dT}{dx} + L_{sv} \cdot \mu \cdot f(T) \frac{dT}{dx} \right] = 0 \quad (2.25)$$

5.2.3. Conditions aux limites

Surface froide (surface de l'ailette)

La continuité du flux de chaleur par conduction conduit à une condition de température de paroi et l'imperméabilité de la paroi impose un flux de masse nul. Les deux conditions aux limites sont donc formulées par l'équation (2.26).

$$\begin{cases} T|_{x=0} = T_w \\ \dot{m}_\rho''|_{x=0} = 0 \end{cases} \quad (2.26)$$

Surface de la couche de givre

La surface de la couche de givre est soumise à un transfert de masse et de chaleur. Les transferts de chaleur sensible et latente se produisent simultanément.

$$\dot{Q}_T = h_a \cdot A_T \cdot (T_{a_moy} - T_s) + A_T \cdot \dot{m}_\delta'' L_{sv} \quad (2.27)$$

Seule, la chaleur latente correspondant au terme qui contribue à la croissance de la couche de givre est prise en compte ($\dot{m}_\delta'' L_{sv}$), alors que le terme ($L_{sv} \dot{m}_\rho''$) est inclus dans l'équation de bilan d'énergie.

La température moyenne de l'air T_{a_moy} est calculée par l'équation (2.28) :

$$T_{a_moy} = (T_{a_in} + T_{a_out})/2 \quad (2.28)$$

Le flux de masse contribuant à la croissance de la couche de givre est calculé par l'équation (2.29) :

$$\dot{m}_\delta'' = \dot{m}_f'' - \dot{m}_\rho''|_{x=\delta_f} \quad (2.29)$$

La masse totale de givre accumulée en fonction du temps est donnée par les expressions (2.30) et (2.31) :

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a (w_{in} - w_{out}) = \dot{m}_f'' \cdot A_T \quad (2.30)$$

$$\dot{m}_f = h_m \cdot A_T \cdot (w_{moy} - w_s) \quad (2.31)$$

L'humidité absolue moyenne de l'air est calculée par l'équation (2.32) :

$$w_{\text{moy}} = (w_{\text{in}} + w_{\text{out}})/2 \quad (2.32)$$

Le coefficient de transfert de masse h_m peut être évalué en connaissant le coefficient de transfert d'énergie grâce à la relation de Lewis :

$$\frac{h_a}{h_m C_{p_{ah}}} \approx 1 \quad (2.33)$$

Le flux de masse total contribuant à la densification est finalement évalué par l'équation (2.34) :

$$\dot{m}_p''|_{x=\delta_f} = \min \left[-\mu \cdot f(T) \frac{dT}{dx} \Big|_s, \dot{m}_f'' \right] \quad (2.34)$$

5.2.4. Validation du modèle

Le modèle est écrit sous "Modelica" et compilé avec "Dymola" qui permet une modélisation orientée objet. Le banc d'essais présenté en première partie de ce chapitre est conçu pour étudier l'effet du givre sur l'échangeur. Il permet d'analyser les conséquences du givre sur les performances de l'échangeur (coefficient d'échange convectif et pertes de pression) et permet d'évaluer la masse de givre formée par rangée de tubes. Il est ainsi nécessaire de valider le sous-modèle de croissance de givre sur des résultats expérimentaux ad hoc. Dans le but de valider le modèle de formation du givre sur les ailettes d'un échangeur de chaleur, les résultats de notre modèle théorique ont été comparés aux résultats expérimentaux publiés par Sahin (1994) et reportés par Cheng et Cheng [CHE01b]. Les données expérimentales de Sahin (1994) ont été obtenues en utilisant une plaque d'aluminium de 1,27 cm d'épaisseur, 50,6 cm de longueur et 30,4 cm de largeur. En plus de la comparaison avec les données expérimentales de Sahin (1994), le modèle développé dans cette étude est comparé aux résultats des modèles de Cheng et Cheng [CHE01b], Jones et Parker [JON75] et Sherif et al. [SHE93].

La valeur moyenne du coefficient de transfert de chaleur dans le cas d'une convection forcée sur une plaque plane (h_a) est calculé en utilisant une corrélation du nombre de Nusselt pour un régime d'écoulement laminaire $Re < 5 \times 10^5$, ASHRAE [ASH05].

$$Nu = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (2.35)$$

La conductivité thermique du givre est déterminée en fonction de sa masse volumique moyenne en utilisant la corrélation proposée par Yonko et Sepsy [YON67]:

$$k_f = 0.024248 + 0.00072311 \rho_f + 0.000001183 \rho_f^2 \quad (2.36)$$

Nous avons représenté figures 2.18 à 2.21 l'épaisseur de la couche de givre en fonction du temps mesurée par Sahin (1994), sous différentes conditions (de température, de vitesse et d'humidité de l'air et de température de paroi), ainsi que les prédictions des différents modèles. Le modèle de croissance du givre développé reproduit bien les mesures de

Sahin (1994). Il présente une plus grande précision dans la prédiction de l'épaisseur de la couche de givre que le modèle de Cheng et Cheng [CHE01b] qui donnent des résultats inexacts dans le quatrième cas tracé figure 2.21.

Les modèles développés par Cheng et Cheng [CHE01b], Jones et Parker [JON75] et Sherif et al. [SHE93] semblent fournir des résultats proches de l'expérience et du modèle développé pour une petite différence de températures entre l'air et la plaque (figures 2.18 et 2.19) tandis que pour une différence de températures plus grande, ils présentent des différences avec les données expérimentales et le modèle développé.

Les modèles de Cheng et Cheng [CHE01b] et Sherif et al. [SHE93] ont un comportement dynamique similaire avec un décalage par rapport aux résultats expérimentaux selon les conditions des essais. Ceci peut s'expliquer par le fait que les deux modèles utilisent une corrélation empirique établie par Hayashi *et al.* [HAY77] pour calculer la masse volumique de la couche de givre qui est considérée comme étant seulement une fonction de la température de surface de la couche de givre. Cela peut être une simplification du problème.

Notre modèle actuel et celui de Jones et Parker [JON75] expriment le phénomène de diffusion de la vapeur d'eau dans la couche de givre en utilisant la loi de Fick. Le modèle de Jones et Parker [JON75] a le même comportement dynamique que le nôtre avec un décalage en fonction des conditions atmosphériques tout en sous-estimant l'épaisseur de la couche de givre.

Dans les quatre cas, (figures 2.18, 2.19, 2.20 et 2.21) les prédictions du modèle développé sont les plus proches des données expérimentales.

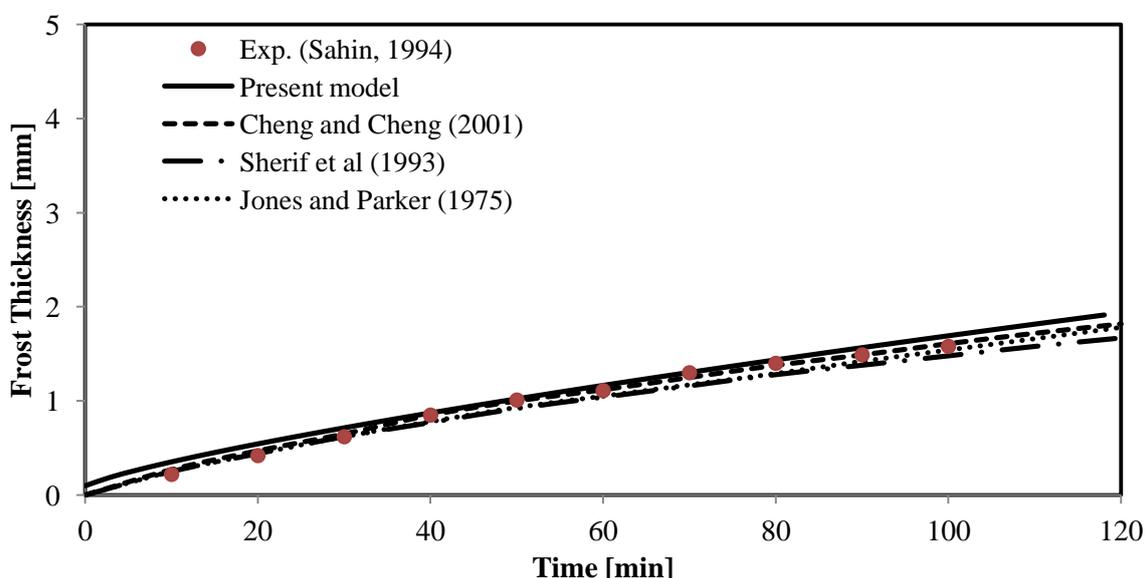
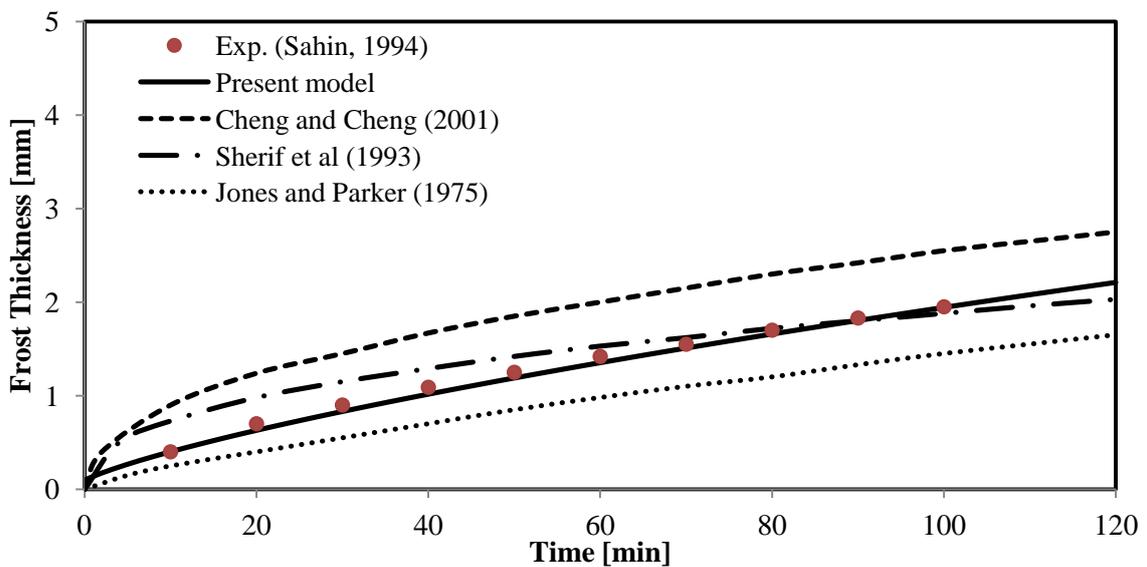
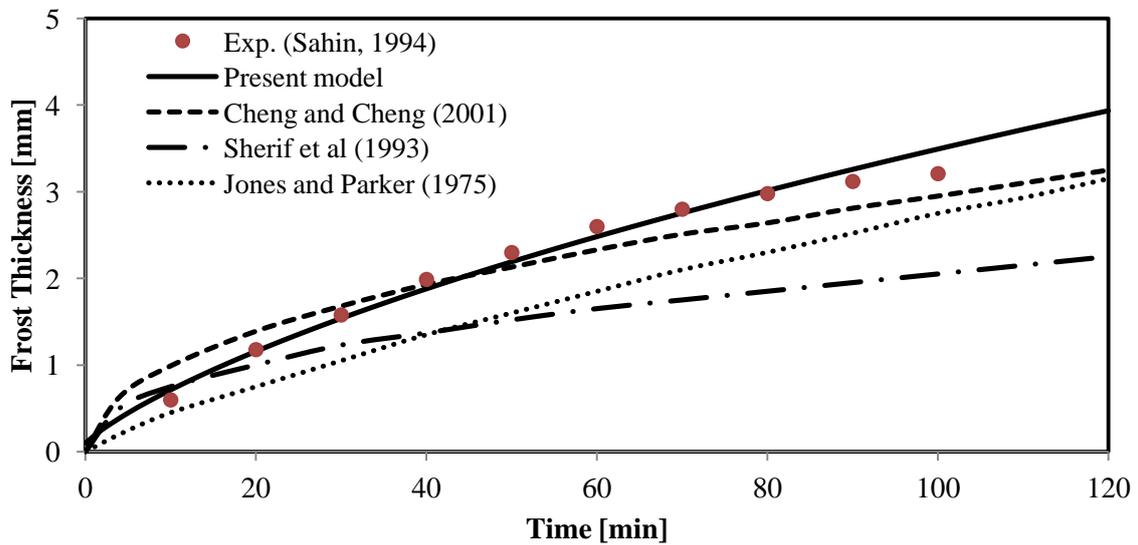
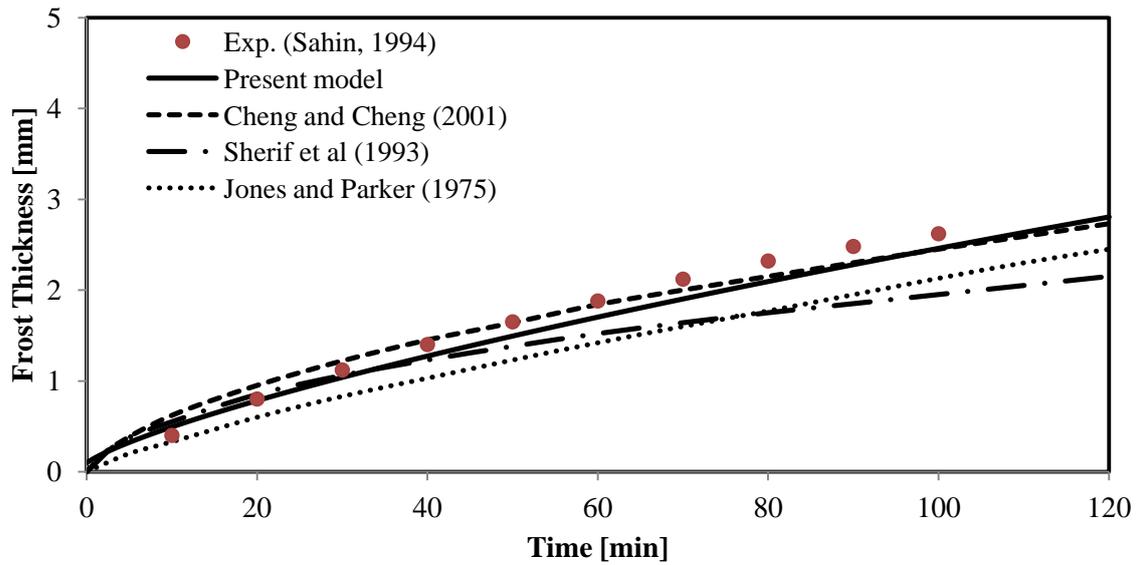


Figure 2.18. $T_a = 286 \text{ K}$; $T_w = 264 \text{ K}$; $V = 2,18 \text{ m/s}$; $W_a = 0,0069 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$



5.2.5. Conclusion

Afin de modéliser les échangeurs de chaleur à ailettes rondes discontinues, il est nécessaire de procéder en premier lieu à la modélisation du phénomène de la formation du givre et de pouvoir prédire l'évolution de l'épaisseur de la couche de givre au cours du temps. Cette démarche permet de bien prendre en compte l'effet de la résistance thermique supplémentaire que présente la couche de givre ainsi que l'effet du givrage sur les performances aérauliques des échangeurs de chaleur.

Nous avons donc présenté dans cette première section un modèle qui prédit la croissance d'une couche de givre sur une plaque plane (ailettes d'un échangeur de chaleur en condition de givrage) validé en utilisant les données expérimentales de Sahin (1994). Les prédictions du modèle concernant l'évolution de l'épaisseur de la couche de givre ont été comparées avec les mesures de Sahin (1994) ainsi qu'avec les prédictions des modèles de Cheng et Cheng [CHE01b], Sherif et al. [SHE93] et Jones et Parker [JON75]. Ce modèle a été écrit sous le langage "Modelica" et compilé avec le logiciel "Dymola". Le langage "Modelica" est un langage orienté objet qui permet facilement d'intégrer le modèle de croissance de givre dans un modèle d'échangeur complet présenté dans la partie suivante.

Dans la section suivante, nous connectons le modèle qui prédit la dynamique de givrage à un modèle d'échangeur de chaleur. On obtient alors un modèle d'échangeur en conditions de givrage. La validation s'effectue en comparant les flux de masse et de chaleur expérimentaux avec les prédictions du modèle. La perte de pression mesurée durant les essais est corrélée en fonction des paramètres géométriques des échangeurs de chaleur (pas d'ailette, auteur d'ailette...) ainsi que l'évolution de l'épaisseur apparente des ailettes au cours du temps causée par une dépôt de givre. Cette démarche permet de proposer une corrélation qui prédit l'évolution de la perte de pression au fur et à mesure de la croissance de la couche de givre.

6. Modélisation d'échangeurs à ailettes discontinues en condition de givrage

6.1. Introduction

Dans cette partie nous développons un modèle numérique d'échangeurs de chaleur à ailettes rondes discontinues en conditions de givrage. Le langage "Modelica" étant un langage orienté objet, nous présentons un modèle d'un élément de tube avec des ailettes rondes discontinues. Pour obtenir un modèle d'échangeur, il suffirait de connecter des éléments de tube à ailettes entre eux.

Nous avons présenté précédemment un modèle de croissance de givre. Ce modèle permet essentiellement de prédire l'épaisseur de la couche de givre qui est une variable clé dans la dégradation des performances thermiques d'un échangeur en conditions de givrage. La stratégie de modélisation adoptée est basée sur l'évaluation des caractéristiques de la couche de givre (conductivité thermique effective, masse volumique moyenne, épaisseur de la couche de givre...). Le modèle de croissance de la couche de givre intégré dans un modèle d'échangeur permet de connaître à chaque instant l'effet de colmatage et de résistance thermique additionnelle de la couche de givre.

6.2. Modèle d'un élément de tube à ailettes en condition de givrage

Le schéma d'un modèle élémentaire d'un tube à ailettes est représenté figure 2.22. Le modèle élémentaire est constitué essentiellement de quatre objets interconnectés. Ils représentent physiquement les différentes résistances à l'échange thermique, d'un tube aileté, que sont respectivement :

- la résistance thermique convective de l'air
- la résistance thermique de la couche de givre
- la résistance du tube
- la résistance thermique convective du fluide frigoporteur.

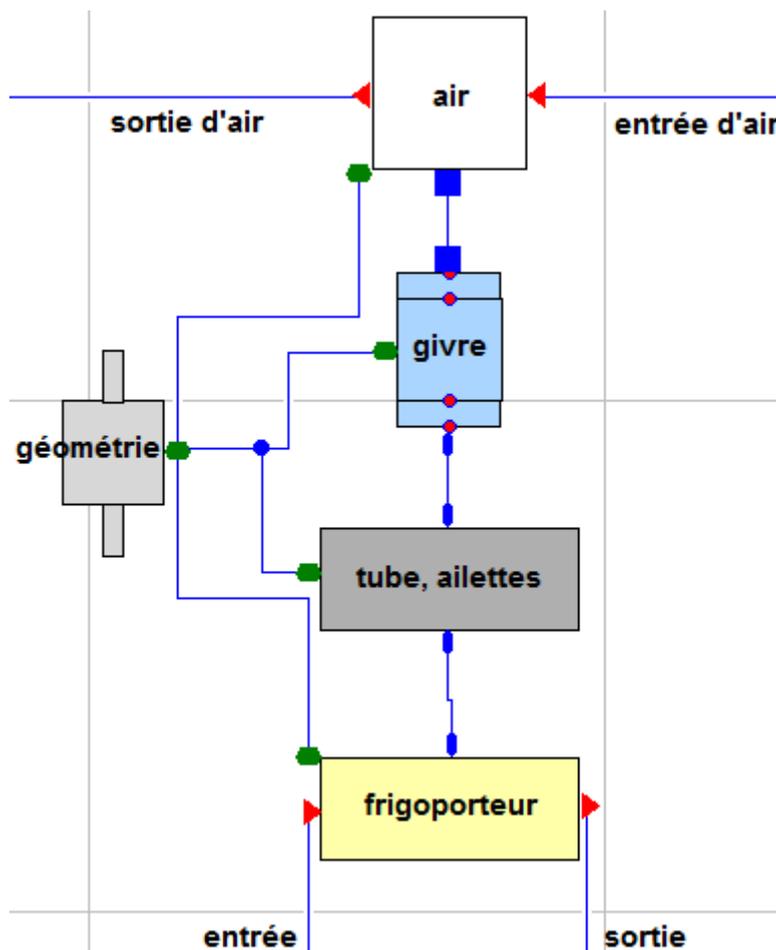


Figure 2.22. Modèle tube à ailettes

Cette modélisation est basée sur les hypothèses suivantes :

- la distribution du givre est homogène sur un élément de tube de l'échangeur de chaleur
- les transferts de chaleur et de masse à travers l'échangeur de chaleur sont unidimensionnels
- la température d'une ailette est égale à la température du tube.

L'objet air (en haut de la figure 2.22) est connecté au modèle de croissance du givre présenté dans la partie I de ce chapitre. La connexion permet de véhiculer la masse et l'énergie transférées à la couche de givre. Le modèle de croissance de givre est ensuite connecté à un simple modèle de conduction de chaleur à travers la paroi du tube en

négligeant la résistance thermique conductive des ailettes. La connexion véhicule le flux de chaleur et égalise la température externe de paroi et celle du bas de la couche de givre.

Enfin, un modèle de fluide frigoporteur est connecté au tube. La longueur élémentaire du tube choisie est suffisamment petite pour que le gradient de température suivant l'axe du tube soit négligeable afin de satisfaire l'hypothèse d'une distribution homogène de givre.

Le modèle "géométrie" à gauche de la figure 2.22 permet de fixer les paramètres géométriques du tube élémentaire et des ailettes, ainsi que des paramètres externes tels que le pas de tubes qui permet d'évaluer la vitesse maximale de l'air. Ce modèle est connecté à tous les autres objets ; il permet de prendre en compte l'augmentation de l'épaisseur apparente des ailettes due au dépôt de givre et de fournir en temps réel les nouvelles valeurs.

6.2.1. Modèle "Géométrie"

Le modèle géométrie permet de calculer tous les paramètres relatifs à la géométrie de l'échangeur. Ce modèle est connecté à toutes les autres parties du modèle global. Il permet principalement de communiquer la valeur réactualisée de l'épaisseur apparente de l'ailette. L'épaisseur apparente de l'ailette est égale à l'épaisseur de l'ailette à laquelle on ajoute l'épaisseur de givre formé des deux côtés d'une ailette " $Y = Y_0 + 2\delta_f(t)$ ".

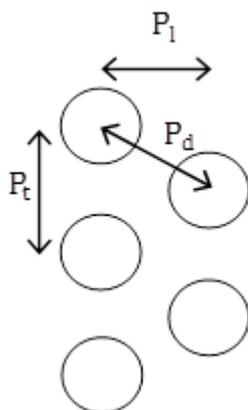


Figure 2.23. Distances entre les tubes d'un échangeur en quinconce

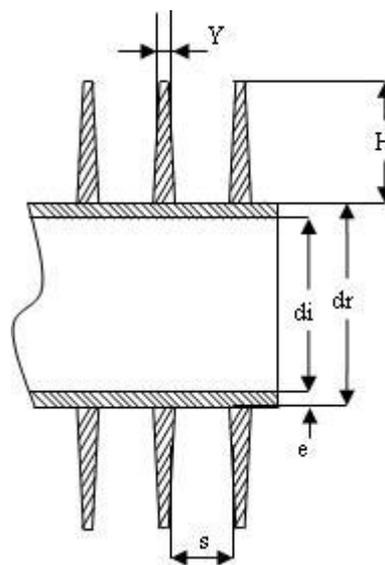


Figure 2.24. Dimensions caractéristiques d'un tube et ses ailettes

Pour définir la géométrie d'un élément de tube en prenant en compte les dimensions macroscopiques de l'échangeur, on définit les paramètres géométriques suivants (exemple d'un tube de la maquette d'échangeur M01P3) :

- conductivité thermique du tube (Acier): $k_{\text{tube}} = 43 \text{ W/m K}$
- rendement de l'ailette: $\eta_{\text{fin}} \approx 1$
- Hauteur de l'ailette : $H = 15,075 \text{ mm}$
- Epaisseur moyenne de l'ailette (sans givre) : $Y_0 = 0,3 \text{ mm}$
- Diamètre extérieur du tube : $d_r = 25,4 \text{ mm}$

- Epaisseur du tube : $e = 2,108$ mm
- Nombre d'ailettes par pouce (25,4 mm): FPI = 10 "fins per inch"
- Pas transversal : $P_t = 63,5$ mm
- Longueur de l'élément de tube : $L_T = 0,254$ m
- Section de passage de l'air : $SP = P_t L_T$

La définition des caractéristiques géométriques principales permet d'en déduire l'ensemble des variables géométriques, telles que la surface d'échange et la section de passage minimale.

- Epaisseur apparente d'une ailette (avec givre)

Y: calculé dans le modèle "Croissance de givre" est transmis au modèle "Géométrie" par un connecteur.

- Pas longitudinal

$$P_l = P_t \cos \frac{\pi}{6} \quad (2.37)$$

- Diamètre intérieur du tube

$$d_i = d_r - 2e \quad (2.38)$$

- Surface totale interne d'un élément de tube

$$A_i = \pi d_i L_T \quad (2.39)$$

- Espacement entre deux ailettes

$$s = \frac{0.0254}{\text{FPI}} - Y \quad (2.40)$$

- Nombre total d'ailettes d'un élément de tube de longueur L_T

$$N_{\text{fin}} = \frac{\text{FPI}}{0.0254} L_T \quad (2.41)$$

- Surface totale externe d'un élément de tube sans ailettes

$$A_{\text{tube}} = \pi d_r L_T \quad (2.42)$$

- Section maximale de passage d'air par unité de longueur [m^2/m]

$$S_{\text{face}} = P_t \quad (2.43)$$

- Surface d'échange d'une ailette

$$S_{\text{fin}} = 2 \frac{\pi}{4} [(2H + d_r)^2 - d_r^2] \quad (2.44)$$

- Section minimale de passage d'air par unité de longueur [m^2/m]

$$S_{\min} = S_{\text{face}} - \left[\frac{\text{FPI}}{0.0254} Y \cdot 2H + d_r \right] \quad (2.45)$$

- Surface totale des ailettes d'un élément de tube

$$A_{\text{fin}} = N_{\text{fin}} S_{\text{fin}} \quad (2.46)$$

- Surface totale d'échange d'un tube aileté

$$A_{\text{tube,fin}} = A_{\text{tube}} + A_{\text{fin}} - N_{\text{fin}} \pi d_r Y \quad (2.47)$$

6.2.2. Modèle "air"

6.2.2.1. Calcul des propriétés de l'air

Le débit d'air est calculé en fonction de la vitesse frontale de l'air par l'équation (2.48)

$$\dot{m}_a = \rho_{\text{air}}(w, T) \cdot V \cdot SP \quad (2.48)$$

La vitesse maximale de l'air est calculée comme suit :

$$V_{\max} = \frac{S_{\text{face}}}{S_{\min}} \cdot V \quad (2.49)$$

6.2.2.2. Bilan de masse et d'énergie

Le flux de chaleur total transmis par l'air à la surface d'échange est donné par l'équation de bilan :

$$\dot{Q}_{\text{tot}} = \dot{m}_a (i_{a,\text{in}} - i_{a,\text{out}}) + \dot{m}_a (w_{\text{in}} - w_{\text{out}}) L_{\text{sl}} \quad (2.50)$$

le terme " $\dot{m}_a (i_{a,\text{in}} - i_{a,\text{out}})$ " correspond au bilan enthalpique de l'air humide,
le terme " $\dot{m}_a (w_{\text{in}} - w_{\text{out}}) L_{\text{sl}}$ ", correspond au flux de la chaleur cédée par l'eau condensée en se solidifiant sur la surface d'échange.

La fonction enthalpie i de l'air humide est définie comme suit :

$$i = C_{p_a}(T - 273.15) + w[L_{l_v} + C_{p_v}(T - 273.15)] \quad (2.51)$$

avec

$$\begin{aligned} L_{l_v} &= 2500.8 \cdot 10^3 \text{ J/kg} \\ L_{\text{sl}} &= 333.7 \cdot 10^3 \text{ J/kg} \\ C_{p_a} &= 1006 \text{ J/kg} \cdot \text{k} \\ C_{p_v} &= 1826.6 \text{ J/kg} \cdot \text{k} \end{aligned}$$

L'humidité absolue de l'air humide est calculée en fonction de la pression partielle de vapeur d'eau

$$w = 0.62198 \times \frac{HR \cdot P_{Vs}}{101325 - HR \cdot P_{Vs}} \quad (2.52)$$

La pression de vapeur saturante est calculée par une corrélation [ASH05].

Le flux de chaleur totale, \dot{Q}_{tot} , qui sera transmis par l'air à un élément de tube se décompose en deux quantités, le flux de chaleur sensible de refroidissement de l'air, ainsi que le flux de chaleur latente de l'anti-sublimation de la vapeur d'eau contenue dans l'air. Ces deux quantités sont calculées respectivement par les équations (2.53) et (2.54).

$$\dot{Q}_{sens} = \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot (T_{a,in} - T_{a,out}) \quad (2.53)$$

$$\dot{Q}_{lat} = h_m A_{tube,fin} L_{sv} (w_{moy} - w_s) \quad (2.54)$$

avec

$$L_{sv} = L_{sl} + L_{lv} = 2834.5 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$$

L'humidité absolue moyenne de l'air est calculée par l'équation (2.55)

$$w_{moy} = (w_{in} + w_{out})/2 \quad (2.55)$$

Le coefficient de transfert de masse h_m peut être évalué en connaissant le coefficient de transfert de chaleur h_a , grâce à l'analogie Chilton-Colburn.

$$h_m = \frac{h_a}{Le_f \cdot C_{p_{ah}}} \quad (2.56)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection sera corrélé dans notre travail de modélisation en se basant sur les résultats du travail expérimental qui est présenté dans le troisième chapitre.

La fonction de Lewis $Le_f = St/St_m$ est liée au nombre de Lewis :

$$Le_f = Le^{2/3} \quad (2.57)$$

D'où la relation (2.56): $h_m = \frac{h_a}{Le_f \cdot C_{p_{ah}}}$

Si on considère que les stratifications thermique et celle liée à la concentration se développent de façon similaire [KLO05], c'est-à-dire la couche limite thermique se développe de la même façon que la couche limite de concentration de la vapeur d'eau contenue dans l'air, le nombre de Lewis est égal à 1 et on retrouve la relation de Lewis (équation .2.33).

$$Le = \frac{Sc}{Pr} \approx 1 \quad (2.58)$$

L'analogie entre le transfert de masse et le transfert d'énergie fera l'objet d'une validation expérimentale.

La capacité calorifique de l'air humide est définie par :

$$C_{p_{ah}} = C_{p_a} + w_{moy} C_{p_v} \quad (2.59)$$

L'expression de la chaleur sensible en fonction du coefficient de transfert de chaleur, permet de calculer la température de surface externe du tube et des ailettes :

$$T_s = -\frac{\dot{Q}_{sens}}{h_a A_{tube,fin}} + T_{a,moy} \quad (2.60)$$

$T_{a,moy}$ est la température moyenne de l'air :

$$T_{a,moy} = (T_{a,in} + T_{a,out})/2 \quad (2.61)$$

Le débit du dépôt de givre est calculé par l'équation (2.62)

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_{lat}}{L_{sv}} \quad (2.62)$$

La quantité de givre qui se dépose par unité de temps peut être calculée également par :

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a (w_{in} - w_{out}) \quad (2.63)$$

La perte de pression est calculée dans le modèle "air" ; elle sera corrélée par les résultats expérimentaux en fonction des paramètres géométriques de l'échangeur, tout en prenant en considération l'apparition de la couche de givre.

6.2.3. Modèle "Tube+ Ailettes"

Cette partie du modèle représente la résistance thermique conductive d'un élément de tube et de ses ailettes et ainsi l'écart de température entre la paroi interne et la paroi externe. On note que la résistance thermique des ailettes a été négligée, ce qui réduit le problème, en régime permanent, à un simple transfert thermique par conduction à travers un cylindre. L'équation (2.64) permet ainsi de calculer la température interne du tube.

$$T_i = T_w - \frac{\dot{Q}_{tot}}{2\pi \cdot k_{tube} L_T} \ln\left(\frac{d_r}{d_i}\right) \quad (2.64)$$

Pour justifier l'hypothèse de l'égalité de la température de l'ailette et celle de l'extérieur du tube, le rendement d'ailette est calculé. Le rendement de la surface ailetée est donné par :

$$\eta_s = 1 - \frac{A_{fin}}{A_{tube,fin}} (1 - \eta_{fin}) \quad (2.65)$$

Pour une ailette ronde, le rendement d'ailette η_{fin} est donné par la figure 2.25 en fonction du

terme $H \sqrt{\frac{h_a}{1/2 Y k_{fin}}}$ et pour différents rapports $\frac{H+d_r}{d_r}$.

Dans le cas, par exemple, de la maquette M01P3 en régime d'air sec :

$$H \sqrt{\frac{h_a}{1/2 Y k_{fin}}} = 0,32 \text{ et } \frac{H+d_r}{d_r} = 1,6.$$

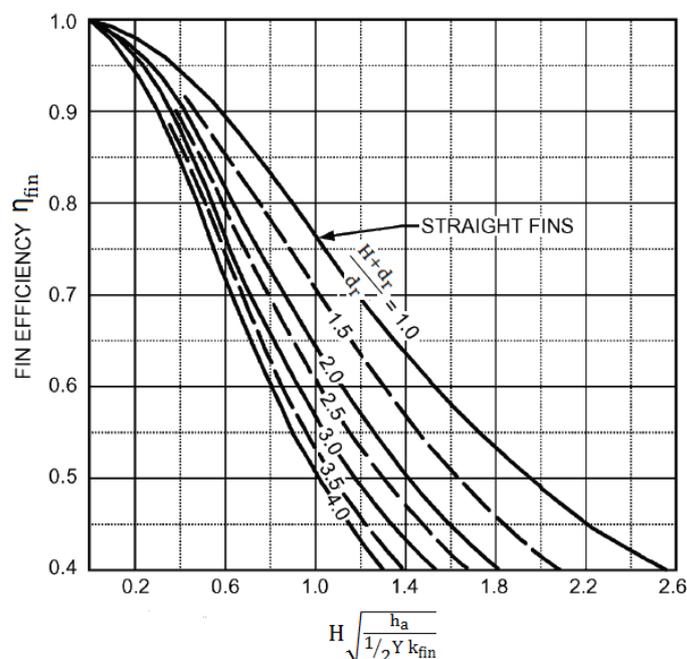


Fig. 2.25 Détermination du rendement d'ailette (ASHRAE HANDBOOK 2005)

Sur la figure 2.25 on constate que le rendement d'ailette est de l'ordre de 0,95, ce qui implique un rendement de surface ailetée proche de 1, soit 0,952. Ceci justifie notre choix de négliger le gradient de température radial de l'ailette dans le modèle. De plus, au cours du givrage d'un échangeur à la résistance liée au coefficient d'échange de chaleur externe h_a va s'ajouter la résistance thermique de la couche de givre, ce qui implique une diminution du terme $H \sqrt{(h_a / (1/2 Y k_{fin}))}$ et donc une augmentation du rendement d'ailette. On note que la conductivité thermique du givre est très faible devant la conductivité thermique de l'aluminium ($0,3 \ll 237$ W/mK).

6.2.4. Modèle " fluide frigoporteur "

Le modèle du fluide frigoporteur permet de calculer la résistance interne au transfert de chaleur convectif et ainsi de calculer la température du fluide frigoporteur. Le flux thermique échangé est calculé par la relation :

$$\dot{Q}_{tot} = h_i A_i (T_i - T_{ref}) \quad (2.66)$$

Le coefficient de transfert de chaleur interne, h_i , est calculé par une corrélation donnée par la littérature.

T_{ref} est la température moyenne du fluide frigoporteur :

$$T_{ref} = (T_{ref_out} + T_{ref_in})/2 \quad (2.67)$$

La température de sortie du fluide frigoporteur est calculée en utilisant l'équation (2.68) :

$$T_{ref_out} = \frac{\dot{Q}_{tot}}{\dot{m}_{ref} c_{p_{ref}}} + T_{ref_in} \quad (2.68)$$

6.3 Schéma d'un modèle d'une maquette d'échangeurs

La figure 2.26 présente le schéma d'un modèle complet d'une maquette d'échangeur ; le schéma présenté concerne les maquettes M01P3, M02P3, M03P3 et M04P3. Le débit du fluide frigoporteur du banc d'essais est suffisamment grand pour minimiser la différence de températures entre l'entrée et la sortie de chaque tube. Ainsi, le givre suivant l'axe du tube est supposé réparti de manière homogène.

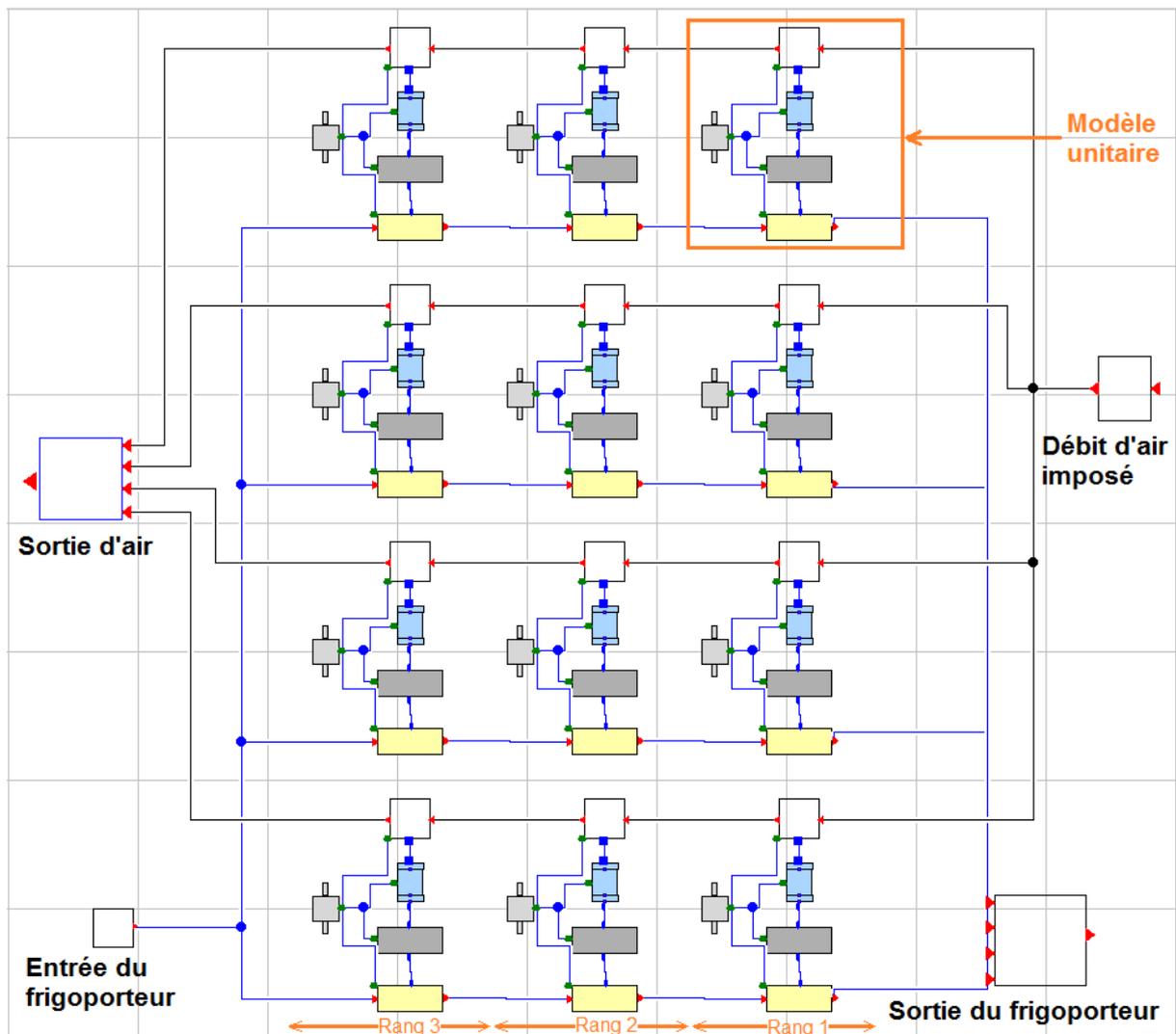


Figure 2.26. Modélisation d'une maquette d'échangeurs (trois passes en trois rangées de 4 tubes)

12 éléments de tube sont interconnectés (figure 2.26) avec 4 tubes par rang. Le premier rang reçoit un flux d'air d'un élément d'air qui représente le débit total de l'air et qui est réparti uniformément sur les quatre tubes du rang. L'air soufflé sur un élément de tube subit sur chaque rang un refroidissement et une déshumidification progressifs.

Pendant le givrage d'un échangeur de chaleur, la perte de pression sur l'air augmente, ce qui implique une diminution du débit d'air qui obéit à la courbe du ventilateur. Afin de valider le modèle et de corrélérer correctement la perte de pression, le débit mesuré en fonction du temps est imposé en entrée du modèle.

En plus d'un débit variable imposé, les autres paramètres définis avant le lancement d'une simulation sont : la température et l'humidité de l'air, la température et le débit du fluide frigoporteur à l'entrée de l'échangeur.

La comparaison entre les résultats prédits par le modèle et ceux obtenus expérimentalement permet d'ajuster et de valider le modèle pour toutes les maquettes et pour différentes conditions aux limites.

7. Etude bibliographique des corrélations du coefficient de transfert de chaleur et de la perte de pression (échangeurs à ailettes rondes discontinues)

7.1 Bibliographie des corrélations du coefficient de transfert de chaleur externe

Le flux de chaleur transmis par l'air à un élément de tube aileté fait intervenir le coefficient de transfert de chaleur h_a . Le partenaire industriel de la thèse nous a fourni une corrélation du coefficient de transfert de chaleur de type $h_a = \alpha.V^\beta$. Cette corrélation est seulement fonction de la vitesse frontale de l'air et spécifique à une géométrie de tube aileté particulière (FPI = 10, H = 15,075 mm). La corrélation a été établie par unité de surface extérieure du tube sans ailettes. La redéfinition de cette corrélation en fonction de la surface d'échange totale s'écrit :

$$h_a = \alpha.V^\beta \frac{A_{\text{tube}}}{A_{\text{tube,fin}}} \quad (2.69)$$

Afin de prendre en compte l'effet du dépôt de givre, il est nécessaire d'adapter une corrélation qui est fonction de la vitesse maximale de l'air et des caractéristiques géométriques du tube aileté (principalement l'espacement inter-ailettes) qui évoluent au cours du givrage d'un échangeur de chaleur.

Dans la littérature, il existe des formulations très différentes du coefficient de transfert de chaleur externe qui sont établies en régime sec (sans déshumidification de l'air). Deux catégories sont à distinguer : celle qui utilise le nombre de Colburn (facteur-j) et celle qui utilise le nombre de Nusselt.

7.1.1. Corrélation de Briggs et Young (1963)

Pour des tubes ailetés en quinconce, Briggs et Young proposent la corrélation suivante [BER94] :

$$Nu = 0.134 Re_d^{0.681} \left(\frac{H}{S}\right)^{-0.2} \left(\frac{Y}{S}\right)^{-0.1134} Pr^{1/3} \quad (2.70)$$

La dimension caractéristique utilisée pour le calcul du nombre de Reynolds est le diamètre extérieur du tube, d_r :

$$Re_d = \frac{d_r \rho_{\text{air}} V_{\text{max}}}{\mu_{\text{air}}} \quad (2.71)$$

Le coefficient d'échange de chaleur est déduit de la définition du nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{h_{\text{air}} d_r}{k_{\text{air}}} \quad (2.72)$$

Le nombre de Prandtl est calculé par l'équation (2.73) :

$$Pr = \frac{\mu_{\text{air}} C_{p\text{ah}}}{k_{\text{air}}} \quad (2.73)$$

La corrélation de Briggs et Young peut également être retrouvée dans littérature sous forme de facteur-j [RAM03].

$$j = 0.134 Re_d^{-0.319} \left(\frac{H}{s}\right)^{-0.2} \left(\frac{Y}{s}\right)^{-0.1134} \quad (2.74)$$

Colburn (1933) a présenté une méthode générale pour corréler les données expérimentales du transfert de chaleur convectif en convection forcée, d'où la définition du facteur-j :

$$j = \frac{h_a}{G \cdot Cp_{ah}} Pr^{2/3} \quad (2.75)$$

G est le flux massique [$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$], il est calculé ici par l'équation (2.76)

$$G = \rho_{air} V_{max} \quad (2.76)$$

Validité

$1000 < Re_d < 18000$; $11,13 < d_r < 40,89$ mm; $11,42 < H < 16,57$ mm; $0,33 < Y < 20,02$ mm
 $0,889 < s < 2,9718$ mm; $1,30 < P_{fin} < 4,06$ mm ($246 < \text{ailettes/m} < 768$); $24,99 < P_t < 111$ mm.

7.1.2. Corrélation de Krupiczka et al. (2003)

Krupiczka et al [KRU03] ont effectué des essais en régime sec sur des échangeurs de chaleur de type "Tubes à Ailettes Extrudées", la corrélation du nombre de Nusselt a été établie en modifiant la corrélation de Briggs & Young par l'ajout du terme $\left(\frac{d_r}{s}\right)$.

$$Nu = 0.182 Re_d^{0.633} \left(\frac{H}{s}\right)^{-0.2} \left(\frac{Y}{s}\right)^{-0.1134} \left(\frac{d_r}{s}\right)^{0.141} Pr^{1/3} \quad (2.77)$$

Validité

$1500 < Re_d < 10000$; $18 < d_r < 27$ mm; $10 < H < 15$ mm; $0,32 < Y < 0,64$ mm; $2,18 < s < 4,47$ mm;
 $2,5 < P_{fin} < 5$ mm; $40 < P_t < 67$ mm.

7.1.3. Corrélation de Vampola (1966)

Pour des tubes à ailettes rondes discontinues en quinconce, on trouve aussi la corrélation de Vampola [BER94] :

$$Nu = 0.251 Re_d^{0.67} \left(\frac{P_t - d_r}{d_r}\right)^{-0.2} \left(\frac{P_t - d_r}{s + Y} + 1\right)^{-0.2} \quad (2.78)$$

La longueur caractéristique pour le calcul du nombre de Reynolds et du Nombre de Nusselt est calculée par l'équation :

$$d_v = \frac{A_{tube} d_r + A_{fin} \sqrt{\frac{A_{fin}}{2N_{fin}}}}{A_{tube,fin}} \quad (2.79)$$

Validité

$P_t \leq P_d$; $1000 < Re_d < 10000$; $10,67 < d_r < 26,01$ mm; $5,20 < H < 9,7$ mm; $0,25 < Y < 0,7$ mm
 $2.28 < P_{fin} < 5,92$; $24,78 < P_t < 49,55$ mm

7.1.4. Corrélation de Ganguli et al (1985)

Ganguli et al. ont proposé la corrélation suivante pour trois rangées de tubes ailetés ou plus [ALL01] :

$$Nu = 0.38 Re_d^{0.6} \left(\frac{A_{\text{tube}}}{A_{\text{tube,fin}}} \right)^{0.15} Pr^{1/3} \quad (2.80)$$

Validité

1800 < Re_d < 100000; 11,176 < d_r < 19,05 mm; 5,842 < H < 19,05 mm; 0,254 < Y < 0,559 mm; 2,30 < P_{fin} < 3,629; 27,432 < P_t < 98,552 mm; 1 < $\frac{A_T}{A_{\text{tube}}}$ < 50

7.1.5. Comparaison entre les différentes corrélations du coefficient de transfert de chaleur externe

Le tableau 2.9 compare les paramètres géométriques d'un tube de la de la maquette M01 ou M01P3 (FPI = 10, H = 15,075 mm) avec les intervalles de validité des différentes corrélations du coefficient de transfert de chaleur. Parmi les corrélations citées ci-avant, on distingue la corrélation de Briggs et Young (1963) qui a un large domaine d'application. La corrélation de Vampola (1966) pour une hauteur d'ailette de 15,075 et un pas de tube transversal supérieur à 49,5 mm n'est pas valide. Le domaine dans lequel s'applique la corrélation de Ganguli et al (1985) inclut les caractéristiques géométriques de la maquette M01, sauf pour le diamètre extérieur.

Tableau 2.9. Corrélations du coefficient de transfert de chaleur et domaine d'application

Paramètres géométrique	d _r [mm]	H[mm]	Y[mm]	s[mm]	P _t [mm]
GEA	25,4	15,075	0,3	2,24	63,5
Briggs et Young (1963)	11,13-40,89	11,42-16,57	0,33-20,02	0,889-2,9718	24,99-111,0
Vampola (1966)	10,67-26,01	5,20-9,7	0,25-0,7		24,78-49,5
Ganguli et al (1985)	11,18-19,05	5,842-19,05	0,25-0,56		27,43-98,55
Krupiczka et al (2003)	18-27	10-15	0,32-0,64	2,18 -4,47	40-67

La corrélation du coefficient de transfert de chaleur fournie par le constructeur ne concerne que les tubes de la maquette M01 et M01P3 (voir tableau 2.1). Elle est utilisée comme corrélation de référence. L'objectif est de valider et/ou de choisir une corrélation qui prend en considération la variation des différents paramètres géométriques (principalement l'espacement inter-ailettes) afin de l'adapter aux conditions de givrage. La corrélation choisie sera utilisée dans la modélisation des autres maquettes et réajustée conformément aux données expérimentales dont nous disposons.

Dans le but de comparer la corrélation de référence GEA et les corrélations données par la littérature, nous traçons sur la figure 2.27 l'évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la vitesse frontale de l'air pour un tube de 10 ailettes par pouce (FPI = 10) et d'une hauteur d'ailettes H = 15,075 mm. Comme précisé ci-avant, certaines corrélations ne sont pas valides pour la géométrie choisie mais sont tracées à titre indicatif. Les propriétés thermodynamiques de l'air ont été calculées à 25 °C avec une humidité relative de 30 %.

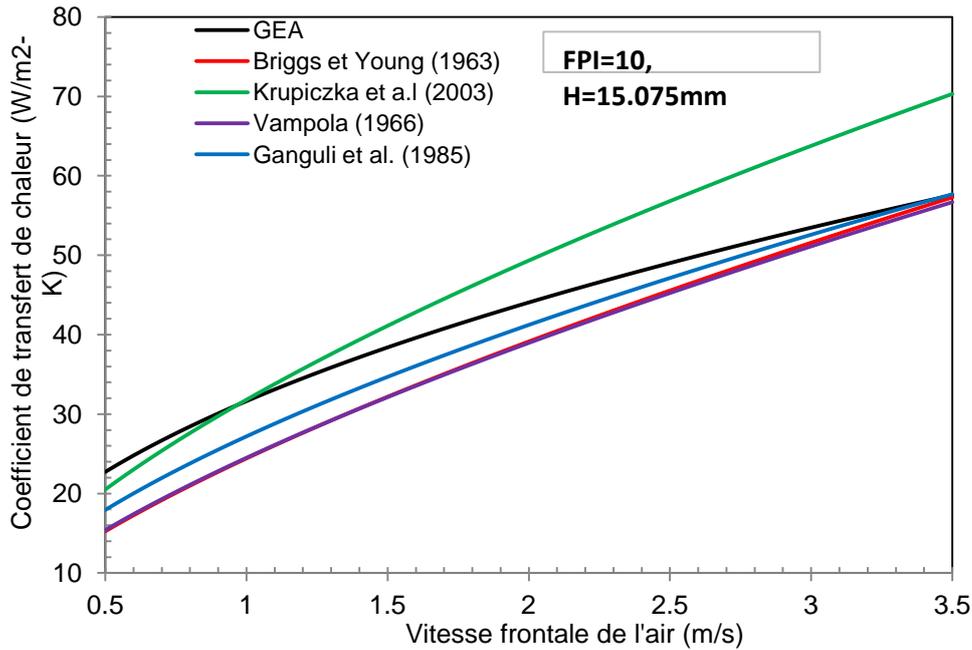


Figure 2.27. Corrélations du coefficient de transfert de chaleur (tubes à ailettes rondes discontinues)

La corrélation de Krupiczka *et al* (2003), qui est une modification de la corrélation de Briggs et Young (1963), est proche de la corrélation de référence pour de faibles vitesses d'air. Par contre, elle surestime le coefficient d'échange de chaleur à de grandes vitesses frontales de l'air.

La corrélation de Ganguli *et al* (1985) est la plus proche de la corrélation de référence (GEA) et tend vers cette dernière à $V = 3$ m/s. Cependant, aucun terme de cette corrélation ne dépend directement de l'une des caractéristiques géométriques principales pouvant être influencées par les dépôts de givre.

La corrélation de Vampola (1966) et de Briggs et Young (1963) sont quasiment identiques dans le cas du tube de la maquette M01P3. Elles sous-estiment d'environ $10 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ quand la vitesse frontale de l'air est faible ($V_i = 0,5$ m/s). Cependant, elles convergent vers la corrélation de référence GEA quand la vitesse frontale de l'air atteint 3,5 m/s. Ces deux corrélations, qui sont fonction de paramètres géométriques des tubes et des ailettes, pourraient être réajustées et utilisées en conditions de givrage.

La corrélation de Briggs et Young (1963) présente l'avantage d'être établie pour une large gamme de tubes à ailettes. Il convient ainsi d'ajuster la corrélation de Briggs et Young (1963) à celle du constructeur (GEA) de la maquette M01P3 testée dans le cadre de ce travail et l'utiliser dans le cas des autres maquettes qui présentent des tubes ailetés différents.

Nous avons ajusté la corrélation avec un coefficient C :

$$\text{Nu} = 0.134 \text{Re}_d^{0.681} \left(\frac{H}{s}\right)^{-0.2} \left(\frac{Y}{s}\right)^{-0.1134} \text{Pr}^{1/3} C \quad (2.81)$$

En remarquant que C dépend du nombre de Reynolds, c'est-à-dire

$$C = 6.6042 Re_d^{-0.203} \quad (2.82)$$

Nous avons établi la corrélation suivante qui est valide pour un régime sec (sans déshumidification de l'air).

$$Nu = 6.6042 * 0.134 Re_d^{0.681-0.203} \left(\frac{H}{s}\right)^{-0.2} \left(\frac{Y}{s}\right)^{-0.1134} Pr^{1/3} \quad (2.83)$$

Pour étudier le comportement des différentes corrélations par rapport au pas d'ailettes et à la hauteur d'ailettes, nous traçons figure 2.28 le coefficient de transfert de chaleur en fonction de la vitesse frontale prédit par la corrélation de Briggs et Young modifiée et non-modifiée ainsi que les corrélations de Krupiczka *et al*, Vampola et Ganguli *et al*.

Le coefficient de transfert de chaleur est tracé pour quatre tubes ailetés différents (A, B, C et D) qui constituent les différentes maquettes testées.

- A. FPI = 10, H = 15,075 mm
- B. FPI = 10, H = 12,700 mm
- C. FPI = 6, H = 15,075 mm
- D. FPI = 6, H = 12,700 mm

La figure 2.28 montre que la correction apportée n'a pas modifié la sensibilité de la corrélation par rapport au pas d'ailette et à la hauteur d'ailette. Le coefficient de transfert de chaleur augmente considérablement en diminuant le nombre d'ailettes par unité de longueur et ceci est beaucoup plus perceptible à très grandes vitesses d'air. Par contre, il très faiblement influencé par la hauteur d'ailette.

L'évolution du coefficient de transfert de chaleur par rapport au nombre d'ailettes et à la hauteur d'ailette est aussi bien prédite par les corrélations de Vampola, Krupiczka *et al* et de Ganguli *et al* ; cependant, elles sont moins sensibles au pas d'ailettes que la corrélation de Briggs et Young.

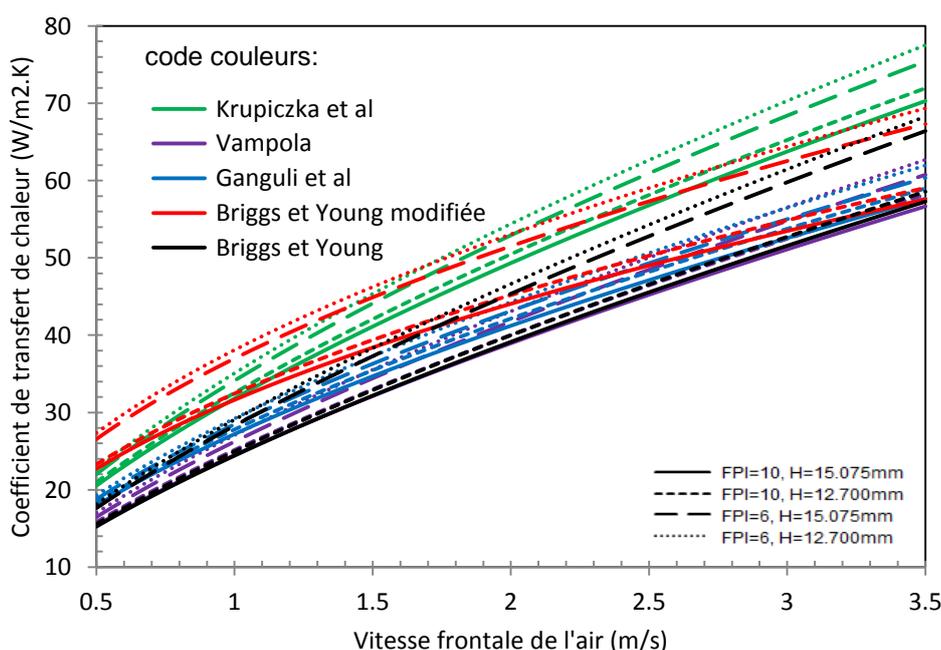


Figure 2.28. Etude paramétrique de la corrélation de Briggs et Young modifiée et comparaison

7.2. Bibliographie des corrélations de perte de pression

Le modèle "air" permet de calculer la perte de pression et la pression de sortie de l'air qui sera communiquée au tube adjacent suivant l'écoulement de l'air. Le constructeur de l'échangeur qui fait l'objet de cette étude nous a fourni une corrélation de perte de charge, du même type que celle du coefficient d'échange convectif, qui concerne la maquette M01, de type $\Delta P = \alpha \cdot V^\beta$. Il est nécessaire d'avoir une corrélation qui est sensible à la variation de l'épaisseur de l'ailette afin de prédire la perte de pression en condition de givrage et ce à chaque instant du processus de givrage. Bien modéliser la perte de pression est nécessaire pour bien prédire l'effet de la diminution du débit d'air (liée aux performances des ventilateurs) sur les performances globales de l'échangeur. Nous présentons ici, des corrélations de la littérature qui concernent les échangeurs à ailettes rondes discontinues.

7.2.1. Corrélation de Robinson et Briggs

Robinson et Briggs proposent la corrélation suivante pour le calcul de la perte de pression pour un seul tube à ailettes [RAM03] :

$$f = 9,465 \operatorname{Re}_d^{-0.316} \left(\frac{P_t}{d_r}\right)^{-0.927} \left(\frac{P_t}{P_d}\right)^{0.515} \quad (2.84)$$

$$\Delta P = f \cdot 2\rho_{\text{air}} V_{\text{max}}^2 \quad (2.85)$$

Validité

$2000 < \operatorname{Re}_d < 50000$; $18,6 < d_r < 40,89 \text{ mm}$; $10,52 < H < 14,48 \text{ mm}$; $0,011 < Y/d_r < 0,025 \text{ mm}$; $3,75 < s/Y < 6,03$; $2,32 < P_{\text{fin}} < 3,215$ ($311 < \text{ailettes/m} < 431$); $42,85 < P_t < 114,3$

7.2.2. Corrélation Vampola (1966)

Vampola propose une corrélation de perte de pression reportée en équation 2.86 [BER94].

$$\Delta P = 0.7315\rho_{\text{air}} V_{\text{max}}^2 \operatorname{Re}_d^{-0.245} \left(\frac{P_t - d_r}{d_r}\right)^{-0.9} \left(\frac{P_t - d_r}{s + Y} + 1\right)^{0.70} \left(\frac{d_v}{d_r}\right)^{0.9} \quad (2.86)$$

d_v est la longueur caractéristique, pour le calcul du nombre de Reynolds, définie précédemment dans la corrélation du coefficient de transfert de chaleur.

Le domaine de validité de la corrélation de Vampola est le même que celui de la corrélation du coefficient de transfert de chaleur externe proposée par le même auteur.

7.2.3. Validation expérimentale des corrélations de perte de pression

Les valeurs mesurées en régime sec (hors givrage) de la perte de pression des maquettes M01, M02, M03 et M04 en fonction de la vitesse frontale de l'air sont représentées figure 2.29 On trace aussi la perte de pression en fonction de la vitesse en utilisant la corrélation de Robinson et Briggs, Vampola ainsi que celle du constructeur donnée pour la maquette M01 .

Les données mesurées montrent que la perte de charge est beaucoup plus influencée par le nombre d'ailettes que par la hauteur des ailettes.

Pour de faibles vitesses d'air ($V_i \leq 2$ m/s), la corrélation GEA surestime la perte de charge et semble donner de bons résultats pour des vitesses d'air frontales plus grandes.

La Corrélation de Vampola est très sensible à la variation du nombre d'ailettes par pouce (FPI). Elle correspond pratiquement aux mesures que nous avons effectuées sur les quatre maquettes M01, M02, M03 et M04 en régime sec.

La perte de pression calculée par la corrélation de Robinson et Briggs respectivement pour les quatre maquettes présentant un pas et une hauteur d'ailettes différents est quasiment du même ordre, les variations liées à la diminution du nombre d'ailettes par pouce et la hauteur d'ailette, prédites par Robinson et Briggs, sont négligeables. La corrélation de Robinson et Briggs, tel que nous l'avons constaté, est très peu sensible au nombre d'ailettes par pouce contrairement aux résultats expérimentaux. Une correction doit être apportée afin d'améliorer la sensibilité de la corrélation de Robinson et Briggs par rapport au nombre d'ailettes par pouce et à la hauteur d'ailette.

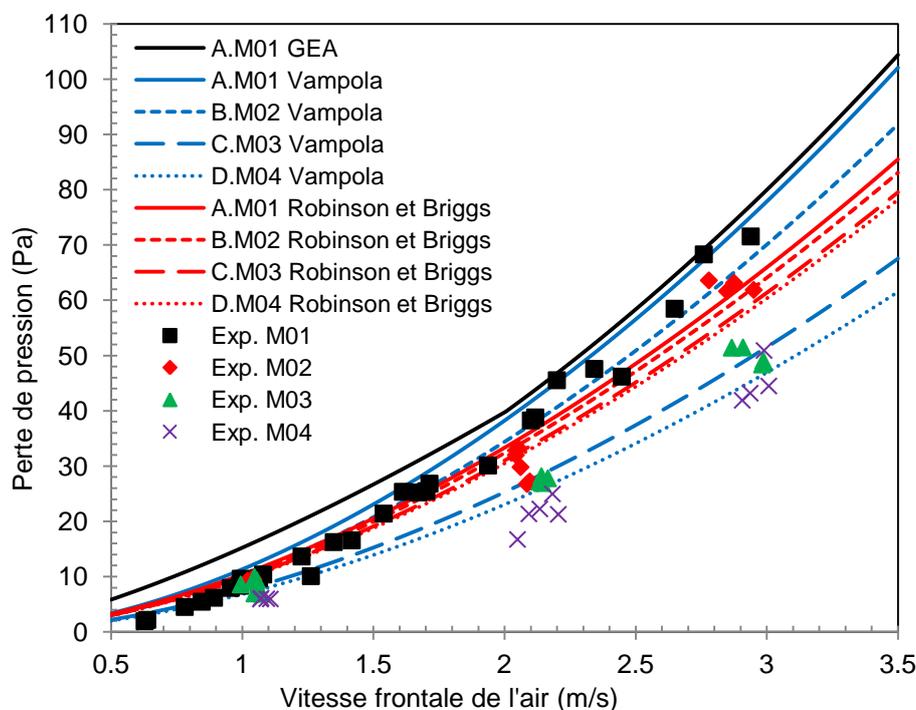


Figure 2.29. Corrélations de pertes de charge et données expérimentales (Maquettes : M01, M02, M03, M04)

Par analogie à la corrélation de Briggs et Young du coefficient de transfert de chaleur, nous proposons d'ajouter le terme $\left(\frac{H}{s}\right)^a \left(\frac{Y}{s}\right)^b$; les coefficients a et b sont ajustés en utilisant les données expérimentales hors givrage et condensation.

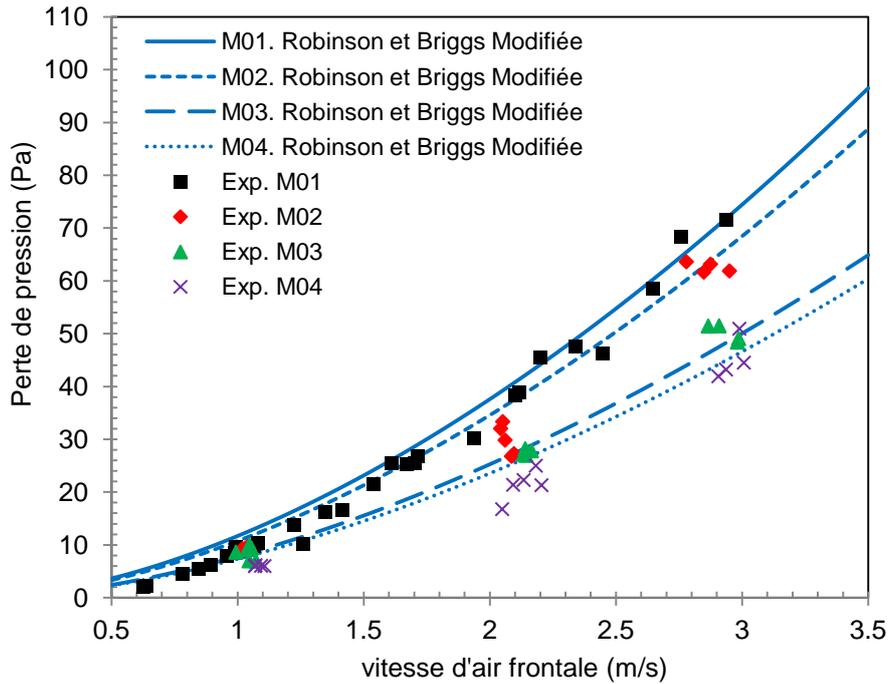


Figure 2.30. Ajustement de la corrélation de Robinson et Briggs ($a = 0,319/b = 0,253$)

La figure 2.30 représente la corrélation de perte de pression de Robinson et Briggs modifiée. La sensibilité de la corrélation a été améliorée et prédit mieux la perte de charge des quatre maquettes M01, M02, M03 et M04.

7.3. Corrélations du coefficient de transfert de chaleur interne

Pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur interne, il existe plusieurs corrélations dans la littérature [ASH05]. Dans le cas du dispositif expérimental, pour un débit total du fluide frigoporteur de 0,5 kg/s avec trois passes sur 12 tubes disposés en quatre tubes par rangée (maquettes : M01P3, M02P3, M03P3 et M04P3), l'écoulement reste laminaire ($Re < 2300$).

Pour un écoulement laminaire entièrement établi, on distingue deux valeurs constantes du nombre de Nusselt pour des tubes circulaires [ASH05] :

- Nu = 4,36 (pour un flux de chaleur uniforme)
- Nu = 3,66 (pour une température de surface uniforme)

Pour un régime laminaire non établi :

$$Nu = 3.66 + \frac{0.065(d_i/L_T)Re Pr}{1 + 0.04[(d_i/L_T)Re Pr]^{2/3}} \quad (2.87)$$

Sider et Tate proposent également une corrélation pour un régime laminaire :

(Valable pour $\frac{L_T}{d_i} < \frac{Re Pr}{8} \left(\frac{\mu}{\mu_i}\right)^{0.42}$).

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr}{L_T/d_i}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_i}\right)^{0.14} \quad (2.88)$$

avec

L_T : longueur du tube.

d_i : diamètre intérieur du tube.

μ_i : viscosité dynamique calculée à la température de paroi

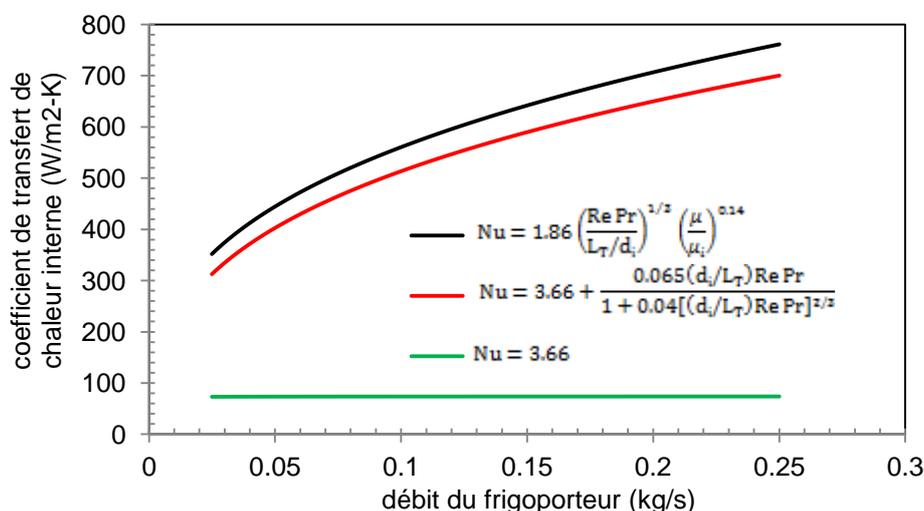


Figure 2.31. Corrélations du coefficient de transfert de chaleur interne (cas de trois passes)

La figure 2.31 présente le coefficient de transfert de chaleur interne en fonction du débit du frigoroporteur prédit par les différentes corrélations. Pour un écoulement laminaire établi, le coefficient de transfert de chaleur ne dépend pas du débit et le calcul donne une valeur de $74 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Le nombre de Reynolds est faible et nous utilisons des tubes de 25,4 mm de diamètre et de longueur de 254 mm, l'écoulement laminaire n'est donc pas pleinement établi. Les corrélations en régime laminaire non établi donnent des valeurs de l'ordre de $650 \text{ W/m}^2\text{K}$ pour un débit de 0,15 kg/s traversant un tube.

8. Corrélation des coefficients de transfert de chaleur et de masse en conditions de givrage

8.1. Introduction

En premier lieu, le modèle d'échangeur de chaleur, présenté précédemment a été testé en utilisant la corrélation de Briggs et Young que nous avons ajustée pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur. Cette corrélation a été choisie car elle prend en considération l'épaisseur de l'ailette. Nous rappelons que l'épaisseur effective d'une ailette, durant la formation de givre, est calculée par le modèle en ajoutant l'épaisseur de la couche de givre formé sur les deux côtés de l'ailette.

La deuxième corrélation dont nous avons besoin est la corrélation du coefficient de transfert de masse. Dans notre travail de validation du modèle de croissance de givre sur une plaque plane, nous avons utilisé la relation de Lewis pour déduire le coefficient de transfert de masse du coefficient de transfert de chaleur. Cette analogie stipule que la couche limite

thermique se développe de la même façon que la couche limite de concentration de la vapeur d'eau contenue dans l'air. Dans un premier temps, nous supposons cette relation valide pour des tubes à ailettes rondes discontinues.

Les données expérimentales d'entrée du modèle sont :

- le débit d'air mesuré en fonction du temps
- la température de l'air à l'entrée de l'échangeur
- l'humidité de l'air à l'entrée de l'échangeur
- le débit et la température d'entrée du frigoporteur

La figure 2.32 représente la masse de givre calculée en fonction de la masse de givre mesurée. La figure 2.33 représente le flux de chaleur sensible moyen calculé en fonction du flux de chaleur sensible moyen expérimental. La plupart des essais ont une durée d'une heure. Les simulations ont été effectuées en utilisant la corrélation de Briggs et Young modifiée pour le régime sec ainsi que la relation de Lewis, soit $Lef = 1$.

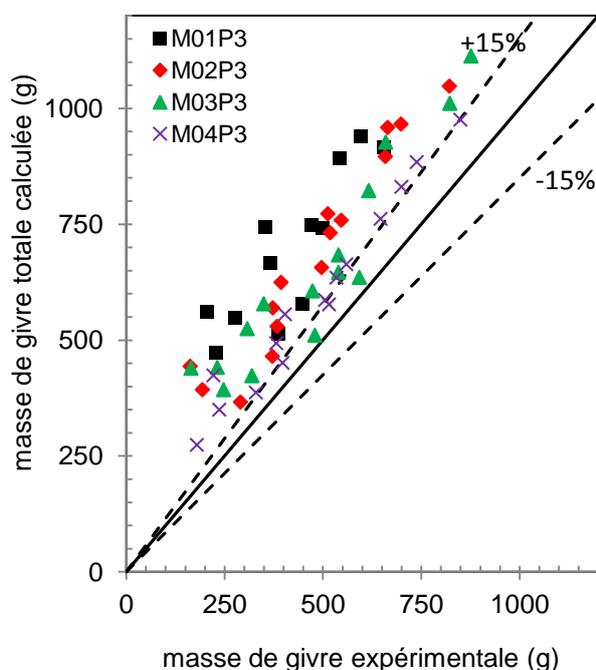


Figure 2.32. Evaluation de la masse de givre totale ($Lef = 1$)

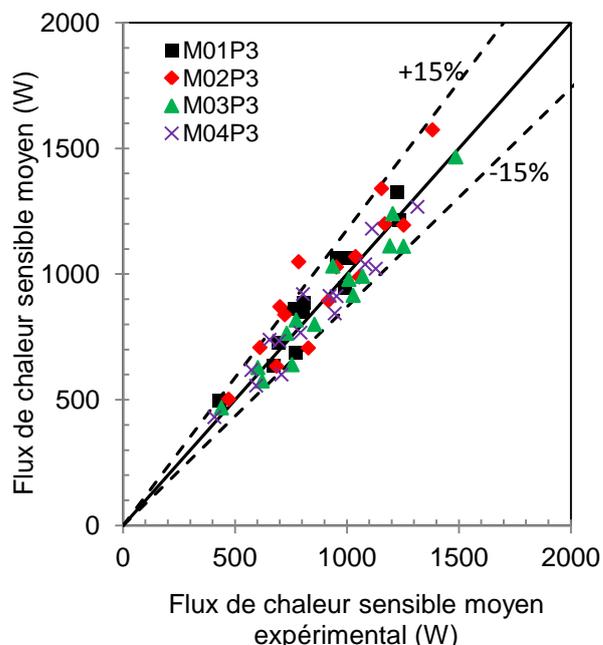


Figure 2.33. Evaluation du flux de chaleur sensible moyen en condition de givrage (Corrélation de Briggs et Young modifiée)

Le modèle, tel qu'il a été présenté, surestime la masse de givre d'au moins 15 %, les flux de chaleur sensible moyens calculés en utilisant la corrélation de Briggs et Young modifiée en régime sec sont prédits à ± 15 %. Cependant, ces résultats ne sont pas fiables car ils sont obtenus avec une surestimation de la masse de givre ; selon la nature du givre prédit par le modèle, l'épaisseur de givre peut être surestimée comme elle peut être sous-estimée.

Pour ajuster le modèle d'échangeur de chaleur en condition de givrage, nous utilisons les données expérimentales obtenues à partir d'une soixantaine d'essais effectués sur les maquettes M01P3, M02P3, M03P3 et M04P3. L'ajustement du modèle d'échangeur en condition de givrage consiste à identifier les coefficients de transfert de masse et de chaleur

et à les corrélérer. Le coefficient de transfert de chaleur est identifié en injectant au modèle le flux de chaleur sensible mesuré en fonction du temps qui correspond à chaque essai. Le bilan de masse est bouclé en calculant les valeurs de la fonction de Lewis qui permettent de retrouver la masse totale de givre qui se dépose lors d'un essai en conditions de givrage. Nous rappelons que la fonction de Lewis qui apparaît dans l'analogie Chilton-Colburn correspond au terme $\frac{h_a}{h_m \cdot C_{p_{ah}}}$.

Une fois les corrélations du coefficient de transfert de chaleur et de la fonction de Lewis définies, la perte de pression, mesurée sur chaque essai en conditions de givrage et en fonction du temps, est corrélérée en fonction des différents paramètres géométriques des maquettes et des vitesses d'air. La corrélation de perte de pression est très importante dans notre démarche, car elle permet de prédire le débit d'air soufflé par le ventilateur sachant que l'effet du colmatage des échangeurs sur les performances thermiques est prédominant.

8.2. Identification et corrélation du coefficient de transfert de chaleur et de la fonction de Lewis en condition de givrage

8. 2.1. Coefficient de transfert de masse

Au lieu de corrélérer le coefficient de transfert de masse, nous corrélons la fonction de Lewis qui apparaît dans l'analogie de Chilton-Colburn. La fonction de Lewis est identifiée à l'aide du modèle d'échangeur en condition de givrage. En plus du débit d'air mesuré en fonction du temps, de la température et de l'humidité de l'air à l'entrée de l'échangeur et du débit et de la température d'entrée du frigoporteur, nous imposons au modèle le flux de chaleur sensible mesuré en fonction du temps lors de chaque essai en condition de givrage. Ceci permet d'identifier le coefficient de transfert de chaleur et d'ajuster la fonction de Lewis afin de retrouver la masse de givre totale accumulée.

Etant donné que le flux de chaleur sensible mesuré représente la somme des flux de chaleur sensible échangés au niveau de chaque rangée de tubes, nous ne connaissons pas la répartition de ce flux suivant les rangées de tubes. Nous supposons donc que les coefficients de transfert de chaleur correspondant à des tubes de différentes rangées sont égaux.

Les valeurs de la fonction de Lewis identifiées sont tracées figure 2.34 en fonction du facteur de sursaturation S moyen. Nous définissons le facteur adimensionnel S , qui est le facteur de sursaturation relative par l'équation :

$$S = \frac{P_v(HR, T_a) - P_{vsat}(T_s)}{P_v(HR, T_a)} \quad (2.89)$$

Pour rappel, le terme $P_v(HR, T_a) - P_{vsat}(T_s)$ représente la force motrice de changement de phase. Pour que la condensation ait lieu, il faut que ce terme soit strictement positif. Suivant l'évolution de la température d'ailette pendant un essai en condition de givrage, le facteur de sursaturation relative peut diminuer si l'effet de résistance thermique supplémentaire qu'apporte la couche de givre est prédominant (augmentation de la température de l'ailette). Cependant, pour la plupart des essais, le facteur de sursaturation relative augmente à cause

d'une diminution de la température des ailettes, qui est due à la diminution du débit d'air pendant le givrage.

Les valeurs de la fonction de Lewis identifiées sont des valeurs moyennes au cours d'un essai. En traçant la fonction de Lewis en fonction de la valeur moyenne du facteur de sursaturation relative calculé par le modèle, pour chaque essai, nous établissons une corrélation de la fonction de Lewis :

$$Le_f = 0.79 \left(\frac{0.37 + S}{S} \right)^{1.8} \quad (2.90)$$

La corrélation de la fonction de Lewis établie tend vers 0,79 quand le facteur de sursaturation relative tend vers l'infini. Quand S tend vers zéro, on remarque que la fonction de Lewis va tendre vers l'infini, ce qui correspond à un coefficient de transfert de masse nul (régime sec).

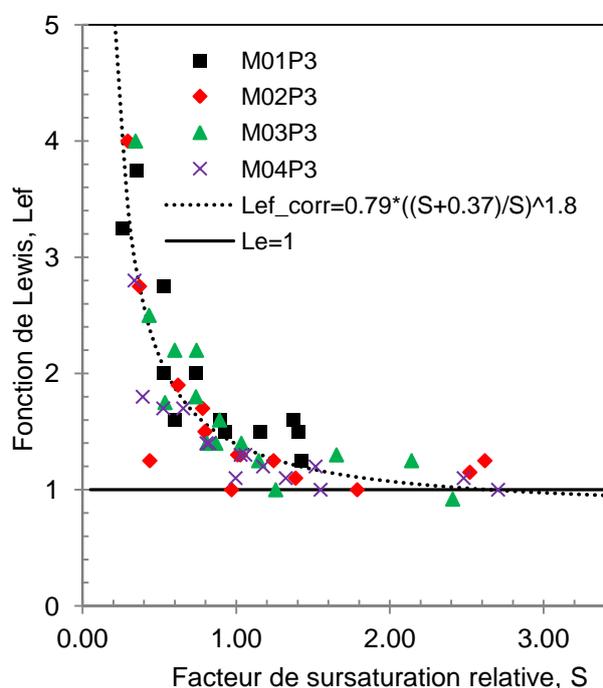


Figure 2.34. Identification et corrélation de la fonction de Lewis

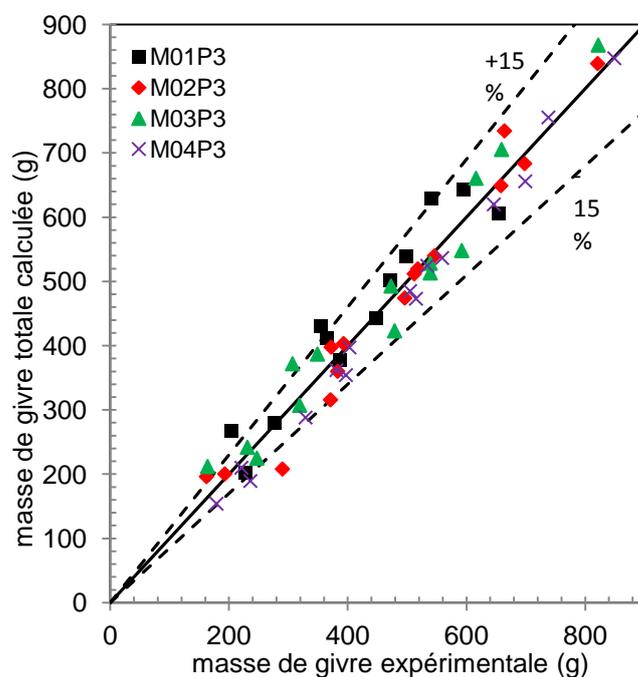


Figure 2.35. Validation de la corrélation de la fonction de Lewis

Cette corrélation, établie à partir des valeurs moyennes de la fonction de Lewis et du facteur de sursaturation, est utilisée dans le modèle pour calculer les valeurs instantanées de la fonction de Lewis. Afin de valider cette corrélation, nous avons simulé tous les essais effectués en alimentant le modèle avec cette nouvelle corrélation de la fonction de Lewis. La figure 2.35 montre que désormais la masse de givre accumulé pendant le temps relatif à chaque expérience est prédite à $\pm 15\%$.

8.2.2. Coefficient de transfert de chaleur

Une fois la corrélation de la fonction de Lewis définie, nous corrélons le coefficient de transfert de chaleur qui est identifié grâce à la nouvelle corrélation de la fonction de Lewis ainsi qu'aux valeurs du flux de chaleur sensible instantané mesuré. Nous rappelons que le

débit d'air, correspondant à chaque essai et qui est mesuré lors des essais, est imposé au modèle.

Plusieurs formes de corrélations ont été testées et nous avons retenu celle de Briggs et Young qui donne de meilleurs résultats :

$$Nu = a Re_d^b \left(\frac{H}{S}\right)^c \left(\frac{Y}{S}\right)^d Pr^{1/3}$$

Choix des Paramètres a, b, c et d

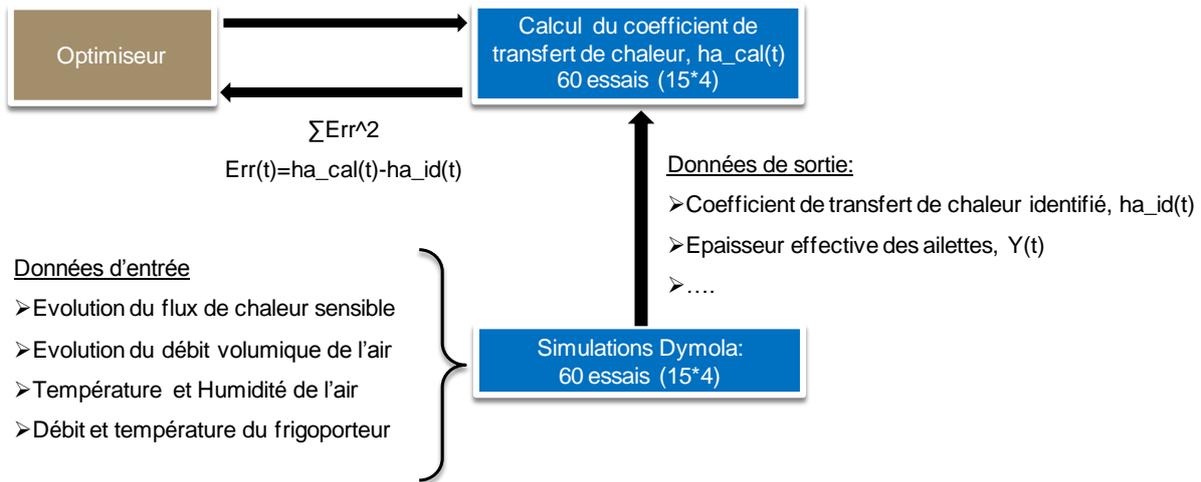


Figure 2.36. Démarche pour l'établissement de la corrélation du coefficient de transfert de chaleur

La figure 36 représente la démarche d'établissement de la corrélation du coefficient de transfert de chaleur. Le facteur a et les exposants b, c, et d sont définis pour une erreur au carré minimisée. L'erreur correspond à la somme des écarts au carré entre le coefficient d'échange de chaleur identifié et le coefficient d'échange de chaleur calculé par la nouvelle corrélation (équation 2.91).

$$Nu = 0.1008 Re_d^{0.7204} \left(\frac{H}{S}\right)^{-0.3995} \left(\frac{Y}{S}\right)^{-0.2359} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2.91)$$

La figure 2.37 montre que la corrélation du coefficient de transfert de chaleur prédit convenablement l'évolution du coefficient de transfert de chaleur en fonction du temps pendant le givrage. La chute du coefficient de transfert de chaleur est due principalement à la chute du débit d'air soufflé, cependant nous avons constaté une dépendance par rapport à l'épaisseur de la couche de givre. En effet, les corrélations de la littérature (ex : Vampola) qui ne dépendent pas directement de l'épaisseur de la couche de givre ou de l'espacement inter-ailettes ne perçoivent pas l'effet du changement de la géométrie des échangeurs dû à la présence de givre. Les meilleurs résultats sont donc obtenus en réajustant la corrélation de Briggs et Young en condition de givrage.

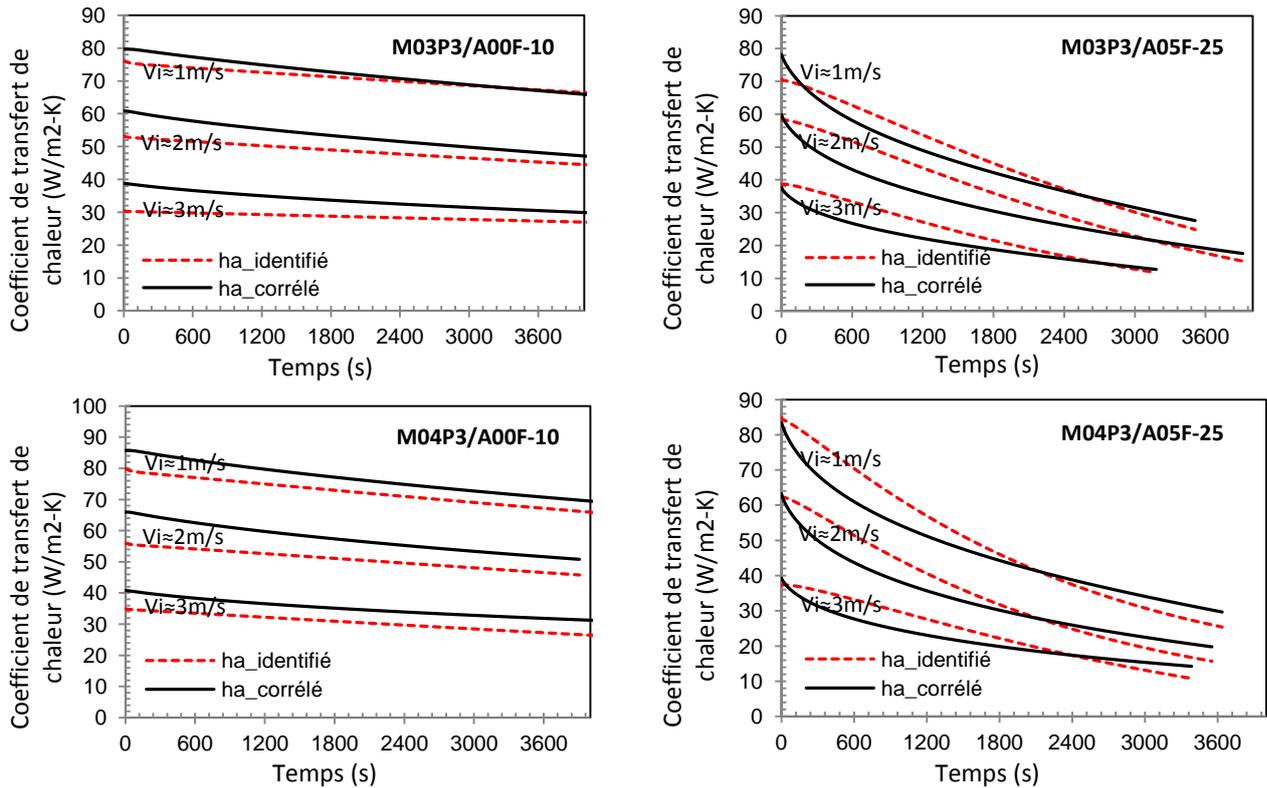


Figure 2.37. Évolution du coefficient de transfert de chaleur

9. Validation du modèle

Après avoir établi des corrélations pour calculer le coefficient de transfert de masse et le coefficient de transfert de chaleur (équations 2.90 et 2.91), le modèle d'échangeurs à ailettes rondes discontinues est alimenté par ces nouvelles corrélations. Le flux de chaleur sensible moyen est prédit à $\pm 8\%$ (figure 2.38) grâce à une corrélation du coefficient de transfert de chaleur qui permet de prédire correctement l'évolution du flux de chaleur sensible pendant le givrage tandis que la masse de givre est prédite à $\pm 15\%$ (figure 2.39).

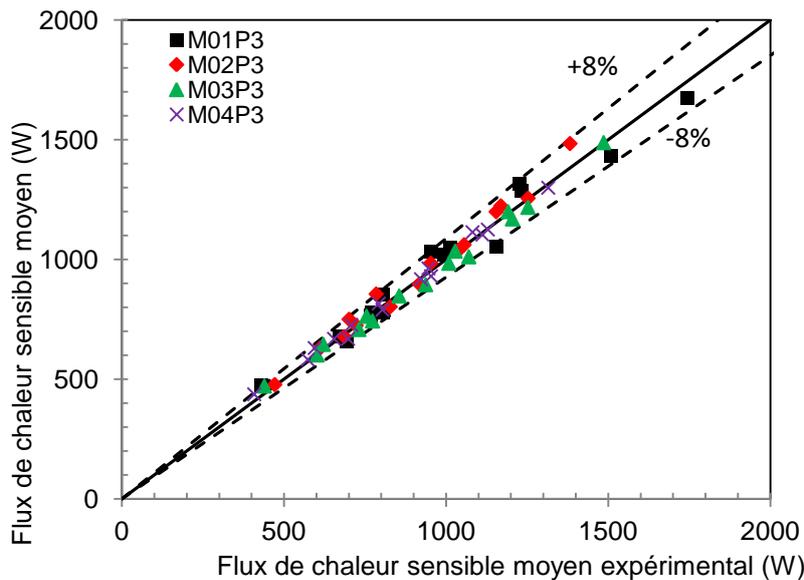


Figure 2.38. Flux de chaleur sensible moyen

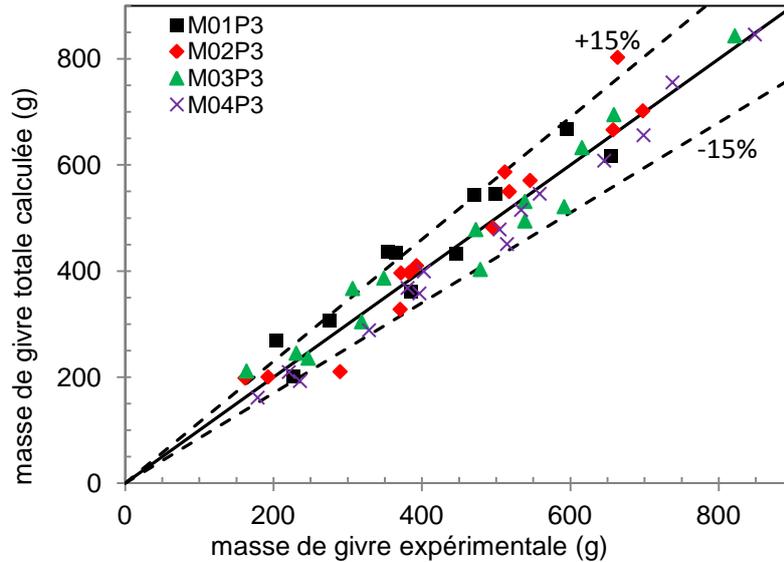


Figure 2.39. Masse de givre totale

Le flux de chaleur total que reçoit le frigoporteur est la somme du flux de chaleur sensible et du flux de chaleur latent ; le flux de chaleur latent correspond à la chaleur d'anti-sublimation cédée par la vapeur d'eau contenue dans l'air au frigoporteur. Sur l'ensemble des essais effectués en condition de givrage sur les maquettes d'échangeurs M01P3, M02P3, M03P3 et M04P3 (soixante essais), le flux de chaleur total moyen est prédit par le modèle à $\pm 12\%$ (figure 2.40).

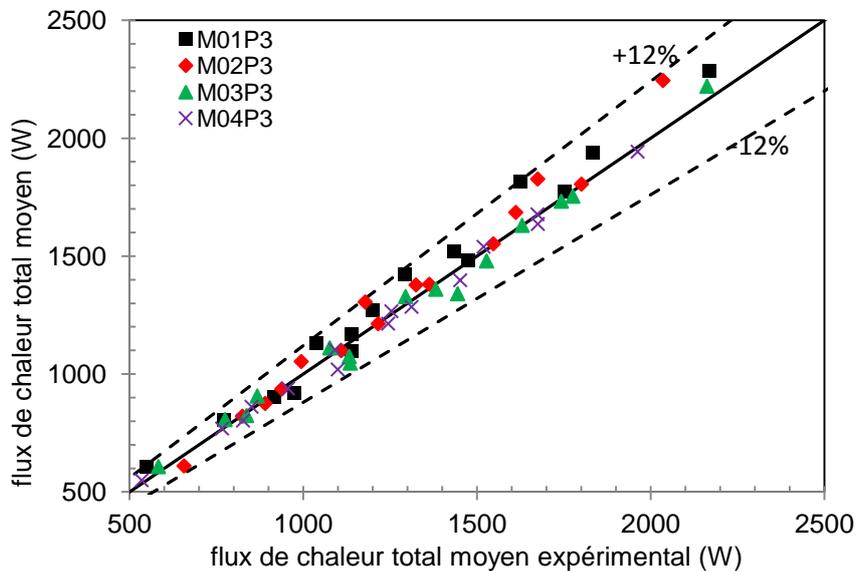


Figure 2.40. Flux de chaleur total moyen

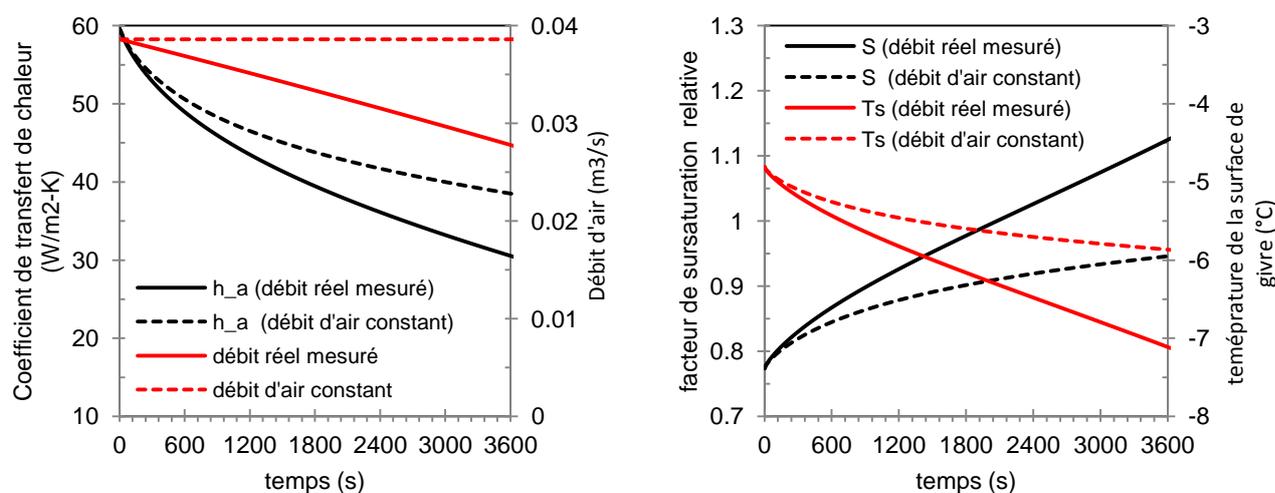
Le modèle ainsi validé permet aussi d'obtenir des informations qui aident à la compréhension des phénomènes intervenant dans le processus de givrage des échangeurs.

La température de surface du givre T_s , calculée par le modèle, sert à comprendre pourquoi le facteur de sursaturation relative, S , avait tendance à augmenter (diminution de la température d'ailette) et à mettre en évidence la prédominance de l'effet aérodynamique sur l'effet de résistance thermique supplémentaire du givre.

Les courbes en traits continus de la figure 2.41 représentent les résultats d'une simulation effectuée en prenant le débit réel mesuré sur le banc d'essais. Les autres courbes en traits discontinus représentent les résultats d'une simulation effectuée avec les mêmes conditions d'humidité et de température, mais avec un débit maintenu constant afin de mettre en évidence l'effet de la diminution du débit d'air. Dans les deux cas simulés, la température de la surface de givre diminue à cause d'une diminution du coefficient d'échange de chaleur du côté de l'air.

La chute du coefficient de transfert de chaleur, dans le cas d'un débit d'air constant, est liée à l'effet de la présence de la couche de givre sur le coefficient d'échange de chaleur (modification de la géométrie). Dans le cas d'un débit d'air décroissant (à cause de l'augmentation de la perte de pression), l'effet de la diminution de débit d'air sur le coefficient d'échange de chaleur vient se rajouter à l'effet de la modification de la géométrie de l'échangeur (épaisseur d'ailette effective plus grande). L'effet de la couche de givre sur le transfert de chaleur convectif est donc prédominant.

Pour montrer l'effet de la résistance thermique en se référant à la température de surface de givre, nous avons effectué une simulation avec un débit d'air et un coefficient d'échangeur de chaleur constants et nous avons constaté une augmentation de 0,4 °C de la température de la surface de givre au bout d'une heure de fonctionnement de l'échangeur.



(a) évolution du débit d'air d'un seul tube et du coefficient de transfert de chaleur

(b) évolution du facteur de sursaturation relative et de la température de surface du givre

Figure 2.41. Effet aéraulique de la couche de givre (diminution du débit d'air et du coefficient de transfert de chaleur)

Le modèle permet aussi de connaître l'évolution de l'épaisseur et de la masse volumique moyenne de la couche de givre au cours du givrage. Les caractéristiques de la couche de givre sont un élément clé dans notre démarche de modélisation.

A l'aide du modèle nous sommes en mesure de connaître également la répartition suivant les différentes rangées de tubes et même de connaître la répartition du givre suivant l'axe d'un tube en le discrétisant en plusieurs éléments.

10. Corrélation de la perte de pression en condition de givrage

Le modèle d'échangeur à ailettes rondes discontinues en condition de givrage à été validé en comparant les prédictions du modèle concernant les transferts de masse et de chaleur avec les données mesurées. Lors d'un essai en condition de givrage, le débit d'air chute considérablement. La validation du modèle a donc été réalisée en faisant des simulations avec le débit d'air réel mesuré en fonction du temps sur le banc d'essais. La dernière étape de la modélisation consiste à établir une corrélation de la perte de pression qui sera une fonction du régime d'écoulement, des paramètres géométriques des échangeurs et de la nature du givre qui se forme sur la surface d'échange. Il est nécessaire de bien prédire la perte de pression car l'effet de colmatage des échangeurs sur les performances thermiques est prédominant ; suivant la courbe du ventilateur utilisé, le débit d'air soufflé dépend étroitement de la perte de pression totale.

Plusieurs formes de corrélation de perte de pression ont été examinées et réajustées telle que la corrélation de Robinson et Briggs qui a été modifiée et ajustée dans le cas d'un échange de chaleur sans formation de givre. La corrélation qui donne les meilleurs résultats est la corrélation de Vampola à laquelle nous avons ajouté deux termes, $\left(\frac{H}{s}\right)^f \left(\frac{Y}{s}\right)^g$, liés à l'épaisseur du givre :

$$\Delta P = a \rho_{\text{air}} V_{\text{max}}^2 Re_d^b \left(\frac{P_t - d_r}{d_r}\right)^c \left(\frac{P_t - d_r}{s + Y} + 1\right)^d \left(\frac{d_v}{d_r}\right)^e \left(\frac{H}{s}\right)^f \left(\frac{Y}{s}\right)^g \quad (2.92)$$

Le facteur a et les exposants b, c, d, e, f et g sont définis en suivant la même démarche que celle de la recherche de la corrélation du coefficient d'échange de chaleur présenté ci-avant. La corrélation de perte de pression est établie pour deux régimes différents, dans le souci d'avoir une bonne précision à faibles vitesses d'air ($V_i = 1$ m/s). Nous rappelons que dans ces cas, la perte de charge mesurée est faible et donc l'incertitude relative est élevée, d'où notre choix de séparer la corrélation en deux parties.

si $Re_d \leq 1000$

a = 0,361 ; b = -2,886 ; c = 49,516 ; d = 1,442 ; e = 9,154 ; f = -0,847 ; g = 0,693

si $Re_d > 1000$

a = 1,289 ; b = -0,306 ; c = -5,244 ; d = 2,277 ; e = 5,321 ; f = -1,765 ; g = 0,919

La dimension caractéristique utilisée dans le calcul du nombre de Reynolds est le diamètre hydraulique d_v calculé par l'équation 2.79.

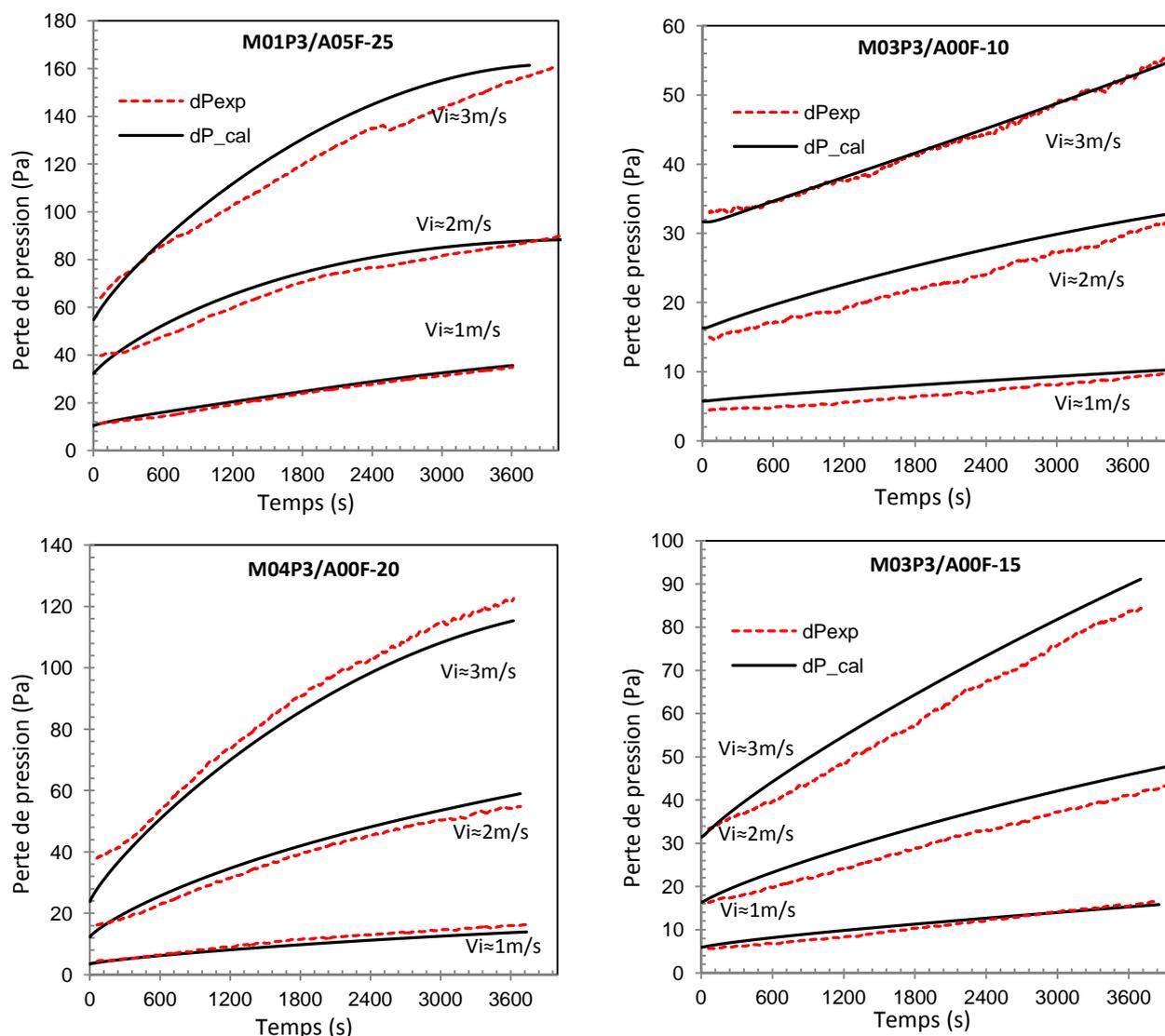


Figure 2.42. Comparaisons entre la perte de pression calculée et la perte de pression mesurée

Conclusions

Un modèle numérique simulant le comportement d'échangeurs munis d'ailettes discontinues en présence de givre a été validé expérimentalement en conditions de givrage sur plusieurs maquettes d'échangeurs avec différents paramètres géométriques, principalement le pas d'ailettes et la hauteur de l'ailette. Cette modélisation constitue un outil important pour la compréhension et l'optimisation du nouveau concept de gazéification proposé, mettant en jeu le givrage et le dégivrage d'évaporateurs à tube à ailettes rondes discontinues.

La modélisation des échangeurs en condition de givrage a nécessité une modélisation de la croissance du givre afin de connaître la nature du givre qui s'est formé. Le givre est caractérisé par une masse volumique et une épaisseur. Vu que l'effet de colmatage sur les performances thermiques des échangeurs étudiés est déterminant, il est nécessaire de bien prédire le volume occupé par le givre au cours du temps. Nous avons donc pré-validé le modèle de croissance du givre en se basant sur l'épaisseur de givre ; les résultats d'essais effectués sur une plaque plane ainsi que les prédictions de trois modèles de la littérature ont servi à valider notre modèle de croissance du givre.

Une fois le modèle de croissance du givre validé, nous l'avons intégré dans un modèle classique d'échangeurs de chaleur. Des corrélations ont été établies pour calculer le coefficient de transfert de masse et le coefficient de transfert de chaleur. Le modèle d'échangeurs à ailettes rondes discontinues en condition de givrage a été écrit sous "Modelica". Il a été validé en utilisant les résultats expérimentaux des flux de chaleur sensible et latent (masse de givre) obtenus sur quatre maquettes d'échangeurs de chaleur caractérisées par un pas d'ailette et une hauteur d'ailette différents.

La baisse des performances thermiques des échangeurs de chaleur est beaucoup plus liée à la chute du débit d'air causée par une augmentation de la perte de pression au cours du givrage. L'évolution du débit d'air est prédite grâce à la connaissance de l'évolution de la perte de pression. La perte de pression est également corrélée en fonction des paramètres géométriques des échangeurs testés ainsi que de l'épaisseur de la couche de givre formée.

Les résultats des essais effectués sur les échangeurs à ailettes rondes discontinues en conditions de givrage permettent de mettre en évidence les irréversibilités causées par l'apparition de la couche de givre. Les différentes irréversibilités peuvent d'être identifiées par :

- l'écart de températures entre le frigoporteur et l'air qui augmenterait à cause de la baisse du coefficient d'échange global
- la perte de pression qui en augmentant conduit à une consommation plus importante du ventilateur
- le besoin de dégivrage.

L'existence d'un écart de température dans un échangeur de chaleur est une source de destruction d'exergie. L'apparition progressive d'une couche de givre qui représente une résistance thermique supplémentaire et cause la baisse du coefficient d'échange global indirectement (baisse du débit d'air, baisse du coefficient d'échange convectif..) conduit à l'augmentation de l'écart de températures entre l'air et le frigoporteur.

Nous avons vu dans le premier chapitre, que l'usage de l'air ambiant comme source chaude pour vaporiser et chauffer le GNL nécessite un apport d'exergie pour un échange convectif forcé entre l'air et le fluide caloporteur, alors que l'échange de chaleur s'effectue dans le sens normal du transfert de chaleur et ne nécessite pas, en convection naturelle, un apport d'exergie. L'usage de ventilateur est une source de destruction d'exergie, leur consommation énergétique dépend de la perte de pression. Les essais effectués ont montré que le dépôt de givre augmente significativement la perte de pression et par conséquent, de l'exergie pure supplémentaire doit être consommée au niveau des ventilateurs. Si la puissance des ventilateurs était maintenue constante, l'irréversibilité se présenterait par une baisse du débit d'air et du flux de chaleur échangé.

D'autre part, la baisse de performances thermiques et le colmatage des échangeurs causés par le dépôt de givre oblige à se débarrasser du givre avec une séquence de dégivrage qui est dictée par le temps de colmatage. L'opération de dégivrage est une source de destruction d'exergie. Pour dégivrer, il faut élever la température de toute la masse de

l'échangeur, et par conséquent, une part de l'énergie de dégivrage sert à chauffer la masse de l'échangeur et le reste à la fusion de la glace.

Les résultats expérimentaux montrent qu'en conditions de givrage, les performances thermiques sont améliorées pour des échangeurs munis d'ailettes relativement hautes. Nous retenons donc la maquette M01P3 et la maquette M03P3 qui ont une hauteur d'ailette de 15,075 mm et un pas d'ailette différent. L'exergie de ventilation est plus importante dans le cas de la maquette M01P3 à cause d'une perte de pression plus importante. Le dégivrage de la maquette M01P3 va se faire plus fréquemment à cause d'un colmatage plus rapide. En plus de la fréquence de dégivrage, la maquette M01P3 présente une masse plus importante qui nécessite une énergie de chauffage plus grande.

L'utilisation de ces résultats dans le chapitre 3 permet de définir les règles de dimensionnement du procédé et de choisir une stratégie de gestion du dégivrage.

CHAPITRE 3 : Stratégie de conception et de pilotage du procédé

Introduction

Dans ce chapitre, nous nous intéressons à la conception et au pilotage du procédé de gazéification du méthane liquide sous pression. La stratégie de conception et de pilotage va dépendre des conditions climatiques car, le réchauffage final est fortement lié aux conditions climatiques (température et humidité).

Le modèle d'échangeur en conditions de givrage présenté au chapitre 2 est un outil à utiliser pour élaborer les règles de conception et de pilotage du procédé. En effet, la prévision de la dynamique de givrage des échangeurs va permettre de définir le temps de fonctionnement des échangeurs et la fréquence de leur dégivrage aboutissant à la définition du nombre d'échangeurs nécessaires pour un fonctionnement en continu.

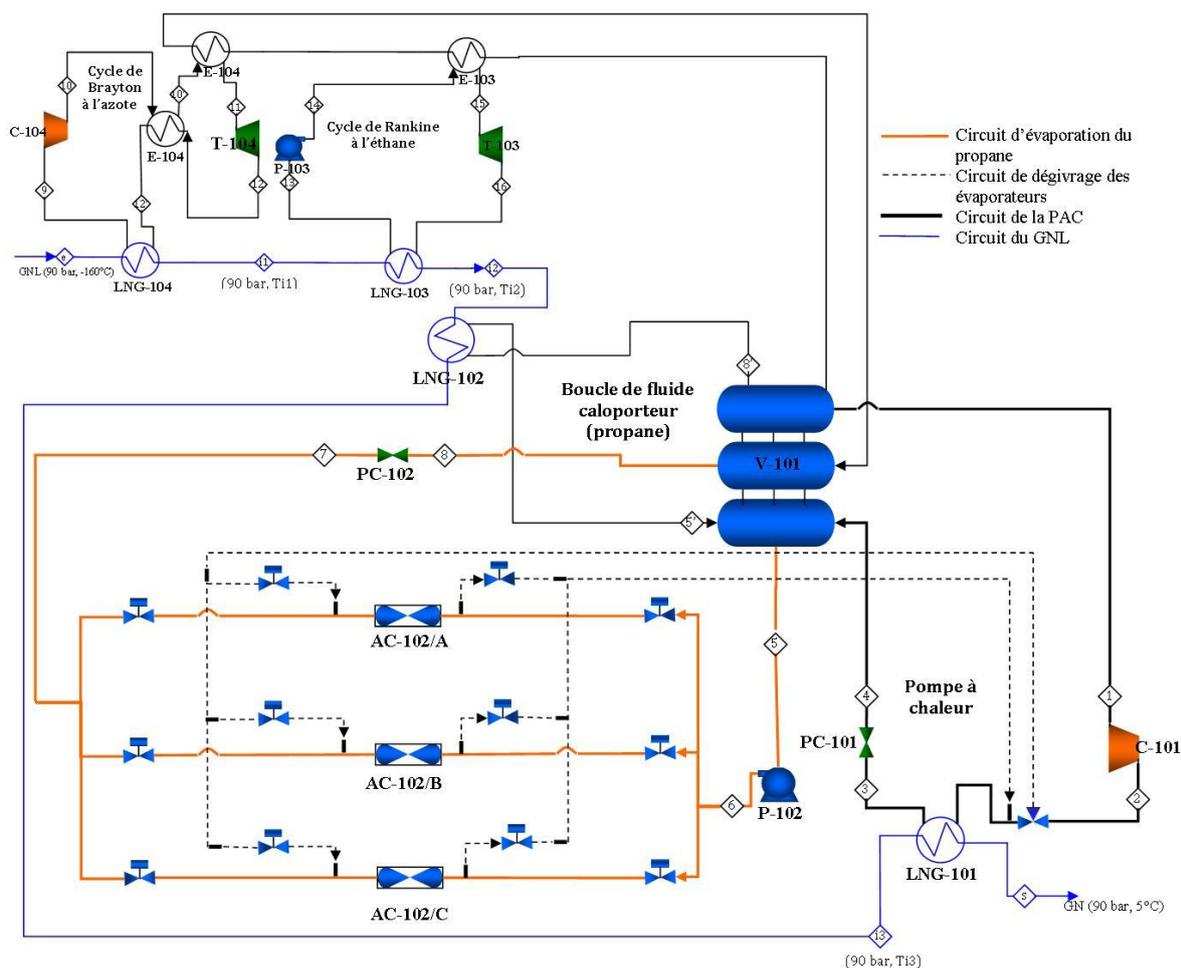


Figure 3.1. Nouveau concept de gazéification avec cycles moteurs

1. Données d'entrée, besoins et variables de design

Le nouveau concept de gazéification présenté dans ce travail (figure 3.1) doit fonctionner en continu. Le débit du GNL vaporisé en continu pour une unité de gazéification est de 160 t/hr. La variation du débit du GNL est supposée nulle. La température de sortie du gaz naturel (fin de gazéification) est de 5 °C avec une tolérance de variation de ± 2 °C.

La source de chaleur utilisée par le procédé est l'air ambiant. Comme la performance du système étudié dépend étroitement de la température ambiante et de l'humidité de l'air, nous distinguons, pour l'implantation du procédé de gazéification, quatre zones climatiques. À titre indicatif, les données climatiques (moyennes mensuelles) sont présentées tableau 3.1.

Selon les conditions climatiques, la zone dans laquelle le procédé sera le plus souvent confronté au problème de givrage est la zone d'Europe du Nord. C'est celle-ci qui sera étudiée dans ce chapitre pour illustrer la mise en œuvre de la méthode de dimensionnement.

Tableau 3.1. Conditions climatiques (température et humidité)

	Zone 1 - Golfe de Mexico		Zone 2 - Europe du Nord		Zone 3 - Europe du Sud		Zone 4 - Chine du Sud-Est	
	T (°C)	HR (%)	T (°C)	HR (%)	T (°C)	HR (%)	T (°C)	HR (%)
Janvier	5,0	85,0	-2,0	90,0	5,0	73,0	10,0	83,0
Février	7,0	79,0	-0,8	86,0	5,0	73,0	12,0	84,0
Mars	11,0	77,0	1,0	82,0	7,0	70,0	15,0	83,0
Avril	15,0	75,0	3,0	79,0	9,0	70,0	18,0	84,0
Mai	19,0	74,0	6,5	75,0	12,0	74,0	23,0	81,0
Juin	21,0	75,0	10,0	75,0	16,0	67,0	24,0	82,0
Juillet	22,0	74,0	13,0	78,0	18,0	63,0	25,0	77,0
Août	22,0	76,0	12,5	79,0	18,0	64,0	24,0	77,0
Septembre	20,0	75,0	9,5	83,0	16,0	69,0	23,0	79,0
Octobre	15,0	72,0	6,5	87,0	12,0	71,0	20,0	79,0
Novembre	10,0	79,0	3,5	90,0	9,0	75,0	16,0	83,0
Décembre	8,0	84,0	1,0	93,0	7,0	75,0	11,0	84,0

Les calories de l'air sont récupérées au niveau de la section d'évaporation du propane. Pour une température et une humidité d'air données, la puissance thermique totale de la batterie d'évaporateurs doit être quasi-constante, à chaque instant, afin d'assurer les besoins thermiques du procédé et donc l'équilibre thermodynamique du ballon séparateur de phases. Les besoins thermiques du procédé (source chaude) sont identifiés au niveau des cycles moteurs, de la boucle de fluide caloporteur et de la pompe à chaleur (équation 3.1).

$$\dot{Q}_{\text{prop,tot}} = \dot{Q}_{\text{prop,CM}} + \dot{Q}_{\text{prop,BFC}} + \dot{Q}_{\text{prop,PAC}} \approx \text{constante} \quad (3.1)$$

La puissance thermique des échangeurs de chaleur baisse continuellement avec l'apparition de la couche de givre. Pour la maintenir constante ou ralentir la baisse de performances du procédé, les paramètres sur lesquels nous pouvons agir sont :

- le débit d'air
- le débit de propane
- le volume tampon du ballon liquide/vapeur
- la fréquence de dégivrage
- la surface d'échange (nombre d'évaporateurs et leur géométrie).

L'action de chaque paramètre est détaillée dans ce qui suit.

Débit d'air

Le débit d'air peut être contrôlé en variant l'angle des pales des ventilateurs, la vitesse du moteur du ventilateur ou la fréquence d'alimentation du moteur [FE110].

Le débit d'air fourni par un ventilateur est calculé en fonction de la perte de pression de l'échangeur suivant les courbes caractéristiques du ventilateur utilisé.

Débit de propane

Lors de la baisse de performances d'un évaporateur en condition de givrage, le titre vapeur à la sortie de l'échangeur chute. Nous pouvons agir sur le débit de propane pour améliorer l'échange de chaleur en améliorant le coefficient d'échange de chaleur interne.

Volume du ballon tampon

Pour des conditions d'ambiance données, la pression et la température d'équilibre au sein du ballon séparateur de phase dépendent à la fois de la demande énergétique du procédé, des performances thermiques des évaporateurs de propane et du volume tampon du ballon. Un volume tampon de grande taille permet d'amortir les baisses de performance des évaporateurs à air au cours de leur givrage.

Fréquence de dégivrage

La fréquence de dégivrage dépend principalement de la dynamique du givrage, et de la surface d'échange supplémentaire choisie. À titre d'exemple, si les échangeurs doivent être dégivrés au bout d'une heure, la fréquence de dégivrage est d'une heure si nous disposons du double de la surface d'échange. Par contre, si la surface d'échange supplémentaire est d'un sixième, alors la fréquence de dégivrage serait de 10 mn. Afin d'assurer un fonctionnement en continu, nous devons aussi disposer au niveau de la PAC de la puissance thermique nécessaire au dégivrage des évaporateurs et à la surchauffe du gaz naturel produit. La puissance de dégivrage doit être suffisante pour dégivrer à temps les échangeurs conformément à la fréquence de dégivrage choisie.

Conception des évaporateurs

Plusieurs paramètres tels que les matériaux utilisés, les dimensions et la géométrie des échangeurs sont préalablement fixés. Dans notre cas, les variables de design modifiables sont :

- le pas d'ailette
- la hauteur de l'ailette
- le nombre d'échangeurs (surface d'échange)

La section d'évaporation de propane sera constituée de plusieurs modules d'échangeurs.

Selon les références du fabricant, un module d'échangeur est constitué de deux faisceaux de tubes à ailettes. Chaque faisceau contient 6 rangs de tubes et 45 tubes par rang (soit 270 tubes par faisceau et 540 tubes par baie). Chaque tube fait 18 m de long.

La géométrie du tube est la suivante :

- diamètre extérieur, $d_r = 25,4$ mm
- épaisseur, $e = 2,108$ mm
- pas entre tubes = $63,5$ mm

Un tube est constitué d'ailettes rondes discontinues encastrées qui ont une hauteur de $12,7$ mm ou de $15,07$ mm. Nous pouvons choisir de mettre 6 à 10 ailettes par pouce.

Trois ventilateurs (diamètre de 15'), fixés sur la baie, aspirent l'air qui passe à travers l'échangeur.

Selon les règles habituelles de dimensionnement de ce type d'échangeur, la température logarithmique moyenne doit être supérieure à 10 K pour limiter les surfaces d'échange et donc limiter le coût. De même, le débit d'air est habituellement choisi tel que la différence de températures de l'air entre l'entrée et la sortie est supérieure à 10 K. Ceci permet d'obtenir des puissances de ventilation compatibles avec les moteurs standards. Dans le dimensionnement initial des échangeurs, nous allons respecter ces règles habituelles. La différence de température entre l'air et le propane à l'entrée de l'échangeur est donc fixée à 20 K.

Le nombre de cycles moteurs à intégrer sur la ligne de réchauffage (un ou deux cycles, voir le chapitre 2) est une variable de design influant directement sur le rapport entre les coûts d'investissement et la puissance mécanique produite.

2. Définition des besoins thermiques du procédé

Nous recherchons dans cette section à quantifier la demande calorifique du procédé. Nous rappelons l'équation 3.1 qui définit les besoins calorifiques du procédé :

$$\dot{Q}_{\text{prop,tot}} = \dot{Q}_{\text{prop,CM}} + \dot{Q}_{\text{prop,BFC}} + \dot{Q}_{\text{prop,PAC}} \quad (3.1)$$

$\dot{Q}_{\text{prop,CM}}$ est le flux de chaleur thermique cédé par le propane aux cycles moteurs en se condensant

$\dot{Q}_{\text{prop,BFC}}$ est le flux de chaleur cédé par le propane au niveau de la boucle de fluide caloporteur (échangeur LNG-102)

$\dot{Q}_{\text{prop,PAC}}$ est le flux de chaleur absorbé par la pompe à chaleur

2.1. Cycles moteurs

Au niveau des cycles moteurs, le flux thermique qu'apporte le propane est calculé par l'équation de bilan énergétique des cycles moteurs :

$$\dot{Q}_{\text{prop,CM}} = \dot{W}_{\text{CM}} + \dot{Q}_{\text{GNL,ei2}} \quad (3.2)$$

$\dot{Q}_{\text{GNL,ei2}}$ est le flux de chaleur cédé au GNL au niveau des cycles moteurs ;

\dot{W}_{CM} est le travail mécanique produit par les cycles moteurs.

Une solution de revalorisation du froid du GNL sous forme d'énergie mécanique avec un seul cycle moteur ainsi qu'une solution de revalorisation améliorée comportant deux cycles moteurs (tableau 3.2) ont été présentées au chapitre 1. Le tableau 3.2 résume les deux options retenues avec la puissance mécanique nette produite pour une température de propane de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tableau 3.2. Différentes solutions proposées pour la revalorisation du GNL
(cas: $T_{\text{év,prop}} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$, voir chapitre 1)

	\dot{W}_{CM} (kW)
Brayton à l'azote+ Rankine à l'éthane	3 105
Rankine à l'éthane	2 165

En négligeant la variation du rendement des turbines, nous avons calculé les besoins calorifiques des cycles moteurs en fonction des conditions climatiques. Les figures 3.2 et 3.3 illustrent l'influence de la température du propane sur les besoins calorifiques des cycles moteurs ainsi que la puissance mécanique nette produite par les cycles.

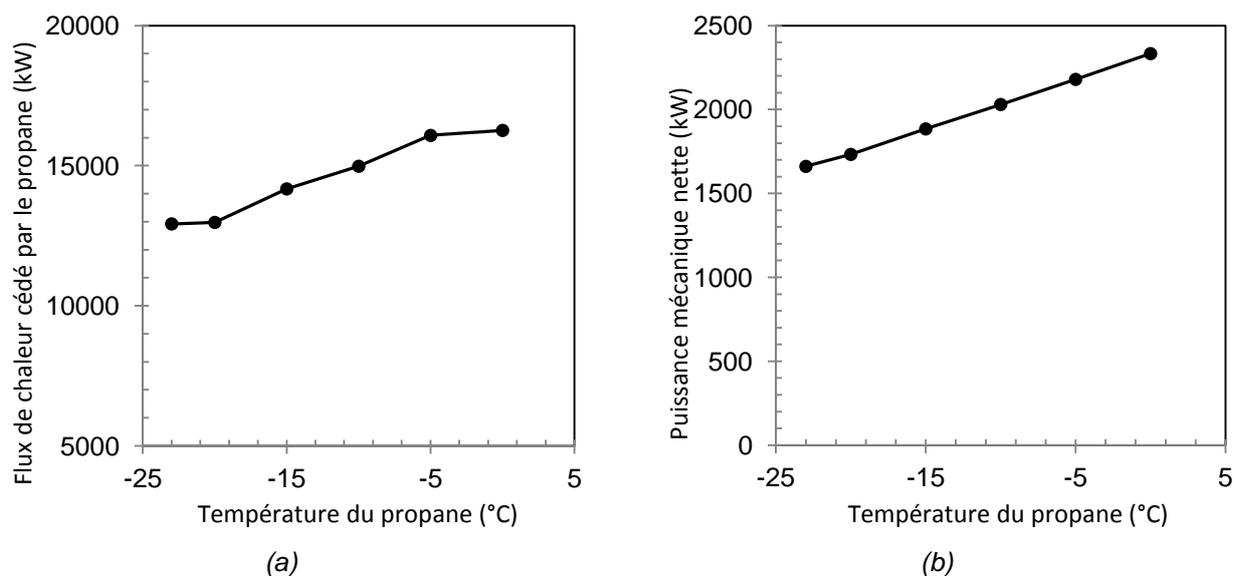


Figure 3.2. Cycle Rankine à l'éthane, (a) flux de chaleur fourni par le propane aux cycles moteurs, (b) puissance mécanique nette produite par les cycles moteurs

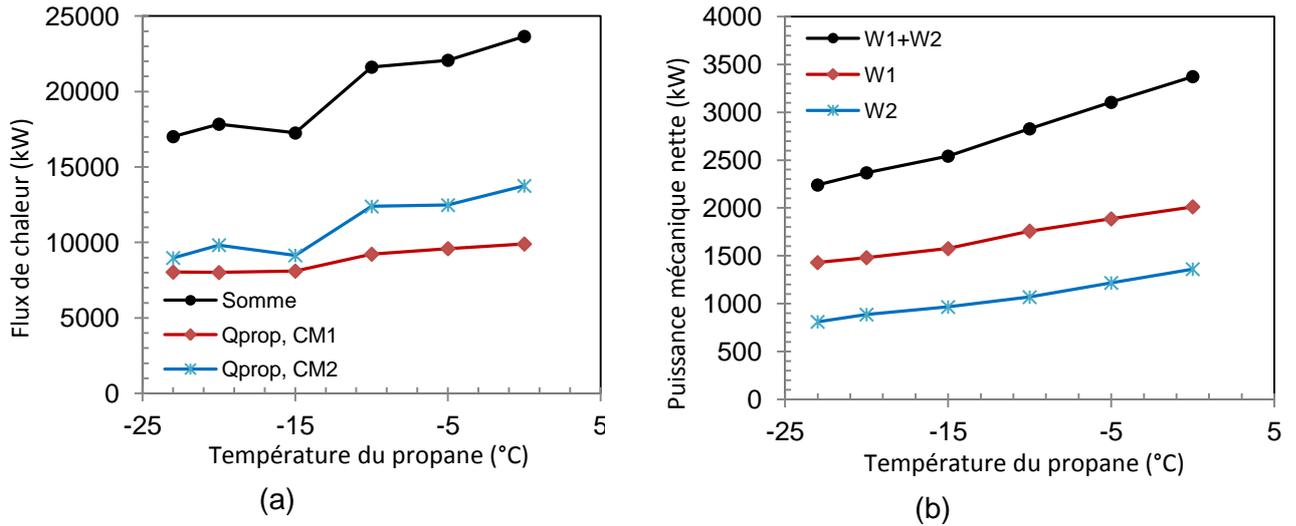


Figure 3.3. Cycle Brayton à l'azote et cycle Rankine à l'éthane, (a) flux de chaleur fourni par le propane aux cycles moteurs, (b) puissance mécanique nette produite par les cycles moteurs

Nous traçons figure 3.4, la température de sortie du GNL des cycles moteurs, T_{i2} , et ceux pour les deux cas: un seul cycle moteur et cascade de deux cycles.

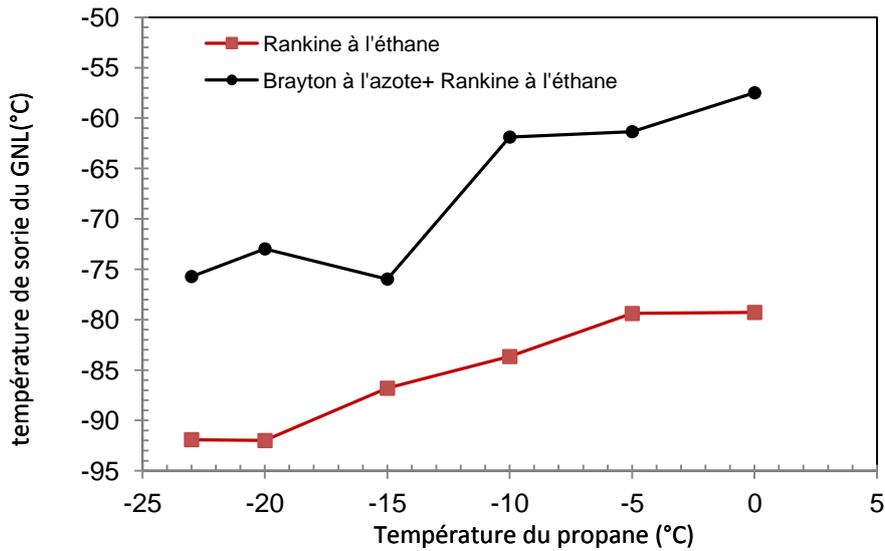


Figure 3.4. Température de sortie du GNL des cycles moteurs, T_{i2}

2.2. Boucle de fluide caloporteur

Au niveau de la boucle de fluide caloporteur, les calories de l'air sont transférées directement au GNL par le fluide intermédiaire (propane), le flux de chaleur est calculé par l'équation 3.3 :

$$\dot{Q}_{\text{prop,BFC}} = \dot{Q}_{\text{GNL},i2i3} = \dot{m}_{\text{GNL}} * (h_{\text{GNL},i3} - h_{\text{GNL},i2}) \quad (3.3)$$

La température d'entrée du propane dans la boucle de fluide caloporteur dépend des performances thermodynamiques des cycles moteurs.

L'enthalpie massique, $h_{GNL,i3}$, est calculée en fonction de la pression de gazéification et de la température de sortie du GNL de la boucle de fluide caloporteur. La température de sortie de la boucle de fluide caloporteur, T_{i3} , est calculée en supposant un pincement de 5 K entre le GNL et le propane, soit :

$$T_{i3} = T_{év,prop} - 5 \quad (3.4)$$

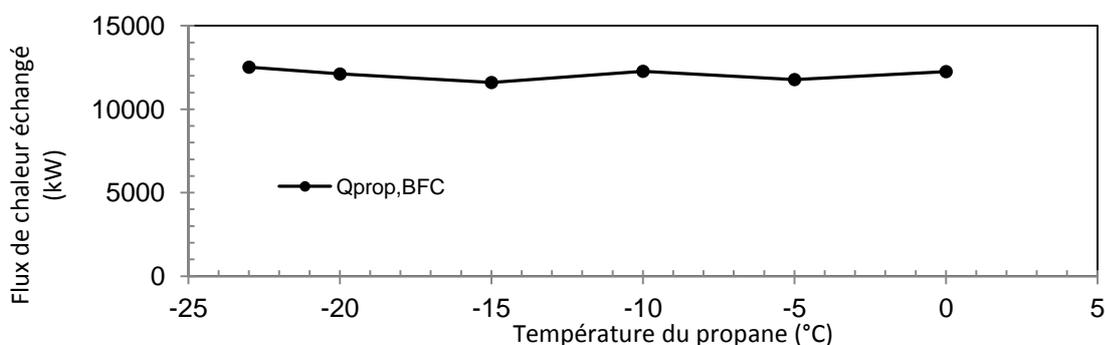


Figure 3.5. Flux de chaleur échangé au niveau de la boucle de fluide caloporteur en fonction de la température du propane (solution de revalorisation avec deux cycles moteurs)

2.3. Pompe à chaleur

La pompe à chaleur fonctionne en utilisant une partie des calories de l'air stockées dans le ballon liquide/vapeur. Ce flux de chaleur utilisé est calculé en fonction du coefficient de performance de la PAC, COP_C .

$$\dot{Q}_{prop,PAC} = \dot{Q}_{cond,PAC} \left(1 - \frac{1}{COP_C}\right) \quad (3.5)$$

Cette dernière équation est déduite du bilan d'énergie de la PAC :

$$\dot{W}_{PAC} + \dot{Q}_{prop,PAC} = \dot{Q}_{cond,PAC} \quad (3.6)$$

Ainsi que de la relation qui définit le coefficient de performance de la PAC :

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_{cond,PAC}}{\dot{W}_{PAC}} \quad (3.7)$$

La pompe à chaleur (PAC) sert à achever le réchauffage du GNL et à dégivrer les évaporateurs de propane. La puissance au niveau des condenseurs de la PAC est une donnée essentielle dans le problème du dimensionnement des évaporateurs. La puissance des condenseurs de la PAC est la somme du flux de chaleur de fin de réchauffage (cf. figure 3.1 LNG-101) et du flux de chaleur de dégivrage.

$$\dot{Q}_{cond,PAC} = \dot{Q}_{GNL,i3s} + \dot{Q}_{def} \quad (3.8)$$

La température de sortie du GNL de la boucle de fluide caloporteur définie par l'équation 3.4 permet de déterminer si la PAC doit apporter un complément calorifique pour finir le réchauffage du méthane. Dans les périodes où la température de l'air est suffisamment

élevée, et pour un pincement de 5 K à l'échangeur propane/GNL (cf. figure 3.1 LNG-101), nous devons disposer d'une vapeur de propane d'une température d'air supérieure ou égale à 10 °C afin d'éviter l'usage de la PAC.

La part du flux de chaleur fourni par la PAC pour finir la gazéification est calculé avec l'équation (3.9)

$$\dot{Q}_{\text{GNL},i3s} = \dot{m}_{\text{GNL}} * (h_{\text{GNL},s} - h_{\text{GNL},i3}) \quad (3.9)$$

La puissance thermique de fin de chauffage est fortement liée aux conditions climatiques. Cette puissance, est tracée figure 3.6 en fonction de la température de la vapeur de propane. Dans les conditions extrêmes (propane à -25 °C), une puissance thermique de plus de 5 MW est nécessaire pour chauffer le gaz naturel jusqu'à une température de 5 °C. La PAC est bien sûr mise à l'arrêt lorsque la température de l'air est suffisamment élevée.

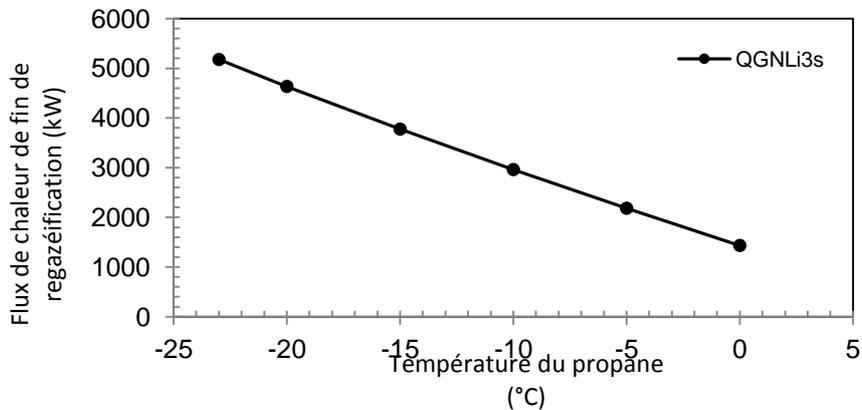


Figure 3.6. Flux de chaleur fourni par la PAC pour achever le réchauffage du GNL

Le coefficient de performance de la PAC est représenté figure 3.7 en fonction de la température d'évaporation du propane (température d'équilibre du ballon) et ce, pour trois niveaux de températures de condensation. Les calculs ont été effectués en supposant un rendement isentropique du compresseur de 0,8.

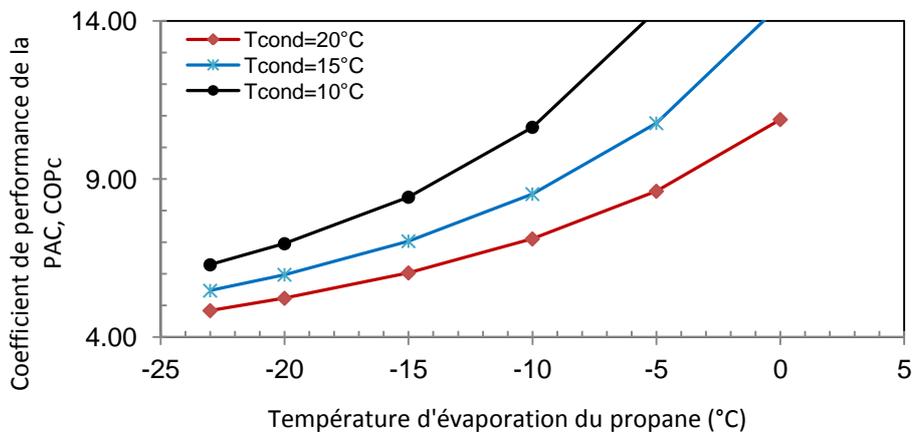


Figure 3.7. Evolution du coefficient de performance de la PAC

Le coefficient de performance de la pompe à chaleur est fortement dépendant de la température d'évaporation du propane. Lorsque la température ambiante baisse, la demande

calorifique au niveau du condenseur/ réchauffeur de la PAC augmente alors que le coefficient de performance chute.

La température de condensation au niveau de la PAC doit être supérieure à 10 °C, si nous considérons un pincement de 5 K au niveau du condenseur/réchauffeur de la PAC. Cependant, en fonction de l'échange de chaleur entre le propane en condensation et les évaporateurs en dégivrage, la température de condensation du propane doit être supérieure à 10 °C. Selon les résultats présentés figure 3.7, l'augmentation de la température de condensation (taux de compression) va entraîner une chute du coefficient de performance de la PAC.

2.3.1. Le dégivrage

2.3.1.1 Fréquences de dégivrage.

La puissance thermique totale de dégivrage, \dot{Q}_{def} , est calculée par l'équation 3.10.

$$\dot{Q}_{def} = N_{def} * \dot{q}_{def} \quad (3.10)$$

N_{def} est le nombre de baies (modules) en dégivrage

La puissance thermique de dégivrage d'un module, \dot{q}_{def} , est la puissance nécessaire pour élever la température de la masse de l'échangeur et faire fondre tout le givre formé en un temps t_{def} . Soit :

$$\dot{q}_{def} = \frac{q_{def}}{t_{def}} \quad (3.11)$$

q_{def} est alors l'énergie absorbée par l'échangeur pendant le dégivrage.

Nous définissons la période de dégivrage, Δt_{def} , qui est le temps entre deux dégivrages successifs ; elle dépend de la surface d'échange supplémentaire et du temps de fonctionnement d'un module

$$\Delta t_{def} = t_{op} \frac{N_{def}}{N_{op}} \quad (3.12)$$

t_{op} est le temps de fonctionnement admissible d'un module. Au cours du fonctionnement d'un échangeur, les performances thermiques chutent à cause de la formation de givre. Le temps de fonctionnement admissible est la période de temps dans laquelle nous mettons en fonctionnement un échangeur avant son dégivrage. Ce temps est évidemment inférieur au temps de bouchage d'un échangeur, noté $t_{op,c}$ (temps de fonctionnement critique).

La période de dégivrage Δt_{def} doit être supérieure ou égale au temps nécessaire au dégivrage.

La fréquence de dégivrage, f_{def} est calculée par la relation 3.13

$$f_{def} = \frac{1}{\Delta t_{def}} \quad (3.13)$$

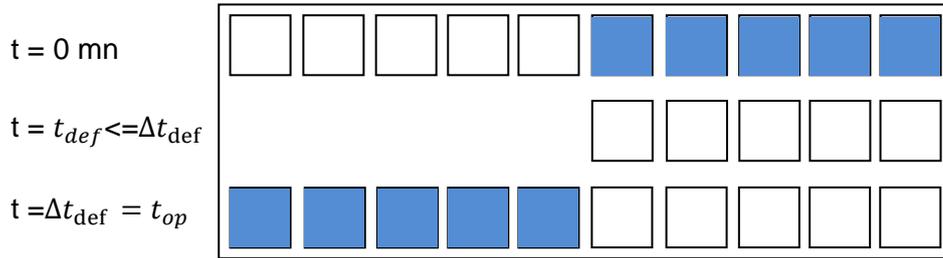


Figure 3.8. Dégivrage avec 100 % de surface supplémentaire, ■ Niveau de givre ($\Delta t_{def} = 100 \% t_{op}$)

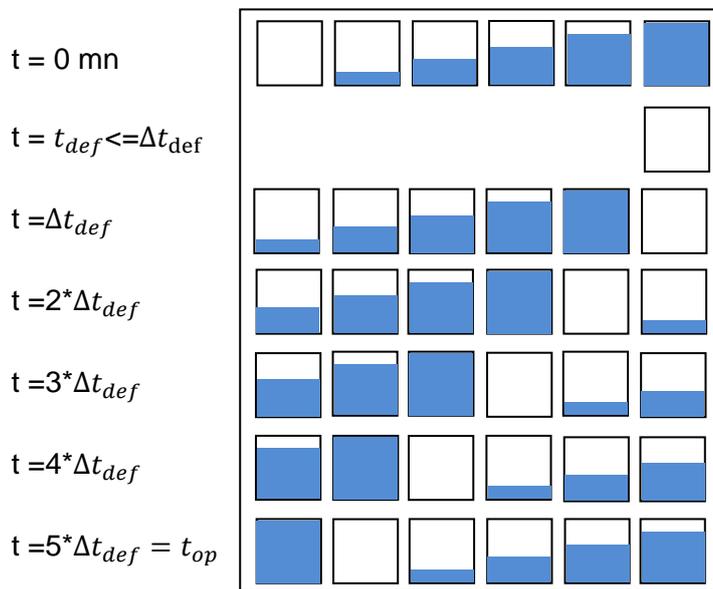


Figure 3.9. Dégivrage avec 20 % de surface supplémentaire, ■ Niveau de givre ($\Delta t_{def} = 20 \% t_{op}$)

Les figures 3.8 et 3.9 donnent un exemple de fonctionnement d'une section d'évaporation de 5 modules d'échangeurs. Nous considérons qu'un échangeur a atteint son niveau de givre maximal (couleur bleue) après un temps de fonctionnement t_{op} .

Dans le cas de la figure 3.8, nous avons doublé le nombre de modules. La période de dégivrage correspond au temps de fonctionnement admissible d'un module d'échangeur.

Dans le cas de la figure 3.9, nous avons ajouté un cinquième de surface d'échange supplémentaire. La période de dégivrage est donc d'un cinquième du temps de fonctionnement d'un échangeur avant son dégivrage.

La quantité de givre qui se forme ne dépend que de la dynamique de givrage. Dans les deux cas (5 modules sont en fonctionnement), la quantité de givre qui se forme en temps t est la même, ce qui veut dire que la puissance de dégivrage totale, \dot{Q}_{def} , serait identique dans les

deux cas. Par contre, la puissance de dégivrage d'un module d'échangeur, \dot{q}_{def} , dans le cas représenté figure 3.8 est cinq fois plus importante que la puissance de dégivrage d'un module d'échangeur dans le cas représenté par la figure 3.9.

2.3.1.2. Modèle simplifié de dégivrage

Le dégivrage d'un module d'échangeur s'effectue en chauffant l'échangeur par la condensation de la vapeur de propane (côté interne des tubes). Le flux de chaleur fourni par la pompe à chaleur pour dégivrer un module, \dot{q}_{def} , dépend du débit et du niveau de température de la vapeur de propane. Pour connaître la puissance fournie par la PAC aux évaporateurs de propane givrés, nous proposons un modèle de dégivrage simplifié.

Les caractéristiques du givre de masse, m_f , qui s'est déposé au bout d'un temps de fonctionnement, t_{op} , sont déterminés grâce au modèle d'échangeur à ailettes rondes discontinues en conditions de givrage. Connaissant le profil radial de température de l'échangeur caractérisé par les températures T_s , T_w et T_i , nous supposons qu'à l'arrêt de l'échangeur, la température des parois de l'échangeur et du givre s'homogénéise à une température moyenne, T .

Lors du dégivrage, un phénomène mécanique complexe peut intervenir. En effet lors du dégivrage de l'intérieur des tubes un film d'eau se forme entre la paroi et le givre, ce qui peut provoquer le décollage du givre avant sa fusion complète. Dans notre approche simplifiée, nous supposons la fusion de tout le givre formé.

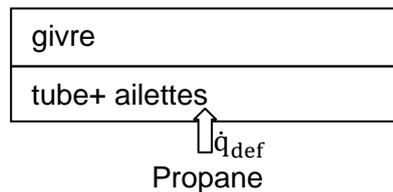


Figure 3.10. Schéma du modèle de dégivrage

L'énergie transférée par le propane (figure 3.10) permet d'élever la température des tubes et des ailettes ainsi que celle du givre de la température moyenne T à la température du point triple de l'eau jusqu'à la fusion de la totalité du givre.

Le taux de variation de l'énergie interne d'un échangeur givré est égale au flux de chaleur cédé par le propane (le bilan énergétique appliqué à l'échangeur givré). L'intégration de l'équation 3.14 permet de connaître le temps de dégivrage d'un échangeur de masse ($m_{tube} + m_{fin} + m_f$).

$$\left(m_{tube} C_{tube} + m_{fin} C_{fin} + m_f C_{f_{eq}} \right) \frac{dT}{dt} = \dot{q}_{def} \quad (3.14)$$

La fusion du givre est modélisée en utilisant la méthode de la capacité thermique équivalente utilisée dans les travaux sur les PCM (matériaux à changement de phase) [LAN10].

En prenant en compte l'effet de la chaleur latente sur un intervalle de température $\Delta T = 2$ K, suivant les différentes étapes de dégivrage, la capacité thermique du givre est définie par :

$C_{f_{\text{éq}}} = C_f$ si $T < 273,15 \text{ K} - \Delta T/2$ (réchauffement de la couche de givre jusqu'au point de fusion)

$C_{f_{\text{éq}}} = \frac{L_{sl}}{\Delta T}$ si $273,15 \text{ K} - \Delta T/2 \leq T \leq 273,15 \text{ K} + \Delta T/2$

$C_{f_{\text{éq}}} = 0$ si $T > 273,15 \text{ K} + \Delta T/2$ (il n'y a pas de surchauffe de l'eau liquide qui ruisselle et donc sort du système)

Avec

$L_{sl} = 333.7 * 10^3$ [J/kg] chaleur latente de fusion de la glace

C_f est la capacité thermique du givre qui dépend de la porosité du givre, ε qui est déduite de la chaleur spécifique de l'air humide saturé et de la capacité thermique de la glace (équation 3.15).

$$C_f = \frac{\varepsilon \rho_{ah} C_{p_{ah}} + (1 - \varepsilon) \rho_{ice} C_{ice}}{\rho_f} \quad (3.15)$$

où

$$C_{ice} = 2109 + 3.66 (T - 273.15) \text{ [LEG94]}$$

Le flux de chaleur cédé par le propane, \dot{q}_{def} , est calculé par l'équation (3.16)

$$\dot{q}_{def} = h_i A_i (T_{ref} - T) \quad (3.16)$$

Selon l'équation 3.16, \dot{q}_{def} dépendrait donc du débit de propane (calcul de h_i) et du niveau de température de condensation du propane. En dimensionnant la PAC, il faut s'assurer de la possibilité d'échanger la puissance souhaitée.

Le coefficient d'échange de chaleur interne (condensation de propane) est calculé par la corrélation de Shah 1979 [ASH05] modifiée par Bivens et Yokozeki [BIV94]

$$h_i = h \cdot F \quad (3.17)$$

avec

$$h = h_1 (1 - x)^{0.8} + 3.8x^{0.76} (1 - x)^{0.04} P_{red}^{-0.38}$$

$P_{red} = \frac{P}{P_c}$: pression réduite

$$h_1 = 0.023 Re_1^{0.8} Pr_1^{0.4} \frac{k_l}{d_i}$$

$Re_1 = \frac{G d_i}{\mu_l}$: nombre de Reynolds

$Pr_1 = \frac{\mu_l C_{p_l}}{k_l}$: nombre de Prandtl

$F = 0.78738 + 6187.89 G^{-2}$: facteur de correction de Bivens et Yokozeki

3. Recherche du cas défavorable

Nous avons vu précédemment que le dépôt de givre survient quand la surface d'échange est à une température inférieure au point triple de l'eau et lorsque la condition de changement de phase est satisfaite. Dans cette étude nous cherchons à dimensionner le système. Pour ce faire, nous recherchons le cas le plus défavorable suivant les données climatiques de la zone Nord de l'Europe données par le tableau 3.1.

Le débit de propane est choisi pour une vaporisation totale du propane liquide entrant à l'état initial.

Le débit volumique initial de l'air est choisi de façon à avoir une vitesse d'air de 2,5 m/s, soit $\dot{m}_{av} = 87 \cdot 3 \text{ m}^3/\text{s}$. Nous rappelons que ce débit d'air est aspiré par trois ventilateurs placés suivant la longueur des tubes. Nous présentons figure.3.11 le schéma du modèle d'un module d'échangeur. La symétrie du transfert de chaleur et de masse permet d'effectuer le calcul sur six tubes adjacents, appartenant chacun à une rangée de tubes différente. Le propane est vaporisé en deux passes. Un modèle de collecteur a été ajouté afin de mélanger le fluide diphasique sortant des trois tubes du haut avant la deuxième passe. Pour retrouver les grandeurs extensives, il suffit de multiplier les résultats du modèle par 90 (nombre de tubes par rangée de tubes).

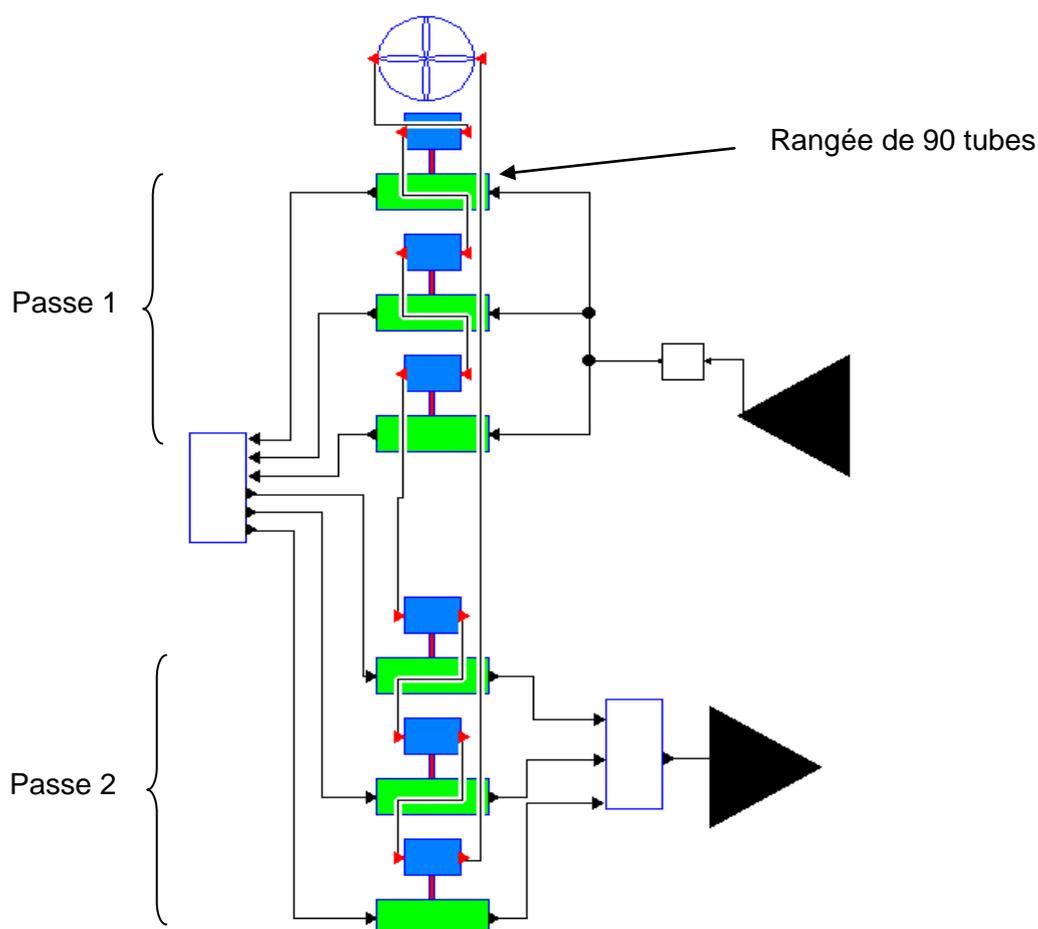


Figure.3.11. Schéma du modèle d'un module d'échangeur

Le coefficient de transfert de chaleur interne du propane en évaporation est calculé en utilisant la corrélation la plus courante, celle de Gungor et Winterton, [GUN87] utilisée pour des tubes ronds conventionnels de grands diamètres [MOR11].

$$h_i = E \cdot E_2 h_1 + S \cdot S_2 h_1 \quad (3.18)$$

avec

$$E = 1 + 3000 \text{Bo}^{0.86}, S = 1.12 \left[\frac{x}{(1-x)} \right]^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.41}$$

$$\text{Bo} = \frac{\dot{Q}''}{G L_{lv}} : \text{nombre d'ébullition}$$

$$h_1 = 0.023 \text{Re}_1^{0.8} \text{Pr}_1^{0.4} \frac{k_l}{d_i}$$

$$\text{Re}_1 = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l}, \text{Pr}_1 = \frac{\mu_l c_{pl}}{k_l}$$

$$\text{Fr}_1 = \frac{G^2}{\rho_l \cdot g \cdot d_i}$$

si $\text{Fr}_1 < 0.05$ alors

$$E_2 = \text{Fr}_1^{(0.1-2\text{Fr}_1)}, S_2 = \text{Fr}_1^{1/2}$$

sinon

$$E_2 = S_2 = 1$$

Pour définir le cas de fonctionnement le plus défavorable d'un module, nous simulons le fonctionnement d'un module ($\text{FPI} = 10$, $H = 15,07$ mm par exemple) suivant les données climatiques de la zone Nord de l'Europe du tableau 3.1. Les simulations sont réalisées avec un débit d'air constant.

Lors du givrage de l'échangeur, la section de passage de l'air diminue continuellement avec l'apparition d'une couche de givre sur les ailettes de l'échangeur. Nous supposons que l'espace critique entre deux ailettes est de 0,10 mm et correspond à une perte de charge de l'ordre de 500 Pa (figure 3.14). Ce choix est arbitraire, il nous permet juste d'identifier le cas le plus défavorable en définissant un point de bouchage de l'échangeur.

Nous définissons donc un temps de fonctionnement critique, $t_{op,c}$, qui est atteint lorsque l'espacement entre deux ailettes se réduit à 0,1 mm. La figure 3.12 représente le temps de fonctionnement critique moyen d'un module dans la zone nord de l'Europe, et ce, pour les différentes périodes de l'année. Nous constatons que le cas le plus défavorable se présente au mois de décembre, avec un temps de fonctionnement critique de 37 mn. Le temps de fonctionnement critique maximal est de 1 heure et 18 minutes (constaté au mois de juin).

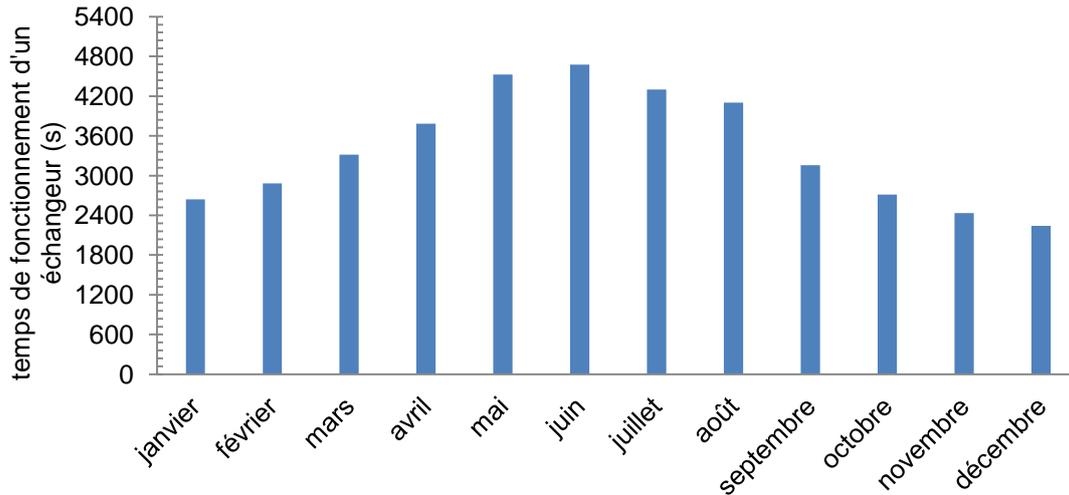


Figure 3.12. Temps de fonctionnement moyen d'un module d'échangeur dans la zone nord de l'Europe

Le flux de chaleur d'un module suivant les différents mois de l'année dans la zone nord de l'Europe est tracé figure 3.13 en fonction du temps. L'état initial ($t = 0$) correspond à l'instant de mise en marche d'un module après son dégivrage. Nous rappelons que ces simulations sont réalisées avec un débit d'air constant. Avant le bouchage du module, le flux de chaleur chute de plus de 20 % dans le cas critique, et ce, malgré le maintien d'un débit d'air constant. Cette baisse de performances simulée est liée à l'effet de résistance thermique de la couche de givre et à la baisse du coefficient d'échange de chaleur du côté de l'air, dû à l'apparition de la couche de givre. Si le débit d'air n'est pas maintenu constant les performances thermiques des échangeurs se dégradent beaucoup plus compte tenu de la réduction du débit d'air.

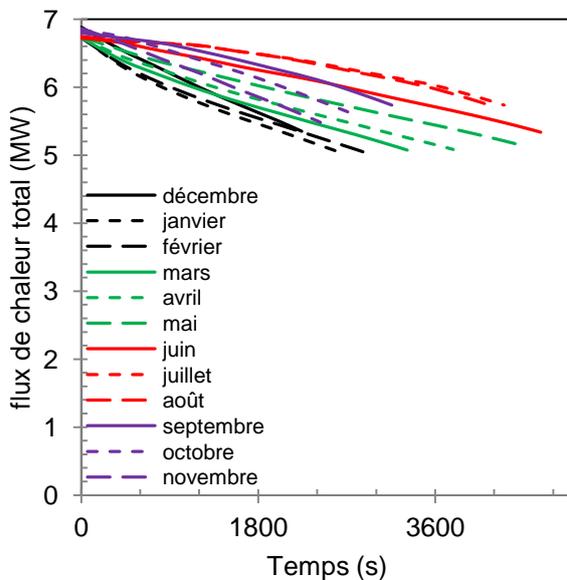


Figure 3.13. Evolution du flux de chaleur total en fonction du temps de givrage (zone nord de l'Europe)

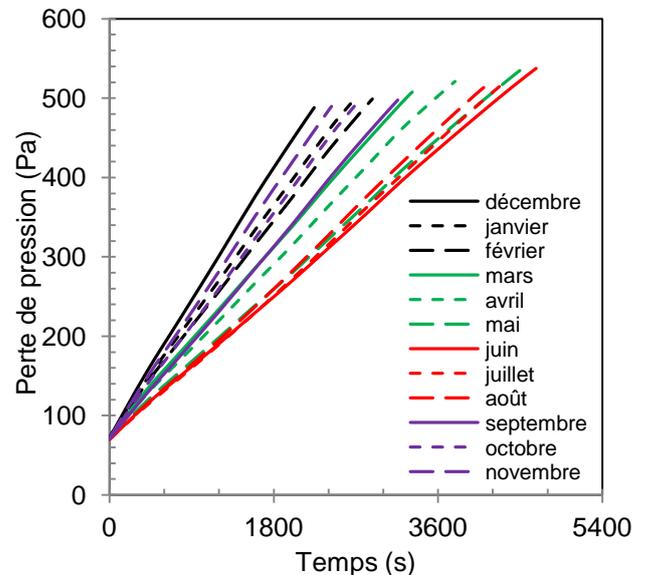


Figure 3.14. Evolution de la perte de pression d'un module en fonction du temps de givrage (zone nord de l'Europe)

Nous présentons figure 3.15 l'évolution dans le temps de quelques paramètres clés de deux échangeurs, fonctionnant en conditions de givrage et ayant un pas d'ailette différent (10 et 6 ailettes par pouce). Nous avons simulé le fonctionnement de ces deux modules dans deux cas de figure:

- débit d'air constant
- puissance des ventilateurs constante

Dans les deux cas, le débit volumique initial des ventilateur, \dot{m}_{av} , est de 87 m³/s et les conditions moyennes de l'air ambiant sont celles du mois de décembre de la zone nord de l'Europe (cas critique). La puissance mécanique requise à l'arbre du ventilateur est calculée en considérant un rendement statique de 60 % [FE110], c'est-à-dire :

$$\dot{W}_{ar} = \frac{\dot{m}_{av}\Delta P}{0.6} \quad (3.19)$$

La puissance mécanique du moteur est déduite en considérant un rendement de transmission de 95 % (Eq. 3.20)

$$\dot{W}_{vent} = \frac{\dot{W}_{ar}}{0.95} \quad (3.20)$$

Pour un débit volumique initial d'air de 87 m³/s et une perte de pression de 100 Pa ; un ventilateur doit être muni d'un moteur d'une puissance supérieure à 15,3 kW ; durant le givrage d'un échangeur la perte de pression augmente considérablement. Pour maintenir le débit d'air constant pour une perte de charge double (200 Pa), il faut doubler la puissance du ventilateur. Nous constatons que le givre a un effet considérable sur la consommation énergétique des ventilateurs. Un compromis doit être trouvé entre le coût d'une régulation du débit d'air et le coût d'investissement (surface d'échange) et de dégivrage.

Ne disposant pas de données réelles sur le comportement des ventilateurs, nous avons donc choisi de maintenir une puissance de ventilation constante pour faire apparaître l'effet du givre sur la chute du débit dans le cas sans régulation du débit d'air.

La figure 3.15a montre que la baisse de la puissance thermique des deux modules est moins prononcée quand le débit de l'air est maintenu constant. Dans ce cas, la baisse de performance est liée à l'effet de la couche de givre sur le coefficient d'échange côté air et sur la résistance thermique globale de l'échangeur. La perte de pression augmente considérablement (figure 3.15c). Par conséquent, la puissance mécanique des moteurs des ventilateurs devient très importante (figure 3.15b). Il n'est donc plus possible de garder un débit constant. Le module à 6 ailettes par pouce givre en un temps plus long que le module à 10 ailettes par pouce, avec une perte de pression beaucoup moins importante.

Si nous supposons une puissance des moteurs des ventilateurs constante, nous constatons que la puissance thermique des deux modules se dégrade rapidement à cause de la chute significative du débit de l'air (figure 3.15d). Cette dégradation permet de maintenir plus longtemps le fonctionnement des échangeurs avant qu'ils soient complètement colmatés. Ainsi le module à 10 ailettes par pouce et le module à 6 ailettes par pouce pourront

fonctionner respectivement pendant 2790s et 6300s avant d'être totalement colmatés (figure 3.15a). Ce choix implique un surdimensionnement important des échangeurs afin de pallier la dégradation de la puissance thermique.

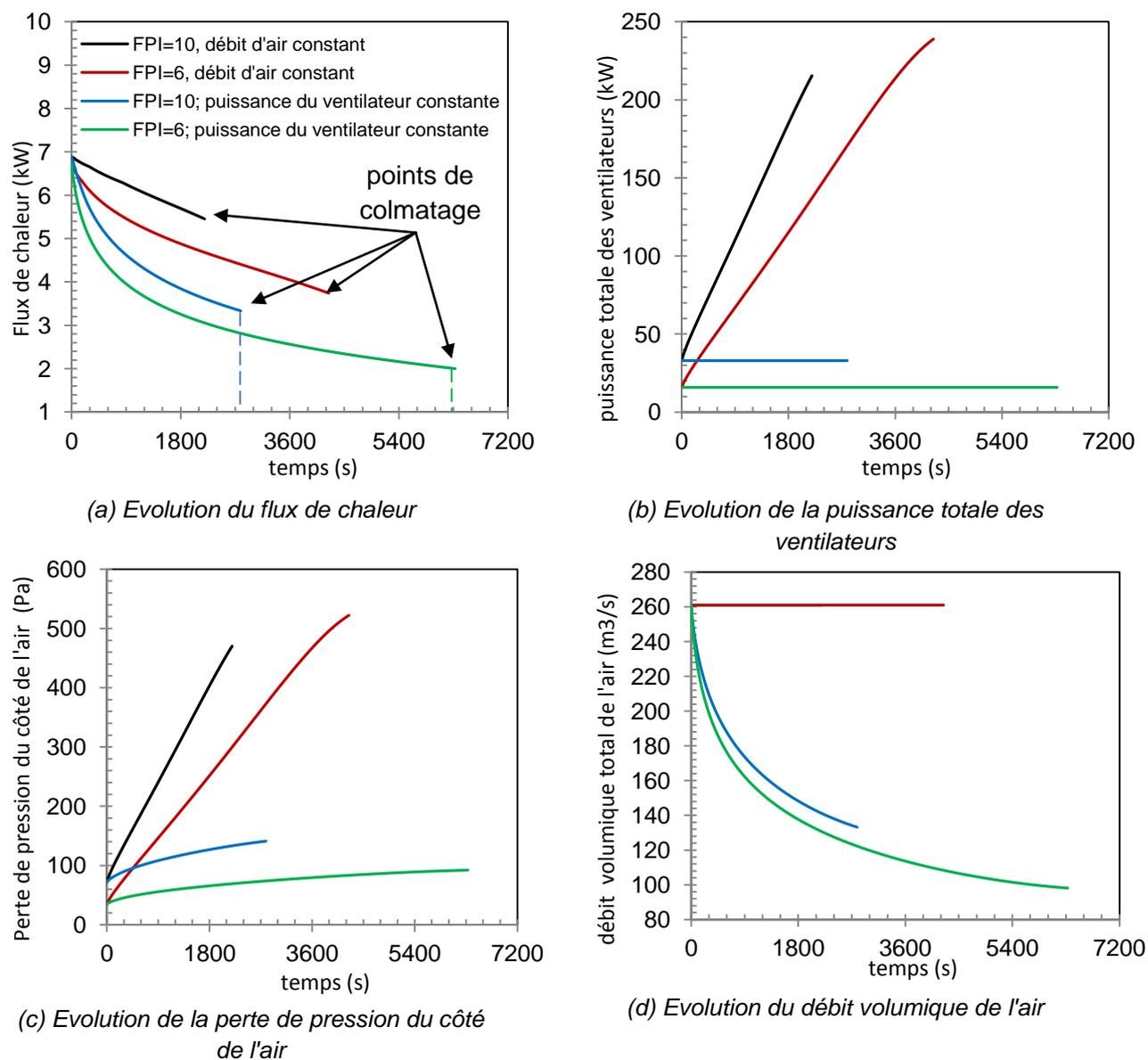


Figure 3.15. Performances d'un module (une baie) en fonction du pas d'ailette et de la stratégie de ventilation

Il est clair qu'une stratégie de contrôle du débit de l'air pour tenter de maintenir le débit constant conduit à une augmentation des deux sources de destruction d'exergie :

- la puissance de ventilation qui augmente ;
- la fréquence de dégivrage qui augmente.

Dans la section suivante, la destruction d'exergie liée au dégivrage est présentée. La part liée au changement de phase du givre ainsi que celle liée à la montée en température de la masse de l'échangeur sont calculées.

4. Etude du dégivrage

Le modèle de dégivrage présenté ci-avant est utilisé pour déterminer la puissance de dégivrage et le temps de dégivrage pour les deux pas d'ailettes (6 et 10 ailettes par pouce). Nous présentons ici, à titre d'exemple, un cas de calcul de dégivrage d'un module.

Nous nous plaçons dans le cas le plus défavorable avec un débit d'air induit constant (FPI = 10 ; température et humidité moyenne du mois de décembre dans la zone nord de l'Europe). Le dégivrage de l'échangeur s'effectue en chauffant l'échangeur par la condensation de la vapeur de propane (côté interne des tubes). Pour ce faire, nous devons connaître l'état initial de l'échangeur; c'est à dire, connaître les caractéristiques du givre formé ainsi que la température moyenne de l'échangeur avant le dégivrage. Le modèle de givrage établi précédemment permet d'y parvenir.

Nous traçons figure 3.16 la température interne moyenne des tubes (T_{i_moy}) ainsi que la température moyenne de la surface de givre (T_{s_moy}) calculées par le modèle d'échangeur en conditions de givrage. Nous constatons que l'écart de températures entre la surface externe du givre et la paroi interne du tube augmente au cours du givrage ; cette augmentation est due à la résistance thermique du givre.

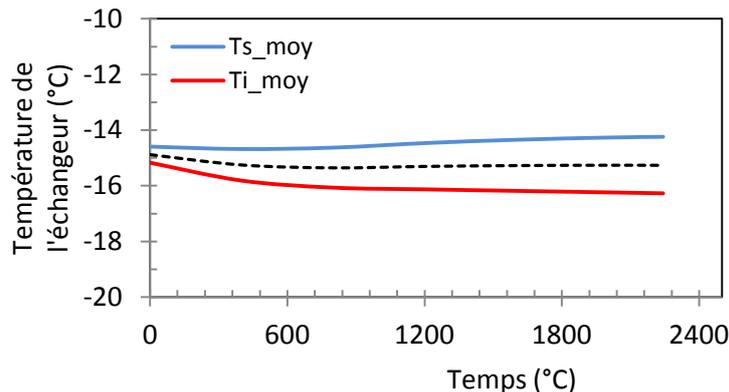


Figure 3.16. Évolution de la température interne moyenne des tubes et de la température de surface de givre

Nous supposons qu'à l'arrêt de l'échangeur, la température s'homogénéise à une température moyenne, T , égale à $-15,3$ °C (ligne discontinue, cf. figure 3.15). Les caractéristiques principales du givre qui s'est formé au bout de 37 minutes sont données tableau 3.3.

Tableau 3.3. Caractéristiques du givre formé dans le cas critique

Masse (kg)	Volume total (m ³)	Masse volumique (kg/ m ³)	Porosité
1 442,290	10,650	135,422	0,852

Nous traçons figure 3.17a l'évolution de la température moyenne de l'échangeur lors de son dégivrage. Le propane se condense en deux passes créant ainsi deux zones distinctes.

Dans la zone supérieure de l'échangeur (1ère passe), la température de l'échangeur évolue suivant 4 régimes. Le premier régime consiste en la montée en température des tubes et du givre de la température initiale jusqu'à la température de fusion de la glace ; vient ensuite, le

deuxième régime où la température de l'échangeur se stabilise car la chaleur reçue sert au changement de phase du givre de l'état solide à l'état liquide. Au 3ème régime, le givre a complètement disparu dans la partie supérieure de l'échangeur, la température des tubes reprend son ascension jusqu'à la température de condensation du propane. Lorsque la température des tubes atteint la température de condensation du propane (4ème régime), il n'y a plus d'échange de chaleur entre le propane et la paroi intérieure des tubes de la première passe (figure 3.17b).

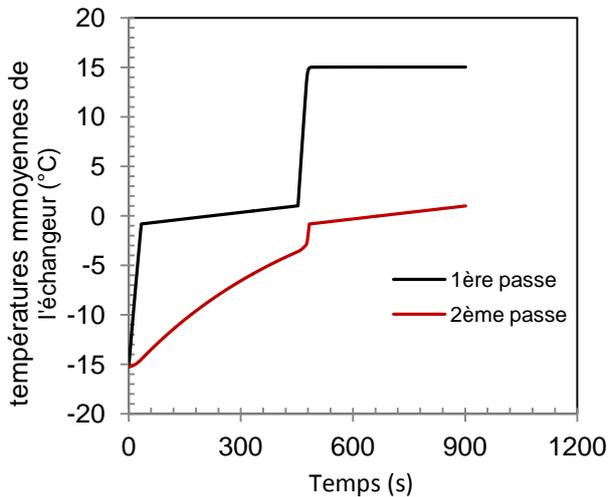


Figure 3.17a. Evolution de la température moyenne de l'échangeur lors du dégivrage ($T_{cond} = 15\text{ °C}$, $\dot{m}_{def} = 5,5\text{ kg/s}$)

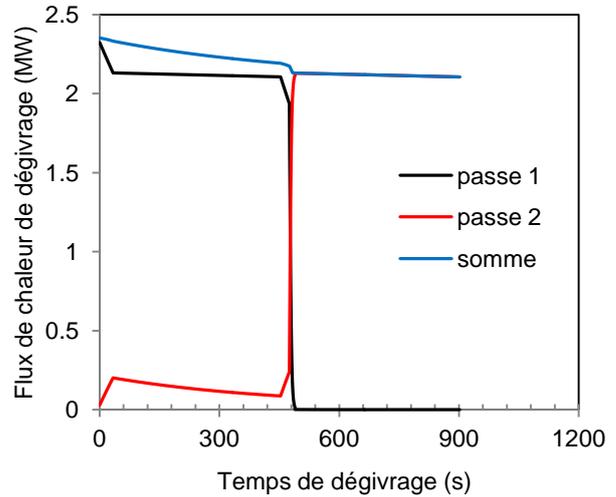


Figure 3.17b. Evolution du flux de chaleur de dégivrage en fonction du temps ($T_{cond} = 15\text{ °C}$, $\dot{m}_{def} = 5,5\text{ kg/s}$)

Dans la zone inférieure de l'échangeur (2ème passe), la montée en température de l'échangeur se fait très lentement car une grande partie de la chaleur latente du propane sert au dégivrage des tubes de la partie supérieure. Une fois les tubes de la partie supérieure dégivrés, on distingue une montée brusque de la température de la partie inférieure et le début de la fonte du givre (2ème régime).

Le modèle de dégivrage présenté précédemment permet de prévoir l'effet du débit et de la température du propane sur la puissance thermique de dégivrage et sur le temps de dégivrage.

Le temps de dégivrage d'un module est tracé figure 3.18 en fonction du débit de vapeur de propane circulant dans un module suivant trois niveaux de température de condensation (10, 15 et 20 °C). Le temps de dégivrage d'un module est inversement proportionnel au débit de propane. Cependant, il est peu sensible à la variation de la température de condensation de ce dernier (ou à variation de la pression de refoulement du compresseur de la PAC). Lors du dimensionnement de la PAC, il faudra s'assurer que le débit du propane est suffisamment grand pour échanger le flux de chaleur de dégivrage souhaité.

La puissance de dégivrage, calculée en variant la température et le débit de propane, est tracée figure 3.19. Elle est inversement proportionnelle au temps de dégivrage. La variation de la température de condensation du propane n'a pas d'effet perceptible sur la puissance de dégivrage car le coefficient de transfert de chaleur, calculé à des pressions de condensation plus élevées, est plus faible. De plus, quel que soit la température de

condensation du propane, l'importante inertie thermique de l'échangeur fait que la montée en température s'effectue avec la même dynamique.

La puissance de dégivrage d'un module est ainsi définie pour un temps de dégivrage souhaité. Ce temps de dégivrage doit être inférieur au temps de fonctionnement admissible, t_{op} , défini précédemment. Le temps de fonctionnement d'un échangeur en condition de givrage dépend de la dynamique du givrage et de la baisse de performance de l'échangeur de chaleur par augmentation des pertes de charge.

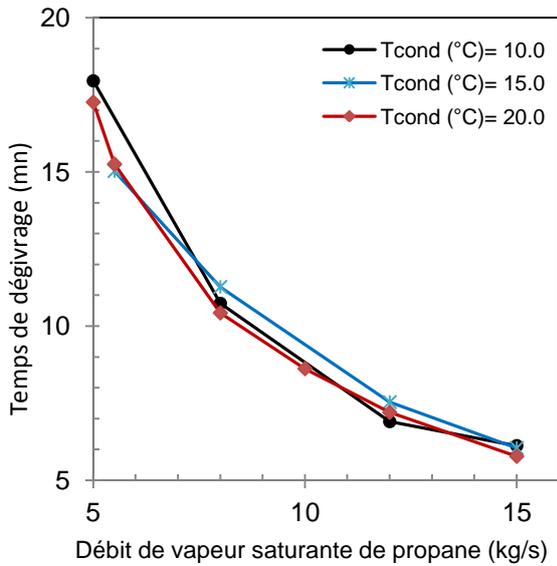


Figure 3.18. Temps de dégivrage d'un module d'échangeur

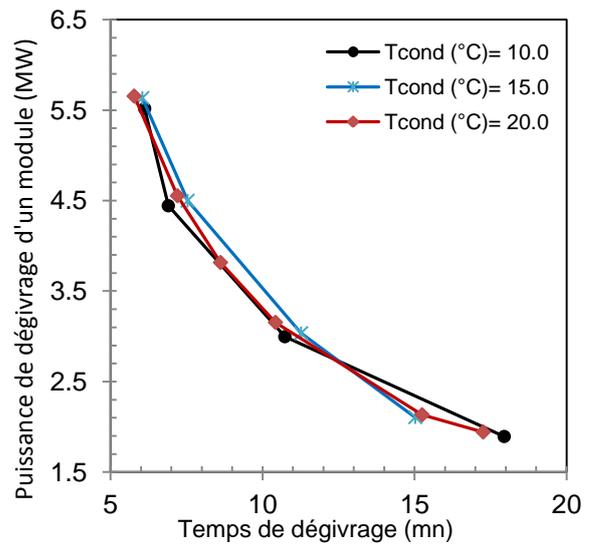


Figure 3.19. Puissance de dégivrage d'un module d'échangeur

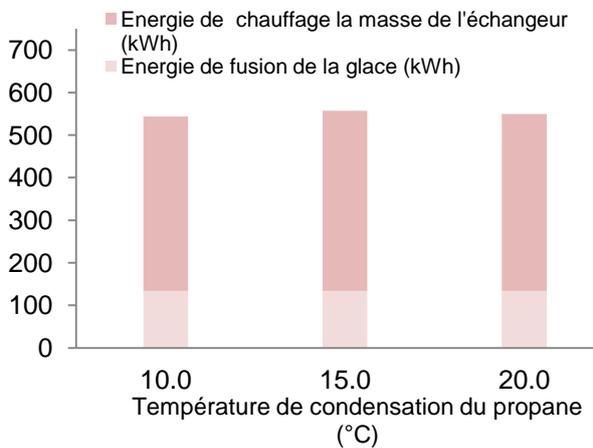


Figure 3.20. Energie de dégivrage d'un module d'échangeur en fonction de la température de condensation du propane

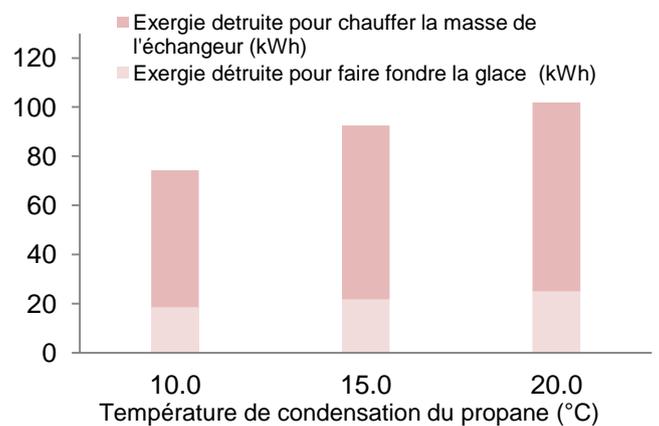


Fig.3.21. Exergie détruite au niveau de la PAC pour dégivrer un module d'échangeur en fonction de la température de condensation du propane

Quelle que soit la température de condensation du propane, l'énergie de dégivrage est relativement constante (Figure 3.20). La part de l'énergie de fusion de la glace par rapport à l'énergie totale de dégivrage est de 24 %. L'énergie de surchauffe des tubes de la première passe, qui est dépensée au moment de la fin de dégivrage des tubes de la deuxième passe, est négligeable (voir le 3ème régime figure 3.17a).

Nous avons vu précédemment que le coefficient de performance de la PAC se dégrade avec l'augmentation de la température de condensation (figure 3.7). Par conséquent, la part de l'exergie consommée par la PAC pour les besoins du dégivrage dépend de la température de condensation du propane. L'augmentation de la destruction d'exergie de dégivrage liée à la baisse de performance de la PAC (augmentation de la température de condensation) est beaucoup plus perceptible sur la part d'exergie nécessaire à chauffer la masse de l'échangeur jusqu'au point de fusion de la glace.

Ce calcul montre l'importance de la destruction d'exergie liée à la remontée en température de la masse de l'échangeur. La stratégie conduisant vers la réduction de la destruction d'exergie doit certainement réduire le nombre de cycles de dégivrage.

5. Dimensionnement des évaporateurs et de la pompe à chaleur

Le dimensionnement de la section d'évaporation de propane nécessite est une opération de recherche de la meilleure option technique en termes de destruction d'exergie et des coûts d'investissement et d'exploitation. Elle passe par des calculs itératifs sur le nombre de modules et sur la puissance de dégivrage. Nous présentons figure 3.22 un organigramme de calcul qui permet de dimensionner les évaporateurs de propane ainsi que la pompe à chaleur. La conception de la section de dégivrage nécessite un certain nombre de choix qui vont avoir un impact sur le coût d'investissement (nombre de modules) et le coût opératoire (puissance de dégivrage et de ventilation) ainsi que la destruction d'exergie. Ces choix sont :

- le temps de fonctionnement d'un module
- le nombre d'échangeurs en dégivrage (surface supplémentaire destinée à l'opération de dégivrage).
- le temps de dégivrage d'un module.

Nota : le choix d'une régulation du débit d'air (maintien d'un débit d'air constant) implique un colmatage très rapide de l'échangeur et nécessite un dégivrage plus fréquent. Sachant que la plus grande partie de l'énergie de dégivrage sert à réchauffer la masse des échangeurs, un dégivrage plus fréquent va induire une augmentation de l'énergie de dégivrage. En plus d'une puissance de dégivrage plus importante, l'énergie de ventilation qui est proportionnelle à la perte de charge augmente considérablement. Pour ces raisons, nous choisissons de maintenir une puissance de ventilation constante. Ceci va permettre de prolonger le temps de colmatage en dépit d'une baisse du flux de chaleur et donc d'un surdimensionnement important des échangeurs.

Le temps de fonctionnement, t_{op} , d'un module choisi doit être inférieur au temps de fonctionnement critique, $t_{op,c}$, (temps de bouchage d'un échangeur) qui est défini grâce à la modélisation du givrage. Ce choix a une influence sur le nombre d'échangeurs qui vont fonctionner au même temps (N_{op}), c'est-à-dire, il faut compenser la baisse de performance constatée sur l'intervalle de temps $[0, t_{op}]$ en ajoutant des échangeurs de chaleur ayant des niveaux de givrage différents. Le nombre d'échangeurs à ajouter (sans compter les échangeurs supplémentaires prévus pour le dégivrage) dépend donc du temps t_{op} .

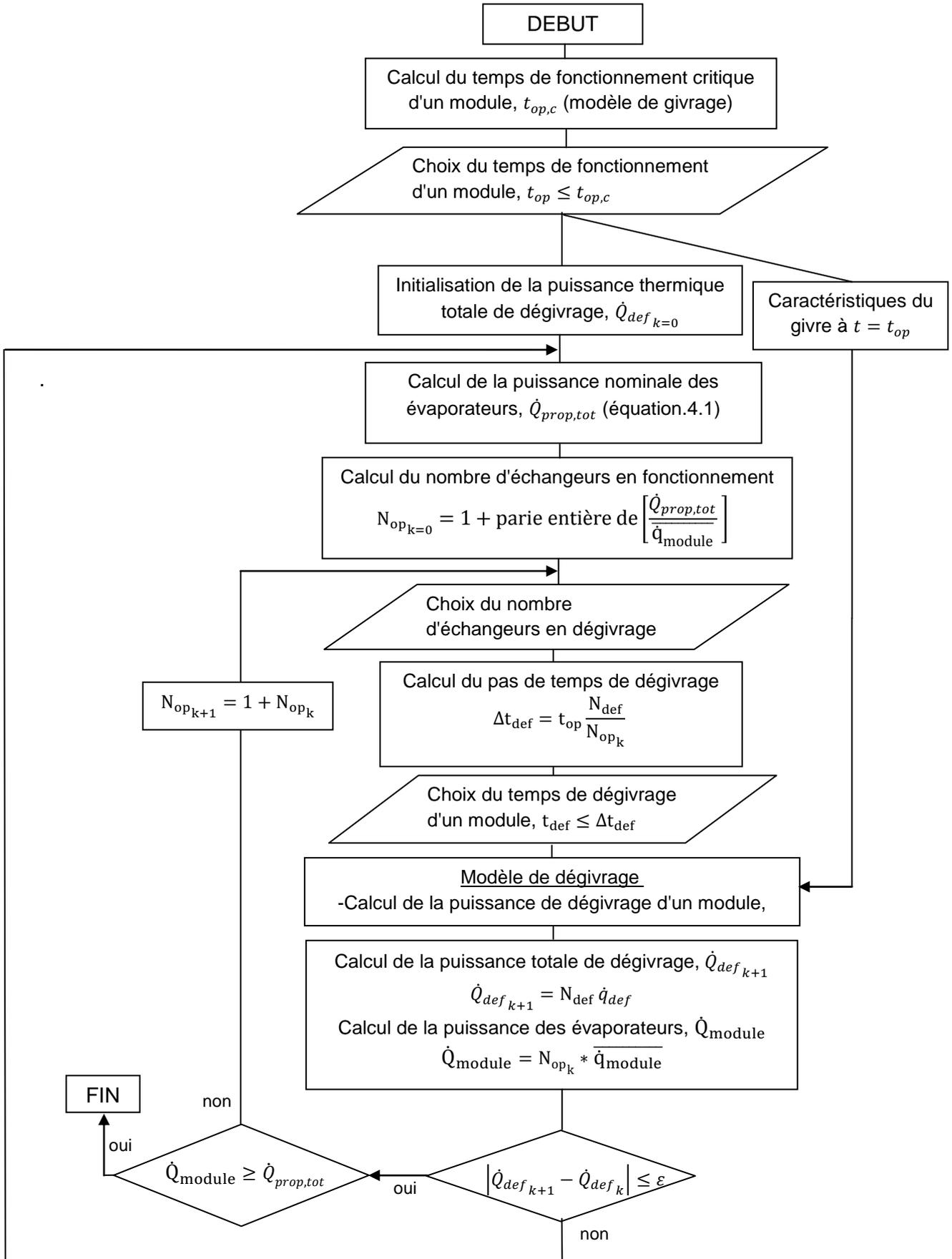


Figure 3.22. Stratégie de conception des évaporateurs et de la PAC

Nous faisons une estimation du nombre total d'échangeurs en fonctionnement à l'aide de l'équation 3.21.

$$N_{op} = 1 + \text{partie entière de } \left[\frac{\dot{Q}_{prop,tot}}{\bar{q}_{module}} \right] \quad (3.21)$$

\bar{q}_{module} est la puissance moyenne d'un échangeur, la moyenne est calculée sur l'intervalle de fonctionnement $[0, t_{op}]$

Le flux de chaleur minimal que doivent échanger les évaporateurs de propane, $\dot{Q}_{prop,tot}$ est calculé en itérant sur la puissance de dégivrage.

Le choix du nombre d'échangeurs en dégivrage va déterminer la fréquence de dégivrage et le pas de temps de dégivrage et aura un impact sur la fluctuation du flux de chaleur total échangé au niveau des évaporateurs.

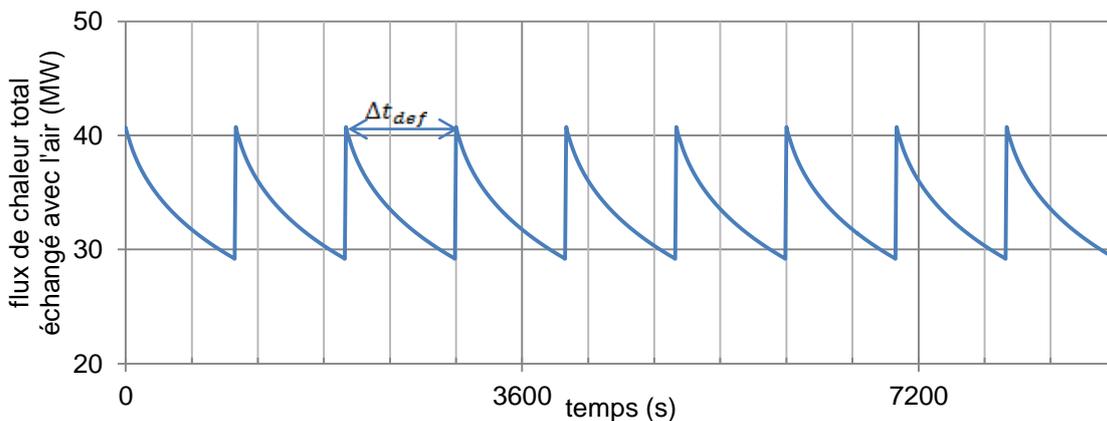


Figure.3.23. Evolution du flux de chaleur totale de la section d'évaporation de propane (9 modules en fonctionnement et 3 modules en dégivrage)

La figure 3.23 illustre un cas de fonctionnement de la section d'évaporation avec 9 modules en fonctionnement et 3 modules en dégivrage. Le flux de chaleur total échangé au niveau de la section d'évaporation fluctue toute les 1 000 secondes. L'augmentation brusque de la puissance thermique correspond à la mise en marche de trois modules après leur dégivrage et la mise à l'arrêt de trois modules givrés. Pour diminuer l'influence de la fluctuation de la puissance thermique des évaporateurs de propane sur le procédé, le ballon liquide/vapeur doit avoir une inertie thermique suffisante.

Le temps de dégivrage choisi doit être inférieur ou égal au pas de temps de dégivrage. Si un temps très court est choisi, le débit minimal du propane de la PAC devrait être plus important, d'où une puissance de compression plus importante (coûts opératoires).

Nous présentons ci-dessous, les calculs effectués en utilisant deux pas d'ailette différents (FPI = 10, FPI = 6).

Ces calculs sont réalisés avec les choix suivants.

- puissance électrique des ventilateurs constante: ce choix est guidé par l'analyse précédente qui a démontré que la compensation de la chute du débit par contrôle du ventilateur conduit à une grande destruction d'exergie au niveau des ventilateurs et à un grand nombre de cycles de dégivrage
- temps de fonctionnement d'un échangeur choisi de façon à avoir un pourcentage de baisse de performance de 60 %
- nombre d'échangeurs choisi pour réaliser le dégivrage : plus du tiers du nombre d'échangeurs en fonctionnement
- temps de dégivrage d'un module choisi = pas de temps de dégivrage d'un module.

Tableau 3.4. Résultats du dimensionnement de la section d'évaporation (pour le cas critique)

Résultats	FPI = 6	FPI = 10
Besoins calorifiques du procédé $\dot{Q}_{prop,tot}$ (MW)	40,0	40,5
Puissance thermique de la section d'évaporation du propane \dot{Q}_{module} (MW)	40,2	43,9
$\dot{Q}_{prop,PAC}$ (kW)	9 121	9 397
$\dot{Q}_{prop,BFC}$ (kW)	13 217	13 217
$\dot{Q}_{prop,CM}$ (kW)	17 684	17 684
Puissance de dégivrage \dot{Q}_{def} (kW)	6 132	6 659
\dot{W}_{PAC} (kW)	1 468	1 542
COP_c	7,21	7,21
Puissance nette des cycles moteurs (kW)	2 431	2 431
Nombre d'échangeurs en fonctionnement N_{op}	11	10
Nombre d'échangeurs en dégivrage N_{def}	4	4
Temps de dégivrage Δt_{op} (s)	1 149	1 116
\dot{q}_{module} (MW)	3,66	4,39
$\dot{q}_{module} _{t=0}$ (sans givre)	6,718	6,882
Energie de dégivrage d'un échangeur, q_{def} (kWh)	489	516
Temps de fonctionnement t_{op} (s)	3 160	2 790
Temps de fonctionnement critique $t_{op,c}$ (s)	6 330	2 790
Puissance des moteurs des ventilateurs par échangeur (kW)	15,87	32,9

Les résultats présentés tableau 3.4 montrent que le pas d'ailette a un impact sur la conception de la section d'évaporation. Un grand pas d'ailette (6 FPI) conduit à un plus grand nombre d'échangeurs. Cependant, le coût énergétique d'exploitation d'une section d'évaporation à grand pas d'ailette, pour une puissance de ventilation constante, est plus faible. En effet, dans le cas de 6 FPI, l'énergie de dégivrage est plus faible ainsi que la puissance de ventilation. Au niveau de la pompe à chaleur, celle-ci est moins puissante dans le cas de 6FPI (figure 3.24).

La différence entre la puissance de dégivrage et de ventilation entre les deux options de pas d'ailette conduit enfin, dans le cas critique, à une grande différence sur l'exergie détruite par les évaporateurs pour la ventilation et la gestion du givre et par conséquent sur l'énergie mécanique nette produite par le procédé.

La différence entre la puissance de dégivrage et de ventilation entre les deux options de pas d'ailette conduit enfin, dans le cas critique, à une grande différence sur l'énergie mécanique nette produite par le procédé.

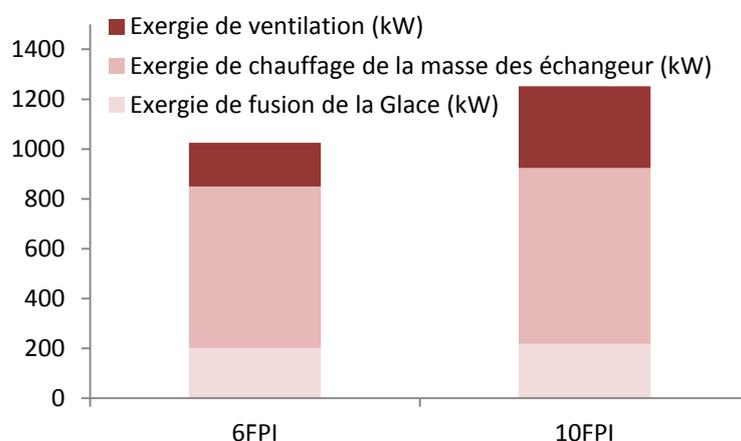


Figure 3.24. Comparaison entre l'exergie de dégivrage d'une section d'évaporation à 6FPI et d'une section d'évaporation à 10FPI

6. Analyse exergétique saisonnière (6 FPI)

Nous avons dimensionné la section d'évaporation de propane dans le cas dimensionnant, c'est-à-dire dans le cas critique défini précédemment. Nous nous intéressons, à présent, aux performances saisonnières du procédé dimensionné avec des échangeurs de 6 FPI et une puissance de ventilation constante présentant les meilleures performances en termes de destruction d'exergie.

Nous imposons, dans cette application, un temps de fonctionnement constant des échangeurs, $t_{op} = 3\ 160\ s$. Le modèle d'échangeur en conditions de givrage permet de prédire l'évolution du flux de chaleur d'un module d'échangeur ainsi que la nature du givre qui se dépose. Le tableau 3.5 donne les caractéristiques du givre d'un module d'échangeur juste avant le dégivrage.

Tableau 3.5. Caractéristiques du givre à $t_{op} = 3\ 160\ s$

	Masse (kg)	Masse volumique (kg/m^3)	Porosité	Température moyenne ($^{\circ}C$)
Janvier	1 008	135	0,852	-19,2
Février	1 048	147	0,840	-18,1
Mars	1 118	164	0,821	-16,3
Avril	1 202	186	0,798	-14,3
Mai	1 364	228	0,752	-10,9
Juin	1 614	268	0,708	-7,3
Juillet	1 941	301	0,671	-4,3
Août	1 926	292	0,682	-4,8
Septembre	1 759	243	0,735	-7,8
Octobre	1 580	203	0,779	-10,7
Novembre	1 387	171	0,813	-13,7
Décembre	1 249	151	0,835	-16,2

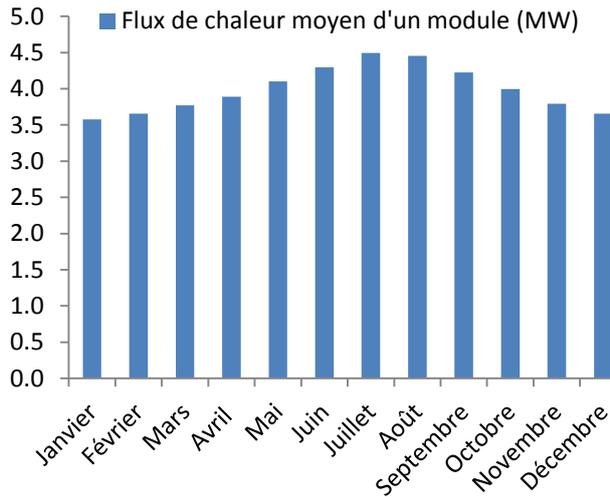


Figure 3.25. Flux de chaleur moyen d'un module ($t_{op} = 3\ 160\ s$)

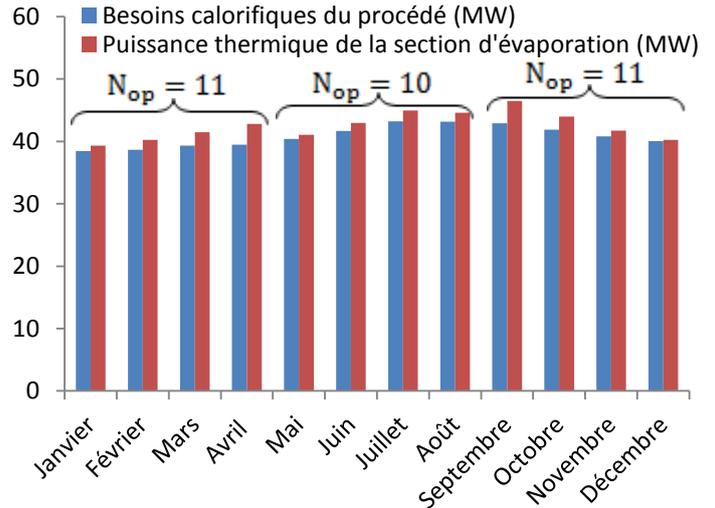


Figure 3.26. Evaluation du nombre de modules en fonctionnement

Le flux de chaleur moyen d'un module d'échangeur calculé sur un temps de fonctionnement, t_{op} , est tracé figure 3.25. Selon la nature du givre qui se dépose, le flux de chaleur moyen reçu par le propane au niveau d'un module d'échangeur est compris entre 3,6 et 4,5 MW. La figure 3.26. montre qu'en période estivale (mai, juin, juillet et août), la demande calorifique du procédé peut être satisfaite avec seulement 10 échangeurs en fonctionnement au lieu de 11, et ce, malgré la croissance de la demande calorifique du procédé due à une demande calorifique plus importante au niveau des cycles moteurs (voir la figure 3.3a)

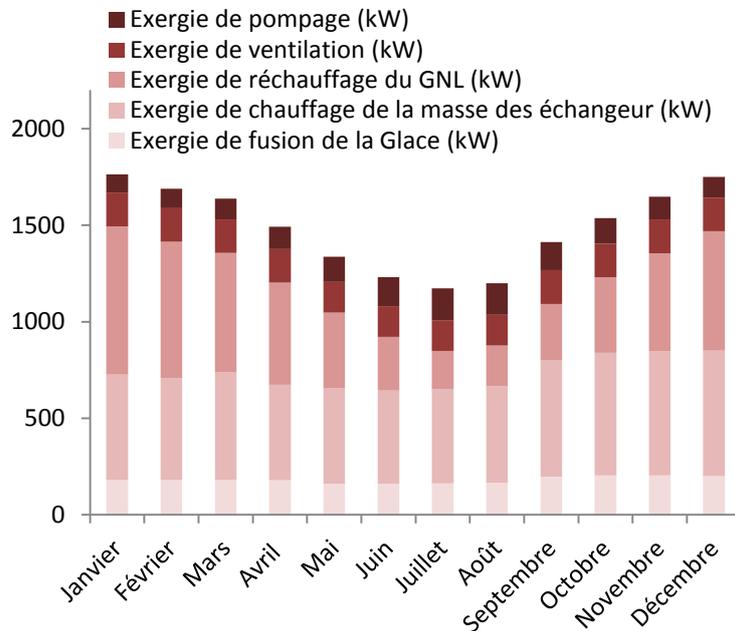


Figure 3.27. Répartition des besoins exergétiques du procédé

Le flux d'exergie nécessaire au fonctionnement du procédé est tracé figure 3.27. La part de l'exergie de réchauffage du GNL varie beaucoup en fonction de la température ambiante. Par contre, l'exergie de dégivrage est relativement stable car elle dépend beaucoup plus de

la masse de l'échangeur. L'exergie nécessaire à faire fondre la glace est de 25 % de l'exergie totale de dégivrage.

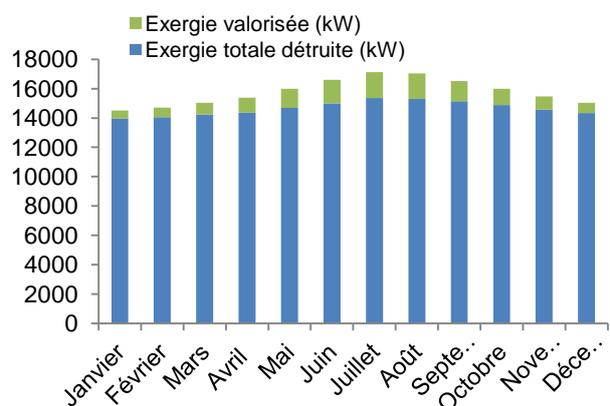


Figure 3.28. Utilisation de l'exergie totale du GNL

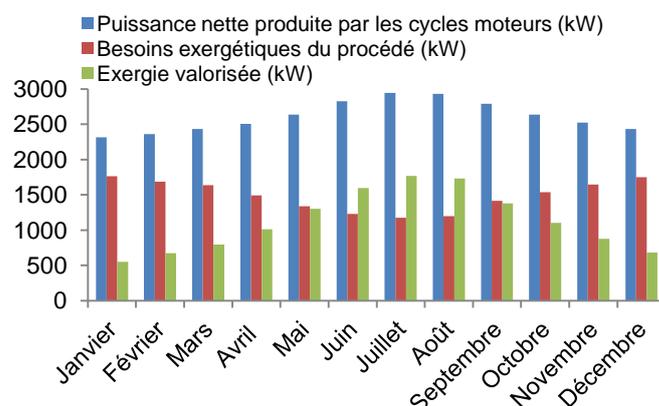


Figure 3.29. Puissance saisonnière moyenne du compresseur de la PAC.

Les barres de la figure 3.28 représentent l'exergie disponible du GNL selon les données climatiques de la zone nord de l'Europe. Les résultats montrent qu'une part de l'exergie du GNL est valorisée (couleur verte) et ce, quel que soit le mois. L'exergie du GNL valorisée (figure 3.29) est la différence entre la puissance électrique nette produite par les cycles moteurs et les besoins exergétiques du procédé (pompage, ventilation, alimentation du compresseur de la PAC). Selon la saison de la zone nord de l'Europe, la production nette d'électricité du procédé (couleur verte) varie de 0,5 à 1,7 MW.

Conclusion

Le modèle de givrage des échangeurs de chaleur à ailettes rondes discontinues a été utilisé pour comprendre le comportement du procédé dans le cas de l'apparition de givre sur les évaporateurs de propane. Ceci a permis d'établir un organigramme de dimensionnement des évaporateurs du fluide caloporteur (propane) en prenant en compte l'effet du givre.

Le procédé proposé est énergétiquement excédentaire tout au long de l'année. La production d'électricité au niveau des cycles moteurs permet d'alimenter le compresseur de la pompe à chaleur, les moteurs des ventilateurs et les différentes pompes de liquide. L'analyse exergétique saisonnière montre que la valorisation de l'exergie du GNL dépend étroitement des conditions climatiques. En effet, en période hivernale, la diminution du rendement exergétique global des cycles moteurs et l'augmentation de la demande exergétique du procédé conduisent à moins d'exergie valorisée. L'exergie qui est valorisée sous forme d'énergie électrique varie entre 0,5 et 1,7 MW selon la période.

Cette évaluation énergétique doit être complétée par des données économiques permettant d'évaluer le temps de retour sur investissement de chaque conception étudiée.

Conclusion générale et perspectives

Dans un travail préliminaire à cette thèse, dans lequel ont collaboré GEA BTT et le CEP MINES ParisTech, le principe d'un nouveau concept de gazéification du GNL a été développé et breveté. Ce concept se différencie des développements en cours par l'usage de l'air ambiant comme seule source de chaleur et par la valorisation d'une partie de l'exergie du GNL. Le transfert de chaleur entre l'air et le GNL se fait dans le sens du transfert de chaleur, c'est-à-dire du milieu chaud vers le milieu froid et ne nécessite pas d'apport d'énergie complémentaire. Cependant, de l'énergie doit être consommée pour faire fonctionner les ventilateurs, pour dégivrer les échangeurs en cas de formation de givre et pour faire circuler le fluide caloporteur intermédiaire entre l'air et le méthane. La valorisation de l'exergie du GNL, qui passe de -160 °C à 5 °C pendant sa gazéification à une pression de 90 bar, permet de produire de l'énergie mécanique en excès par rapport aux besoins énergétiques nécessaires au fonctionnement du nouveau procédé.

L'analyse énergétique et exergetique a permis de définir des architectures de cycles moteurs utilisant l'énergie calorifique de l'air comme source chaude (récupérée par un fluide intermédiaire qui est le propane) et le GNL comme puits froid.

Pour définir l'architecture thermodynamique d'une revalorisation avec un seul cycle moteur, plusieurs fluides de travail ont été étudiés et différents types de cycles (Rankine et Brayton). Pour un débit unitaire de GNL de 160 t/h et une température d'air de 15 °C , le cycle présentant le meilleur rendement exergetique global est le cycle Rankine à l'éthane, qui permet de transformer 12,5 % de l'exergie physique du GNL en énergie mécanique. Ce cycle permet de produire 2 165 kW de travail mécanique. Nous avons aussi identifié un cycle intéressant qui est le cycle Brayton à l'azote avec récupérateur (échangeur interne) permettant de produire 1 951 kW d'énergie mécanique..

L'amélioration du rendement exergetique global passe par la réduction des destructions d'exergie au niveau des échangeurs. Pour ce faire, une solution de gazéification de deux cycles placés en série par rapport au sens de l'écoulement du GNL a été étudiée. L'utilisation d'un cycle Brayton à l'azote avec récupérateur, associé à un cycle Rankine à l'éthane, permet de produire 3 105 kW de travail mécanique. Grâce à cette combinaison, le rendement exergetique global a été amélioré de 12,5 % à 17,8 %.

La conception d'un tel procédé valorisant l'exergie du GNL passe par la compréhension des phénomènes de transferts de chaleur et de masse couplés au niveau des échangeurs de chaleur entre l'air et le fluide caloporteur. Pour cela, un banc d'essais a été construit afin de caractériser des échangeurs à ailettes rondes discontinues en conditions de givrage. Les échangeurs testés sont caractérisés par différentes géométries.

Durant un essai en condition de givrage, le débit d'air diminue considérablement. La chute du débit d'air est due à l'augmentation de la perte de pression au niveau de l'échangeur de chaleur. L'augmentation de la perte de pression est liée à la formation de la couche de givre, caractérisée par sa masse volumique et son épaisseur, lors du dépôt sur les ailettes de l'échangeur. Ceci a conduit à s'intéresser à la modélisation détaillée de la couche de givre

qui est représentée comme un milieu poreux à épaisseur et masse volumique variable. Cette modélisation détaillée a été validée à l'aide de données publiées.

Un modèle numérique simulant le comportement d'échangeurs munis d'ailettes discontinues en présence de givre est construit associant un modèle de la couche de givre à des corrélations de transfert de chaleur au niveau des tubes et des transferts de chaleur et de masse au niveau de l'air. Les coefficients de transfert de chaleur et de masse ainsi que celui de la perte de pression ont été identifiés expérimentalement.

Le modèle de l'échangeur a été validé expérimentalement en conditions de givrage sur plusieurs maquettes d'échangeurs avec différents paramètres géométriques, principalement le pas d'ailettes et la hauteur de l'ailette. Cette modélisation constitue un outil important pour la compréhension et l'optimisation du nouveau concept de gazéification proposé, mettant en jeu le givrage et le dégivrage d'évaporateurs à tubes à ailettes rondes discontinues.

La modélisation et les résultats expérimentaux montrent que le flux de chaleur échangé se dégrade moins pour des échangeurs ayant une plus grande surface d'échange et des ailettes hautes. Cependant, au bout d'un certain temps, le colmatage de l'espace inter-ailettes conduit à une dégradation rapide de l'échange thermique. En conclusion, la minimisation de la dégradation des performances des échangeurs de chaleur étudiés montre qu'il faut privilégier les grands pas d'ailette (ici pas de 4,2 mm) avec une hauteur d'ailettes d'au moins 1,5 cm.

L'évolution du débit d'air est prédite grâce à la connaissance de l'évolution de la perte de pression. La perte de pression est également corrélée en fonction des paramètres géométriques des échangeurs testés ainsi que de l'épaisseur de la couche de givre formée.

Le modèle de givrage des échangeurs de chaleur à ailettes rondes discontinues a été utilisé pour comprendre le comportement du procédé dans le cas de l'apparition de givre sur les évaporateurs de propane. Ceci a permis d'établir un organigramme de dimensionnement des évaporateurs du fluide caloporteur (propane) en prenant en compte l'effet de givre.

Le procédé proposé est énergétiquement excédentaire tout au long de l'année. La production d'électricité au niveau des cycles moteurs est supérieure aux consommations du compresseur de la pompe à chaleur, des moteurs des ventilateurs et des différentes pompes de liquide. L'analyse exergétique saisonnière montre que la valorisation de l'exergie du GNL dépend étroitement des conditions climatiques. En effet en période hivernale, la diminution du rendement exergétique global des cycles moteurs et l'augmentation de la demande exergétique du procédé conduit à une réduction de 2/3 de l'exergie valorisée, ce qui montre le rôle majeur que joue le cycle de givrage et dégivrage. L'exergie, est valorisée sous forme d'énergie électrique, varie entre 0,5 et 1,7 MW selon la période.

Cette évaluation énergétique et exergétique doit être complétée par des données économiques permettant d'inclure le temps de retour sur investissement comme deuxième critère d'optimisation.

L'étude menée au chapitre 3 s'est limitée à la comparaison d'échangeurs standards et n'a pas cherché l'exploration de voies de conception innovantes tels qu'une variation du pas

d'ailette suivant les rangées de tubes ou suivant l'axe d'un tube, dans le but d'avoir une meilleure répartition de givre et d'optimiser l'échange de chaleur. Ainsi l'exploration de ces voies de conception doit être réalisée pour améliorer les performances du procédé.

D'un autre côté, la modélisation-mono dimensionnelle de la croissance du givre sur les ailettes des échangeurs suppose une répartition homogène de la couche de givre. Bien que cette modélisation soit satisfaisante pour étudier les échangeurs actuels, elle ne permet pas d'étudier l'effet qu'auraient des générateurs de tourbillons en amont des échangeurs. L'enjeu est justement d'améliorer l'homogénéité de la répartition du givre notamment dans la région à l'arrière des tubes. Une modélisation bi-dimensionnelle doit être réalisée pour étudier ces solutions.

Au niveau du procédé, les turbines adaptées aux cycles moteurs cryogéniques (bien qu'elles existent et sont utilisées notamment dans l'industrie de séparation des gaz de l'air) doivent être caractérisées dans les conditions et pour les fluides choisis. Le ballon séparateur de phase doit être modélisé et dimensionné.

Enfin, une démonstration à petite échelle devrait montrer la faisabilité et les performances du procédé proposé.

Références

- [ALL01] Allan D. Kraus, A. Aziz, James R. Welty, Extended Surface Heat Transfer, 2001 John Wiley & Sons, Inc.
- [AND01] B. Andersen. Comment on "A fallacious argument in the finite time thermodynamic concept of endoreversibility" [J. Appl. Phys. 83, 4561(1998)], J. Appl. Phys. 90, 6557 (2001). ...
- [ANG11] Gianfranco Angelino, Costante M. Invernizzi. 2011, The role of real gas Brayton cycles for the use of liquid natural gas physical exergy Original Research Article, Applied Thermal Engineering, 31(5):827-833.
- [ASH05] Fundamentals: 2005 Ashrae Handbook : SI Edition.
- [AUR72] Auracher H. 1972, Water vapor diffusion and frost formation in capillaries Annex 1972-1 . Bulletin of the International Institute of Refrigeration, Communications B1, B2, and E1, Freudenstadt:477-488.
- [AYA12] F. Ayachi, E. B. Ksayer et P. Neveu, Exergy Assessment of Recovery Solutions from Dry and Moist Gas Available at Medium Temperature, Energies 2012, 5, 718-730;
- [BAI08] BAI Feifei, ZHANG Zaoxiao. 2008, Integration of Low-level Waste Heat Recovery and Liquefied Nature Gas Cold Energy Utilization, Chinese Journal of Chemical Engineering, 16(1): 95-99.
- [BEN02] R. BENELMIR, M. FEIDT, A. LALLEMAND. Analyse exergétique, Techniques de l'ingénieur - BE8015
- [BER94] Berryman R. J., Heat Transfer 1994: Proceedings of the Tenth International Heat Transfer Conference, Brighton, UK.. The industrial sessions papers
- [BIG70] Biguria G, Wenzel LA. Measurement and correlation of water frost thermal conductivity and density. I&EC Fundamentals 1970;9(1):129–38.
- [BIV94] Bivens, D. B. and Yokozeki, A., "Heat Transfer Coefficients and Transport Properties for Alternative Refrigerants" (1994). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 263. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/263>
- [CHE01] J. Chen et al. 2001, On the Curzon–Ahlborn efficiency and its connection with the efficiencies of real heat engines. Energy Convers Mgmt, 42 :173–181
- [CHE01b] Cheng C H, Cheng Y C. 2001, Predictions of frost growth on a cold plate in atmospheric air, Int. Commun. Heat Mass Transfer, 28: 953-962.
- [CHR09] Christian J.L et al. A study of frost growth and densification on flat surfaces. Experimental Thermal and Fluid Science 33 (2009) 371–379
- [CUR75] Curzon, F. L.; Ahlborn, B. Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output. Am. J. Phys. 1975, 43, 22-24.
- [DEN03] Deng D Q et al . 2003, Experimental investigation on the performance of air cooler under frosting conditions, Appl. Therm. Eng. 23(7): 905-912.
- [DIS09] Celidonio Dispenza et al. 2009, Exergy recovery during LNG regasification: Electric energy production – Part one, Applied Thermal Engineering, 29:380-387.
- [DUM12] Maxime DUMINIL et Jean-Pierre DOMBLIDES , Théorie des machines frigorifiques - Machine à compression mécanique. Cycles monoétagés-techniques de l'ingénieur be9731.
- [DUM98] Maxime DUMINIL. 1998, Air humide, technique de l'ingénieur, B 2 230
- [FEI10] FEIDT Renaud. 2010. Réfrigérants atmosphériques, Aéroréfrigérants directs secs. Techniques de l'Ingénieur, be8940.

- [FER10] G. FERSCHNEIDER et B. FISCHER, Liquéfaction du gaz naturel, Technique de l'ingénieur, (2010) J3601v2
- [GEA] GEA Batignolles Technologies Thermiques, <http://www.btt-nantes.com>.
- [GUN87] Gunger, K. et Winterton, R., Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparison of correlations with data. Chem. Eng. Res. Design. (1987) 148-156
- [GYF02] Gyftopoulos. E.P. On the Curzon–Ahlborn efficiency and its lack of connection to power producing processes, Energy Conversion and Management 43 (2002) 609–615.
- [HAD11] Hadid Z., Zoughaib A., Bariteau N. , Robidou H. Modeling ice formation on heat exchangers fins. ICR 2011, August 21 - 26 - Prague, Czech Republic.
- [HAY77] Hayashi Y et al. 1977, Study of frost properties correlation with frost formation types, J. Heat Transfer, 99: 239-245.
- [HER] Herrbach B, Evaluation des incertitudes de mesure (norme AFNOR)- cours en ligne de : www-physique.u-strasbg.fr/~udp/articles/Courssurlesincertitudes.pdf
- [HER09] Hermes C J et al. 2009, A study of frost growth and densification on flat surfaces, Exp. Therm. Fluid Sci. 33(2): 371-379.
- [HOS67] Hosoda T, Uzuhashi H. Effects of frost on the heat transfer coefficient. Hitachi Review 1967;16(6):254–9.
- [JON75] Jones B W, Parker J D. 1975, Frost Formation With Varying Environmental Parameters, J. Heat Transfer, ASME, 97(2): 255-259.
- [KAW08] LT Hannah Kawamoto, Natural Gas Regasification Technologies, Efficient, environmentally friendly LNG vaporization methods, The COAST GUARD Journal of Safety & Security at Sea Proceedings of the Marine Safety & Security Council , Vol 65, Nb 4 76-79.
- [KIM08] Kim J.S., Yang D.K., Lee K.S., Dimensionless correlations of frost properties on a cold cylinder surface, International Journal of Heat and Mass Transfer 51 (2008) 3946–3952
- [KLO05] Kloppers J.C. and Kröger D.G., The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers. Int. J. of Thermal Sciences 44(2005), pp.879-884.
- [KOB] <http://www.kobelco.co.jp/english/machinery/products/ecmachinery/lng/ifv.html>
- [KRU03] Krupiczka R., Rotkegel A., Walczyk H., Dobner L., An experimental study of convective heat transfer from extruded type helical finned tubes, Chemical Engineering and Processing 42 (2003) 29-38.
- [KUP00] Kuppan T., Heat Exchanger design Handbook, Marcel Dekker, Inc. New York/ Basel 2000.
- [LAN10] Antoine Langlois, pompes à chaleur géothermiques utilisant des banques thermiques à matériau à changement de phase; école polytechnique de Montréal (thèse).
- [LEE01] Lee KS, Kim YC, Jhee S. Correlation of frost properties considering the environmental parameters over a cold flat plate. Transactions of KSME 2001;25(8):1046–52.
- [LEE02] Lee Y B, Ro S T, Frost formation on a vertical plate in simultaneously developing flow, Experimental Thermal Fluid Sci. 26 (2002), pp. 939–945
- [LEG07] Albert Legault, Pétrole, gaz et les autres énergies: Le petit traité, Editions Ophrys, 2007

- [LEG94] Le Gall R. 1994, Experimental study and modeling of frost formation in heat exchangers, PhD thesis, Institut National Polytechnique de Grenoble.
- [LEG97] Le Gall R, Grillo J.M. 1997, Modelling of frost growth and densification, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 40(13): 3177-3187.
- [LEM] E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden, REFPROP-Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties, Version 9.0.
- [LIU05] Liu Z et al. 2005, Study on transient distributed model of frost on heat pump evaporator, *J. Asian Architect. Build. Eng.* 4(1): 265-270.
- [LU09] T. Lu , K.S. Wang. 2009, Analysis and optimization of a cascading power cycle with liquefied natural gas (LNG) cold energy recovery, *Applied Thermal Engineering*, 29:1478–1484.
- [MAO99] Mao Y, Besant RW, Chen H. Frost characteristics and heat transfer on a flat plate under freezer operating conditions:Part 1, Experimentation and correlations. *ASHRAE Transactions: Research* 1999;105(2):231–51.
- [MER10] Mosa Meratizaman et al. 2010, Energy and exergy analyses of urban waste incineration cycle coupled with a cycle of changing LNG to pipeline gas. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 2: 217-221
- [MEU04] F. Meunier, Aide-mémoire: Thermodynamique de l'ingénieur, Énergétique , Environnement, Dunod (2004)
- [MOR03] N. Morimoto (Osaka Gas CO., LTD.) et al, Development and Practical Application of a High Performance Open-rack LNG Vaporizer (SUPERORV). 22nd World Gas Conference Tokyo, June 1-5, 2003
- [MOR11] Sorina MORTADA, étude et modélisation d'une pompe à chaleur intégrée dans un système double flux et utilisant des échangeurs à mini-canaux, thèse : Mines ParisTech 2011.
- [OST91] Ostin, R., and Anderson, S., 1991, "Frost Growth Parameters in a Forced Air Stream," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 34(4/5), pp. 1009–1017.
- [QIA04] Wang Qiang et al. 2004, Analysis of power cycle based on cold energy of liquefied natural gas and low-grade heat source, *Applied Thermal Engineering*, 24 :539–548.
- [RAM03] Ramesh K. Shah and Dušan P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, 2003 John Wiley & Sons, Inc.
- [ROJ94] A. ROJEY et al. *Le gaz naturel: production traitement transport*. Editions Technip, 1994.
- [SEK04a] Seker D et al. 2004, Frost formation on fin- and- tube heat exchangers. Part II— Experimental investigation of frost formation on fin- and- tube heat exchangers, *Int. J. Refrig.* 27(4): 375- 377.
- [SEK04b] Seker D et al. 2004, Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I— Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers. *Int. J. Refrig.* 27(4): 367- 374.
- [SHE93] Sherif S A et al. 1993, A semi-empirical transient method for modelling frost formation on a flat plate, *Int. J. Refrig.* 16(5): 321- 329
- [SHI03] Shin J et al. 2003, Experimental study on frost structure on surfaces with different hydrophilicity: density and thermal conductivity, *J. Heat Transfer*, 125(1): 84-94.
- [SZA09] J. Szargut et I. Szczygiel, Utilisation of the cryogenic exergy of liquid naturel gas (LNG) for the production of electricity. *Energy* 34 (2009) 827-837.
- [TAO93] Tao Y X et al. 1993, A mathematical model for predicting the densification and growth of frost on a flat plate, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 36(2): 353-363.

- [TSO06] Tso C P et al. 2006, An improved model for predicting performance of finned tube heat exchanger under frosting condition, with frost thickness variation along fin, *Appl. Therm. Eng.* 26(1): 111- 120.
- [XIA07] Xiaojun Shi, Defu Che. 2007, Thermodynamic analysis of an LNG fuelled combined cycle power plant with waste heat recovery and utilization system, *Int. J. Energy Res.* 31:975–998.
- [YAN04] C. C. Yang and Z. Huang, Lower Emission LNG Vaporization, *LNG Journal*, 2004. 24-26
- [YAN04b] Yang D K, Lee K S. 2004, Dimensionless correlations of frost properties on a cold plate. *Int. J. Refrig.* 27(1): 89-96.
- [YAN06] Yang D K et al. 2006, Modeling for predicting frosting behavior of a fin-tube heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transfer* 49(7–8): 1472-1479.
- [YAO04] Yao Y et al. 2004, A study on the performance of the airside heat exchanger under frosting in a air source heat pump water heater/chiller unit, *Int. J. Heat Mass Transfer*,47(17-18): 3745-3756.
- [YON67] Yonko J D, Sepsy C F. 1967, An Investigation of the Thermal Conductivity of Frost While Forming on a Flat Horizontal Plate, *ASHRAE Trans.*, 73, Part 2, (2043):1.1-1.11.

Annexe - Etude d'incertitudes

1. Définition

Afin de valider un modèle numérique et d'établir les corrélations de perte de pression et des coefficients de transfert de masse et de chaleur, nous allons utiliser les données mesurées sur le banc d'essai. Ces mesures sont sujettes à des erreurs et des incertitudes. Nous nous intéressons à l'incertitude des bilans de masse, et d'énergie ainsi que celle de la perte de pression.

Pour évaluer l'incertitude sur une mesure, nous proposons quelques méthodes [HER] recommandées par l'AFNOR. La norme qui définit l'expression des incertitudes de mesure est la norme **NF ENV 13005**. La norme qui définit le vocabulaire à employer est la norme **NF X07-001**.

Le mesurande qui est la grandeur à mesurer est caractérisé par la lettre « G ». La mesure est désignée par la lettre « g » minuscule, elle peut être : directe (la pesée, la pression, la température...) ou indirecte (le débit, le flux de chaleur...). La norme définit trois grandeurs caractérisant l'incertitude: l'incertitude type $u(G)$, l'incertitude élargie $U(G)$ et l'incertitude relative $U(G)/g$.

2. Évaluation de l'incertitude-type

Afin d'établir un bilan de masse et un bilan d'énergie sur une maquette d'échangeur, les instruments de mesure principalement utilisés sont : les capteurs de pression différentielle, les thermocouples, les hygromètres et une balance. Il y a deux types d'évaluation de l'incertitude-type qui sont souvent combinés:

2.1. Évaluations de type A

Cette analyse est statistique et se fait lorsqu'il y a peu d'indications sur les sources d'erreurs. En effet, quand la quantification des erreurs est difficile, nous effectuons une série de mesures que nous traitons statistiquement.

La moyenne et l'écart-type sont calculés en utilisant respectivement l'équation (1) et (2)

$$\bar{g} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n g_i \quad (1)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (g_i - \bar{g})^2}{n - 1}} \quad (2)$$

L'incertitude-type de type A est donnée par l'équation (3)

$$u(g) = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (3)$$

2.2. Évaluations de type B

L'incertitude-type de type B est calculé lorsqu'il est impossible, voire difficile de faire un calcul statistique (cas de la mesure unique), les sources d'erreurs sont alors recherchées et évaluée. Ces erreurs de mesure sont liées principalement aux instruments de mesure et leur calibre et résolution qui sont souvent fournis par le constructeur, les erreurs sont classées en aléatoires et systématiques. Les erreurs systématiques sont liées à l'étalonnage et au vieillissement des composants, les erreurs aléatoires sont principalement dues aux erreurs de lecture ou à l'appareil lui-même, ou aux conditions extérieures (température, pression atmosphérique, humidité,...). "La tolérance, $\pm\Delta c$, déclarée par le constructeur de l'appareil est utilisée directement pour le calcul d'incertitude type B" [MOR11]. Elle est calculée comme suit :

$$u(G) = \frac{\Delta c}{\sqrt{3}} \quad (4)$$

Si on a que peu d'indications, ou tout au moins une incertitude simple, il faut prendre comme incertitude :

$$u(G) = \frac{\Delta c}{2\sqrt{3}} \quad (5)$$

Si l'incertitude obéit à une loi normale, ce qui est souvent le cas de phénomènes physiques, alors :

$$u(G) = \frac{\Delta c}{3} \quad (6)$$

2.3. Incertitude élargie

L'incertitude élargie est obtenue en multipliant l'incertitude type par un facteur d'élargissement, la valeur du facteur k est choisie sur la base du niveau de confiance requis pour l'intervalle $g-U(G)$ à $g+U(G)$. La norme postule que si la valeur de k choisie est de 2, l'intervalle $[g-U(G), g+U(G)]$ aura un niveau de confiance de 95 %, et si $k = 3$, le un niveau de confiance de l'intervalle $[g-U(G), g+U(G)]$ sera de 99 %.

$$U(G) = k u(G) \quad (7)$$

2.4. Cas d'une mesure indirecte

Dans le cas d'une mesure indirecte, le mesurande G est défini en fonction des mesures X_i , $g = f(X_1, X_2, X_3...)$, l'incertitude se calcule par :

$$u(G) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 u^2(x_i)} \quad (8)$$

si les mesures x_i sont indépendantes, on dit que les entrées sont non corrélées (indépendantes), dans le cas contraire, elle sont corrélées.

Le calcul d'incertitude se présente en deux cas.

- Cas d'une somme algébrique : $g = \sum_{i=1}^n a_i x_i$, où a_i sont des constantes si les entrées sont indépendantes:

$$u(G) = \sqrt{\sum_{i=1}^n a_i^2 u^2(x_i)} \quad (9)$$

si les entrées sont corrélées:

$$u(G) = \sum_{i=1}^n |a_i| u(x_i) \quad (10)$$

- Cas d'un produit ou d'un quotient : $g = \frac{\alpha x_1^{a_1} x_2^{a_2} \dots}{\beta x_3^{a_3} x_4^{a_4} x_5^{a_5} \dots}$, où α , β et les exposants a_i sont des constantes

si les entrées sont indépendantes :

$$\frac{u(G)}{g} = \sqrt{a_1^2 \left(\frac{u(x_1)}{x_1}\right)^2 + a_2^2 \left(\frac{u(x_2)}{x_2}\right)^2 + a_3^2 \left(\frac{u(x_3)}{x_3}\right)^2 \dots} \quad (11)$$

si les entrées sont corrélées :

$$\frac{u(G)}{g} = |a_1| \left(\frac{u(x_1)}{x_1}\right) + |a_2| \left(\frac{u(x_2)}{x_2}\right) + |a_3| \left(\frac{u(x_3)}{x_3}\right) \dots \quad (12)$$

GAZEIFICATION DU GNL PAR CYCLE DE BRAYTON ASSOCIE A UNE BOUCLE CALOPORTRICE ET UNE POMPE A CHALEUR

RESUME : Le marché du gaz naturel liquéfié (GNL) est en plein essor et présente l'avantage de diversifier les approvisionnements. Le GNL est acheminé à une température de -162 °C et à pression atmosphérique. L'objet principal de la thèse vise à valoriser l'exergie contenue dans le GNL lors de sa gazéification et de son réchauffage avant d'être distribué sur le réseau. La thèse étudie un nouveau concept de gazéification qui se différencie des développements en cours par l'usage de l'air ambiant comme seule source de chaleur et par la valorisation d'une partie de l'exergie du GNL en énergie mécanique.

Une analyse énergétique et exergetique a permis de définir des architectures de cycles moteurs utilisant l'énergie calorifique de l'air comme source chaude (récupérée par un fluide intermédiaire qui est le propane) et le GNL comme puits froid.

L'usage de l'air ambiant conduit à gérer les cycles de givrage et dégivrage sur les évaporateurs du fluide intermédiaire récupérant les calories de l'air. Ceci nécessite la compréhension des phénomènes couplés de transferts de chaleur et de masse. Pour cela un banc d'essai a été construit afin de caractériser des échangeurs à ailettes rondes discontinues en condition de givrage et de valider un modèle numérique simulant le comportement de ces échangeurs en présence de givre. Cette modélisation a permis de proposer une logique de dimensionnement et d'exploitation des évaporateurs à air en prenant en compte l'effet du givre. Une étude saisonnière a montré que le procédé proposé est énergétiquement excédentaire tout au long de l'année.

Mots clés : gazéification, GNL, cycle Brayton, pompe à chaleur, caloporteur

GASIFICATION OF LNG USING A BRAYTON CYCLE ASSOCIATED TO A HEAT TRANSFER FLUID LOOP AND A HEAT PUMP

ABSTRACT: The market of liquefied natural gas (LNG) is growing and presents the advantage of diversifying supplies. The LNG is fed at a temperature of -162 °C and at atmospheric pressure. The main objective of the thesis aims at the valorization of the LNG exergy during its gasification and heating before being delivered through the network. The thesis investigates a new concept of gasification that differs from the current developments by the use of ambient air as the only heat source and by partial valorization of the LNG exergy in mechanical energy.

An energy and exergy analysis helped to the definition of engine-cycle architectures using the air heating capacity as a heat source (recovered by an intermediate fluid, here propane) and LNG as a cold sink.

The use of ambient air led to manage frosting and defrosting cycles on the evaporators of intermediate fluid recovering heat from the air. This requires understanding the coupled heat and mass-transfer phenomena. A test bench was built to characterize Circular Finned-Tube Heat Exchangers in frosting conditions and to validate a numerical model simulating the behavior of such heat exchangers in presence of frost. As a result, a logic for the design and operation of air heat exchangers is proposed taking into account the frosting effect. A seasonal study showed that the output power generated by the new concept of gasification is superior to its energy consumption throughout the year.

Keywords: gasification, LNG, Brayton cycle, heat pump, heat transfer fluid