

Modélisation, conception et étude expérimentale d'une pompe à chaleur industrielle à eau à haute température

Marwan Chamoun

► **To cite this version:**

Marwan Chamoun. Modélisation, conception et étude expérimentale d'une pompe à chaleur industrielle à eau à haute température. Autre [cond-mat.other]. INSA de Lyon, 2012. Français. NNT : 2012ISAL0132 . tel-00917551

HAL Id: tel-00917551

<https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00917551>

Submitted on 12 Dec 2013

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.

THESE

Modélisation, conception et étude expérimentale d'une pompe à chaleur industrielle à eau à haute température

présentée et soutenue publiquement devant

l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

pour obtenir le grade de

Docteur

École doctorale: MEGA

(Mécanique, Energétique, Génie civil et Acoustique)

Spécialité : Thermique et Énergétique

par

Marwan CHAMOUN

Soutenance prévue le 11/12/12

BELLETRÉ Jérôme	Professeur (Université de Nantes)	Examineur
BERAIL Jean-François	Ingénieur (Electricité de France)	Invité
FEIDT Michel	Professeur (Université de Nancy)	Examineur
FOURNAISON Laurence	Directeur de recherche (IRSTEA)	Rapporteur
HABERSCHILL Philippe	Maître de conférences HDR (INSA, LYON)	Directeur de thèse
MARVILLET Christophe	Professeur (IFFI Cnam)	Examineur
MIRIEL Jacques	Professeur (INSA, RENNES)	Rapporteur
PEUREUX Jean Louis	Ingénieur (Electricité de France)	Invité
RULLIERE Romuald	Maître de conférences (INSA, LYON)	Directeur de thèse

Remerciements

Entre la rigueur scientifique et le pragmatisme industriel, cette thèse est le fruit de multiples discussions et réflexions scientifiques et techniques dans le cadre d'une collaboration entre le Centre de Thermique de Lyon (CETHIL) de l'INSA de Lyon et Electricité de France Recherche et Développement (EDF R&D).

Je tiens à remercier du fond de mon cœur Philippe Haberschill, mon directeur de thèse, ainsi que Romuald Rulliere, mon co-directeur, pour la confiance qu'ils m'ont accordée avec une bonne orientation qui m'a permis de faire ma propre expérience. J'en tire un riche apprentissage, du point de vue scientifique bien sûr, mais également du point de vue personnel. J'aimerais témoigner ma gratitude pour leur soutien précieux tout le long de mon parcours.

Je tiens à remercier l'Association Nationale de la recherche (ANR) pour leur financement ainsi que la direction du CETHIL pour son soutien financier et matériel.

Je tiens à exprimer toute ma reconnaissance au staff du département Eco-efficacité et Procédés Industriels (EPI) à EDF R&D pour leur soutien matériel, notamment M. Jean-François Berail et M. Jean-Louis Peureux, chefs de projet, pour leurs conseils techniques et leur vision industrielle pragmatique.

Toute ma reconnaissance va également à Madame Laurence Fournaison et Monsieur Jacques Miriel et pour l'intérêt qu'ils ont témoigné envers ce travail en acceptant d'en être les rapporteurs. Par ailleurs, je veux remercier MM. Michel Feidt, Christophe Marvillet et Jérôme Belletre pour la crédibilité qu'ils confèrent au jury de cette thèse en apportant leurs compétences reconnues et leurs grands regards critiques.

Je tiens à exprimer ma gratitude à tous les partenaires du projet PACO pour leurs contributions au projet et l'avancement de ma thèse. Je remercie de plus M. Ahmed Bensafi pour ses conseils avisés et son soutien.

J'aimerais remercier ceux qui ont fait un bout de chemin à mes côtés, notamment mes collègues à EDF R&D et au CETHIL, particulièrement Ismael Zaid, Damien Bobelin, Eugénio Sapora, Ali Bourig, Khattar Assaf et Abdelkader Bouziane.

Enfin, je voudrais remercier toute ma famille ainsi que mes amis qui m'ont soutenu tout au long de ces trois ans de thèse.

Ecoles Doctorales 2011-2015

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	CHIMIE DE LYON http://www.edchimie-lyon.fr Insa : R. GOURDON	M. Jean Marc LANCELIN Université de Lyon – Collège Doctoral Bât ESCPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 directeur@edchimie-lyon.fr
E.E.A.	ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://edeeca.ec-lyon.fr Secrétariat : M.C. HAVGOUDOUKIAN eea@ec-lyon.fr	M. Gérard SCORLETTI Ecole Centrale de Lyon 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60 97 Fax : 04 78 43 37 17 Gerard.scorletti@ec-lyon.fr
E2M2	EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION http://e2m2.universite-lyon.fr Insa : H. CHARLES	Mme Gudrun BORNETTE CNRS UMR 5023 LEHNA Université Claude Bernard Lyon 1 Bât Forel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.72.43.12.94 e2m2@biomserv.univ-lyon1.fr
EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTE http://ww2.ibcp.fr/ediss <i>Sec : Safia AIT CHALAL</i> Insa : M. LAGARDE	M. Didier REVEL Hôpital Louis Pradel Bâtiment Central 28 Avenue Doyen Lépine 69677 BRON Tél : 04.72.68 49 09 Fax : 04 72 35 49 16 Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr
INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHEMATIQUES http://infomaths.univ-lyon1.fr	M. Johannes KELLENDONK Université Claude Bernard Lyon 1 INFOMATHS Bâtiment Braconnier 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 44.82.94 Fax 04 72 43 16 87 infomaths@univ-lyon1.fr
Matériaux	MATERIAUX DE LYON Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry Ed.materiaux@insa-lyon.fr	M. Jean-Yves BUFFIERE INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Saint Exupéry 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.72.43 83 18 Fax 04 72 43 85 28 Jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr
MEGA	MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry mega@insa-lyon.fr	M. Philippe BOISSE INSA de Lyon Laboratoire LAMCOS Bâtiment Jacquard 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 Philippe.boisse@insa-lyon.fr
ScSo	ScSo* M. OBADIA Lionel Sec : Viviane POLSINELLI Insa : J.Y. TOUSSAINT	M. OBADIA Lionel Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.69.72.76 Fax : 04.37.28.04.48 Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr

*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

Résumé

Mots clés : Pompe à chaleur industrielle, fluide frigorigène naturel, vapeur d'eau, haute température, modélisation, Modélica.

Le contexte énergétique global impose, durablement aux industriels la poursuite des efforts en matière d'efficacité énergétique nécessitant le déploiement de nouveaux procédés innovants éco-efficaces. Une meilleure gestion de l'énergie permet l'amélioration de l'efficacité énergétique globale des procédés ainsi que la réduction des émissions de CO₂. Dans ces conditions, la récupération et la valorisation de la chaleur perdue apparaît comme un potentiel pour atteindre ces objectifs. L'intégration d'une pompe à chaleur à haute température permet une valorisation de pertes calorifiques en satisfaisant des besoins de chauffage à haute température (>130°C) qui apparaissent simultanément dans certains procédés (distillation, séchage...). Malheureusement, les pompes à chaleur répondant à ces besoins industriels sont indisponibles actuellement. C'est dans ce contexte que s'inscrit la présente étude qui a permis le développement et la mise en place d'une pompe à chaleur à haute température utilisant l'eau comme fluide frigorigène. Les verrous techniques et technologiques limitant la faisabilité d'une telle machine ont été levés en concevant une nouvelle architecture de PAC et en développant deux types de compresseur : un compresseur bi-vis adapté et un compresseur centrifuge bi-étagé à paliers magnétiques. La mise en place de cette PAC munie du compresseur bi-vis est présentée. Un modèle dynamique de cette pompe à chaleur est développé avec Modelica en tenant compte de la présence de gaz incondensables dans la machine. Des modèles détaillés des compresseurs sont développés en fonction de leurs caractéristiques géométriques. Une étude expérimentale de la phase de démarrage est présentée montrant le processus de purge des incondensables et l'évolution de certains paramètres de la pompe à chaleur. Ces résultats expérimentaux ont été confrontés à des simulations numériques. Plusieurs modes de fonctionnement de la machine de récupération des pertes calorifiques sont simulés numériquement et analysés énergétiquement ainsi qu'exergétiquement. Le modèle de pompe à chaleur a enfin été intégré à un modèle de colonne à distiller montrant les économies d'énergie globales et les avantages environnementaux obtenus.

Abstract

Keywords: Industrial Heat Pump, natural working fluid, water vapour, high temperature, modelling, Modelica.

Currently, improving energy efficiency becomes a main challenge for all industrial energy systems. This challenge involves an improved recovery of wasted heat generated by several industrial processes. Large energy savings and potential environmental benefits are associated with the use of industrial heat pump mainly at high temperature levels ($>130^{\circ}\text{C}$) unavailable on the market. The development of high temperature heat pump using water vapor as working fluid is investigated. Technical problems restraining the feasibility of this industrial heat pump are surmounted by a specifically designed heat pump, the development of a new twin screw compressor and a new centrifugal compressor with magnetic bearings. A dynamic model of this heat pump is developed using Modelica and taking into account the presence of non-condensable gases in the machine. Detailed models of the compressors are developed based on their geometrical characteristics. Experimental results of the start-up phase have been presented showing the non-condensable purging process and the evolution of some parameters of the heat pump. These experimental results have been confronted to numerical simulations. Several scenarios of industrial processes for high-temperature heat recovery and heat upgrading are numerically simulated and analyzed based on energetic and exergetic studies. The heat pump model has been integrated to a distillation column showing the global energy savings and the environmental benefits of using this developed heat pump.

Table des matières

Remerciements	i
Résumé	i
Abstract	i
Nomenclature	1
Chapitre 1 : Introduction	
1.1 Contexte.....	2
1.2 Motivation	2
1.3 Organisation de la thèse.....	2
Chapitre 2 : Conception et mise en œuvre d'une PAC industrielle à haute température	
2.1 Contexte générale et enjeux.....	4
2.2 Potentiel et technologie des PAC industrielles	5
2.2.1 Rejets et besoins de chaleur à haute température	5
2.2.2 Intérêt multicritère	5
2.2.3 Technologie des PAC industrielles	5
2.2.3.1 Parc des PAC industrielles existantes	5
2.2.3.2 Technologie des PAC	5
2.2.4 Synthèse.....	5
2.3 Choix techniques et verrous technologiques de la PAC HT	6
2.3.1 Introduction.....	6
2.3.2 Choix du fluide frigorigène.....	6
2.3.3 Verrous technologiques liés au choix de l'eau.....	6
2.3.4 Conclusion	6
2.4 Architecture de la PAC Haute Température à eau.....	7
2.4.1 Généralités	7
2.4.2 Développement de nouveaux compresseurs (vis+centrifuge).....	7
2.4.3 Configuration et spécifications des composants de la PAC.....	7
2.4.4 Contrôle, « supervision » et régulation	7
2.5 Conclusion.....	7
Chapitre 3 : Modélisation dynamique et simulations de la PAC haute température à eau	
3.1 Approches de modélisation.....	10
3.1.1 Etat de l'art de la modélisation des PAC	10
3.1.2 Etat de l'art sur les phénomènes de transfert	10
3.1.2.1 Condensation de la vapeur pure.....	10
3.1.2.2 Condensation en présence d'incondensables	10
3.1.3 Modélisation avec Modélica sous environnement Dymola	10
3.1.4 Conclusion et Synthèse	10
3.2 Modélisation des différents éléments de la PAC	11
3.2.1 Modèle du compresseur bi vis	11
3.2.2 Modèles des échangeurs	11
3.2.2.1 Hypothèses des modèles.....	11
3.2.2.2 Méthodologie de modélisation et formulation.....	11
3.2.3 Modèles des bouteilles.....	11
3.2.3.1 Hypothèses	11
3.2.3.2 Formulations.....	11
3.2.3.3 Purgeur des incondensables.....	11
3.2.3.4 Bouteille d'évaporation flash.....	11
3.2.4 Modèles des détendeurs	11
3.2.4.1 Hypothèses	11
3.2.4.2 Modèle du purgeur d'air	11
3.2.4.3 Modèle du détendeur à flotteur.....	11

3.3	Simulation du démarrage.....	11
3.4	Conclusion.....	12
Chapitre 4 : Modélisation fine des compresseurs		
4.1	Introduction.....	14
4.2	Modèle de compresseur bi vis.....	14
4.2.1	Généralités.....	14
4.2.2	Modèle de compresseur.....	14
4.3	Résultats de simulation du compresseur bi vis.....	14
4.3.1	Performances globales.....	14
4.3.2	Influence du taux de compression.....	14
4.3.3	Influence de la vitesse de rotation.....	14
4.3.4	Influence du débit injecté.....	14
4.3.5	Démarrage.....	14
4.4	Modèle de compresseur centrifuge.....	15
4.4.1	Généralités.....	15
4.4.2	Méthodologie de modélisation.....	15
4.5	Simulation du compresseur centrifuge.....	15
4.6	Conclusion.....	15
Chapitre 5 : Etude expérimentale, comparaison et exploitation du modèle		
5.1	Introduction.....	18
5.2	Résultats et comparaisons des essais.....	18
5.2.1	Essais préliminaires de démarrage de la PAC.....	18
5.3	Exploitation du modèle.....	18
5.3.1	Evaluation des performances.....	18
5.3.2	Analyse exergetique.....	18
5.3.3	Réaction aux sollicitations.....	18
5.3.3.1	Variation de la vitesse de rotation du compresseur.....	18
5.3.3.2	Variation de la température d'entrée du fluide « process ».....	18
5.3.3.3	Variation du débit d'entrée des rejets calorifiques.....	18
5.3.3.4	Variation du débit de la pompe de circulation.....	18
5.3.4	Intégration de la PAC dans un procédé industriel.....	18
5.3.4.1	Utilisation des PAC pour la distillation.....	18
5.3.4.2	Résultats de simulations.....	18
Conclusion et perspectives.....		18
Liste de publications.....		18
Références bibliographiques.....		18

Nomenclature

Symboles

a	Périmètre de la section de passage	m
an	Anergie massique	$J.kg^{-1}$
$\dot{A}n$	Flux d'anergie	W
C	Vitesse du fluide	$m.s^{-1}$
C_h	Coefficient de frottement adimensionnel	-
C'	Couple	$N.m$
c_v	Capacité thermique massique isochore	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
c_p	Capacité thermique massique isobare	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
D	Diamètre	m
ex	Exergie massique	$J.kg^{-1}$
f	Coefficient de frottement	$N.m^{-1}$
G	Vitesse massique	$kg.m^{-2}.s^{-1}$
h	Enthalpie massique	$J.kg^{-1}$
H	Heure de fonctionnement	h
i_{aub}	Nombre d'aubages	-
k	Coefficient poly tropique	-
K	Coefficient de fuites	-
K_v	Coefficient de débit	$l.mn^{-1}.bar^{-1}$
L	Longueur	m
M, m	Masse	kg
\dot{m}	Débit massique	$kg.s^{-1}$
n	Vitesse de rotation	$r.p.m$
N	Nombre de volumes de contrôle	-
n_m	Nombre de lobes du rotor male	-
p	Pincement	K
P	Pression	Pa
P'	Pression partielle	Pa

Nomenclature

Q	Quantité de chaleur transférée	J
\dot{Q}	Flux de chaleur	W
\vec{R}	Résultante des forces	N
s	Entropie massique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
S	Section	m^2
\dot{S}	Flux d'exergie ajouté	W
t	Temps	s
T	Température	$^{\circ}C$
\bar{T}	Moyenne logarithmique de températures	K
u	Energie interne massique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
U	Energie interne	$J.K^{-1}$
U'	Vitesse d'entraînement	$m.s^{-1}$
V	Volume	m^3
\dot{V}	Débit volumique	$m^3.h^{-1}$
V^i	Cylindrée	m^3
V^r	Rapport volumétrique	-
v	Vitesse du fluide	$m.s^{-1}$
ω	Vitesse de rotation angulaire	$rad.s^{-1}$
W	Travail	J
\dot{W}	Puissance mécanique	W
x	Titre du fluide diphasique	-
X	Fraction massique en frigorigène	-
z	Distance	m

Lettres grecques

α	Coefficient de transfert	$J.m^{-2}.K^{-1}$
α'	Angle d'entrée	rd
β	Angle relatif des aubages,	rd
γ	Coefficient isentropique	-
Δ	Différence	-
η	Rendement	-
θ	Angle de rotation	rad
λ	Conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
λ'	Coefficient de frottement	-
μ	Viscosité dynamique	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
π	Taux de compression	-
π^i	Rapport de pressions interne	-
ρ	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
σ	Facteur de glissement	-
ψ	Pression partielle relative	-
ψ'	Taux de compression	-

Indices

0	Référence
---	-----------

1	Entrée
2	Sortie
<i>a</i>	Air sec
<i>asp</i>	Aspiration
<i>ax</i>	Axiale
<i>b</i>	Bouteille
<i>BP</i>	Basse pression
<i>c</i>	Compresseur
<i>ch</i>	Chaudière
<i>cond</i>	Condensation
<i>conv</i>	Convection
<i>comp</i>	Compression
<i>cr</i>	Critique
<i>dep</i>	Déplacé
<i>des</i>	Design
<i>det</i>	Détendeur
<i>dia</i>	Diamétrale
<i>dp</i>	Diphasique
<i>e</i>	Entrée
<i>eau</i>	Eau
<i>en</i>	Entrainement
<i>env</i>	Enveloppe
<i>evap</i>	Evaporation
<i>ex</i>	Exergétique
<i>ext</i>	Extérieur
<i>f</i>	Fluide frigorigène
<i>fl</i>	Flash
<i>fr</i>	Frottement
<i>ft</i>	Fuites
<i>g</i>	Gaz
<i>h</i>	Hydraulique
<i>HP</i>	Haute pression
<i>i</i>	i ^{ème} élément
<i>in</i>	Incondensables
<i>inc</i>	Incidence
<i>ind</i>	Indiquée
<i>inj</i>	Injection
<i>is</i>	Isentropique
<i>j</i>	j ^{ème} élément
<i>k</i>	k ^{ème} élément
<i>l</i>	Liquide
<i>L</i>	Lorentz
<i>m</i>	Mélange
<i>min</i>	Minimale
<i>no</i>	Noyau
<i>p</i>	Paroi
<i>purg</i>	Purgeur

<i>re</i>	Relative
<i>ref</i>	Refoulement
<i>s</i>	Sortir
<i>sat</i>	Saturation
<i>SYS</i>	Système
<i>ta</i>	Tangentielle
<i>v</i>	Volumétrique
<i>v</i>	Vapeur
θ	Différence d'angle

Nombres adimensionnels

<i>Nu</i>	Nombre de Nusselt	-
<i>Pr</i>	Nombre de Prandtl	-
<i>Re</i>	Nombre de Reynolds	-
<i>Ja</i>	Nombre de Jakob	-
<i>We</i>	Nombre de Weber	-

Abréviations

CEE	Certificat d'économie d'énergie
CFC	Chloro fluoro carbures
CMV	Compression mécanique de la vapeur
COP	Coefficient de performance
DAE	Equation algébro-différentielle
GES	Gaz à effet de serre
GIE	Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat
GWP	Potentiel de réchauffement climatique
HCFC	Hydro chloro fluoro carbures
HFC	Hydro fluoro carbures
HT	Haute température
IAPWS	Propriétés thermodynamiques de l'eau et de la vapeur d'eau
IF97	Formulations industrielles 1997
ODP	Potentiel de dégradation de la couche d'ozone
PAC	Pompe à chaleur
PDE	Equation aux dérivées partielles
PNAQ	Plan Nationale d'Allocation des Quotas
TEWI	Potentiel de réchauffement climatique global
TRI	Temps de retour sur investissement

Sigles

ANR	Association nationale de la recherche
AIE	Agence Internationale de l'énergie
ECLEER	Centre européen et laboratoires de recherche en efficacité énergétique
EDF	Electricité De France
FE	France Evaporation
IFP	Institut Français du Pétrole
JCI	Johnson Controls Industries
SRM	Svenska Rotor Maskiner
UPS	Union Pétrolière Suisse

Introduction

Sommaire

1.1	Contexte.....	2
1.2	Motivation	2
1.3	Organisation de la thèse.....	2

1.1 Contexte

Le contexte de cette étude peut être résumé en ces quelques mots d'anglais empruntés à l'Agence Internationale de l'énergie « *The age of cheap energy is over, 50 million barrels of oil per day need to be produced from new fields by 2035* » [IEA, 2011] (le temps de l'énergie à bas coût est révolu, 50 million de barils de pétrole par jour doivent être extraits de nouveaux sites en 2035). Cette prévision illustre la nécessité aujourd'hui de trouver des moyens permettant des réductions significatives de la consommation d'énergie. En 2006, plus de 80 % de la consommation énergétique mondiale est attribuée aux énergies fossiles [UPS], dont 35 % en pétrole, 28 % en charbon et 23 % en gaz naturel.

Une augmentation de la consommation énergétique de l'ordre de 55 % entre 2005 et 2030 est estimée selon l'AIE [IEA, 2007]. De plus, selon l'ASPO (Association for the Study of Peak Oil and gas), le « pic pétrolier », également connu comme « Peak Oil » (PO) qui correspond au maximum de la consommation pétrolière est prévu durant l'année 2015.

Par ailleurs, selon l'Institut Français du Pétrole (IFP), le « pic » de production du pétrole sera atteint vers l'année 2028 au plus tard [IFP, 2006]. Ce maximum commence entre 2006 et 2028 pour des raisons technico-économiques et se poursuit à partir de 2028 pour des raisons géologiques. Ceci entraînera sans aucun doute une augmentation des prix de l'énergie, qui a commencé à se manifester ces dernières années.

En 2010, la facture énergétique de la France s'élevait à 46,2 milliards d'euros représentant ainsi 2,4% du PIB [MEDT, 2011]. Pour réduire cette facture, il est indispensable de diminuer l'intensité énergétique, c'est-à-dire découpler l'accroissement de la consommation d'énergie fossile et la croissance économique [Abou Khalil, 2008].

Au contexte énergétique, il faut adjoindre le contexte environnemental du réchauffement climatique. Dans ce contexte, selon différents scénarios d'émissions et de politiques environnementales, le GIE (Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat) prévoit une augmentation entre 2 et 3,5 K de la température moyenne de la terre et une augmentation comprise entre 0,18 m et 0,59 m du niveau de la mer d'ici l'année 2100 [GIEC, 2007].

Face à cette évolution, l'augmentation de l'efficacité des systèmes énergétiques pour la réduction des émissions directes de gaz à effet de serre (GES) fait indéniablement partie des solutions à adopter à côté notamment du développement des énergies renouvelables [Feidt, 2009]. Plusieurs programmes nationaux et européens sont mis en œuvre en vue de diminuer les consommations d'énergie fossile et les émissions de GES.

Renforcer l'efficacité énergétique permet d'améliorer l'indépendance énergétique de la France, de soutenir le développement économique, de créer des emplois et de réduire les coûts d'énergie supportés par les ménages, les entreprises et les pouvoirs publics [MEDT, 2011].

Le secteur industriel apparaît trop consommateur d'énergie avec un renchérissement continu et durable des énergies fossiles. De ce fait, le contexte énergétique global imposera durablement aux grands industriels ainsi qu'aux PME-PMI la poursuite des efforts afin d'améliorer l'efficacité énergétique de leurs procédés industriels. Cette amélioration nécessite le déploiement de nouveaux procédés innovants éco-efficaces tout en respectant les normes environnementales en vigueur.

Le bon usage des systèmes à compression mécanique de vapeur est l'un des enjeux de la poursuite du développement durable [Ducolombier, 2010]. Ces systèmes font partie de notre quotidien et ont une place stratégique dans de nombreux secteurs d'activités. Ils sont utilisés pour produire du froid, du chaud et assurer notre confort.

Ces machines ont un double impact environnemental que sont d'une part, les émissions indirectes de gaz à effet de serre attribuées à la consommation énergétique de la machine et, d'autre part, les émissions directes dues aux fuites de fluides frigorigènes. Ce double impact peut être évalué par le TEWI (Total Equivalent Warming Impact) de la machine thermodynamique.

Industriellement, ces machines utilisées en pompe à chaleur présentent un potentiel important de récupération de l'énergie fatale afin de la valoriser en satisfaisant des besoins de chauffage. Avec l'augmentation des prix de l'énergie et le déploiement des certificats d'économie d'énergie, les pompes à chaleur industrielles deviennent un centre d'intérêt pour les recherches visant l'efficacité énergétique et la réduction des émissions de GES.

Un des axes de recherche engagé par EDF R&D et ECLEER (European Center and Laboratories for Energy Efficiency Research) est la valorisation de la chaleur fatale perdue dans les procédés industriels en développant des technologies efficaces de récupérations thermiques comme les pompes à chaleur industrielles. Cette thèse s'inscrit dans les travaux de cet axe de recherche.

1.2 Motivation

Des études de marché ont montré que le gisement d'énergie accessible via une PAC est d'autant plus important que l'on arrive à atteindre des températures de condensation élevées (supérieures à 100 °C). Actuellement, les pompes à chaleur industrielles sont limitées au niveau de température correspondant aux circuits de chauffage domestique (bien inférieures à 100 °C). Dépasser cette limite implique la conception d'une nouvelle machine économiquement réaliste capable de satisfaire des besoins de chauffage à hautes températures en gardant de bonnes performances thermodynamiques.

Une fois la pompe à chaleur conçue, des travaux de modélisation thermodynamique en régime transitoire de la machine dans son ensemble et des compresseurs contribueront à la compréhension de leurs fonctionnements et de leurs sensibilités pendant la phase de démarrage et suite à diverses sollicitations.

La PAC munie d'un compresseur bi vis a été installée sur un banc d'essais dont les conditions limites sont imposées à l'aide de deux boucles simulant les pertes calorifiques à récupérer et les besoins de chauffage à satisfaire dans un environnement industriel.

Un protocole expérimental a été élaboré à partir du modèle de la PAC pour la phase de démarrage. Des résultats expérimentaux ont été recueillis et confrontés à ce modèle dynamique.

Une exploitation du modèle a permis d'analyser le comportement de la PAC d'un point de vue énergétique et exergetique dans différentes configurations et d'identifier le potentiel de cette machine en l'intégrant numériquement dans un procédé industriel.

1.3 Organisation de la thèse

Ce premier chapitre présente le contexte environnemental et économique actuel qui nécessite le déploiement de nouvelles stratégies industrielles afin de réduire les factures énergétique et économique en réduisant en parallèle la dégradation de l'environnement. Les PAC à haute température apparaissent comme solution prometteuse. Dans le deuxième chapitre, le potentiel et les technologies des PAC industrielles existantes ont été identifiés en fonction des températures des besoins thermiques industriels. Le choix technique de l'eau comme fluide frigorigène et les verrous technologiques liés à ce choix y sont présentés et justifiés. Le développement de deux compresseurs différents (le premier bi vis et le second centrifuge à paliers magnétiques) ainsi que les architectures de PAC correspondantes à chacun d'eux sont présentées. Ce chapitre s'achève avec la description de la mise en place de la PAC munis du compresseur bis vis dans un environnement industriel.

Le choix de l'eau comme fluide frigorigène pour cette PAC a impliqué une conception spéciale de l'installation puisque la pression d'évaporation est inférieure à la pression atmosphérique. De ce fait, une modélisation dynamique de la machine devient obligatoire pour l'évaluation du protocole de démarrage surtout que la machine est saturée d'air lors de sa mise en route. Le troisième chapitre présente un état de l'art sur la modélisation des pompes à chaleur et des transferts thermiques en présence et en absence de gaz incondensables. A partir de cette étude, un nouveau modèle prenant en

compte la présence des gaz incondensables et basé sur les équations de conservation de masse, d'énergie et de quantité de mouvement a été développé en utilisant le langage Modélica sous environnement Dymola. A partir de ce modèle, le protocole de démarrage a été fixé en identifiant les conditions de fonctionnement à éviter.

Dans le quatrième chapitre, les deux nouveaux compresseurs développés ont été modélisés à partir des équations de conservation afin de pouvoir identifier leurs courbes caractéristiques et comprendre leurs comportements suites aux changements des conditions limites imposées par le reste de la PAC. Le modèle du compresseur bi vis prend en compte une injection d'eau lors de la phase d'aspiration et montre l'évolution de l'état du fluide frigorigène le long du compresseur en fonction de l'angle de rotation du rotor male. Le modèle du compresseur centrifuge permet, notamment, le calcul de la courbe de pompage à éviter pendant le fonctionnement en se basant sur le calcul de l'énergie transférée par la roue au fluide et des pertes par frottement et par incidence, tout au long du compresseur.

Dans le cinquième chapitre, le protocole expérimental d'essais de la PAC munie du compresseur bi vis est décrit. Le banc d'essais est installé sur le site d'EDF R&D aux Renardières. Les résultats préliminaires des expérimentations de démarrage sont présentés, analysés et confrontés aux simulations numériques du modèle développé. Ensuite, le modèle dynamique de la PAC est exploité dans différentes conditions afin de comprendre et d'analyser les réactions aux sollicitations, d'identifier les performances de la machine et de proposer des voies d'amélioration et d'optimisation de cette PAC en se basant sur une étude exergetique. Ce modèle, après adaptation, permet d'identifier les économies d'énergie réalisables par substitution d'une chaudière par une PAC sur une colonne à distiller.

Une synthèse de l'étude est effectuée en conclusion de ce mémoire. Un rappel des principaux résultats numériques et expérimentaux obtenus avec la PAC munie du compresseur à vis est donné et permet d'envisager des perspectives d'études concernant l'utilisation du compresseur centrifuge à paliers magnétiques.

Conception et mise en œuvre d'une PAC industrielle à haute température

Sommaire

2.1	Contexte générale et enjeux	4
2.2	Potentiel et technologie des PAC industrielles	5
2.2.1	Rejets et besoins de chaleur à haute température.....	5
2.2.2	Intérêt multicritère	5
2.2.3	Technologie des PAC industrielles.....	5
2.2.3.1	Parc des PAC industrielles existantes	5
2.2.3.2	Technologie des PAC	5
2.2.4	Synthèse	5
2.3	Choix techniques et verrous technologiques de la PAC HT	6
2.3.1	Introduction	6
2.3.2	Choix du fluide frigorigène	6
2.3.3	Verrous technologiques liés au choix de l'eau	6
2.3.4	Conclusion	6
2.4	Architecture de la PAC Haute Température à eau	7
2.4.1	Généralités	7
2.4.2	Développement de nouveaux compresseurs (vis+centrifuge)	7
2.4.3	Configuration et spécifications des composants de la PAC.....	7
2.4.4	Contrôle, « supervision » et régulation.....	7
2.5	Conclusion	7

2.1 Contexte générale et enjeux

L'énergie, sous ses diverses formes, est absorbée ou générée par toute activité industrielle. Par ailleurs, et en vertu du second principe de la thermodynamique, une dégradation d'énergie en chaleur est inhérente à toute transformation unitaire de matière ou d'énergie. Cette énergie dégradée est perdue dans des rejets à basses températures, sous forme gazeuse à l'atmosphère (à travers des tours aéroréfrigérantes) ou sous forme liquide (effluents à l'égout).

La valorisation de cette énergie perdue nécessite un ajustement de température et de puissance entre disponibilités et besoins à travers des dispositifs adaptés.

Des facteurs économiques (évolution du coût de l'énergie), environnementaux (mise en place du protocole de Kyoto visant la réduction des émissions de gaz à effet de serre...), politiques (menaces géopolitiques sur la sécurité des approvisionnements, rééquilibrage des marchés énergétiques vers les pays producteurs) imposent dorénavant aux acteurs, notamment industriels, une réponse tournée vers la recherche systématique d'économies d'énergie et de réduction des émissions de gaz à effet de serre (GES) [EDF R&D, 2009]. Au cours de ces dernières années, les Pouvoirs Publics ont renforcé leur actions notamment pour diminuer les émissions de GES, en élaborant de nouveaux mécanismes institutionnels comme le Plan Nationale d'Allocation des Quotas PNAQ (réduction des émissions à moindre cout) et les certificats d'économie d'énergie (CEE) (obligation de réalisation d'économies d'énergie aux fournisseurs d'énergie), qui vont être complétés et renforcés dans les prochaines années.

En décembre 2008 le parlement européen a mis en place le « EU's climate change package », appelé aussi « 20-20-20 » dont les objectifs sont d'atteindre à l'horizon 2020 une réduction de 20 % des émissions de GES, une amélioration de 20 % de l'efficacité énergétique et une part de 20 % d'énergies renouvelables dans le mix énergétique [EU, 2008]. En adoptant cette politique, une amélioration de l'efficacité énergétique permet de réduire la facture énergétique sur le marché et par conséquent la réduction de l'impact environnemental.

Sur le plan industriel, la récupération des rejets énergétiques apparait comme un moyen efficace pour atteindre les objectifs du 20-20-20 surtout que l'industrie est très consommatrice d'énergie, sa consommation, selon Eurostat [Eurostat, 2010], représente autour de 26 % de la consommation d'énergie finale et 30 % des émissions de gaz à effet de serre dans l'Europe. Autour de 70 % de cette énergie consommée correspond à des besoins de chaleur (~ 300 TW.h). Un potentiel important d'amélioration de l'utilisation de l'énergie est identifié, correspondant pour l'essentiel à des récupérations de chaleur (27 %) et à l'amélioration des performances des fours (20 %) (Figure 2.1) [ECLEER, 2012]. Ce potentiel d'efficacité énergétique et de réduction des émissions de CO₂ peut être exploité par une meilleure gestion de l'énergie, par l'implémentation de nouveaux usages performants ou encore par la re-conception des procédés avec une récupération et une valorisation de l'énergie perdue.

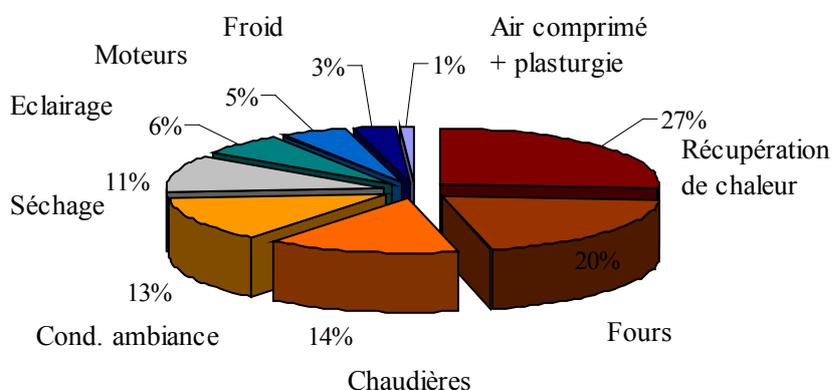


Figure 2. 1. Répartition du gisement d'économie d'énergie dans l'industrie en France [ECLEER, 2012].

Cette récupération est possible par intégration d'un échangeur de chaleur entre les rejets à basse température et les procédés industriels ou par intégration d'une machine thermodynamique entre ces rejets et les utilités chaudes.

Les niveaux de température mis en jeu fixent le mode de valorisation du potentiel énergétique perdu. L'utilisation d'un échangeur récupérateur est limitée aux rejets ayant des températures supérieures à celles des procédés industriels. En revanche, les machines thermodynamiques (PAC, CMV) permettent la valorisation de manière efficace des rejets thermiques en augmentant leurs niveaux de température afin de satisfaire les utilités chaudes.

En milieu industriel, la valorisation de l'énergie fatale via des pompes à chaleur est limitée par les stratégies économiques à court terme majoritairement pratiquées, et par les limites des technologies utilisées. Aujourd'hui, le nombre d'application de ce type dans l'industrie est faible mais compte tenu de l'accroissement des coûts des énergies et des contraintes environnementales, ce nombre ne peut que croître. Dans ce contexte, les pompes à chaleur industrielles représentent de plus en plus un moyen rentable d'amélioration de l'efficacité énergétique dans l'industrie.

2.2 Potentiel et technologie des PAC industrielles

2.2.1 Rejets et besoins de chaleur à haute température

Une pompe à chaleur récupère l'énergie perdue à une source à basse température pour la restituer à un puits à un niveau de température supérieur. Ce procédé justifie la nécessité d'identifier les rejets et les besoins des procédés industriels selon leurs niveaux de températures.

En se basant sur l'état de l'art réalisé par le centre de recherche sur l'énergie (CEREN), l'importance des besoins de chauffage à haute température a été mise en évidence sur la figure 2.2 selon le niveau de température et l'usage industriel correspondant. En France, des besoins de chauffage à haute température : 100-140 °C ont été évalués de l'ordre de 20 TW.h.an⁻¹ [Berail, 2009]. Le séchage, l'évaporation, la cristallisation et la concentration apparaissent comme les principaux consommateurs de cette chaleur à haute température.

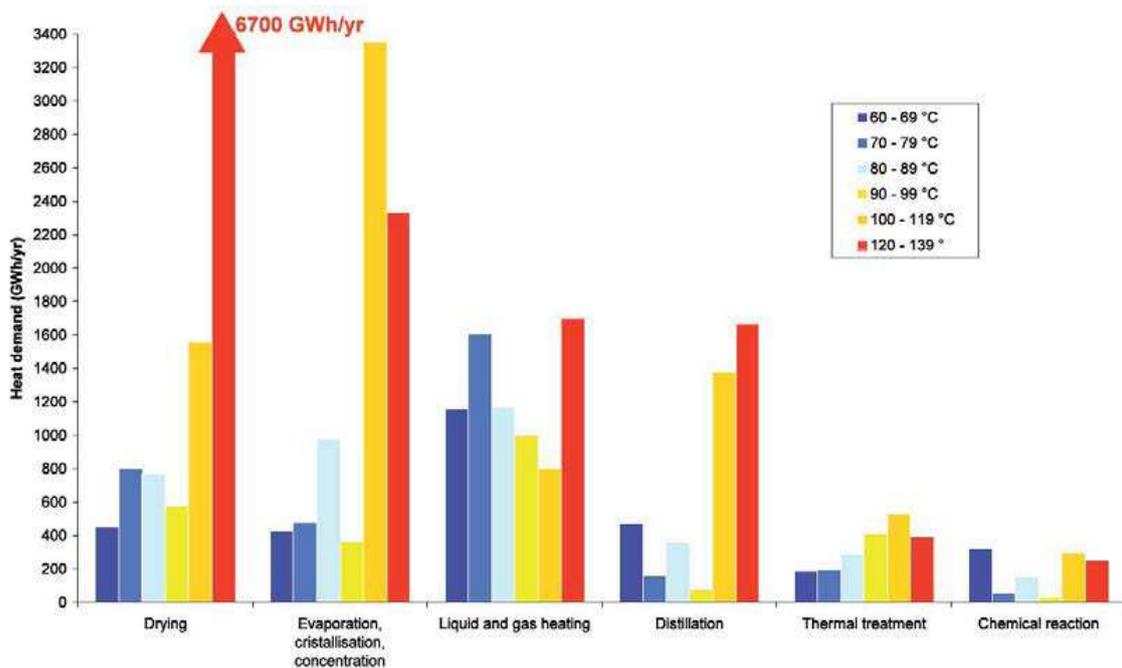


Figure 2. 2. Besoins de chauffage de quelques usages industriels français selon les niveaux de température (CEREN)

En se basant sur cette même base de données, Dupond et Sapora, [2009] ont mis en évidence le potentiel des pompes à chaleur industrielles à haute température pour la récupération de chaleur dans l'industrie. Cette étude a montré les besoins d'énergie à des niveaux de températures compris entre 100 et 200 °C dans différents secteurs industriels en France (figure 2.3). La répartition des besoins entre les usages industriels indique que le séchage nécessite la plus grosse part (environ 39 %) et la distillation 11 % de la demande totale de chaleur. Dans la plage 100-140 °C, la demande de chaleur est supérieure à 60 % du total. A ces niveaux de température, EDF R&D, [2007] remarque que les industries du papier, de l'agroalimentaire (alcool, divers) et de la chimie organique (plastiques, élastomères, ...) sont les plus grandes consommatrices de la chaleur industrielle (supérieure à 68 % du besoin total) et constituent le gisement principal.

La disponibilité des sources industrielles de chaleur dégradées est difficile à évaluer : quantités, qualités physiques et biologiques et températures des effluents sont méconnues. Toutefois, il est possible de trouver des sources de chaleur à haute température sur plusieurs équipements. Généralement, les sources industrielles de rejets de chaleur identifiées sont : le refroidissement des

compresseurs d'air (25-50 °C) et des condenseurs des groupes frigorifiques (30-45 °C) et les eaux usées des systèmes de nettoyages (30-50 °C) [Khattar et al., 2010]. Le fait de rehausser ces basses températures au niveau du besoin à haute température exige de forts ΔT (différences de température entre rejets et besoins) de l'ordre de 100-120 K, ce qui réduit les performances de la PAC.

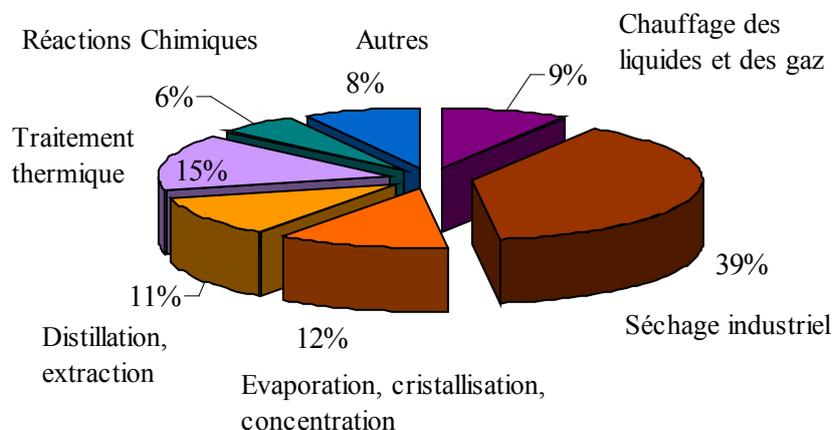


Figure 2. 3. Répartition des besoins de chaleur des usages industriels en France pour des niveaux de température « process » compris entre 100 et 200 °C.

Pour répondre aux exigences de hautes températures (supérieures à 100 °C), les rejets de chaleur et les besoins doivent être identifiés simultanément sur le même site industriel avec des niveaux de puissance et de température cohérents. Récemment, des études de marché [EDF R&D, 2010 ; Decloux et al., 2010] ont identifié un marché potentiel de récupération d'énergie à des niveaux de températures élevés sur plusieurs secteurs industriels. On distingue la concentration de solutions (ex. sucre), la distillation (ex. éthanol), le séchage (ex. papier), la stérilisation (ex. boîte de conserve) où l'intégration d'une pompe à chaleur haute température est possible et présente un grand potentiel.

Ces études ont mis en évidence la présence de rejets calorifiques à des températures situées aux alentours de 80-90 °C et l'importance des besoins de chauffage à des températures de 120-130 °C. Le fait de remonter le niveau thermique de ces rejets pour rendre leur chaleur valorisable conduirait à des économies d'énergies importantes.

2.2.2 Intérêt multicritère

L'intérêt des PAC industrielles s'appuie sur des critères économique (temps de retour sur investissement TRI), énergétique (énergies économisées COP) ainsi qu'environnemental (réduction des émissions de CO₂) [Chamoun et al., 2012a].

Intérêt environnemental

Ecologiquement, l'usage de pompes à chaleur permet de réduire fortement les émissions de CO₂ par rapport à une chaudière. Le TEWI (Total Equivalent Warming Impact) est défini comme la somme de l'incidence directe des émissions de fluides frigorigènes (contenu dans la PAC) et de l'incidence indirecte des émissions de CO₂ (dus à l'énergie primaire utilisée pour le fonctionnement de la pompe à chaleur). Il permet de calculer globalement les émissions de CO₂ d'une pompe à chaleur au cours de son cycle de vie.

Les émissions de CO₂ évitées par kW chaud grâce à l'usage d'une pompe à chaleur sont représentées en fonction du coefficient de performance COP de la PAC sur la figure 2.4 pour différents fluides frigorigènes. Ces réductions sont issues de la substitution d'une chaudière à gaz par une pompe à chaleur. L'impact environnemental est réduit considérablement par la diminution des émissions de CO₂ qui peut atteindre environ 96 % des émissions de la chaudière (46 tonnes de CO₂ équivalent sur 20 ans). Sur la figure 2.4, on remarque que les différences d'émissions de CO₂ entre les différents fluides frigorigènes restent faibles (de l'ordre de 3 %) quelque soit le COP. L'augmentation du COP entraîne

un accroissement de la réduction des émissions en réduisant l'effet de serre indirecte due à l'électricité consommée par le compresseur.

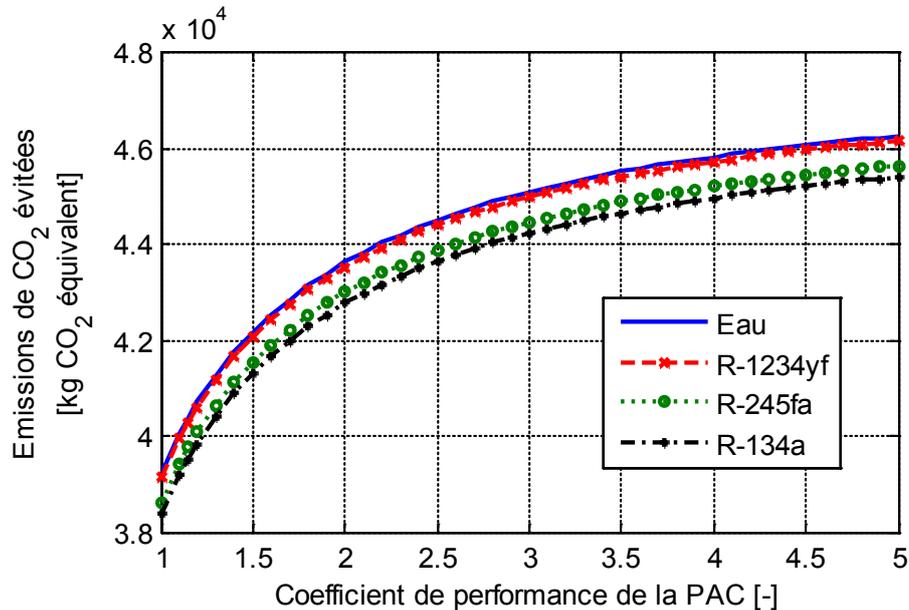


Figure 2. 4. Emissions de CO₂ évitées par kW chaud par substitution d'une chaudière (rendement 85 %) par une pompe à chaleur fonctionnant 8000 h par an, pendant 20 ans, en France pour différents fluides frigorigènes.

Intérêt économique

L'étude de la rentabilité financière de l'implantation d'une PAC est une étape incontournable avant tout investissement. Le gain économique doit être suffisant afin que l'investissement que représente l'achat de la PAC ait un temps de retour acceptable dans le milieu industriel.

En fonction du temps de fonctionnement annuel et du rendement de la chaudière, Chamoun et al. [2012a] représente sur la figure 2.5 le temps de retour sur investissement (TRI) de la PAC en fonction de son coefficient de performance. Sur ce plan économique, il est clair que les augmentations du nombre d'heures de fonctionnement et du coefficient de performance de la PAC réduisent significativement le temps de retour sur investissement. Ce temps peut atteindre facilement 3 ans pour une PAC avec un COP supérieur à 3. L'optimisation du COP sera judicieuse dans un certain intervalle car à partir d'une certaine valeur, les coûts liés à l'augmentation du COP deviennent supérieurs aux bénéfices.

En effet, la diminution du TRI en fonction du COP est exponentielle. Ainsi, une amélioration du TRI de 70 % est obtenue en augmentant le COP de 2 à 3 alors qu'elle n'est que de 20 % en augmentant le COP de 4 à 5. Cette réduction de l'amélioration du TRI avec l'augmentation du COP montre l'importance d'une étude des coûts engendrés sur les différents composants techniques ainsi que celle des coûts engendrés par le fonctionnement du système (maintenance, encrassement...).

Intérêt énergétique

Energétiquement, l'utilisation des pompes à chaleur doit permettre une économie d'énergie primaire consommée pour une certaine puissance calorifique. La différence entre la consommation de la PAC et celle de la chaudière est présentée sur la figure 2.6. L'économie d'énergie primaire n'apparaît qu'à partir d'un COP minimal de 2,5 pour la pompe à chaleur (rendement de chaudière de 95 %).

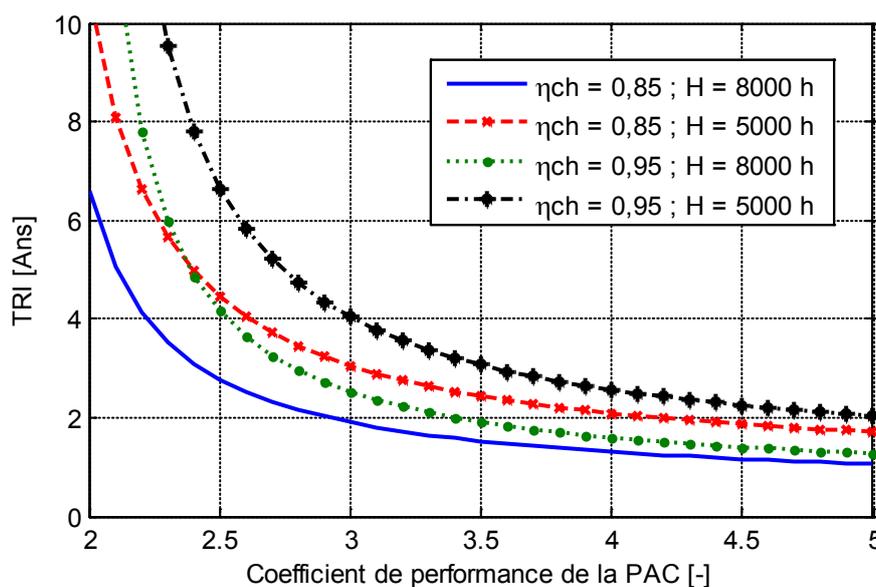


Figure 2. 5. Temps de retour sur investissement en fonction du rendement de la chaudière, du temps de fonctionnement et du COP de la PAC.

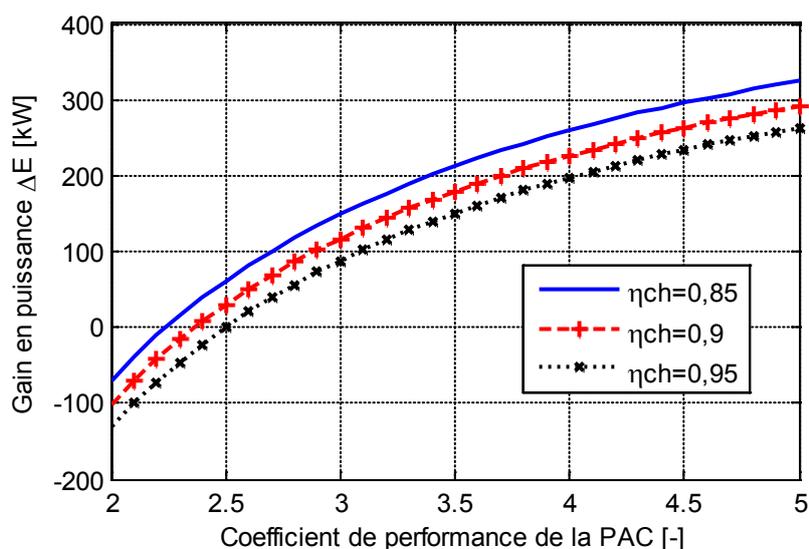


Figure 2. 6. Economies de puissance primaire réalisées par remplacement d'une chaudière par une PAC (500 kW chaud) en fonction de son COP et du rendement de la chaudière.

2.2.3 Technologie des PAC industrielles

Les pompes à chaleur industrielles sont des PAC de moyennes et de grandes puissances thermiques. En générale, elles sont utilisées pour la récupération et la valorisation de l'énergie fatale dans différents procédés industriels. L'intérêt du développement des pompes à chaleur à haute température était négligé depuis longtemps. Le contexte actuel visant une amélioration de l'efficacité énergétique a changé cette vision et a redonné de l'intérêt aux développements des PAC industrielles à haute température.

2.2.3.1 Parc des PAC industrielles existantes

En se basant sur une enquête faite par l'AIE (Programme Pompe à Chaleur) en 1995 [IEA, 1995], le nombre de PAC industrielles installées dans le monde est de l'ordre de 4600 dont la répartition est représentée par secteur industriel d'application (figure 2.7) et par type de technologie (figure 2.8).

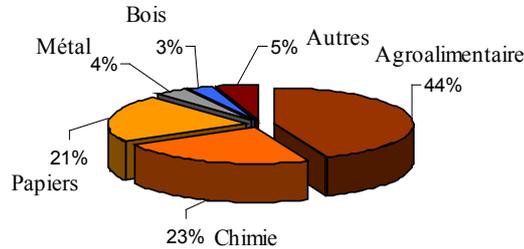


Figure 2. 7. Répartition mondiale des PAC industrielles installées selon les secteurs d'activités [IEA, 1995].

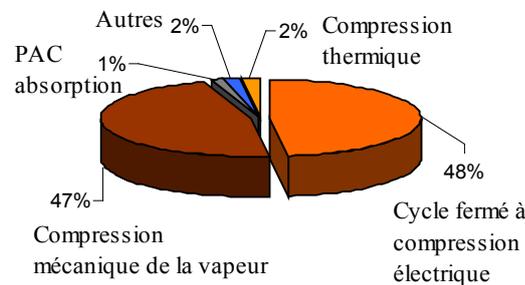


Figure 2. 8. Répartition mondiale des PAC industrielles installées par type [IEA, 1995].

Ces applications industrielles se divisent essentiellement en deux catégories : les systèmes à compression mécanique de la vapeur à cycle fermé (48 %) et à cycle ouvert (47 %) qui sont en nombre similaire. Cependant, les puissances chaudes installées sur les CMV à cycle ouvert sont 15 fois plus grande que celles des PAC à cycle fermé. Concernant les secteurs industriels, on remarque que les industries agroalimentaires, chimiques et celles du papier représentent les principaux secteurs avec respectivement 44 %, 23 % et 21 % des installations existantes. Concernant les conditions de fonctionnement de ces PAC, la figure 2.9 présente trois histogrammes de fréquence pour l'écart de températures entre sources et puits, la température de condensation et la puissance calorifique produite tous secteurs industriels confondus. On remarque que dans la majorité des cas, l'écart de températures source/puits est de 30-50 K et que la puissance calorifique est de l'ordre de 1 MW. Parmi les PAC installées, les pompes à chaleur à cycle ouvert sont généralement employées pour des températures supérieures à 100 °C tandis que les pompes à chaleur à cycle fermé ont une température de condensation typique aux alentours de 70 °C.

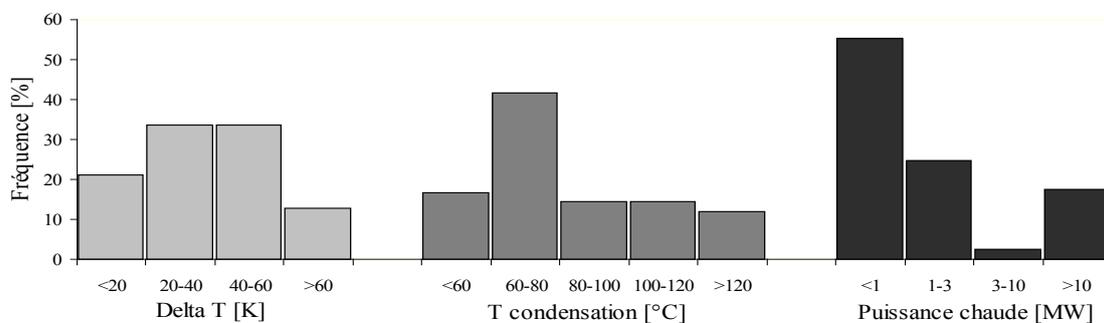


Figure 2. 9. Répartition de l'écart de températures source/puits, de la température de condensation et de la puissance calorifique pour les PAC installées dans différents secteurs industriels [IEA, 1995].

Une température moyenne de condensation de 70 °C a été publiée par Khattar, [2010] qui a présenté la répartition des niveaux de température de condensation des pompes à chaleur à compression électrique à cycle fermé (figure 2.10). La majorité de ces pompes à chaleur présente une température de condensation inférieure à 80 °C. Une minorité (<2%) présente une température entre 100 et 120°C, ces pompes à chaleur à hautes températures correspondent à des prototypes de PAC atteignant 120°C en utilisant des CFC (R11, R12, R114) qui sont désormais interdits en vertu de l'application du protocole de Montréal.

Toutefois, aujourd'hui, plusieurs pompes à chaleur à haute température sont actuellement disponibles sur le marché. JCI propose des PAC à l'ammoniac issu de la technologie York pouvant satisfaire des températures de condensation atteignant 90 °C en utilisant des compresseurs à pistons. Pour les températures plus élevées JCI et CLAUGER privilégient le R-245fa avec la technologie bi-vis pour leur PAC. Ces PAC sont limitées à une température maximale de condensation de 110 °C. Pour dépasser cette limite plusieurs études sont menées en ce qui concerne le développement des pompes à chaleur à haute température (cycle fermé à compression électrique). Parmi celles-ci on peut citer le prototype en cours de développement dans le cadre du Projet Alter-ECO qui peut atteindre des températures au-delà de 130 °C [Bobelin *et al.*, 2012]. En effet, ce projet, conduit par EDF, utilisant ECO3™ comme fluide frigorigène développé par ARKEMA et un compresseur scroll fourni par DANFOSS a pu atteindre une température de condensation de 140 °C.

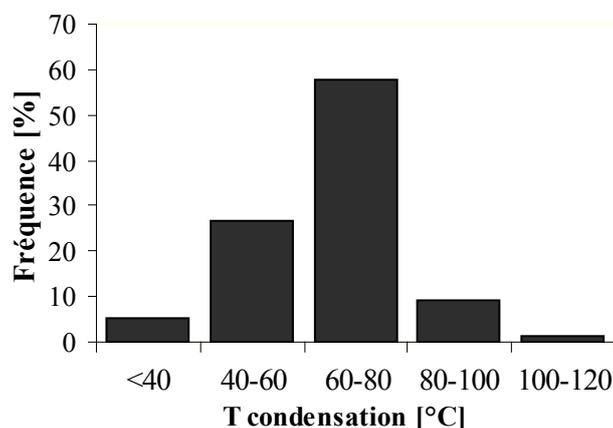


Figure 2. 10. Répartition des niveaux de température des pompes à chaleur à compression électrique [Khattar, 2010].

2.2.3.2 Technologie des PAC

Les pompes à chaleur à cycle fermé sont théoriquement identiques aux machines frigorifiques sauf que l'énergie délivrée au puits de chaleur est valorisée par la pompe à chaleur tandis que c'est celle extraite de la source froide qui est valorisée par la machine frigorifique. Le développement des PAC est limité par la concurrence avec les autres moyens de chauffage traditionnelle tandis que les machines frigorifiques sont les seules à pouvoir satisfaire les besoins de refroidissement.

La pompe à chaleur est une machine thermodynamique qui dépense de l'énergie électrique (compression mécanique) pour réaliser un écoulement de chaleur à l'inverse du sens naturel. L'énergie consommée permet de transférer l'énergie extraite (évaporation) d'une source de chaleur à l'aide d'un fluide frigorigène afin de délivrer au puits de chaleur l'énergie calorifique (condensation) utile. Ce transfert de chaleur est effectué à l'aide d'un circuit fermé qui comprend quatre composants principaux: un évaporateur, un compresseur, un condenseur et un détendeur.

Fluide frigorigène

Le fluide frigorigène qui circule dans l'installation a pour rôle d'assurer le transfert d'énergie thermique de la source vers le puits de chaleur à plus haute température. Il prélève l'énergie à la source

en s'évaporant à un certain niveau de pression et la cède au puits en se condensant à un niveau de pression plus élevé.

La prise de conscience de l'appauvrissement de la couche d'ozone stratosphérique a impliqué la convention de Vienne et en conséquent le Protocole de Montréal (1987) qui a amené à l'arrêt de la production et de l'utilisation des frigorigènes contenant des atomes de chlore notamment les CFC (CFC-12). L'attention a été retenue un temps par les HCFC (R-123, R-22) qui ont été adoptés pour remplacer les CFC. Leur production a été limitée tout d'abord en 1996, mais ces fluides ayant un ODP non nul ont été finalement progressivement interdits. L'industrie du froid doit être en mesure de les éliminer définitivement en 2030. Les HFC (HFC-134a) ont été proposés dans les années 90 comme molécules de substitution des frigorigènes précédents (CFC et HCFC) étant les seuls dérivés halogénés disponibles et acceptables vis-à-vis de la couche d'ozone avec un ODP nul.

Dans les années qui ont suivies, les débats politiques dans le cadre des nouvelles découvertes sur le potentiel de réchauffement de la terre deviennent des événements quotidiens avec le changement climatique mondial. En 1997, le protocole de Kyoto a fixé des objectifs contraignants pour les émissions des gaz à effet de serre en particulier pour les HFC ayant un GWP très élevé. Ces restrictions orientent les recherches vers de nouvelles générations de fluides frigorigènes qui respectent des règles environnementales, d'où les efforts considérables de chimistes [Leck, 2010] durant ces dernières années pour trouver des fluides à très faible GWP comme le HFO-1234yf.

Calm [Calm, 2008] a divisé l'historique des fluides frigorigènes en quatre générations en étudiant les raisons qui ont imposé une excursion des fluides antérieurs et une reprise d'intérêt pour les fluides frigorigènes naturels.

Le tableau 2.1 dresse une liste de fluides frigorigènes qui ont été ou pourront être utilisés notamment pour des applications de pompe à chaleur. Traditionnellement pour les générateurs thermodynamiques (PAC, machines frigorifiques, climatiseurs...), le CFC-12 était le plus utilisé dans les années 80 avant d'être remplacé par le HFC-134a. Vu son incidence sur le réchauffement climatique (GWP = 1430), ce dernier serait en cours de remplacement pour certaines applications par un nouveau fluide le HFO-1234yf ayant un GWP de 4 et une durée d'extinction dans l'atmosphère inférieur à 14 jours.

Tableau 2. 1. Propriétés des fluides purs utilisés dans les PAC industrielles

Nom du frigorigène	Composition chimique	ODP	GWP (100 years)	Groupe de sécurité	Température critique (°C)
Chloro fluoro carbures CFC					
CFC-114	CCLF2CCLF2	0,85	9800	A1	145,7
CFC-12	CCL2F2	0,82	10600	A1	112
Hydro chloro fluoro carbures HCFC					
HCFC-22	CHCLF2	0,034	1700	A1	96,2
HCFC-123	CHCL2CF3	0,012	120	B1	183,8
Hydro fluoro carbures HFC/HFO					
HFC-134a	CH2FCF3	0	1300	A1	101,1
HFC-245fa	CHF2CH2CF3	0	950	B1	154,1
HFC-236fa	CF3CH2CF3	0	9400	A1	124,9
HFC-365mfc	C4H5F5	0	910	A2	186,9
HFO-1234yf	C3H2F4	0	4	A2	94,8

A et B représentent les limites de toxicités. La toxicité augmente de A à B. 1, 2 et 3 représentent les limites d'inflammabilité. L'inflammabilité augmente de 1 à 3. [Calm et Hourahan, 2001; Padilla, 2011].

Compresseur

L'organe mécanique mobile principal de la pompe à chaleur qui permet de remonter le niveau de pression du frigorigène de celle d'évaporation à celle de condensation est le compresseur. Il constitue également le composant le plus complexe et critique. Cet organe est entraîné par un moteur électrique souvent associé à un variateur de vitesse. Plusieurs technologies existent sur le marché industriel, Clodic

et Duminil [1999] distinguent deux grands groupes principaux que sont les compresseurs volumétriques et les compresseurs dynamiques (turbocompresseurs).

Les compresseurs volumétriques compriment le frigorigène en réduisant son volume. Ces compresseurs permettent des taux de compression élevés mais avec des débits volumiques relativement faibles. Les plus utilisés sont les compresseurs à vis, à lobes, alternatifs à pistons ou spiro-orbitaux (scroll).

A la différence des machines volumétriques où le fluide est enfermé dans un volume fermé, les compresseurs dynamiques imposent un écoulement continu du fluide qui échange de l'énergie avec un rotor muni d'aubages tournant autour d'un axe. Ces turbocompresseurs permettent des rendements élevés pour des zones restreintes de débit et de taux de compression. On distingue les compresseurs centrifuges et axiaux.

Compresseur à vis

Les compresseurs à vis sont bien connus dans le domaine industriel (figure 2.11). Ils sont très fiables, présentent de bonnes performances et permettent des taux de compression élevés (7-8). La plage de fonctionnement de ces compresseurs est extrêmement large et ils peuvent atteindre de hautes pressions au refoulement.



Figure 2. 11. Compresseur bi vis [OGPE]

La température maximale de refoulement de ces compresseurs traditionnels est de l'ordre de 115 °C. Des compresseurs « process » existent et peuvent accepter des températures plus élevées mais leur prix est cinq à dix fois plus élevé que celui d'un compresseur à vis traditionnel de PAC.

Compresseur à lobes

Moins répandus que les compresseurs à vis, les compresseurs à lobes (figure 2.12) ont des performances modestes. Ces compresseurs couvrent une large gamme de puissance mais avec des taux de compression faible (2-2,5). La pression maximale de service est réduite et varie avec la température maximale de service de l'ordre de 140/150 °C. Les performances de ces compresseurs à lobes sont peu adaptées aux PAC.



Figure 2. 12. Compresseur à lobes [Scribd]

Compresseur à pistons

Historiquement, ce type de compresseur était le plus répandu (figure 2.13). Son domaine de fonctionnement est assez large et peut atteindre des taux de compression très élevés (de l'ordre de la dizaine). La pression maximale de service est élevée et la température maximale de refoulement est de l'ordre de 120 °C. Ce type de compresseur est très fiable mais avec des rendements moyens. Aujourd'hui, les compresseurs à pistons sont remplacés progressivement par les compresseurs à vis ou Scroll qui présentent de meilleurs rendements.



Figure 2. 13. Compresseur à piston [Scribd]

Compresseur spiro-orbital (Scroll)

Cette technologie (figure 2.14) concurrence celle des compresseurs à vis sur le marché industriel des puissances moyennes. Les puissances électriques disponibles sont de l'ordre de quelques dizaines de kW mais ces compresseurs peuvent être installés en parallèle. Ces compresseurs permettent des taux de compression élevés (7-8).



Figure 2. 14. Compresseur spiro-orbital [Geobati]

Compresseurs centrifuges

Les compresseurs centrifuges (figure 2.15) dominent le marché des fortes puissances. Cette technologie, initialement conçue avec des paliers classiques, est en train d'évoluer de plus en plus vers des paliers magnétiques plus fiables. Le taux de compression par étage est assez faible ce qui oblige, pour des applications à forte variation de pression, à utiliser plusieurs étages en série. Les compresseurs à paliers magnétiques, qui peuvent tourner plus rapidement que les compresseurs traditionnels, peuvent

fournir un taux de compression plus élevé. Ces machines existent sur le marché mais pour des températures de condensation inférieures à 100 °C. Les performances des compresseurs centrifuges sont très bonnes. Ces compresseurs sont compacts, silencieux et extrêmement fiables.

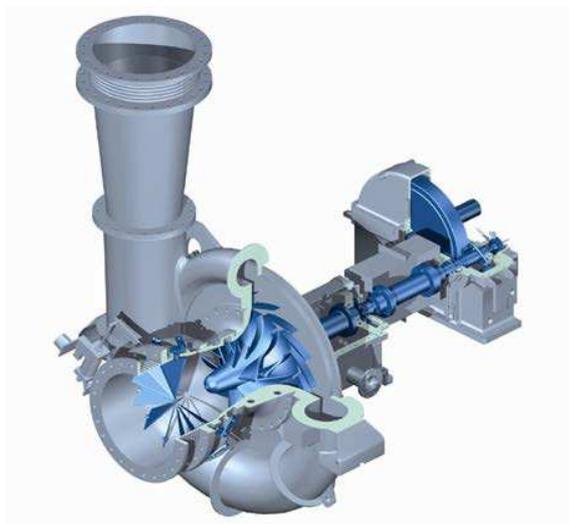


Figure 2. 15. Compresseur centrifuge [Siemens]

Echangeurs diphasiques (condenseur et évaporateur à eau)

Les échangeurs diphasiques constituent l'interface entre la pompe à chaleur et l'extérieur (source/puits). Chaque échangeur présente des caractéristiques et des paramètres qui dépendent de sa technologie et de ses conditions de fonctionnement.

Condenseur

C'est au niveau du condenseur que le fluide frigorigène cède sa chaleur latente de condensation au puits de chaleur externe. Plusieurs technologies existent sur le marché industriel. Les deux principaux sont les condenseurs multitubulaires (tubes et calandres, coaxiaux) et les condenseurs à plaques (à joints, soudés ou brasés).

Les condenseurs multitubulaires (figure 2.16) utilisés dans les machines frigorifiques assurent la condensation extra tubulaire du fluide frigorigène. Ce type d'échangeur est très répandu et convient aux fortes puissances. En général, le condenseur à tubes et calandre est privilégié car il peut être utilisé pour de grands intervalles de température et de pression avec une séparation parfaite des fluides mais avec des coefficients de transfert thermique relativement faibles, ce qui conduit à un encombrement important pour une puissance donnée. Ce type d'échangeur est démontable partiellement permettant ainsi son nettoyage qui est indispensable lorsque le fluide secondaire est encrassant.



Figure 2. 16. Condenseur multitubulaire [Ciat]

Les condenseurs à plaques (figure 2.17) sont compacts et permettent de très bons coefficients de transfert thermique. Cette technologie convient aux puissances thermiques moyennes et fortes. On

distingue les condenseurs à plaques et joints et les plaques soudées ou brasées. Les échangeurs à plaques et joints sont démontables mais peuvent présenter des problèmes d'étanchéité pour les pressions élevées tandis que les échangeurs à plaques soudées sont difficiles à nettoyer mais présentent une étanchéité satisfaisante à hautes pressions et températures.



Figure 2. 17. Condenseur à plaques et joints [Alfa Laval]

Evaporateurs

L'évaporateur extrait la chaleur d'une source externe en évaporant le fluide frigorigène dans la pompe à chaleur. Deux grandes familles d'évaporateur à eau sont couramment utilisées dans l'industrie de la PAC et la CMV qui sont les évaporateurs tubulaires et platières (à plaques).

Généralement sur le marché des pompes à chaleur industrielles, les évaporateurs sont tubulaires avec une évaporation intra tubulaire (film tombant, grimpage, à détente sèche) ou extra tubulaire (noyés, à tubes arrosés).

- *les évaporateurs à film tombant* nécessitent un bon mouillage de la paroi des tubes verticaux où le frigorigène circule de haut en bas. Ces échangeurs sont efficaces et permettent une réduction de la charge en frigorigène.

- *les évaporateurs à grimpage* présentent des charges hydrostatiques faibles dues à la circulation naturelle de bas en haut du frigorigène en ébullition à l'intérieur des tubes verticaux. Ce type d'évaporateur permet un bon coefficient d'échange global.

- *les évaporateurs à surchauffe ou à détente directe (figure 2.18)* sont couramment des échangeurs multitubulaires en U et à calandre qui permettent des puissances d'évaporation moyennes qui correspondent au compresseurs volumétriques. Dans ce type d'évaporateur, le fluide frigorigène peut être surchauffé afin de garantir l'absence de liquide à l'aspiration du compresseur.



Figure 2. 18. Evaporateur à détente directe [Ciat]

- *évaporateurs de type noyés* sont utilisés dans les PAC industrielles. Ce sont des échangeurs multitubulaires en U de grande longueur et à calandre (grande taille) assurant des puissances importantes correspondant à celle des turbocompresseurs. La surchauffe est pratiquement nulle à la sortie de ces organes et il est nécessaire de prévoir des dispositifs anti entraînement de liquide pour la protection des compresseurs notamment centrifuges.

- *évaporateurs à tubes arrosés* assurent une vaporisation extra tubulaire du frigorigène en ruissellement sur un faisceau tubulaire horizontale. Ce ruissellement est assuré par des plateaux d'arrosage ou des buses de pulvérisation. Cette technique est intéressante lorsque l'on recherche une surface d'échange réduite (bon coefficient d'échange amélioré par le ruissellement) et une absence de primage (faible vitesse de la vapeur qui réduit le risque d'entraînement du liquide).

Les échangeurs à plaques (platulaires) constituent la deuxième famille des évaporateurs à eau qui sont toujours en court de développement pour les applications de pompes à chaleur industrielles. Ces échangeurs assurent une vaporisation intra platulaire du frigorigène. Ces échangeurs permettent des échanges de fortes puissances frigorifiques avec des volumes compacts qui autorisent une réduction significative de la charge en fluide frigorigène. Ces évaporateurs ont les mêmes caractéristiques que les condenseurs du même type.

Finalement, de part la robustesse et le coût de la technologie tubulaire, cette technologie est généralement retenue pour équiper les PAC industrielles, malgré une efficacité moins bonne que la technologie des échangeurs à plaques.

2.2.4 Synthèse

Plusieurs facteurs énergétiques (optimisation des PAC et amélioration des COP), économiques (évolution des coûts de l'énergie primaire entraînant une réduction du TRI) et environnementaux (développement de nouveaux fluides frigorigènes ayant des TEWI réduits) imposent une recherche permanente pour l'amélioration de l'efficacité énergétique dans l'industrie via une PAC industrielle.

Par ailleurs, des études de marché ont montré un gisement d'énergie accessible via une PAC industrielle à haute température avec des températures de condensation supérieures à 120 °C dans les industries chimiques, papetières et agroalimentaires [EDF R&D, 2007 ; Dupond et Sapora, 2009 ; Berail, 2009].

Actuellement, le nombre de PAC industrielles installées est encore faible soit par manque d'expérience et d'acceptation soit à cause de l'absence de technologies spécifiques pour certains niveaux de température.

Les PAC industrielles hautes températures (>100 °C) développées par le passé utilisaient majoritairement des CFC (R-12 et R-114) ou des HCFC (R-123), mais ces fluides sont désormais interdits en vertu de l'application du protocole de Montréal. De plus, la technologie actuelle disponible sur le marché des PAC limite la température de condensation aux alentours de 100 °C avec le HFC-134a ou le HFC-245fa. Des nouveaux développements sont menés dans d'autres projets afin de valider des nouvelles technologies de PAC pouvant satisfaire des hautes températures utilisant le HFC-245fa et d'autres fluide frigorigènes récemment développés.

Le nouveau contexte des PAC haute température est plus exigeant, il demande des niveaux de température plus élevés pour une meilleure exploitation du potentiel de récupération et de valorisation de la chaleur fatale via les pompes à chaleur. Cela implique la conception d'une nouvelle machine économiquement réaliste capable d'assurer de hautes performances.

A long terme, ce développement est soumis à des contraintes environnementales liées aux choix du fluide frigorigène adaptés aux hautes températures avec un impact environnemental négligeable (TEWI réduit), non toxique et inflammable. Ces contraintes s'ajoutent aux difficultés techniques qui représentent un vrai verrou technologique notamment liées au choix du compresseur correspondant au fluide et adapté aux températures élevées de fonctionnement et au choix des échangeurs correspondants. De plus, le choix de l'ensemble fluide/compresseur/échangeurs doit démontrer une faisabilité et une haute performance technico-économique (capacité, COP, ...) pour le développement des PAC industrielles haute température.

2.3 Choix techniques et verrous technologiques de la PAC HT

2.3.1 Introduction

Un potentiel de récupération et de valorisation de la chaleur fatale dans l'industrie est identifié pour des applications de températures supérieures à 120 °C dans les industries chimiques, papetières et agroalimentaires [EDF R&D, 2007 ; Dupond et Saporà, 2009 ; Berail, 2009]. Malheureusement, l'utilisation de PAC industrielles existantes reste aujourd'hui limitée dans la mesure où les températures atteintes au condenseur restent faibles au regard des températures de ces procédés.

Ainsi, l'objectif aujourd'hui est de trouver de nouvelles technologies permettant la production de fluides caloporteurs ou d'air directement à plus haute température (>120 °C). Cela implique le développement de nouvelles pompes à chaleur industrielles qui doivent respecter de nouveaux critères techniques, économiques, thermodynamiques et environnementaux.

Il s'agit, d'abord, de trouver un fluide frigorigène qui, tout en respectant des critères de sécurité et d'environnement, ait des caractéristiques thermodynamiques adaptés gardant de bonnes performances aux hautes températures. Le choix du frigorigène et du niveau de température de fonctionnement conditionnent la technologie du compresseur et les autres composants de la PAC.

Dans la littérature, il ressort des problèmes d'étanchéité et de résistance mécanique du compresseur aux hautes températures (lubrification notamment) ainsi que de compatibilité entre huile et frigorigène en plus de leurs stabilités chimiques. Alors pour les hautes températures, le choix du frigorigène et du compresseur correspondant se réduisent en éliminant la plupart des couples (frigorigène/compresseur) couramment utilisés.

Dans cette partie, le choix du fluide frigorigène sera abordé qui sera suivi du choix de la technologie de compression correspondante en fonction de plusieurs critères dans le cadre d'une étude de faisabilité de la machine. La pompe à chaleur à développer doit être capable de remonter les rejets calorifiques d'un niveau de température de 80-90 °C pour les valoriser à une température de 120-130 °C.

2.3.2 Choix du fluide frigorigène

Aujourd'hui, les fluides frigorigènes synthétiques (CFC/HCFC/HFC/HFO) sont principalement utilisés dans les systèmes frigorifiques et les pompes à chaleur à compression mécanique de la vapeur. Pour les pompes à chaleur à haute température (>120 °C), les chercheurs étudient avec attention l'utilisation des fluides inorganiques comme l'eau ou l'ammoniac et le développement de nouveaux fluides synthétiques (HFC-1234ze(Z)). Les frigorigènes naturels dont le GWP est négligeable n'ont aucun effet négatif sur la couche d'ozone mais leur utilisation ne va pas sans inconvénients.

Le fluide frigorigène pour l'application visée doit être non-toxique, non inflammable et chimiquement inerte. Il doit présenter des pressions de travail raisonnables et des propriétés thermodynamiques appropriées pour les hautes températures. Au-delà de son comportement vis-à-vis de l'environnement, le frigorigène de cette pompe à chaleur doit permettre une capacité de chauffage maximale pour une puissance électrique minimale. En plus, le choix de ce frigorigène doit justifier des bonnes performances thermodynamiques et une faisabilité technologique de la machine correspondante pouvant assurer des puissances élevées à hautes températures.

L'eau est un constituant abondant de la biosphère terrestre. Ce frigorigène est généralement utilisé dans les applications de pompes à chaleur à cycle ouvert de type CMV pour du refroidissement d'eau, production de glace sous vide, séchage... Dans la littérature, la plupart de ces applications utilisent la technologie centrifuge pour comprimer la vapeur d'eau [Madsboll *et al.*, 1994; Elovic et Holmes, 1996; Koren et Ophir, 1996; Albring et Heinrich, 1998; Müller, 2001; D'orsi *et al.*, 2000].

Dans les applications de climatisation, l'utilisation de l'eau comme fluide frigorigène en cycle fermé est limitée aux systèmes à ad ou absorption autour d'un fluide binaire [Lachner et al., 2004 ; Zinet et al., 2012]. Toutefois, plusieurs études ont exploré la faisabilité d'une pompe à chaleur à compression mécanique à cycle fermé [Yuan et Blaise, 1988; Lachner et al., 2007]. De plus, l'eau est fréquemment citée comme frigorigène dans les études de comparaison des frigorigènes selon différents critères (économique, environnemental, ...) [Chamoun et al., 2011; Chamoun et al., 2012b ; Kilicarslan et Müller, 2005; De Rossi et al. 1991; Chen et al., 1997 ; Delarminat et Arnou, 2012]. Pour le développement de la pompe à chaleur à hautes températures (>120 °C) en cycle fermé, EDF R&D, [2009] a privilégié l'eau comme frigorigène.

L'eau considérée comme un fluide frigorigène a un impact environnemental négligeable, un potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone nul (ODP nul) et un potentiel de réchauffement global (GWP100) inférieur à 1. Ce fluide est non toxique, non inflammable et chimiquement inerte à hautes températures avec des pressions de fonctionnement relativement faibles. L'eau a une haute température critique par conséquent, ses propriétés thermodynamiques sont compatibles avec les températures élevées. Elle est facilement disponible à faible coût et permet des coefficients théoriques de performance (COP) élevés en raison d'une chaleur latente importante par rapport aux autres frigorigènes traditionnels. Par conséquent, l'utilisation de l'eau comme fluide frigorigène dans la pompe à chaleur haute température offre plusieurs avantages importants, mais implique des difficultés techniques et de faisabilité.

2.3.3 Verrous technologiques liés au choix de l'eau

Le plus grand obstacle qui limite le développement d'une pompe à chaleur performante utilisant l'eau comme frigorigène est associé à la technologie du compresseur. Le développement de cette PAC est dépendant du développement du compresseur. L'identification des types de compresseurs à utiliser est faite de telle sorte qu'ils répondent aux exigences de la PAC HT à eau. La technologie choisie doit être capable de garantir le fonctionnement de la PAC en toute fiabilité, d'optimiser ses performances thermodynamiques et de limiter au maximum les coûts d'investissements. Les caractéristiques essentielles à considérer pour le choix du compresseur adapté à la PAC HT industrielles à eau sont les suivantes :

- **Puissance adaptée.** La plage de fonctionnement du compresseur est donnée par son débit balayé qui conditionne sa puissance frigorifique en fonction des températures d'évaporation et de condensation. Dans notre cas, le fait d'utiliser la vapeur d'eau implique une pression d'évaporation inférieure à la pression atmosphérique et implique une faible densité de la vapeur et donc le besoin d'un compresseur avec une haute capacité de débit volumétrique.
- **Taux de compression élevé.** L'organe de compression doit pouvoir assurer le taux de compression correspondant à la différence de températures entre évaporation et condensation. Dans notre cas, la différence de températures visée par le projet est de l'ordre de 40 K qui correspond à un taux de compression de 3,85 à partir d'une pression de 0,7 bar.
- **Hautes performances.** Pour assurer un bon COP, et donc la rentabilité de la PAC, il est important que le compresseur ait un bon rendement isentropique. Ce rendement dépend du type de compresseur choisi et, celui-ci fixé, des conditions de travail du compresseur (notamment débit aspiré et taux de compression).
- **Fiabilité.** La fiabilité de la PAC industrielle est en grande partie liée à la fiabilité de son groupe de compression. Une technologie de compression peut s'avérer plus fiable qu'une autre ;
- **Coût réduit.** Le coût du compresseur représente environ 30 % du coût total d'une PAC. Cette valeur varie toutefois selon le type de compresseur choisi. Le prix du compresseur a donc une incidence notable sur la rentabilité de la PAC.
- **Température maximale de service.** La vapeur d'eau présente un coefficient isentropique élevé ce qui se traduit par une surchauffe élevée dans le processus de compression qui peut poser de nombreux problèmes : instabilité thermique de l'huile, instabilité thermique du mélange

huile/fluide frigorigène, microdéformations de certaines parties du compresseur et réductions des jeux prévus pour le bon fonctionnement du compresseur (dues à la dilation thermique).

- **Autres.** D'autres critères de sélection peuvent apparaître, et notamment la compatibilité du lubrifiant du compresseur et l'eau afin d'assurer une stabilité chimique du couple, la compacité de la machine et le bruit. La durée de vie du compresseur est aussi un critère important, car elle a un impact direct sur le coût de la maintenance de la PAC que doit prévoir l'industriel.

Plusieurs types de compresseurs existent sur le marché industriel, mais seuls les compresseurs ouverts ont été retenus pour les applications à hautes températures ($> 80\text{ }^{\circ}\text{C}$). Les compresseurs hermétiques et semi-hermétiques sont souvent limités en température (le refroidissement du moteur impose des températures d'évaporation modérées).

Des études de marché [EDF R&D, 2009] ont mis en évidence que les machines de compression de la vapeur d'eau à haute température sont très spécifiques et présentent des problèmes d'utilisation (problèmes d'étanchéité des garnitures pour certains types de machines, jeux et dilatation thermique, taux de compression insuffisants ou débits trop faibles pour d'autres, problèmes de désurchauffe de la vapeur...). D'après EDF R&D [2009], hormis des machines très spécifiques et très coûteuses (compresseurs « process », compresseurs axiaux...), on trouve, pour comprimer de la vapeur d'eau dans le domaine des hautes températures, trois types de machines qui sont utilisées industriellement (notamment dans la CMV) :

- **les soufflantes** (type Piller) adaptées aux forts débits mais ne permettant que des taux de compression faibles (équivalents à des ΔT de 5 à 7 K).
- **les soufflantes multi-étagées** (type Continental ou Lamson) permettant d'augmenter le ΔT jusqu'à 10 à 12 K.
- **les compresseurs à lobes** (type Hibon, Kaeser, Aerzen...) qui sont adaptés à des débits faibles mais qui permettent des ΔT plus élevés (15 à 17 K). En revanche, leur rendement de compression isentropique est mauvais (voire très mauvais : entre 0,25 et 0,50 contre 0,7 à 0,8 pour les soufflantes).
- **les compresseurs centrifuges à roulements mécaniques** peuvent être utilisés en double étage de compression pour atteindre un maximum de ΔT de 40 K. Ces machines sont très chères et fonctionnent à hautes vitesses de rotation avec des taux de compression élevés. Dans les conditions de haute température ($>100\text{ }^{\circ}\text{C}$), un haut niveau de maintenance est exigé. La fiabilité réduite de ces compresseurs est due à l'utilisation de roulements mécaniques. Les fuites d'eau liées à l'étanchéité imparfaite lorsqu'elles sont en contact avec l'huile de lubrification des roulements, provoquent une dégradation des paliers et la mise hors service du compresseur.

Le choix de technologie existante et envisageable pour la compression est d'installer deux compresseurs à lobes en série. Sans problèmes technologiques, ces compresseurs permettent d'atteindre un taux de compression correspondant à 30 K à partir d'une température de $90\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ce taux de compression est maximal et aura peu de chance d'être augmenté sans ajout d'une troisième machine (option économiquement irréaliste). Les modestes rendements isentropiques de ces compresseurs conduiront à des COP réduits de la PAC ce qui est défavorable à son TRI.

Par ailleurs, l'évaporation s'effectuant à une pression inférieure à la pression atmosphérique, il faut prévoir une étanchéité soignée du côté basse pression de la pompe à chaleur. Or cette étanchéité ne peut être assurée parfaitement en particulier dans la machine de compression. Des fuites d'incondensables, notamment d'air, pénètrent régulièrement et circulent dans l'installation. La présence de quantités significatives d'air dans la machine dégrade sa capacité d'échange calorifique et réduit la puissance frigorifique du compresseur. Un autre effet de cette basse pression d'évaporation est que la vapeur d'eau présente un volume spécifique élevé à l'aspiration du compresseur. Par conséquent, l'évaporateur doit être suffisamment dimensionné pour assurer la vaporisation de l'eau à cette basse pression.

2.3.4 Conclusion

La réalisation d'une pompe à chaleur d'une taille adaptée aux besoins industriels classiques (100 – 500 kW électriques) pouvant valoriser des rejets calorifiques à haute température (80-90 °C) afin de satisfaire des besoins à un niveau plus élevé (120-130 °C) est confronté à des enjeux environnementaux et à des contraintes technico-économiques.

L'eau est retenue comme fluide frigorigène pour cette PAC HT car elle présente des avantages indéniables sur le plan environnemental (ce fluide sera toujours autorisé) et énergétique (coefficient de performance élevé). Des inconvénients pèsent toutefois sur ce choix de fluide frigorigène en raison de l'absence de compresseur de vapeur d'eau pour les hautes températures pouvant simultanément satisfaire des exigences de taux de compression élevé, de haute efficacité et de faible coût d'investissement.

Ainsi le développement d'une PAC haute température à eau doit commencer par une étape incontournable qui consiste à étendre le domaine de fonctionnement des compresseurs à vapeur d'eau existant à haute température existant, notamment en augmentant leurs taux de compression (correspondant à des ΔT de 30-50 K) et en conservant de bonnes performances à des coûts d'investissement réduits.

Le développement ou l'adaptation de nouveaux compresseurs permettraient de répondre aussi à des besoins dans le domaine d'application de la CMV en concentration et de proposer des solutions efficaces énergétiquement dans le domaine du séchage, tout en gardant de bonnes performances.

En plus, les conditions de fonctionnement, notamment dues aux propriétés de la vapeur d'eau, imposent le développement d'une architecture spéciale, adaptée à l'emploi de la vapeur d'eau au niveau de température visé. L'étanchéité de la PAC doit être respectée afin de limiter l'introduction de gaz incondensable ou prévoir une purge continue sur le circuit.

2.4 Architecture de la PAC Haute Température à eau

2.4.1 Généralités

Dans cette partie, les nouveaux compresseurs développés sont tout d'abord décrits. Il s'agit d'un compresseur bi vis et d'un compresseur centrifuge à paliers magnétiques tous deux adaptés à la vapeur d'eau à hautes températures. Une nouvelle architecture de PAC a été conçue avec des spécificités fonction du compresseur utilisé. Sur le site d'EDF R&D aux Renardières, le prototype fabriqué est intégré dans un environnement à l'échelle industrielle qui reproduit expérimentalement les conditions aux limites de la source et du puits de la PAC.

2.4.2 Développement de nouveaux compresseurs (vis+centrifuge)

Pour surmonter le problème de la compression, le développement d'un compresseur bi vis adapté à la vapeur d'eau par quelques modifications (injections d'eau, étanchéité) est lancé dans le cadre du projet PACO. Ce compresseur est fabriqué par la société Suédoise SRM (Svenska Rotor Maskiner). Il présente des performances satisfaisantes avec de hauts rendements volumétriques permettant d'atteindre de forts taux de compression qui peuvent correspondre à des ΔT supérieures à 40 K (figure 2.19).

De plus, un compresseur centrifuge à paliers magnétiques adapté à la vapeur d'eau est développé par Johnson Controls Industries (JCI) partenaire de ce projet. Le remplacement des paliers mécaniques par des paliers magnétiques permet de résoudre les problèmes de lubrification et d'étanchéité liés aux conditions extrêmes de températures et de vitesses de rotation. Cette machine est compacte et non bruyante. Cette technologie est parmi les plus fiables et permet des débits très élevés mais reste limitée en taux de compression (figure 2.19). Cette nouvelle machine peut répondre également à des besoins dans le domaine de la CMV.

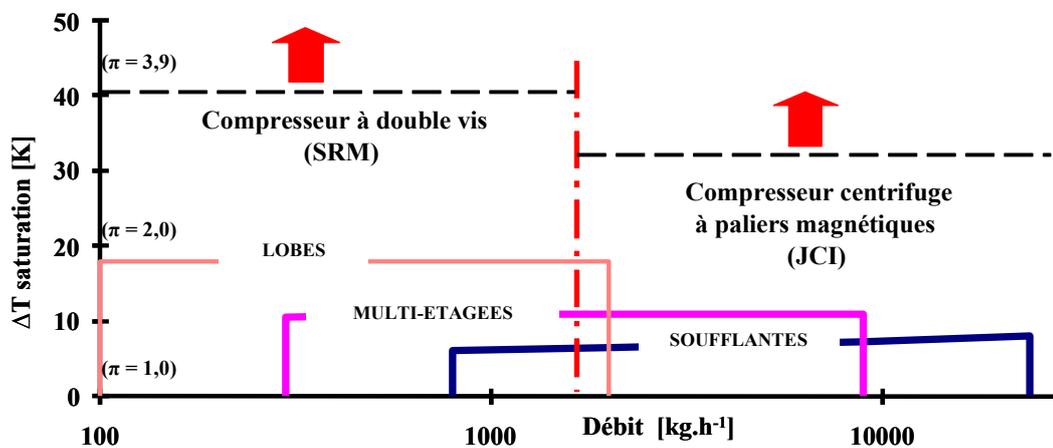


Figure 2. 19. Caractéristiques des machines de compression existantes (Température à l'aspiration de 90°C) [Berail, 2009]

Compresseur bi vis

Les compresseurs bi vis sont composés essentiellement de deux rotors, un male qui est entraîné par le pignon du multiplicateur de vitesse et l'autre femelle qui est synchronisé avec le premier par un engrenage (figure 2.20).



Figure 2. 20. Rotors male (à gauche) et femelle (à droite) du compresseur bi-vis.

La régulation de puissance est obtenue par variation de la vitesse de rotation du compresseur à l'aide d'un variateur de vitesse couplé à un moteur synchrone fermé à aimants permanents. Un groupe auxiliaire assure la mise sous pression et le refroidissement de l'huile de lubrification des roulements des rotors, des pignons de multiplication de vitesse et de synchronisation (figure 2.21). Un labyrinthe assure l'étanchéité au niveau des paliers et un système de mise sous vide par flash afin d'éviter le mélange des fuites de vapeur d'eau et l'huile de lubrification. Un système d'injection d'eau à l'aspiration permet de refroidir la vapeur au cours de la compression afin d'éviter de trop fortes températures qui endommageraient les vis. Ce débit d'injection est régulé en fonction de la température mesurée au refoulement du compresseur.



Figure 2. 21. Photographie du compresseur SRM et du groupe hydraulique.

Ce compresseur permet d'atteindre des taux de compression correspondant à des ΔT de saturation supérieurs à 40 K. Les spécifications de ce compresseur sont présentées dans le tableau 2.2.

Tableau 2. 2. Spécifications du compresseur SRM.

Paramètres	Valeurs		Unités
	Maximale	Nominale	
Vitesse de rotation	4700	4700	tour.mn ⁻¹
Température d'aspiration	100	90	°C
Température de refoulement	180	130	°C

Pression d'aspiration	0,7 - 2	0,7	bar
Pression de refoulement	1,2 - 6	2,7	bar
Taux de compression	6	3,86	-
Débit volumique	6,6	6,6	l.tour ⁻¹
Rendement adiabatique	0,55 - 0,6	0,57	-
Rendement volumétrique	0,8 - 0,85	0,825	-
Débit de désurchauffe	2	1,95	l.mn ⁻¹
Puissance mécanique	140	90	kW

Compresseur centrifuge à paliers magnétiques

Le compresseur centrifuge, adapté à la vapeur d'eau, est du type ouvert à deux étages entraînés par un moteur à fréquence variable à paliers magnétiques. Chaque étage est constitué essentiellement d'un distributeur, d'une roue en titane comportant des aubages, d'un diffuseur à aubages de redressement et d'une volute (figure 2.15). La régulation de la puissance est assurée par variation de la vitesse de rotation tant que celle-ci reste suffisante pour assurer un fonctionnement du compresseur sans pompage. La régulation de l'ouverture d'un by-pass reliant le côté haute pression au côté basse pression permet d'éviter le pompage particulièrement lors des phases de démarrage. Une injection d'eau assure la désurchauffe de la vapeur à la sortie de chaque étage de compression. Les caractéristiques du compresseur JCI sont données dans le tableau 2.3.

Tableau 2. 3. Caractéristiques du compresseur centrifuge JCI.

Paramètres	Valeurs nominales		Unités
	1er étage	2ème étage	
Vitesse de rotation	45000	45000	tr.mn ⁻¹
Température d'aspiration	89,5	109,2	°C
Température de refoulement	109,7	130,5	°C
Température de surchauffe	180	198	°C
Pression d'aspiration	0,69	1,4	bar a
Pression de refoulement	1,42	2,76	bar a
Taux de compression	2,05	1,97	-
Débit volumique aspiré	2185	1252	m ³ .h ⁻¹
Rendement adiabatique	0,73	0,73	-
Débit de désurchauffe	0,93	1,03	l.mn ⁻¹
Puissance mécanique	44,1	48,8	kW

2.4.3 Configuration et spécifications des composants de la PAC

Le choix des technologies adoptées pour les différents composants a fait l'objet d'une collaboration entre les différents partenaires du projet PACO afin de répondre aux spécifications et aux contraintes établies dans un cahier des charges et de spécifications.

Le prototype de PAC (figure 2.22) est du type eau-eau, de puissance calorifique nominale de l'ordre de 460 kW pour le compresseur à vis et 650 kW pour le compresseur centrifuge pour une température de condensation de 130 °C et pour une source froide aux alentours de 90 °C. Pour l'implémentation industrielle du prototype, la technologie des échangeurs peut s'adapter selon le type de rejets à valoriser et de besoins de chauffage (gaz, liquide...).

Les principaux composants de la PAC ont été choisis afin de répondre au cahier de spécifications concernant la capacité de la machine à évoluer vers les hautes températures et sa fiabilité dans ces conditions en utilisant la vapeur d'eau. Ceux sont décrits ci-dessous :



Figure 2. 22. Photographie de la PAC dans le laboratoire.

- Le système d'évaporation est constitué de trois éléments différents: un échangeur eau-eau, une bouteille de séparation nommée « bouteille flash » et une pompe de circulation de l'eau liquide de la bouteille flash vers l'échangeur. Ce système d'évaporation crée de la vapeur saturée par un phénomène de détente instantanée après récupération des calories de la source froide via l'échangeur. Le choix de cette technologie est dû à la masse volumique très réduite de la vapeur d'eau au niveau de température d'évaporation envisagé qui nécessiterait en détente directe des volumes internes d'évaporateur à changement de phase importants dont les prix sont trop élevés.

L'échangeur monophasique est de type plaques et joints (Thermowave TL 250 KAGL) à circulation à contre-courant. Cette technologie compacte permet de bons coefficients d'échanges entre les fluides. Les dimensions de cet échangeur sont données dans le tableau 2.4.

Tableau 2. 4. Caractéristiques de l'échangeur à plaques et joints.

Paramètres	Spécifications	Unités
Nombre de plaques	173	-
Nombre de passes	1x86, 1x86	-
Matériaux des plaques	Acier inoxydable	-
Epaisseur des plaques	0,5	mm
Largeur des plaques	425	mm
Longueur des plaques	855	mm
Entrefer	4,3	mm

- Le condenseur est un échangeur à plaques et joints (Thermowave TL 500 KAGL), il permet une circulation à contre-courant des deux fluides. Cette technologie est compacte, efficace, étanche au niveau de pression de fonctionnement et les plaques sont démontables pour le nettoyage (surtout pour le cas d'un fluide caloporteur encrassant). Les dimensions de ce condenseur sont données dans le tableau 2.5.
- Une bouteille de séparation nommée « Purgeur » est placée après le condenseur et permet de purger l'air contenu dans le circuit via une vanne à section réglable située en haut de cette bouteille. A travers cette vanne, un mélange d'air et de vapeur d'eau est évacué par différence de pression entre la pression de condensation et la pression atmosphérique.

Tableau 2. 5. Caractéristiques du condenseur à plaques

Paramètres	Spécifications	Unités
Nombre de plaques	69	-
Nombre de passes	1x34 ; 1x34	-
Matériaux des plaques	Acier inoxydable	-
Epaisseur des plaques	0,6	mm
Largeur des plaques	400	mm
Longueur des plaques	1255	mm
Entrefer	5,4	mm

- Une bouteille intermédiaire est utilisée avec le compresseur centrifuge et est isolée par des robinets dans le cas de l'utilisation du compresseur à vis. Cette bouteille permet la désurchauffe de la vapeur avant son aspiration dans le second étage.
- Un détendeur à flotteur placé entre les deux bouteilles permet d'assurer le laminage du fluide entre les niveaux de pression HP (côté purgeur) et BP (côté séparateur).

Une configuration bivalente de la PAC a été adoptée pour les deux compresseurs. Cette configuration est adaptée au choix de la vapeur d'eau, aux niveaux de températures, de puissances et à la technologie de compression employée. On distingue trois différents modules nommés familièrement « skids » dans le milieu du Génie des Procédés. Un premier module comportant les différents constituants de la pompe à chaleur hors compresseur qui est fourni par France Evaporation et adapté aux deux technologies de compresseur. Un deuxième module pour le compresseur bi-vis est fourni par SRM. Il est couplé pour la première phase d'essais avec celui de France évaporation. Le troisième module pour le compresseur centrifuge est fourni par JCI et est couplé avec le module France Evaporation pour la seconde phase d'essais.

L'architecture de la pompe à chaleur munie du compresseur bi vis est présentée sur la figure 2.23. La pompe de circulation (P01) assure la recirculation de l'eau liquide de la bouteille flash (S01) vers l'échangeur à plaques (E01) afin de récupérer la chaleur de la source froide. A la sortie de cet échangeur, l'eau liquide subit une chute de pression via un étranglement à l'entrée de la bouteille ce qui provoque un phénomène de flash générant de la vapeur qui sera aspirée par le compresseur (C01). Une pompe de circulation (C02) en série avec la première assure le débit de désurchauffe à l'entrée du compresseur pour éviter la montée en température du compresseur qui peut le détériorer. La vapeur comprimée cède son énergie à la source chaude au niveau du condenseur (E02). Les condensats et les incondensables sont récupérés dans le purgeur séparateur (S02). Les incondensables sont purgés à travers la vanne de purge (TCV06) et l'eau liquide subit une détente via un détendeur à flotteur pour être récupérée au niveau de la bouteille séparatrice.

L'architecture de la pompe à chaleur munie du compresseur centrifuge est présentée sur la figure 2.24. Les circuits basse et haute pression sont communs aux deux schémas. La différence porte essentiellement sur la présence de la bouteille intermédiaire (S03) où la vapeur est désurchauffée entre les deux étages C01 et C02 de compression par injection du liquide fournit par la pompe de circulation (P02).

Le prototype de PAC, dans ses deux versions (avec le compresseur à vis et avec le compresseur centrifuge) a été et sera testé sur une boucle d'essai nommée « CORETEC » disponible au laboratoire d'EDF R&D sur le site des Renardières qui reproduit les rejets et les besoins dans un environnement industriel. CORETEC contient deux circuits hydrauliques d'eau fermés et contrôlés (figure 2.25).

- *Le premier est un circuit d'eau chaude simulant un besoin de chaleur dans un procédé industriel consommateur d'énergie à haute température (source chaude)*

- *le second est un circuit d'eau froide simulant le rejet de chaleur d'un procédé industriel disposant d'énergie à basse température (source froide)*

Pour réaliser des essais de la PAC à eau avec de hautes températures, le circuit d'eau chaude est capable d'absorber une puissance calorifique de 700 kW pour une température de condensation de la

PAC pouvant atteindre 150 °C et le circuit d'eau froide peut délivrer une puissance frigorifique de 550 kW pour une température d'évaporation de la PAC supérieure 85 °C.

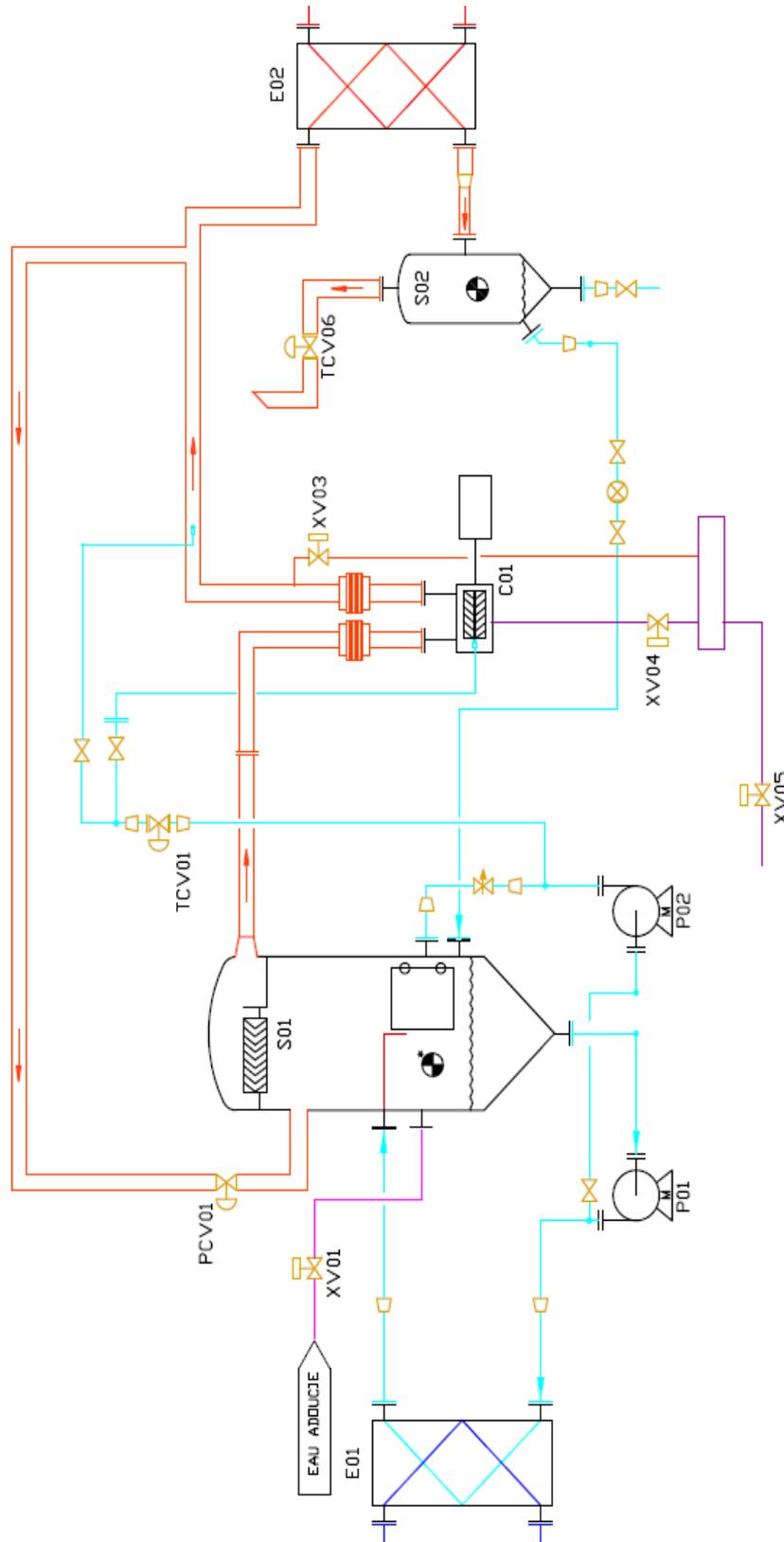


Figure 2. 23. Configuration de la PAC muni du compresseur bi-vis

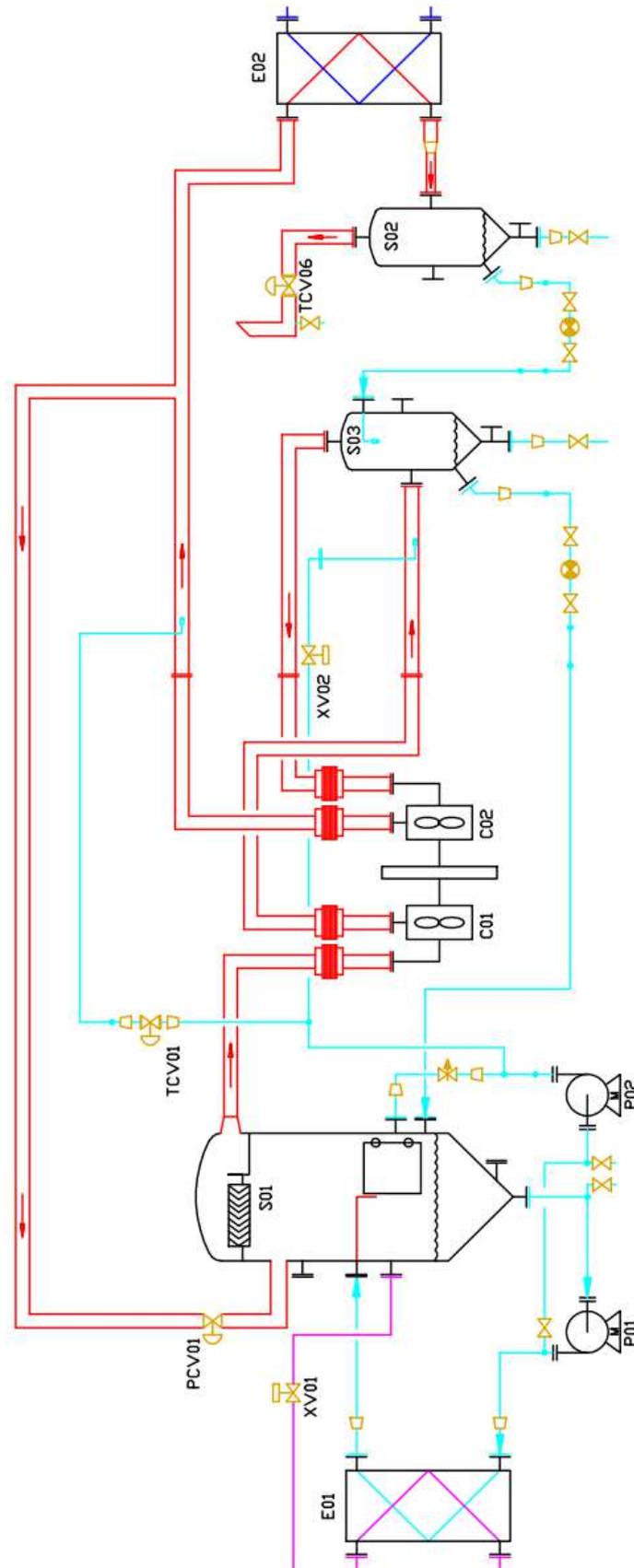


Figure 2. 24. Configuration de la PAC muni du compresseur centrifuge

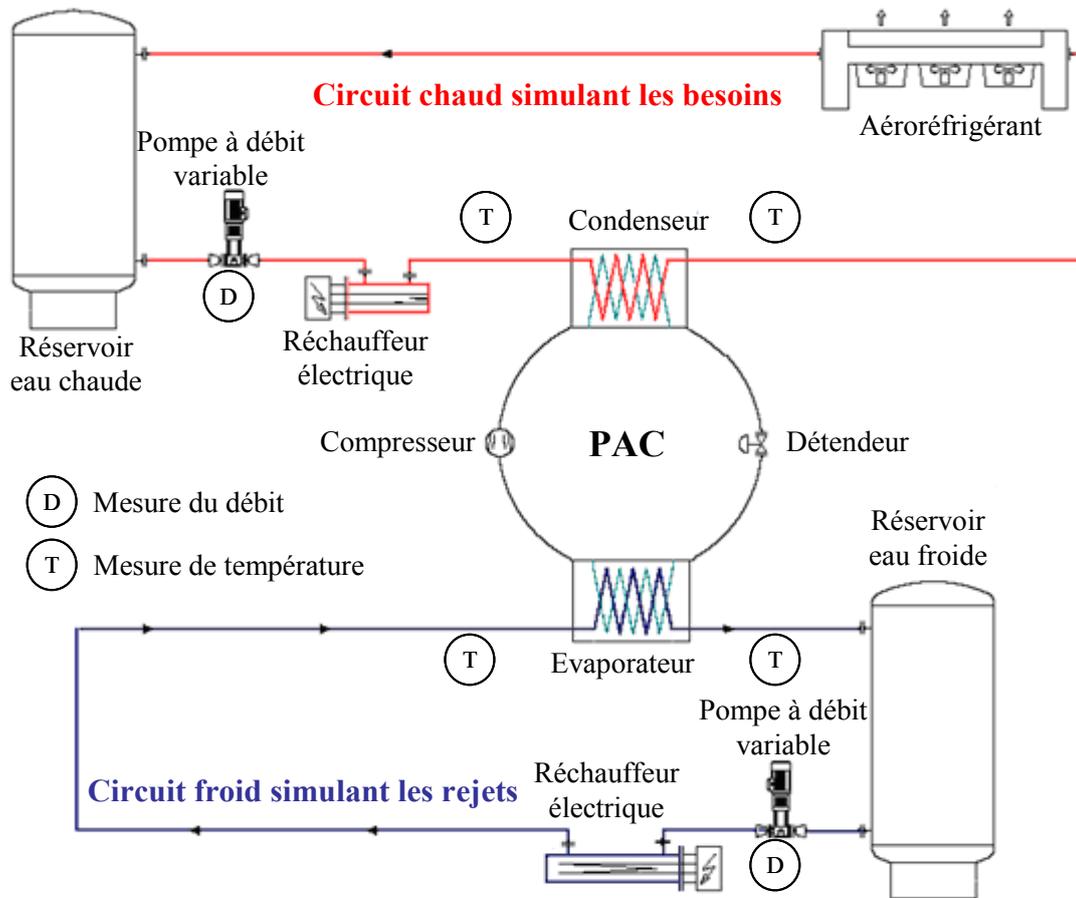


Figure 2. 25. Schéma simplifié de la boucle CORETEC.

2.4.4 Contrôle, « supervision » et régulation

Un logiciel de « supervision » est mis en place afin de contrôler le déroulement des essais et de commander les consignes à suivre par l'intermédiaire de deux automates. Le premier est dédié au contrôle de la PAC et l'autre à celui de la boucle CORETEC qui simule les conditions externes de disponibilités d'effluents et de demandes de consommation de puissance.

Concernant la PAC, le contrôle et la commande sont assurés par un automate industriel fourni par France Evaporation où les séquences, les sécurités et les boucles de régulation sont intégrées à un système d'acquisition instantanée des mesures obtenues grâce à l'instrumentation de la PAC et aux organes de commande et de régulation des différents composants (variateur de vitesse, robinet de by-pass, pompes, vannes modulantes, ...).

La communication entre cet automate et l'ordinateur de supervision s'effectue par l'intermédiaire du protocole de communication ModBus et permet l'envoi des consignes et l'affichage des mesures des capteurs sur un synoptique des différents équipements fonctionnels de la PAC.

Le synoptique de supervision permet :

- le choix des consignes à suivre (Température de sortie eau chaude ou vitesse de rotation du compresseur) ;
- l'acquisition et la sauvegarde de toutes les mesures instantanées dans un fichier indépendant pour un éventuel post traitement ;
- l'affichage des mesures et des valeurs de consignes ainsi que certains résultats de calcul significatifs (COP, rendements, ...).

Différents capteurs sont installés sur les circuits frigorifiques de la PAC (figure 2.26). Ils ont les caractéristiques suivantes :

- transmetteurs de température avec sonde à résistance de platine (PT100) classe 1/3B avec convertisseur intégré 4-20 mA dans la plage 0/150 °C,
- transmetteurs de pression de la série 2600T avec une incertitude de base de ($\pm 0,15\%$),
- deux transmetteurs de débit, le premier sur le débit d'eau avant l'injection, le second sur le débit de vapeur à l'amont du compresseur,
- un wattmètre pour la mesure de la puissance absorbée par le moteur.

En plus de la régulation de la température de l'eau à la sortie du condenseur, la PAC intègre plusieurs boucles de régulation gérées par automate FE (France Evaporation) pour un fonctionnement fiable et optimisé. Chaque régulation fonctionne d'une manière indépendante. Les paramètres de régulation sont définis conformément aux recommandations du constructeur de la PAC. Ces différentes boucles de régulation sont brièvement décrites ci-après.

Ouverture de la vanne de purge pour l'élimination des incondensables:

La présence d'incondensable dans le réservoir provoque un écart de températures entre la température de saturation correspondant à la pression (PI-S02) et la température du fluide à l'amont de la vanne de purge (TCV06). Cette vanne s'ouvre proportionnellement à cet écart de températures.

Régulation du refroidissement de la vapeur au cours de sa compression par injection de liquide à l'aspiration du compresseur:

Dans le cas du compresseur bi vis, la régulation du refroidissement de la vapeur d'eau au cours de sa compression est fonction du débit de liquide injecté à l'aspiration du compresseur imposé par l'ouverture de la vanne TCV01. La différence calculée entre la mesure de la température de refoulement issue du capteur de température TI02-C01 et la température de saturation de la pression issue du capteur de pression PI-E02 doit suivre une consigne de l'ordre de 5 K. L'augmentation de cette différence entraîne une ouverture de la vanne de régulation TCV01 afin d'augmenter le débit d'injection et d'abaisser la température de refoulement.

Régulation de l'ouverture de la vanne du by-pass et de la vitesse de rotation du compresseur centrifuge:

Dans le cas du compresseur centrifuge, l'automate JCI ajuste la vitesse de rotation du compresseur centrifuge et la position de la vanne de by-pass PCV01 pour que la pression au refoulement du compresseur atteigne une pression de consigne imposée par l'automate FE.

Par ailleurs, l'automate du banc d'essai CORETEC est équipé d'un écran tactile (Schneider Electric M340 - XBT GT) avec une acquisition analogique des mesures fournies par l'instrumentation du circuit hydraulique. Cet automate permet la commande et la régulation des différents composants (pompes, réchauffeur, vannes modulantes, ...) par le paramétrage des régulateurs PID.

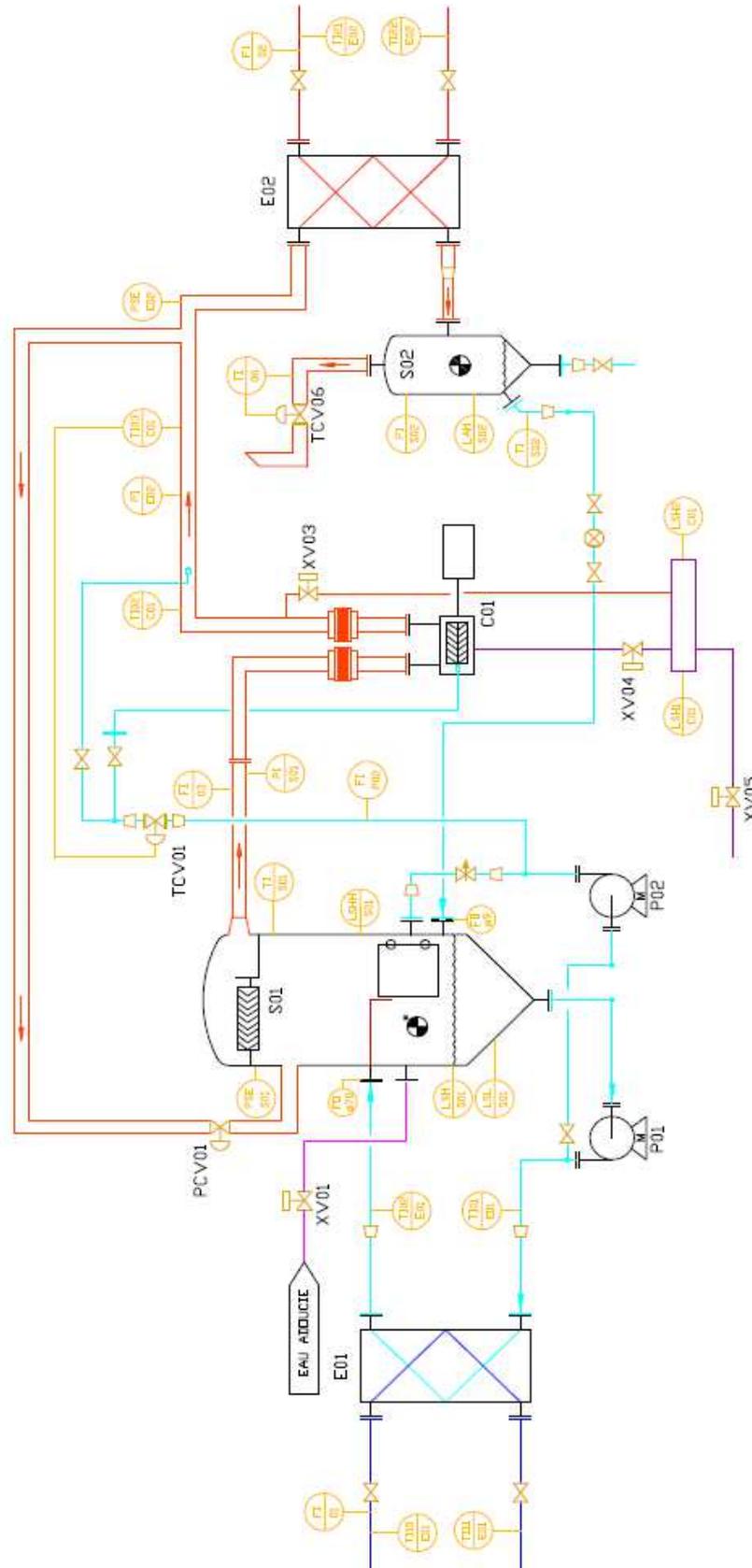


Figure 2. 26. Emplacement des capteurs sur le schéma de principe de la pompe à chaleur équipé du compresseur bi-vis.

2.5 Conclusion

Le contexte énergétique et environnemental actuel incite les industriels à des progrès en matière d'efficacité énergétique nécessitant l'intégration de nouveaux procédés innovants éco-efficaces. La majorité de la consommation énergétique industrielle en France correspond à des besoins de chaleur. Suite aux augmentations successives des prix de l'énergie, le déploiement des pompes à chaleur industrielles devient de plus en plus rentable avec des TRI de plus en plus réduits ce qui a renouvelé l'intérêt de leur emploi. Ainsi, l'emploi de pompes à chaleur industrielles pour la récupération de la chaleur fatale des rejets industriels présente un potentiel peu exploité d'amélioration de l'efficacité énergétique.

Par ailleurs, les gisements d'énergie accessible via une pompe à chaleur sont d'autant plus importants que les températures de condensation atteintes sont élevées. Récemment, des études ont identifié un marché potentiel de récupération d'énergie pour des niveaux de températures de rejets de 80-90°C et des besoins de chauffage à des températures comprises entre 120 et 130 °C. Ce marché correspond notamment aux procédés de concentration (ex. sucre), de distillation (ex. éthanol), de séchage (ex. papier), de stérilisation (ex. boîte de conserve) où l'intégration d'une pompe à chaleur haute température est possible et présente un grand intérêt.

Les pompes à chaleur pouvant satisfaire des besoins de chauffage supérieurs à 100 °C sont en cours de développements et ne sont pas disponibles actuellement sur le marché. Ainsi, il est nécessaire de concevoir de nouvelles machines économiquement réalistes capables d'assurer de bonnes performances thermodynamiques dans ces conditions. Pour ces machines, l'eau a été choisie comme fluide frigorigène. Le choix de l'eau est très avantageux : ce frigorigène a des propriétés thermo-physiques qui conviennent aux hautes températures et permettent de hautes performances. Ce fluide sera toujours autorisé et est disponible facilement à des prix négligeables. En revanche, des verrous technologiques réduisent ces avantages comme l'absence de compresseur convenable aux niveaux de températures de changement de phase demandés pouvant simultanément satisfaire les exigences de taux de compression élevé, de haute efficacité et de faible coût d'investissement. Un autre inconvénient est dû à la pression d'évaporation inférieure à la pression atmosphérique qui induit des entrées d'air dans la PAC qu'il faut évacuer et des masses volumiques réduites du côté basse pression qui imposent des composants volumineux.

Dans le cadre du projet ANR PACO, EDF R&D a lancé le développement de deux nouveaux compresseurs pouvant satisfaire les besoins de la PAC à eau. Un compresseur bi-vis pouvant étendre le domaine de fonctionnement de cette technologie en satisfaisant les taux de compression correspondants à des ΔT saturants supérieurs à 40 K et en conservant de bonnes performances. Un compresseur centrifuge à paliers magnétiques à deux étages pouvant satisfaire des taux de compression correspondant à des ΔT supérieurs à 30 K en conservant de très hautes performances et des coûts d'investissement réduits. Ces compresseurs permettraient également de répondre à des besoins dans le domaine de la CMV.

Une architecture commune bien adaptée a été conçue pour cette PAC de façon à répondre aux exigences des deux compresseurs. Notamment, afin d'éliminer les incondensables, une bouteille séparatrice avec une vanne de purge est installée dans la branche haute pression. La génération de la vapeur d'eau est réalisée par détente « flash » à l'aide d'un échangeur et d'un réservoir de séparation.

La PAC a été réalisée et raccordée à un banc d'essais de simulation expérimental permettant de reproduire des rejets et des besoins thermiques dans un environnement industriel.

Modélisation dynamique et simulations de la PAC haute température à eau

Sommaire

3.1	Approches de modélisation	10
3.1.1	Etat de l'art de la modélisation des PAC	10
3.1.2	Etat de l'art sur les phénomènes de transfert	10
3.1.2.1	Condensation de la vapeur pure	10
3.1.2.2	Condensation en présence d'incondensables	10
3.1.3	Modélisation avec Modélica sous environnement Dymola	10
3.1.4	Conclusion et Synthèse	10
3.2	Modélisation des différents éléments de la PAC	11
3.2.1	Modèle du compresseur bi vis	11
3.2.2	Modèles des échangeurs	11
3.2.2.1	Hypothèses des modèles	11
3.2.2.2	Méthodologie de modélisation et formulation	11
3.2.3	Modèles des bouteilles	11
3.2.3.1	Hypothèses	11
3.2.3.2	Formulations	11
3.2.3.3	Purgeur des incondensables	11
3.2.3.4	Bouteille d'évaporation flash	11
3.2.4	Modèles des détendeurs	11
3.2.4.1	Hypothèses	11
3.2.4.2	Modèle du purgeur d'air	11
3.2.4.3	Modèle du détendeur à flotteur	11
3.3	Simulation du démarrage	11
3.4	Conclusion	12

3.1 Approches de modélisation

Comme l'ont fait Browne et Bansal [1998], il convient de distinguer les deux principales approches de modélisation permettant la caractérisation des machines frigorifiques que sont les approches en régimes stationnaire et transitoire.

Dans le régime stationnaire, les paramètres d'entrée et de sortie du système restent constants au cours du temps ; tandis que pour le régime transitoire, le système subit des changements de paramètres par exemple pendant le démarrage ou quand il subit une perturbation (changement de charge, de température ambiante ou des variables de contrôle). Ainsi le régime transitoire est le régime de fonctionnement régnant entre deux phases stationnaires.

En pratique, il existe une troisième approche entre les deux premières (dite quasi-statique) où la constante de temps du système est plus faible que celle des entrées. Dans ce cas, au cours de la variation des entrées, le système réagissant plus vite reste en régime permanent.

Dans notre cas d'étude, la pompe à chaleur présente une architecture originale qui n'est pas encore bien connue compte tenu de l'usage de l'eau comme fluide frigorigène. Étant donné que l'eau a une pression d'évaporation inférieure à la pression atmosphérique en fonctionnement nominal, l'analyse préalable de plusieurs phénomènes est nécessaire au développement de cette PAC, notamment :

- la purge d'air de l'installation ;
- la phase de démarrage ;
- les variations de la consigne ;
- les changements brusques des conditions d'entrées (sources/puits de chaleur).

De ce fait, un modèle dynamique est à développer pour comprendre et analyser ces différents phénomènes. Ainsi, l'approche transitoire a été adoptée pour la modélisation de cette PAC. De nombreux avantages et contributions sont attendus de ce modèle dynamique tels que :

- une réduction du temps et des coûts consacrés à la conception et aux protocoles d'essais de la PAC (conception des échangeurs de chaleur, mise en œuvre de la pompe à chaleur dans les procédés industriels...) afin d'atteindre une performance optimale grâce à l'évaluation des différentes configurations et scénarios ;
- l'identification des opportunités significatives de développement grâce à une simulation numérique en changeant facilement les paramètres de configuration des composants ;
- l'observation et la résolution des problèmes de démarrage à 20 °C, le système étant initialement rempli d'air : meilleur contrôle de la purge des incondensables du système (pression d'évaporation inférieure à la pression atmosphérique) ;
- amélioration de l'efficacité énergétique et des performances du système en choisissant de meilleures stratégies de contrôle ;
- simulation numérique du fonctionnement avant l'implémentation dans un procédé industriel ;
- mise en évidence des conditions de fonctionnement et des variations brusques des variables externes (vitesse de rotation, débits et températures des sources...) à éviter pendant le fonctionnement.

Le modèle développé doit répondre à des exigences de précision et de rapidité de calcul ; ce qui nécessite une identification des hypothèses simplificatrices convenables en conservant les détails pertinents.

En général, un modèle transitoire est un ensemble d'équations aux dérivées partielles couplant l'espace et le temps en conservant la masse, l'énergie et la quantité de mouvement du système.

L'application des hypothèses simplificatrices permet la transformation des équations aux dérivées partielles en des équations ordinaires et algébriques.

Un aperçu de la littérature montrant les stratégies et les approches adoptées pour la modélisation dynamique des équipements de pompes à chaleur est présenté ci-dessous. Les transferts thermiques caractérisant les échanges de la pompe à chaleur avec son environnement sont explorés pour la vapeur pure et en présence d'incondensables.

3.1.1 Etat de l'art de la modélisation des PAC

La littérature distingue différentes stratégies de modélisation en régime transitoire des pompes à chaleur air-air, eau-eau, air-eau ... Bourdouxhe *et al.* [1998] et Bendapudi and Braun [2002] ont étudié les stratégies de modélisation existantes dans la littérature des différents éléments de la PAC. En général, le modèle d'un composant peut être de comportement, issu des études expérimentales (abaque de performances), ou de connaissance, basé sur les principes de la physique. L'applicabilité des modèles de comportement est limitée à la zone où les résultats expérimentaux sont recueillis et l'extrapolation est risquée. Par ailleurs, les modèles de connaissance sont plus robustes mais exigent un temps de calcul relativement long. Dans la littérature, les modèles de comportement sont adoptés le plus souvent pour le compresseur tandis que le reste des composants sont basés sur des modèles de connaissance. Les échangeurs de chaleur sont les éléments les plus « lents » et ont donc le plus d'impact sur l'évolution dynamique de la PAC. L'étude de la distribution de la masse dans ces derniers en fonction du temps et de l'espace présente un grand intérêt pour caractériser l'aspect dynamique de la PAC.

La littérature distingue deux approches prédominantes pour la modélisation des échangeurs de chaleur. La première prenant en compte l'état du frigorigène appelée méthode des limites mobiles et la seconde indépendante de l'état du fluide qui est la méthode des volumes finis.

La méthode des limites mobiles divise l'échangeur en un nombre de sections dont les volumes sont variables selon l'état du frigorigène (monophasique (vapeur ou liquide) et diphasique). Comme il y a une redistribution de la masse pendant les phases transitoires, les volumes des différentes sections et leurs limites varient. En général, le condenseur est divisé en trois sections et l'évaporateur en deux.

La méthode des volumes finis divise l'échangeur en un nombre fixe d'éléments dont le volume est constant et égale et chaque élément est caractérisé par des équations d'états indépendamment de l'état du frigorigène qu'il contient.

Dhar and Soedel [1979] ont présenté un des premiers modèles complets de machine frigorifique. Ce modèle a été développé pour simuler le fonctionnement d'un climatiseur en se basant sur les principes fondamentaux de conservation de la masse et de l'énergie. La méthode des limites mobiles a été retenue pour la modélisation des échangeurs. Le modèle calcule aussi la dissolution du frigorigène dans l'huile du compresseur alternatif hermétique. Selon la même approche des limites mobiles, Chi et Didion [1982] présente leur modèle dynamique de PAC air-air en introduisant l'équation de conservation de la quantité de mouvement.

Plus tard, MacArthur [1984] a présenté un modèle dynamique de PAC en utilisant l'approche des volumes finis pour les modèles des échangeurs diphasiques. MacArthur and Grald [1987] et Rassmussen *et al.* [1987] utilisent les mêmes formulations pour leurs modèles. Les équations de conservation sont simplifiées en supposant un écoulement unidimensionnel dans les échangeurs. Dans le condenseur, le mélange diphasique est supposé homogène mais dans l'évaporateur, chaque phase a été modélisée séparément. MacArthur [1984] a présenté une première version d'échangeur en découplant la réponse de la pression de celle de l'énergie dans ses formulations. MacArthur and Grald [1987] ont couplé la conservation de masse à celle de l'énergie afin de prédire l'évolution de la pression et la distribution de la masse dans l'échangeur. Rassmussen *et al.* [1987] ont redéfini le même modèle mais en modélisant et en couplant les dynamiques thermiques et inertielles du moteur lié au compresseur avec le modèle de la PAC.

Sami *et al.* [1987] ont présenté un modèle basé sur la méthode des limites mobiles. Le modèle comporte un condenseur et un évaporateur à tubes et calandres avec un compresseur alternatif et un

détendeur thermostatique. Dans les modèles d'échangeurs, la phase liquide est séparée de celle de la vapeur et les équations de conservations de masse et de l'énergie pour chacune des phases sont couplées.

Williatzen *et al.* [1998] ont présenté un modèle transitoire en se basant sur la méthode des limites mobiles. Pettit *et al.* [1998] ont appliqué les mêmes formulations pour un évaporateur afin d'étudier l'apparition et la disparition des différentes phases lors du démarrage et de l'arrêt de l'installation.

Browne and Bansal [1998] ont présenté la philosophie et les enjeux de modélisation des pompes à chaleur. Ils ont également présentés les approches de modélisation stationnaire et transitoire des différents éléments de la machine. Plus tard, Browne and Bansal [2002] ont présenté un modèle de pompe à chaleur eau-eau avec un modèle paramétrique de compresseur bi vis. Le fluide frigorigène dans les échangeurs de chaleur a été modélisé d'une façon quasi-statique.

Wang and Wang [2000] présentent un modèle de machine frigorifique équipé d'un compresseur centrifuge à simple et double étages. Un modèle détaillé du compresseur centrifuge est développé selon les équations de conservation de la quantité de mouvement, conservation de l'énergie et des triangles de vitesses. Les modèles des échangeurs sont très simplifiés.

Khoury *et al.* [2001] ont présenté et comparé deux modèles élaborés afin de simuler le comportement d'un système frigorifique en régime transitoire et permanent. En se basant sur la discrétisation des échangeurs selon la méthode des volumes finis, un système d'équations différentielles a été obtenu en appliquant les équations de conservation de masse, d'énergie et de quantité de mouvement. Le compresseur et le détendeur ont été modélisés en régime permanent à cause de leurs faibles inerties thermiques.

Récemment, Haberschill *et al.* [2003] ont présenté un modèle dynamique de machine frigorifique avec le mélange zéotropique R407C. L'approche des volumes finis a été retenue pour les modèles d'échangeurs en se basant sur les travaux développés par MacArthur and Grald [1987] et Machado [1996]. Le modèle du compresseur alternatif en régime permanent développé par Gay [1999] a été utilisé. La simulation de la régulation de l'installation par variation de la vitesse de rotation du compresseur et de l'ouverture de la vanne de détente est présentée. La PAC est composée d'échangeurs de chaleur à plaques, d'une vanne à détente électronique et d'un compresseur alternatif à pistons. Sur les mêmes bases, Guitari [2005] et Haberschill *et al.* [2007] ont modélisé une pompe à chaleur fonctionnant au CO₂ qui a été validé expérimentalement. Schalbart [2006] a développé un modèle dynamique de pompe à chaleur équipé d'un compresseur centrifuge à deux étages. Plus récemment, Byrne *et al.* [2009] présente une comparaison entre un modèle de thermofrigopompe fonctionnant avec le CO₂ et une autre avec le R-407C.

Pfafferott and Schmitz [2004] ont présenté la modélisation et les résultats de simulation en régime transitoire d'une machine frigorifique utilisant le CO₂ comme frigorigène avec Modélica sous environnement Dymola en se basant sur la bibliothèque Thermofluid. Ils ont utilisé la méthode des volumes finis pour ce modèle. Les résultats de simulation ont été comparés à ceux d'un modèle en régime permanent et avec une étude expérimentale qui a validé le modèle dynamique développé. Zang *et al.* [2009] ont présenté un modèle dynamique d'échangeurs de chaleur en prenant en compte l'équation de conservation de la quantité de mouvement. Cette équation a été intégrée sous trois formes (dynamique, statique et en négligeant les pertes de charge) afin de comparer l'effet de cette équation sur les résultats de simulation. De la même manière, un modèle dynamique de machine frigorifique est développé avec Modélica sous environnement DymolaTM et la librairie TIL [Tlk-thermo, 2012] afin de traiter le problème d'initialisation [Li *et al.*, 2010]. Mortada *et al.*, [2012] ont présenté leur modèle de PAC air-air en utilisant des échangeurs à mini-canaux. Leur modèle d'échangeurs utilise la méthode des volumes finis et celle des limites mobiles afin de trouver un compromis entre précision et rapidité de calcul.

Bendapudi *et al.* [2005] ont développé un modèle de pompe à chaleur avec un compresseur centrifuge en utilisant la méthode des volumes finis pour des échangeurs du type tubes et calandres. Ils ont étudié différents aspects tels que l'influence du nombre de mailles, l'ordre d'intégration et la taille du pas de temps. Leur modèle a été validé en utilisant du R-134a dans une PAC équipée d'un compresseur centrifuge. Plus tard, Bendapudi *et al.* [2008] ont développé et comparé les formulations en volumes finis et limites mobiles pour les transitoires. Ils ont conclu que la formulation en volumes

finis est un peu plus précise, alors que la formulation en limites mobiles est beaucoup plus rapide. Par ailleurs, ils ont constaté que les formulations en volumes finis sont plus robustes surtout en phase de démarrage et pendant les variations de consignes.

McKinley and Alleyne [2008] présentent une nouvelle modélisation non linéaire pour un échangeur de chaleur pour les machines à compression de vapeur faisant appel à une méthode de limites mobiles. Le condenseur est divisé en trois zones pour leur étude. En se basant sur le même travail, Li and Alleyne [2010] ont présenté un modèle dynamique de pompe à chaleur capable de décrire le comportement transitoire des échangeurs en maintenant une certaine stabilité pendant le démarrage et l'arrêt du compresseur.

Enfin, nous avons présenté une revue de la littérature sur les stratégies de modélisation des PAC [Chamoun *et al.*, 2012c]. Il ressort de cette analyse bibliographique un bon compromis en adoptant la méthode des volumes finis pour la modélisation des échangeurs et celle des limites mobiles pour les bouteilles de séparation. Le modèle dynamique de pompe à chaleur industrielle à haute température eau-eau utilisant l'eau comme frigorigène correspondant a été présenté. La présence des incondensable est prise en compte et le mécanisme de purge est simulé pour la phase de démarrage de l'installation.

3.1.2 Etat de l'art sur les phénomènes de transfert

Les transferts thermiques réalisent l'interface entre la pompe à chaleur et son environnement (sources, puits et environnement externe). Ces transferts ont lieu avec changement de phase liquide-vapeur dans l'évaporateur et vapeur-liquide dans le condenseur.

La condensation se produit, lorsque la température de saturation est supérieure à la température de la surface froide où la vapeur se condense [Incropera et DeWitt, 2002]. Deux principaux types de condensation peuvent être rencontrés :

- la condensation en film (le liquide mouille la paroi) ;
- la condensation en gouttes (le liquide ne mouille pas la paroi).

A l'entrée du condenseur, la vapeur peut être surchauffée. Alors, la condensation peut commencer par une zone de désurchauffé à paroi sèche ou paroi humide (suivant la température de la paroi), suivie d'une zone de condensation humide et enfin une zone de sous-refroidissement du liquide éventuelle. Le coefficient de transfert dépend du titre de la vapeur, du débit massique et de la différence de températures entre la paroi et la température de saturation du fluide. En général, la condensation en film se produit [Rohsenow *et al.*, 1998], lorsque le frigorigène utilisé dans la machine frigorifique est mouillant ce qui est la majorité des cas. De plus, la condensation en goutte exige des conditions particulières rarement réunies pour l'obtenir [Koch 1998]. C'est donc dans le cas de la condensation en film que nous nous plaçons. Dans ce cas, le condensat peut s'écouler sous l'effet de la gravité lorsque la vitesse de la vapeur est faible et qu'elle ne modifie pas le transfert de chaleur [Schalbart, 2006]. Dans le condenseur étudié, la vitesse de la vapeur est importante compte tenu des forts débits imposés et influence le coefficient de transfert thermique. Ainsi, nous nous intéressons aux transferts thermiques par condensation en convection forcée.

3.1.2.1 Condensation de la vapeur pure

En 1916, Nusselt a développé pour la première fois la théorie de la condensation en film en représentant ce phénomène sur une paroi verticale. Sa théorie est développée en supposant :

- un écoulement laminaire du film ;
- un non-entraînement de la vapeur par le liquide,
- une évolution linéaire de la température du liquide dans le film ;
- une chaleur sensible de sous-refroidissement du condensat négligeable.

Le coefficient de transfert peut être calculé à partir de cette théorie à condition de l'adapter à la géométrie interne des conduites. Sur une plaque verticale, la valeur locale du coefficient de transfert à une distance z du début de la condensation est donnée par :

$$\alpha_z = \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)\lambda_l^3\alpha'_{lv}}{4\mu_l(T_{dp} - T_p)z} \right]^{1/4} \quad (3.1)$$

En intégrant sur la longueur de la plaque, on aura le coefficient de transfert moyen :

$$\alpha = \int_0^L \alpha_z dz = 0,943 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)\lambda_l^3\alpha'_{lv}}{\mu_l(T_{dp} - T_p)L} \right]^{1/4} \quad (3.2)$$

En remplaçant α_{lv} par α'_{lv} , Rohsenow [1956] a permis de prendre en compte la non linéarité de la température dans le film de condensat et la chaleur sensible du liquide de T_v à T_p .

$$\alpha'_{lv} = \alpha_{lv} + 0,68c_l(T_v - T_l) \quad (3.3)$$

Cette équation est valable lorsque l'écoulement du liquide est laminaire. Colburn [1934] suite à son analyse, présente une extension de la corrélation de Nusselt dans le cas d'un écoulement turbulent dans le film en se basant sur l'analogie entre les transferts d'énergie et ceux de quantité de mouvement.

Le confinement entre les plaques du condenseur est tel qu'il est difficile de négliger les phénomènes d'entraînement du liquide par la vapeur. Dans ce cas, Shah [1979] a proposé une corrélation pour la condensation dans les conduites lisses horizontales, verticales ou inclinées, négligeant l'effet de la gravité. Le coefficient de transfert local est alors calculé à partir de l'expression du nombre de Nusselt suivante :

$$Nu = 0,023 Re_i^{0,8} Pr_i^{0,4} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{(P_{sat}/P_{cr})^{0,38}} \right] \quad (3.4)$$

Cette corrélation est applicable si :

$$0,002 < P_{réduite} < 0,44$$

$$21^\circ C < T_{sat} < 310^\circ C$$

$$10,8 < G < 1599 \text{ kg.m}^{-2} \text{ s}^{-1}$$

$$Re_i > 350$$

$$Pr_i > 0,5$$

Collier et Thome [1996] recommandent d'utiliser la corrélation de Shah quand la vitesse massique $G > 200 \text{ kg.m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

De même, la corrélation de Boyko-Kruzhilin [Boyko and Kruzhilin, 1967] citée par Carey [1992] et Thonon [1995] peut être employée. Elle est basée sur un modèle d'écoulement et donne le coefficient de transfert global :

$$\alpha = 0,024 \frac{\lambda_l}{D_h} Re_i^{0,8} Pr_i^{0,43} \left[\frac{\sqrt{(\rho/\bar{\rho})_e} + \sqrt{(\rho/\bar{\rho})_s}}{2} \right] \quad (3.5)$$

Avec

$$(\rho / \bar{\rho}) = 1 + \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right) x \quad (3.6)$$

Les indices e et s sont relatifs à l'entrée et à la sortie de l'échangeur. Dans le cas où le titre en vapeur à l'entrée est égal à 1 et à 0 à la sortie. L'équation (3.5) se réduit à :

$$\alpha = 0,024 \frac{\lambda_l}{D_h} Re_l^{0,8} Pr_l^{0,43} \left[\frac{1 + \sqrt{(\rho_l / \rho_v)}}{2} \right] \quad (3.7)$$

Le nombre de Reynolds Re_l est calculé en supposant que la totalité du débit est liquide :

$$Re_l = \frac{\dot{m}}{\mu_l \left(\frac{\pi}{4} \right) D_h} \quad (3.8)$$

Dans le cas d'un condenseur à plaques corruguées, Thonon [1995] constate que la corrélation de Nusselt pour les faibles nombres de Reynolds, sous estime d'un facteur 2 à 3 la valeur du coefficient d'échange. Pour les régimes turbulents ($Re > 300$), il affirme que la corrélation de Boyko-Kruzhilin [Boyko et Kruzhilin, 1967] permet une bonne estimation du coefficient d'échange.

3.1.2.2 Condensation en présence d'incondensables

La présence de gaz incondensables réduit significativement les transferts thermiques pendant la condensation de la vapeur. L'influence des gaz incondensables sur les transferts par condensation est double :

- La température T_m du mélange vapeur+gaz est inférieure à celle de la vapeur pure pour une même pression totale P_m . Ainsi la vapeur présente dans le mélange va se condenser sur une paroi dont la température est inférieure à la température de rosée (Température pour laquelle la pression de vapeur saturante est égale à la pression partielle de la vapeur dans le mélange). La différence de températures $\Delta T = T_{sat}(P_m) - T_{sat}(P_v)$ est la première action défavorable due à la présence des incondensables dans le mélange. La figure 3.1 montre la différence de températures en fonction du rapport massique et de la pression totale du mélange. Pour 80 % d'air sec dans le mélange, le sous-refroidissement de la paroi nécessaire au début de la condensation peut atteindre 40 K pour une pression totale de 4 bar.
- Le coefficient d'échange est réduit. En effet, l'accumulation de gaz contre les surfaces froides crée une couche résistante entre la vapeur et le film liquide condensé (figure 3.2). Selon la théorie développée par Colburn et Hougen [1934], la vapeur doit diffuser à travers le film d'incondensable afin d'atteindre le film liquide pour se condenser. Comme la concentration en vapeur se réduit progressivement dans le film d'incondensables en se rapprochant du film liquide $P_{v,in} < P_{v,m}$, la vapeur se retrouve surchauffée dans le mélange par rapport à la température de la vapeur dans les incondensables $T_m > T_{v,in}$. La chaleur transférée de la vapeur au condensat est égale à la somme de la chaleur sensible due à la différence des températures $T_m - T_{v,in}$ et de la chaleur latente de la vapeur diffusée à travers le film d'incondensables.

En se fondant sur les lois de conservation de l'énergie, de la masse et de la quantité de mouvement, certains auteurs [Sparrow and Lin, 1964 ; Minkowycz and Sparrow, 1966 ; Denny *et al.*, 1971] ont résolu et analysé la condensation en présence d'incondensables d'une façon analytique.

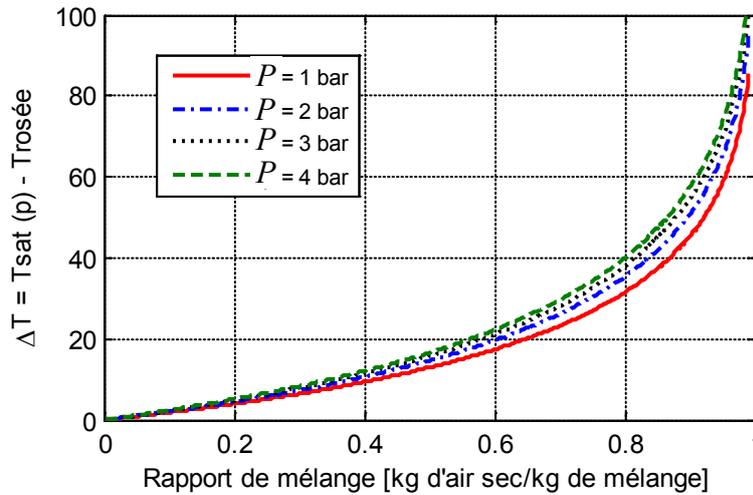


Figure 3. 1. Variation de ΔT en fonction du rapport massique et la pression du mélange.

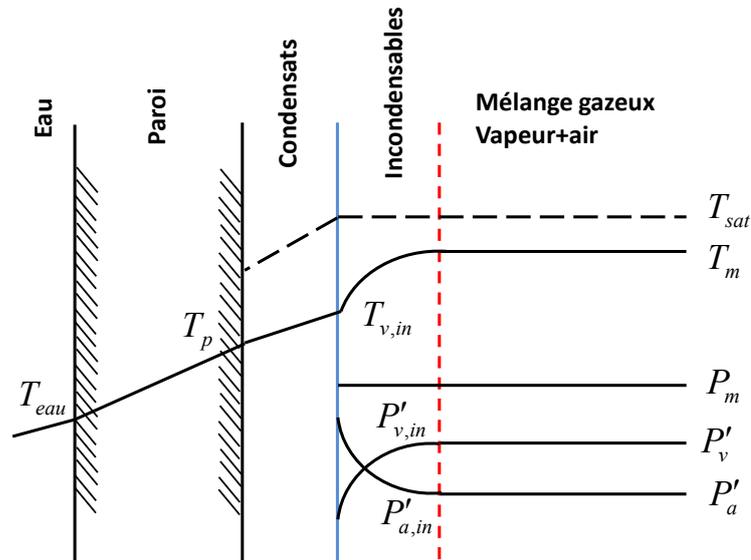


Figure 3. 2. Phénomène de condensation en présence d'incondensables

En dehors de cette théorie, on distingue dans la littérature deux genres de corrélations pour l'estimation du coefficient de transfert en présence d'incondensables. La première calcule un ratio de dégradation du coefficient de transfert due à la présence des incondensables par rapport à un coefficient d'échange de la vapeur pure. La deuxième calcule le coefficient de transfert en fonction de plusieurs nombres adimensionnels sans prendre en compte le coefficient de transfert de la vapeur pure.

Nous présenterons quelques corrélations de la littérature qui permettent de calculer le facteur de dégradation du coefficient de transfert en fonction du pourcentage en masse de gaz incondensables dans le mélange:

La corrélation de Vierow [1990] basée sur les données de l'UCB

$$f(z) = 0,0050 Re_{film}^{0,45} W_a^{-1,1} \quad (3.9)$$

La corrélation de Park and No [1999] basée sur les données de KAIST

$$f = 0.0012 W_a^{-1,4} Ja^{-0,63} Re_{film}^{0,24} \quad (3.10)$$

Ces corrélations sont applicables si :

$$1715 < Re_g < 21670$$

$$0,83 < Pr_g < 1,04$$

$$0,111 < W_a < 0,836$$

$$0,01654 < Ja < 0,07351$$

On peut également citer les corrélations ci-dessous qui estime le coefficient de transfert en fonction des nombres adimensionnels :

La corrélation de Siddique *et al.* [1993] basée sur les données du MIT

$$Nu(z) = 1,137 Re_g^{0,404} W_a^{-1,105} Ja^{-0,741} \quad (3.11)$$

Cette corrélation est applicable si :

$$0,1 < W_a < 0,95$$

$$445 < Re_g < 22700$$

$$0,004 < Ja < 0,07$$

Pour le calcul du coefficient de transfert en convection et en film, on doit utiliser deux corrélations séparées. Le coefficient de convection est calculé selon la formule de Colburn :

$$Nu_{conv} = \begin{cases} 3,66 & \text{si } Re_g < 2300 \\ 0,023 Re_g^{0,8} Pr^{0,33} & \text{si } 2300 < Re_g < 10^7 \end{cases}$$

Pour le coefficient de condensation en film, h_{film} peut être calculé en se basant sur la théorie de Nusselt.

La corrélation de Maheshwari [2006] est basée sur les expérimentations de BARC :

$$Nu(z) = 0,15 Re_{film}^{0,15} (W_a)^{-0,85} Ja^{-0,8} Re_g^{0,5} \quad (3.12)$$

Cette corrélation est applicable si :

$$0,1 < W_a < 0,6$$

$$8000 < Re_g < 22700$$

$$0,005 < Ja < 0,07$$

La corrélation de Hassanein *et al.* [1996] est:

$$Nu(z) = 1,279 Re_g^{0,256} W_a^{-741} Ja^{-0,952} \quad (3.13)$$

Araki *et al.* [1995] présente une corrélation pour le calcul du coefficient de transfert en condensation en se basant sur ses essais expérimentaux.

$$\alpha_{cond} = \begin{cases} 0,33 \times 10^{-3} \left(\frac{P'}{P_t} \right)^{-0,67} & \text{si } 650 < Re_g < 2300 \\ 2,11 \times 10^{-1} Re_g^{0,8} \left(\frac{P'}{P_t} \right)^{-0,99} & \text{si } 2300 < Re_g < 21000 \end{cases}$$

La corrélation d'Araki est retenue pour sa simplicité d'intégration et du fait qu'elle permet le calcul d'un coefficient de transfert globale avec prise en compte de la pression partielle de l'air et du nombre de Reynolds du mélange.

3.1.3 Modélisation avec Modélica sous environnement Dymola

Modélica est un langage de modélisation hiérarchique orienté objet adapté aux systèmes physiques hétérogènes et complexes qui est développé grâce à un effort international à but non lucratif [Fritzon, 2003; Modelica, 2010]. Ce langage est conçu pour la modélisation des composants physiques multi domaines ce qui permet la combinaison de l'automatique, de la mécanique, de la thermodynamique... L'idée principale de la modélisation sur Modélica est de pouvoir construire un modèle d'une façon réaliste en groupant les différents éléments qui constituent l'installation étudiée et en imposant les spécifications souhaitées pour chacun des éléments. On distingue les caractéristiques suivantes de Modélica:

Modelica est basé sur des équations et pas sur des instructions d'affectation ce qui permet la modélisation acausale sans avoir besoin d'examiner l'ordre de calcul (conception des composants en fixant les conditions d'exploitation, simulation de la réponse du système en fixant les spécifications des composants ...).

Modelica a une capacité de modélisation multi-domaine (couplage mécanique, automatique, thermodynamique, hydraulique, ...).

Modelica est un langage orienté objet (possibilité de réutilisation du même composant et d'unifier un groupe de travail pour être assemblés dans le même modèle global).

Pour l'utilisation du langage Modélica, un simulateur est recommandé pour transformer le modèle modelica en un système d'équations algèbro-différentielles (DAE) avec des causalités fixées. En plus, plusieurs algorithmes de transformation peuvent être utilisés pour transformer les équations en une forme intégrable par les méthodes standards. Ces solveurs et ces algorithmes de transformations existent dans deux environnements de simulation commerciaux : Dymola (Dynasim) et MathModelica (MathCore).

Chacun de ces deux environnements présente une interface graphique pour éditer et connecter les modèles, un traducteur Modelica, un moteur de simulation et une visualisation des résultats.

Dymola 6.1 [Dynasim, 2004; Modelica Association, 2004] a été retenu comme environnement de simulation pour le développement et la résolution du modèle mathématique. Une interface commune entre Dymola et Matlab/SIMULINK permet un post-traitement des résultats de simulations et une capacité de simulation en « Hardware in the loop ». La capacité de modélisation de Dymola dans le domaine énergétique a été largement démontrée [Jesen and Tummescheit, 2002; Pfafferott and Schmitz, 2004, Zhang and Zhang, 2009].

L'algorithme DASSL [Petzold, 1982] est utilisé comme intégrateur pour résoudre le système algèbro-différentiel. La solution numérique avec DASSL est très fiable et efficace en raison de sa symbolique de pré-traitement [Otter, 2009].

Modelica fournit un ensemble de formulations industrielles pour le calcul des propriétés thermodynamiques de l'eau dans les états liquide, vapeur et diphasique selon le standard d'IAPWS/IF97 (Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam). Ce standard industriel présente un compromis entre précision et rapidité de calcul. Wagner *et al.* [2000] ont présenté le détail de ces formulations de calcul des propriétés de l'eau et de la vapeur en distinguant cinq différentes régions.

Plusieurs bibliothèques de simulation basés sur Modelica ont été développés, par exemple, the Thermal-Fluid Library [Eborn 2001; Tummescheit 2002], the Air Conditioning Library [Modelon 2007], the Modelica Fluid Library [Casella *et al.*, 2006], HITLib [Videla and Lie 2006], TIL [Richter 2008], and ThermoSysPro [El hefni *et al.*, 2011]. Dans le cadre de cette thèse, une nouvelle

bibliothèque spécifique indépendante a été développée présentant les différents composants de la PAC (figure 3.3).

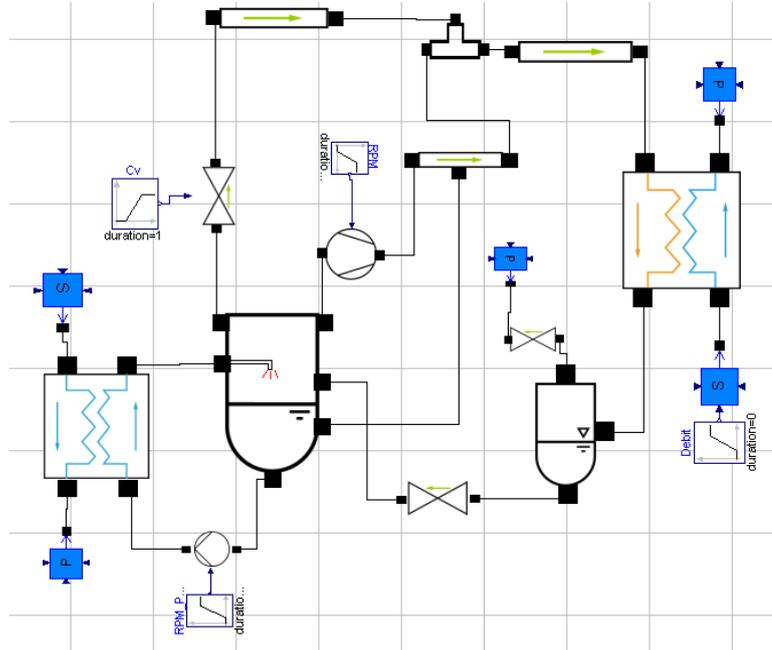


Figure 3. 3. Synoptique du modèle de la PAC sous environnement Dymola

3.1.4 Conclusion et Synthèse

La simulation des performances dynamiques des pompes à chaleur a retenu l'attention des chercheurs depuis plus de 30 ans de Dhar et Soedel [1979] jusqu'à Chamoun *et al.* [2012c]. L'intérêt d'avoir un modèle complet prenant en compte le plus de détails possibles a toujours été maintenu afin de prévoir l'évolution du système réel. Au début, les pompes à chaleur air-air résidentielles étaient prépondérantes ainsi que les machines frigorifiques. Actuellement, l'intérêt se tourne vers les pompes à chaleur industrielles pour la récupération de l'énergie d'effluents. On s'intéresse dans notre cas d'étude aux pompes à chaleur eau-eau pour lesquelles on trouve dans la littérature plusieurs études [Browne and Bansal, 2002; Haberschill *et al.*, 2003; Bendapudi *et al.*, 2005; Chamoun *et al.*, 2012c]. Le développement du modèle dynamique de la PAC présenté ci-dessous a fait l'objet d'une publication [Chamoun *et al.*, 2012c].

La méthode des volumes finis a été retenue pour la discrétisation des échangeurs comme étant une méthode robuste et stable pour la simulation du démarrage. Cette méthode présente un compromis entre rapidité et précision de calcul. Chaque volume fini a été divisé en deux sous-volumes selon la méthode des limites mobiles pour prendre en compte la présence de l'air. En parallèle, les bouteilles contenant de l'eau liquide, de la vapeur d'eau et de l'air sec sont modélisées selon la méthode des limites mobiles pour la rapidité du calcul.

Le transfert thermique occupe une place prédominante dans le fonctionnement d'une pompe à chaleur. Dans notre cas d'étude, on s'intéresse aux transferts de chaleur dans un écoulement monophasique liquide, aux phénomènes de condensation de la vapeur d'eau pure et en présence d'incondensables. A partir d'une revue bibliographique, on retient les corrélations présentées par Dittus-Boelter, Shah et Araki pour calculer les coefficients de transfert thermique entre les fluides et la paroi.

Permettant une modélisation orientée objet, acausale et multi-domaines, Modélica a été adopté comme langage de programmation présentant des avantages par rapport aux langages utilisés traditionnellement. Comme environnement de simulation, Dymola 6.1 est utilisé comme plateforme permettant une manipulation symbolique des composants, une interface dédiée aux simulations numériques et une interface avec Matlab/simulink.

3.2 Modélisation des différents éléments de la PAC

3.2.1 Modèle du compresseur bi vis

En général, les compresseurs peuvent être modélisés soit en se référant aux caractéristiques fournies par leurs constructeurs (modèle de comportement) soit en se basant sur les lois de la physique (modèle de connaissance).

Les modèles de comportement se basent sur l'analyse de résultats expérimentaux. A partir de ces résultats, on peut tirer les paramètres qui interviennent dans des expressions mathématiques afin de relier les grandeurs de sortie du modèle aux grandeurs d'entrées.

Les modèles de comportement présentent une précision élevée sur le comportement réel de la machine mais ils ne peuvent être utilisés que dans des plages de fonctionnement bien précises et bien connues. L'utilisation de ces abaques rend difficile l'exploration de nouvelles plages d'essais.

Les modèles de connaissance sont basés sur les bilans de masse, d'énergie et de la quantité de mouvement. Ces modèles permettent d'étudier le comportement dynamique et en régime permanent de la machine mais demande des temps de calcul élevés [Bendapudi and Braun, 2002].

Les compresseurs fonctionnant à des vitesses élevées, les phases transitoires de compression associées aux changements des conditions aux limites sont négligeables par rapport à celles des échangeurs de chaleur. Par conséquent, le compresseur est modélisé en régime permanent supposant qu'il atteigne ses conditions de fonctionnement instantanément.

A partir des simulations numériques des compresseurs, on définit des équations de régression qui permettent le calcul des rendements isentropique η_{is} et volumétrique η_v . Les valeurs de ces rendements dépendent principalement de la vitesse de rotation n , du taux de compression π et du débit d'injection de désurchauffé. Les paramètres des équations qui calculent ces rendements sont obtenus par identification.

Le débit imposé par le compresseur dépend de la vitesse de rotation n , de la masse volumique à l'entrée du compresseur et des spécifications du compresseur (cylindrée V^i) :

$$\dot{m}_{comp} = \eta_v \rho_e V^i \frac{n}{60} \quad (3.14)$$

Le travail de compression peut être calculé selon :

$$\dot{W} = \dot{m}_{comp} \frac{h_{s,is} - h_e}{\eta_{is}} \quad (3.15)$$

3.2.2 Modèles des échangeurs

Le condenseur et l'évaporateur sont des échangeurs eau-eau à plaques et joints. La géométrie de ces échangeurs permet aux deux fluides de circuler selon une orientation parallèle à contre-courant.

A l'entrée des échangeurs, les débits principaux se divisent en plusieurs débits élémentaires entre les plaques pour échanger la chaleur avec les fluides secondaires divisés également entre les plaques.

3.2.2.1 Hypothèses des modèles

Les échangeurs sont décrits mathématiquement par les lois de la physique qui gouvernent les équations de conservation. Si aucune approximation n'est faite, alors les lois de conservation sont représentées par plusieurs équations aux dérivées partielles non linéaires. La résolution de ces équations

est très complexe et plusieurs approximations doivent être faites afin de faciliter ces calculs. Dans notre cas, on suppose que :

l'écoulement est unidimensionnel. L'écoulement des fluides est a priori tridimensionnel. Mais une seule direction domine entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. En général, l'écoulement présente trois composantes de vitesse, la première est la vitesse de transport du fluide mais les autres correspondent à la propagation des ondes dynamiques de pression. Comme ces ondes sont beaucoup plus rapides que le reste du système et que leurs effets sont faibles énergétiquement parlant, elles peuvent être négligées. Par cette approximation, la vitesse devient une variable scalaire.

l'écoulement est homogène et en équilibre thermodynamique. Si l'écoulement n'est pas à l'équilibre thermodynamique ou non homogène alors il faut étudier chaque phase séparément ce qui complexifie d'une façon très importante le modèle pour un gain en précision discutable. On suppose donc que l'écoulement est homogène à l'équilibre thermodynamique définissant cet échangeur comme fortement agité.

la dissipation visqueuse est négligeable. La dissipation visqueuse est négligée car elle est fortement inférieure à l'énergie transférée entre le frigorigène et les parois des plaques.

Les hypothèses du modèle du condenseur sont les suivantes:

- les écoulements du mélange air/frigorigène et du fluide secondaire sont unidirectionnels et également répartis dans les canaux,
- les pertes thermiques du condenseur sont négligées,
- l'air sec (incondensable) est supposé être un gaz parfait.

Les mêmes hypothèses sont adoptées pour le modèle de l'échangeur « évaporateur » et les tuyauteries.

3.2.2.2 Méthodologie de modélisation et formulation

L'application des approximations ci-dessus sur les formules générales de conservation de la masse et de l'énergie appliquées du côté du frigorigène aboutit aux équations suivantes :

$$\frac{\partial \rho_a}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)_a}{\partial z} = \frac{\partial \rho_a}{\partial t} + \frac{\partial(G)_a}{\partial z} = 0 \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)_f}{\partial z} = \frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial(G)_f}{\partial z} = 0 \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)_m}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u v + P v)_m}{\partial z} + \frac{\partial(\alpha_m(T_m - T_p))}{\partial z} = \\ \frac{\partial(\rho u)_m}{\partial t} + \frac{\partial(Gh)_m}{\partial z} + \frac{\partial(\alpha_m(T_m - T_p))}{\partial z} = 0 \end{aligned} \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial(G)_m}{\partial t} + \frac{\partial(G^2 / \rho)_m}{\partial z} = \frac{\partial(P)_m}{\partial z} \mp \frac{\partial(f_z)_m}{\partial z} \mp \rho g \quad (3.19)$$

ρ , v et α sont respectivement la masse volumique, la vitesse et le coefficient de transfert du fluide frigorigène.

Afin de résoudre ce système d'équations, les deux méthodologies existantes dans la littérature sont couplées (méthode des volumes finis et méthode des limites mobiles). La discrétisation en volume fini est adoptée tout au long des échangeurs pour aboutir à un nombre de volumes élémentaires dont le volume est fixe et égal. Chaque volume élémentaire est divisé en deux sous volumes variables V_a et V_v dont les dimensions changent au cours du temps en fonction des entrées et des sorties de chaque élément. Le modèle de discrétisation est présenté sur la figure 3.4 représentant les deux sous-volumes

d'un volume élémentaire en haut et le volume élémentaire d'eau qui représente le fluide caloporteur en bas. On distingue cinq variables en entrée et en sortie du côté du mélange (frigorigène + air sec) :

$\dot{m}_{m,k}$, $X_{f,k}$ et $\psi_{f,k}$ sont respectivement le débit massique total du mélange, la proportion massique du frigorigène dans ce débit et le rapport pression partielle du frigorigène par rapport à la pression totale du mélange à la section k. Dans le cas où le frigorigène est monophasique vapeur, $\psi_{f,k}$ est calculé en fonction de $X_{f,k}$ en supposant que le mélange est un gaz parfait :

$$\psi_{f,k} = 1 + \frac{M_v}{M_a P_{m,k}} (1 - X_{f,k}^{-1})$$

$h_{f,k}$ et $P_{m,k}$ sont respectivement l'enthalpie du frigorigène et la pression total du mélange à la section k.

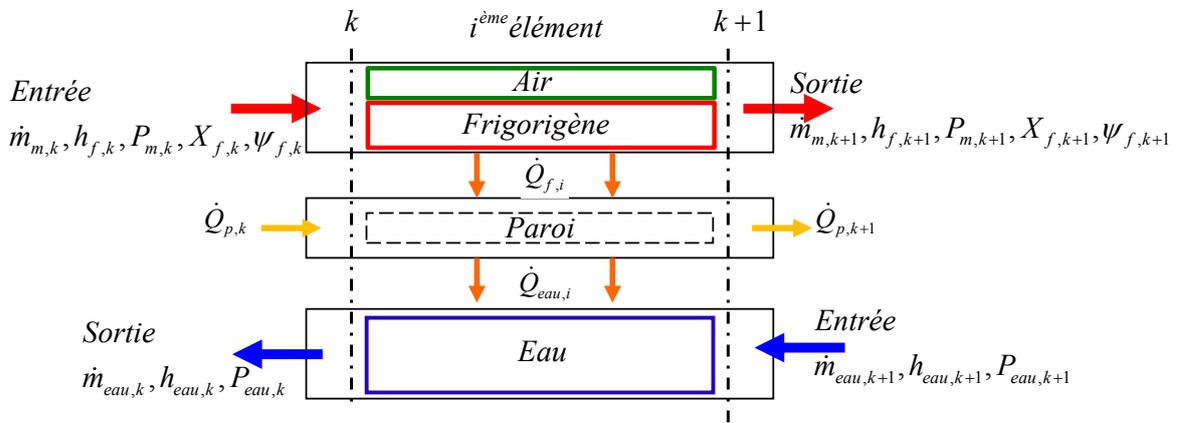


Figure 3. 4. Volumes de contrôles dans l'échangeur

Par l'application de cette discrétisation des équations aux dérivées partielles, on aboutit à un système d'équation différentielle algébrique. L'expression suivante de la dérivée temporelle de la masse volumique est introduit afin de se ramener aux variations temporelles de pression et d'enthalpie selon :

$$\frac{d\rho}{dt} = \left(\frac{\partial\rho}{\partial h}\right)_p \frac{dh}{dt} + \left(\frac{\partial\rho}{\partial p}\right)_h \frac{dP}{dt} \quad (3.20)$$

Equation de continuité (Conservation de masse) du frigorigène et de l'air sec

Frigorigène :

$$\frac{dM_{f,i}}{dt} = V_m \frac{d\rho_{f,i}}{dt} = X_{f,k} \dot{m}_{m,k} - X_{f,k+1} \dot{m}_{m,k+1} \quad (3.21)$$

en introduisant l'expression suivante :

$$\frac{d\rho_{f,i}}{dt} = \left(\frac{\partial\rho_{f,i}}{\partial h_{f,i}}\right)_p \frac{dh_{f,i}}{dt} + \left(\frac{\partial\rho_{f,i}}{\partial P}\right)_h \frac{dP_{f,i}}{dt} \quad (3.22)$$

On aboutit à l'équation ci-dessous :

$$\underbrace{\left(V_m \left(\frac{\partial\rho_{f,i}}{\partial P'_{f,i}} \right)_h \right)}_{a_{f,i}} \frac{dP'_{f,i}}{dt} + \underbrace{\left(V_m \left(\frac{\partial\rho_{f,i}}{\partial h_{f,i}} \right)_p \right)}_{b_{f,i}} \frac{dh_{f,i}}{dt} = X_{f,k} \dot{m}_{m,k} - X_{f,k+1} \dot{m}_{m,k+1} \quad (3.23)$$

Air sec :

Les mêmes équations régissent la conservation de la masse de l'air sec et aboutissent à l'équation ci-dessous :

$$\underbrace{\left(V_m \left(\frac{\partial \rho_{a,i}}{\partial P'_{a,i}} \right)_h \right)}_{a_{a,i}} \frac{dP'_{a,i}}{dt} + \underbrace{\left(V_m \left(\frac{\partial \rho_{a,i}}{\partial h_{a,i}} \right)_P \right)}_{b_{a,i}} \frac{dh_{a,i}}{dt} = (1 - X_{f,k}) \dot{m}_{m,k} - (1 - X_{f,k+1}) \dot{m}_{m,k+1} \quad (3.24)$$

Application du premier principe de la thermodynamique au mélange (Air sec + frigorigène)

Supposer un mélange homogène (Air+eau liquide+vapeur d'eau) dans chaque volume élémentaire implique une température constante dans tout ce volume. Alors selon le premier principe de la thermodynamique, l'équation de conservation de l'énergie interne dans tout le volume élémentaire s'écrit :

$$\frac{dU_{m,i}}{dt} = \frac{d(U_{f,i} + U_{a,i})}{dt} = X_{f,k} \dot{m}_{m,k} h_{f,k} - X_{f,k+1} \dot{m}_{m,k+1} h_{f,k+1} + (1 - X_{f,k}) \dot{m}_{m,k} h_{a,k} - (1 - X_{f,k+1}) \dot{m}_{m,k+1} h_{a,k+1} + \alpha_{f,i} S_i (T_m - T_p) \quad (3.25)$$

$$\frac{dU_{f,i}}{dt} = V_m \frac{d(\rho h - P')_{f,i}}{dt} = V_m \left(\rho \frac{dh}{dt} + h \frac{d\rho}{dt} - \frac{dP'}{dt} \right)_{f,i} = V_m \left(\rho \frac{dh}{dt} + h \left(\left(\frac{\partial \rho}{\partial h} \right)_P \frac{dh}{dt} + \left(\frac{\partial \rho}{\partial P'} \right)_h \frac{dP'}{dt} \right) - \frac{dP'}{dt} \right)_{f,i} \quad (3.26)$$

$$\frac{dU_{f,i}}{dt} = \underbrace{\left(V_m h \left(\frac{\partial \rho}{\partial P'} \right)_h - V_m \right)_{f,i}}_{c_{f,i}} \frac{dP'_{f,i}}{dt} + \underbrace{\left(V_m \rho + V_m h \left(\frac{\partial \rho}{\partial h} \right)_P \right)_{f,i}}_{d_{f,i}} \frac{dh_{f,i}}{dt} \quad (3.27)$$

$$\frac{dU_{a,i}}{dt} = \underbrace{\left(V_m h \left(\frac{\partial \rho}{\partial P'} \right)_h - V_m \right)_{a,i}}_{c_{a,i}} \frac{dP'_{a,i}}{dt} + \underbrace{\left(V_m \rho + V_m h \left(\frac{\partial \rho}{\partial h} \right)_P \right)_{a,i}}_{d_{a,i}} \frac{dh_{a,i}}{dt} \quad (3.28)$$

Application de la conservation de la quantité de mouvement du mélange (Air sec + frigorigène)

Dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement (3.19), on distingue quatre termes qui seront intégrés sur un volume élémentaire dV de section dS et de longueur dl :

$\int_V \frac{\partial(G)}{\partial t} dV$ caractérise la variation temporelle de la quantité de mouvement.

$\int_S (G^2 / \rho)_m dS$ caractérise les flux de quantité de mouvement traversant les frontières.

$\int_S P_m dS \mp \int_0^L f_z dz$ caractérise les actions de contact ou surfaciques sur le volume de contrôle

(Pression à l'entrée et à la sortie du volume élémentaire + forces de frottement).

$\pm \int_V \rho g dV$ caractérise les actions à distance ou volumique (Force de gravité).

Le développement de l'équation (3.19) donne :

$$V_m \frac{dG_m}{dt} - (S(G_m^2 / \rho_m))_e + (S(G_m^2 / \rho_m))_s = (P_m S)_e - (P_m S)_s - Lf \mp \rho_m g V_m \quad (3.29)$$

$$L \frac{d\dot{m}_{m,i}}{dt} = \frac{1}{S} \left(\frac{\dot{m}_{m,k}^2}{\rho_{m,k}} - \frac{\dot{m}_{m,k+1}^2}{\rho_{m,k+1}} \right) + S(P_{m,k} - P_{m,k+1}) - Lf \mp \rho_m g V_m \quad (3.30)$$

Avec :

$$f = \lambda' \frac{SG_{m,i}^2}{2\rho D_h} = \lambda' \frac{\dot{m}_{m,i}^2}{2\rho_m S D_h} \quad (3.31)$$

Alors l'équation devient :

$$L \frac{dG_{m,i}}{dt} = (P_{m,k} - P_{m,k+1}) + \underbrace{\left(\frac{G_{m,k}^2}{\rho_{m,k}} - \frac{G_{m,k+1}^2}{\rho_{m,k+1}} \right)}_{\Delta P_i \text{ accélération}} - \underbrace{\lambda' L \frac{G_{m,i}^2}{2\rho_m D_h}}_{\Delta P_i \text{ frottements}} \mp \underbrace{\rho_m g L}_{\Delta P_i \text{ gravité}} \quad (3.32)$$

Alors les équations de conservation du système (Air + frigorigène) sont les suivantes :

$$a_{f,i} \frac{dP'_{f,i}}{dt} + b_{f,i} \frac{dh_{f,i}}{dt} = X_{f,k} \dot{m}_{m,k} - X_{f,k+1} \dot{m}_{m,k+1} \quad (3.33)$$

$$a_{a,i} \frac{dP'_{a,i}}{dt} + b_{a,i} \frac{dh_{a,i}}{dt} = (1 - X_{f,k}) \dot{m}_{m,k} - (1 - X_{f,k+1}) \dot{m}_{m,k+1} \quad (3.34)$$

$$c_{f,i} \frac{dP'_{f,i}}{dt} + d_{f,i} \frac{dh_{f,i}}{dt} + c_{a,i} \frac{dP'_{a,i}}{dt} + d_{a,i} \frac{dh_{a,i}}{dt} = X_{f,k} \dot{m}_{m,k} h_{f,k} - X_{f,k+1} \dot{m}_{m,k+1} h_{f,k+1} \\ + (1 - X_{f,k}) \dot{m}_{m,k} h_{a,k} - (1 - X_{f,k+1}) \dot{m}_{m,k+1} h_{a,k+1} + \dot{Q}_{f,i} \quad (3.35)$$

$$L \frac{dG_{m,i}}{dt} = (P_{m,k} - P_{m,k+1}) + \Delta P_i \text{ accélération} - \Delta P_i \text{ frottement} \pm \Delta P_i \text{ gravité} \quad (3.36)$$

3.2.3 Modèles des bouteilles

Cette partie présente l'approche de modélisation de deux éléments différents de la pompe à chaleur :

- le purgeur des incondensables,
- le réservoir d'évaporation par flash.

Ces deux éléments sont des réservoirs cylindriques de dimensions connues contenant une phase liquide et une phase gazeuse qui est un mélange d'air et de vapeur d'eau. La présence d'air est due aux conditions initiales lorsque toute l'installation est remplie d'air.

Chacun des deux éléments a un rôle différent avec différentes entrées et sorties. Toutefois, la même approche de modélisation est utilisée pour les deux réservoirs avec des modifications spécifiques pour chacun. Ce modèle est basé sur les équations dérivées de la conservation de la masse et des bilans énergétiques sur les différents volumes de contrôles. À l'entrée du séparateur, le débit du frigorigène est divisé en deux phases liquide et vapeur.

3.2.3.1 Hypothèses

Les hypothèses suivantes sont faites pour l'étude du séparateur :

- le système est en équilibre thermodynamique,
- l'air sec dans le séparateur est considéré comme un gaz parfait,
- le mélange gazeux de l'air sec et la vapeur d'eau est homogène,
- la densité du liquide est supposée constante,
- la résistance thermique des parois des réservoirs est négligée,
- l'évaporation par flash est supposée adiabatique et isenthalpique.

3.2.3.2 Formulations

Les équations de conservation de la masse et de l'énergie pour chaque phase peuvent être discrétisées à chaque instant en utilisant le schéma de discrétisation par frontière mobile présenté sur la figure 3.5. Le schéma de discrétisation présenté est basé sur deux différents volumes de contrôle, le premier pour le bilan massique et le second pour le bilan énergétique où les phases gazeuses sont groupées dans le même volume de contrôle. Le fait de supposer un mélange homogène signifie une température unique pour toute la phase gazeuse (une équation d'énergie couplée) à une pression totale égale à la somme des pressions partielles de l'air sec et de la vapeur d'eau.

$$T_g = T_v(P'_v, h_v) = T_a(P'_a, h_a)$$

$$P_g = P'_a + P'_v$$

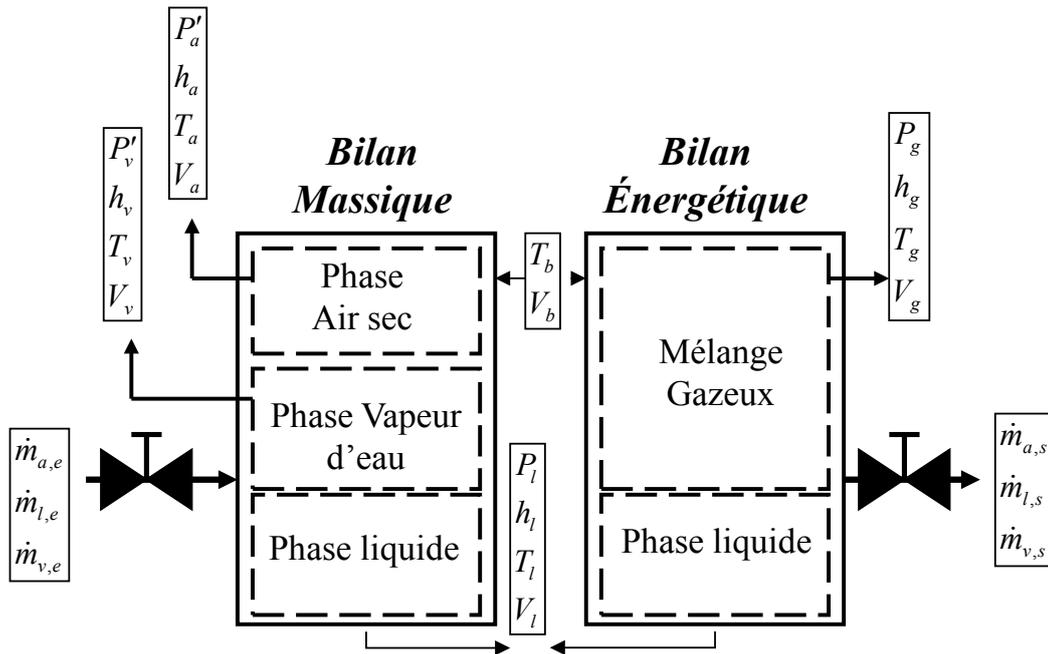


Figure 3. 5. Volumes de contrôle des bilans massique et énergétique des bouteilles

La pression P_g est la pression à l'interface entre les volumes liquide et gazeux. En revanche, les pressions partielles de l'air et de la vapeur d'eau sont calculées dans le volume total de gaz V_g qui est la somme des volumes de ces derniers. Le volume total de la bouteille est constant, il en est de même pour la somme des volumes du gaz et du liquide.

$$V_b = V_g + V_l$$

Pour chaque bouteille, trois débits massiques entrant et trois sortants sont présentés pour modéliser tout les flux massiques possibles en entrée et en sortie de chaque bouteille.

Les équations de bilan qui en résultent sont définies comme suit :

Bilan massique de la phase liquide

$$a_l \frac{d(V_l)}{dt} = \dot{m}_{l,e} - \dot{m}_{l,s} + \dot{m}_{cond} - \dot{m}_{evap} \quad (3.37)$$

Bilan énergétique de la phase liquide

$$b_l \frac{dP_l}{dt} + c_l \frac{dh_l}{dt} + d_l \frac{dV_l}{dt} = \dot{m}_{l,e} h_{l,e} - \dot{m}_{l,s} h_{l,s} + \dot{m}_{cond} h_{l,sat} - \dot{m}_{evap} h_{v,sat} + \alpha_{gl} S_{gl} (T_g - T_l) - \alpha_{lp} S_{lp} (T_l - T_p) \quad (3.38)$$

Bilan massique de la phase vapeur

$$a_v \frac{dP'_v}{dt} + b_v \frac{dh_v}{dt} + c_v \frac{dV_g}{dt} = \dot{m}_{v,e} - \dot{m}_{v,s} - \dot{m}_{cond} + \dot{m}_{evap} \quad (3.39)$$

Bilan massique de la phase air sec

$$a_a \frac{dP'_a}{dt} + b_a \frac{dh_a}{dt} + c_a \frac{dV_g}{dt} = \dot{m}_{a,e} - \dot{m}_{a,s} \quad (3.40)$$

Bilan énergétique de la phase gazeuse

$$\begin{aligned} \frac{dU_g}{dt} &= d_a \frac{dP'_a}{dt} + e_a \frac{dh_a}{dt} + d_v \frac{dP'_v}{dt} + e_v \frac{dh_v}{dt} + (f_a + f_v) \frac{dV_g}{dt} \\ \frac{dU_g}{dt} &= \dot{m}_{v,e} h_{v,e} - \dot{m}_{v,s} h_{v,s} + \dot{m}_{a,e} h_{a,e} - \dot{m}_{a,s} h_{a,s} - \dot{m}_{cond} h_{l,sat} + \dot{m}_{evap} h_{v,sat} \\ &\quad - \alpha_{gl} S_{gl} (T_g - T_l) - \alpha_{gp} S_{gp} (T_g - T_p) \end{aligned} \quad (3.41)$$

Bilan énergétique de la paroi

$$(Mc_p)_p \frac{dT_p}{dt} = \alpha_{gp} S_{gp} (T_g - T_p) + \alpha_{lp} S_{lp} (T_l - T_p) - \alpha_{p,ext} S_{p,ext} (T_p - T_{ext}) \quad (3.42)$$

Les coefficients a_i, b_i, c_i, d_i, e_i et f_i sont défini par :

$$\begin{aligned} b_l &= -V_l \\ a_l &= \rho_l & c_l &= V_l \rho_l \\ & & d_l &= h_l \rho_l \\ a_v &= V_g \left(\frac{\partial \rho_v}{\partial P'_v} \right)_{h_v} & d_v &= V_g (h_v \left(\frac{\partial \rho_v}{\partial P'_v} \right)_{h_v} - 1) \\ b_v &= V_g \left(\frac{\partial \rho_v}{\partial h_v} \right)_{P'_v} & e_v &= V_g (\rho_v + h_v \left(\frac{\partial \rho_v}{\partial h_v} \right)_{P'_v}) \\ c_v &= \rho_v & f_v &= h_v \rho_v \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 a_a &= V_g \left(\frac{\partial \rho_a}{\partial P'_a} \right)_{h_a} & d_a &= V_g \left(h_a \left(\frac{\partial \rho_a}{\partial P'_a} \right)_{h_a} - 1 \right) \\
 b_a &= V_g \left(\frac{\partial \rho_a}{\partial h_a} \right)_{P'_a} & e_a &= V_g \left(\rho_a + h_a \left(\frac{\partial \rho_a}{\partial h_a} \right)_{P'_a} \right) \\
 c_a &= \rho_a & f_a &= h_a \rho_a
 \end{aligned}$$

3.2.3.3 Purgeur des incondensables

Dans le système une quantité substantielle d'air doit être retirée lors du démarrage. Cet air présent dans le système est lié à la pression d'évaporation de l'eau qui est inférieure à la pression atmosphérique ce qui se traduit par une introduction d'incondensables dépendant de l'étanchéité du système. La présence d'une quantité significative d'air dans le système dégrade les transferts de chaleur au niveau des échangeurs et réduit le débit actif du compresseur (en ajoutant une charge supplémentaire).

La conception d'un système de purge spécifique est nécessaire pour éliminer ces incondensables et améliorer les performances de la PAC. Ce système de purge permet d'évacuer un mélange d'air sec et de vapeur d'eau. Il doit être maîtrisé afin de limiter les rejets de calories vers l'extérieur. Un appoint d'eau est nécessaire pour remplacer l'eau perdu. Le purgeur est placé en aval du condenseur du coté haute pression de la PAC.

Un mélange d'air sec et de condensat provient du condenseur où il sera séparé dans le purgeur. En sortie, en plus de la vanne de purge implémentée en haut de la bouteille, un robinet à flotteur permet la détente de l'eau liquide vers la bouteille flash.

3.2.3.4 Bouteille d'évaporation flash

L'évaporation par flash est utilisée pour générer la vapeur d'eau à l'aspiration du compresseur. Par conséquent, le réservoir flash couplé à l'évaporateur constitue le système d'évaporation qui récupère les calories de la source froide afin d'évaporer le frigorigène via un dispositif d'étranglement à l'entrée de la bouteille (figure 3.6). Comme présenté précédemment, le frigorigène est détendu du purgeur dans la bouteille flash. Un débit de recirculation de frigorigène échange de la chaleur dans l'évaporateur sous forme liquide pour être détendu à l'entrée de la bouteille à basse pression.

Dans le présent modèle, la fraction massique évaporée est calculée à partir des bilans massique et thermique de la chambre d'évaporation flash. Selon Saury *et al.* [2002], la vitesse du phénomène d'évaporation flash et la légère évolution de la température des parois du dispositif d'étranglement peut se traduire par le fait que l'énergie fournie par la paroi pendant le flash est négligeable par rapport aux autres termes de l'équation de conservation. Ainsi, l'énergie libérée par la chute brusque de la pression est complètement utilisée pour la vaporisation d'une quantité $\dot{m}_{v,fl}$ du débit de recirculation de l'eau

\dot{m}_{fl} :

$$\dot{m}_{v,fl} = \dot{m}_{fl} \frac{h_{fl} - h_{l,fl}}{h_{v,fl} - h_{l,fl}} \quad (3.43)$$

avec fl, l et v , les indices des enthalpies en sortie de l'échangeur (évaporateur), le liquide et la vapeur saturée après le flash calculée à la pression partielle du fluide frigorigène respectivement.

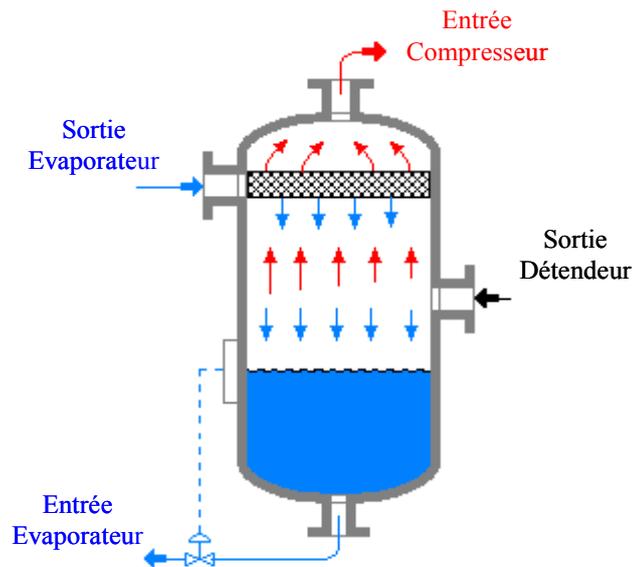


Figure 3. 6. Configuration de la bouteille flash

3.2.4 Modèles des détendeurs

Dans l'installation, trois vannes différentes sont utilisées (le détendeur d'eau à flotteur, la vanne de purge des incondensables et la vanne du by-pass). Bien que leurs fonctions soient différentes, leur modélisation est similaire.

La vanne de by-pass sert au démarrage de l'installation et est montée en parallèle avec le compresseur.

Les détendeurs jouent un rôle important dans le fonctionnement de la machine frigorifique puisqu'ils permettent la détente du fluide entre l'ensemble haute pression (condenseur et purgeur) d'une part et l'ensemble basse pression (bouteille flash et évaporateur) d'autre part. La détente du fluide se fait en dégradant l'énergie potentielle de pression. Il existe plusieurs types d'organes de détente. Les détendeurs capillaires, thermostatiques sont adaptés aux machines dont le point de fonctionnement est relativement stable [Outtagarts, 1994].

Dans notre cas d'étude, le purgeur à flotteur a été adopté pour la détente du frigorigène. En revanche, un détendeur à gaz ayant un C_v variable est utilisé pour la purge des incondensables de l'installation.

3.2.4.1 Hypothèses

Plusieurs approximations et hypothèses sont prises en compte pour la modélisation du détendeur, on suppose :

- une détente isenthalpique,
- des pertes thermiques négligées (pas d'échanges thermiques entre le fluide et la vanne),
- pas d'accumulation de masse (faible taille),
- l'inertie thermique de la vanne négligée,
- l'inertie mécanique du fluide négligée.

Alors le modèle de la vanne est, par conséquent, un modèle en régime permanent [Cleland 1983].

3.2.4.2 Modèle du purgeur d'air

Le modèle de purgeur d'air et celui de by-pass sont élaborés en utilisant la norme ISO 8878 (débit entraînant un ΔP de 1 bar) avec une correction de densité et de température.

La relation entre le débit \dot{m} , le coefficient de débit K_v , la masse volumique à l'entrée de la vanne ρ_e et les pressions d'entrée et de sortie de la vanne respectivement P_e et P_s dans le sens de l'écoulement, s'écrit selon si ΔP est inférieur, supérieur ou égal à $P_e/2$.

$$\text{Si } \Delta P < P_e / 2 \Rightarrow \dot{m} = 475 K_v \rho_e \sqrt{(P_e - P_s) P_s / (T_e d)}$$

$$\text{Si } \Delta P \geq P_e / 2 \Rightarrow \dot{m} = 238,33 K_v \rho_e P_e (T_e d)^{-1/2}$$

La détente étant isenthalpique, l'enthalpie à la sortie de la vanne est égale à l'enthalpie à l'entrée :

$$h_s = h_e$$

3.2.4.3 Modèle du détendeur à flotteur

Le modèle de détendeur utilisé est celui d'un diaphragme [Dhar and Soedel, 1979 ; MacArthur, 1984 ; Outagarts, 1994 ; Shalbart, 2006].

La relation entre le débit \dot{m} , le coefficient de débit K_v , la masse volumique à l'entrée de la vanne ρ_e et les pressions d'entrée et de sortie de la vanne respectivement P_e et P_s dans le sens de l'écoulement, s'écrit :

$$\dot{m} = K_v \rho_e \sqrt{(P_e - P_s) / \rho_e} \tag{3.44}$$

La détente étant isenthalpique, l'enthalpie à la sortie de la vanne est égale à l'enthalpie à l'entrée :

$$h_e = h_s$$

3.3 Simulation du démarrage

Le démarrage est un moment crucial du fonctionnement de la machine. D'après Khoury et al. [2001], le démarrage d'une pompe à chaleur implique de fortes contraintes sur les composants et le système de régulation en raison des grandes variations de températures et de pression et par conséquent, il conduit à de fortes dérivées temporelles et spatiales des paramètres d'influence [Schalbart et al., 2006].

Initialement, toute la machine est remplie d'air humide à saturation. La phase de démarrage doit permettre d'éliminer ces incondensables qui dégradent les performances de la PAC et d'atteindre le régime permanent. Pour estimer le comportement de la PAC, durant cette phase, le démarrage de la machine est simulé numériquement.

Pour démarrer l'installation, la source froide est au préalable portée à une température de 95 °C (correspondant à la température nominale d'aspiration du compresseur). Le débit de cette source sera poussé au maximum afin d'assurer le maximum de puissance à la bouteille flash pour atteindre son état d'équilibre le plus vite possible. La source chaude est portée à 120°C (point nominal du refoulement). On démarre la pompe de circulation reliant l'évaporateur à la bouteille flash avec une rampe de vitesse de 300 s afin de monter en température dans cette dernière. L'air existant dans l'évaporateur est déplacé vers la bouteille flash et un volume égal d'eau le remplace. La température de la bouteille flash évolue grâce aux calories transférées de la source froide (figure 3.7). La température du mélange gazeux et du liquide atteint une valeur de 94°C. A cette température, la pression totale P_g dans la bouteille flash est égale à la pression partielle de l'air P'_a contenu initialement dans la bouteille et dans l'échangeur à

laquelle s'additionne la pression partielle de la vapeur d'eau P'_v , qui correspond à la pression de la vapeur saturante à la température du mélange gazeux (94 °C) (figure 3.8).

On constate à partir des simulations que la basse pression de la PAC peut atteindre une pression de l'ordre de 2 bar. Par ailleurs, la PAC présente une protection des appareils en amont du compresseur par un disque de rupture taré à 1,5 bar. Comme la pression atteinte est supérieure à cette dernière, il est évident qu'il faut réduire cette pression avant le démarrage du compresseur. L'ouverture du by-pass au maximum avant le démarrage permet de réduire la pression dans la bouteille flash et provoque un débit de la bouteille flash vers le condenseur. Avec le by-pass et la vanne de purge ouverte à 100 %, l'évolution des différents paramètres de la PAC sont présentés sur les figures 3.9 et 3.10. Cette fois, les débits dans le by-pass et à travers le robinet de purge sont suffisants pour que la pression reste inférieure à la pression de rupture du disque.

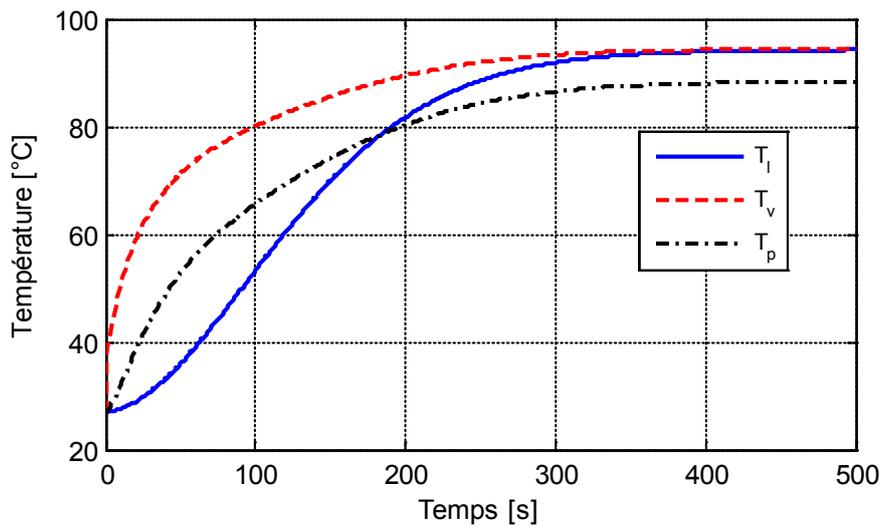


Figure 3. 7. Evolution des températures du liquide, du mélange gazeux et de la paroi dans la bouteille flash après la mise en route de la pompe de circulation by-pass fermé

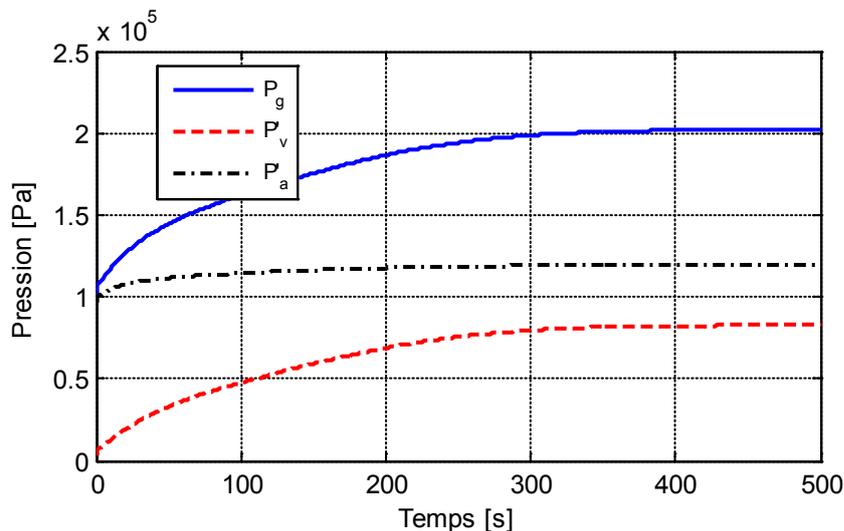


Figure 3. 8. Evolution des pressions dans la bouteille flash après la mise en route de la pompe de circulation by-pass fermé

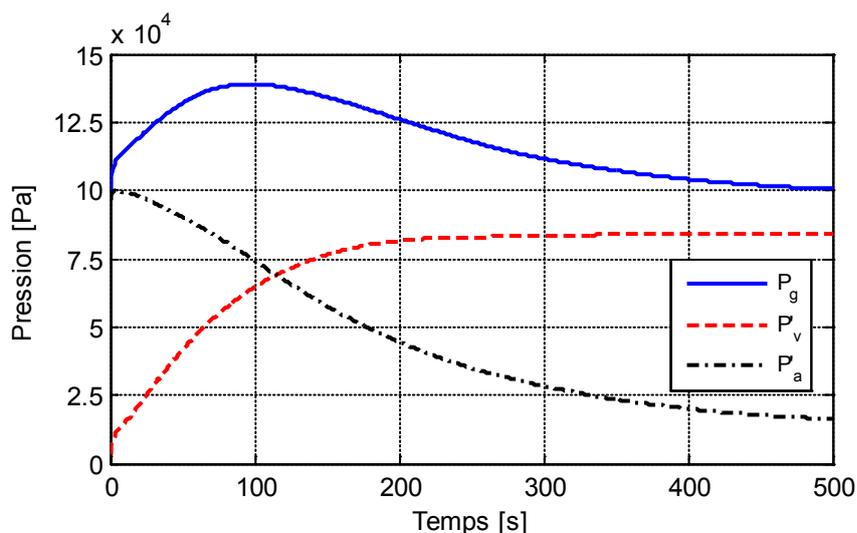


Figure 3. 9. Evolution des pressions dans la bouteille flash au démarrage de la pompe de circulation avec le by-pass ouvert (config 1)

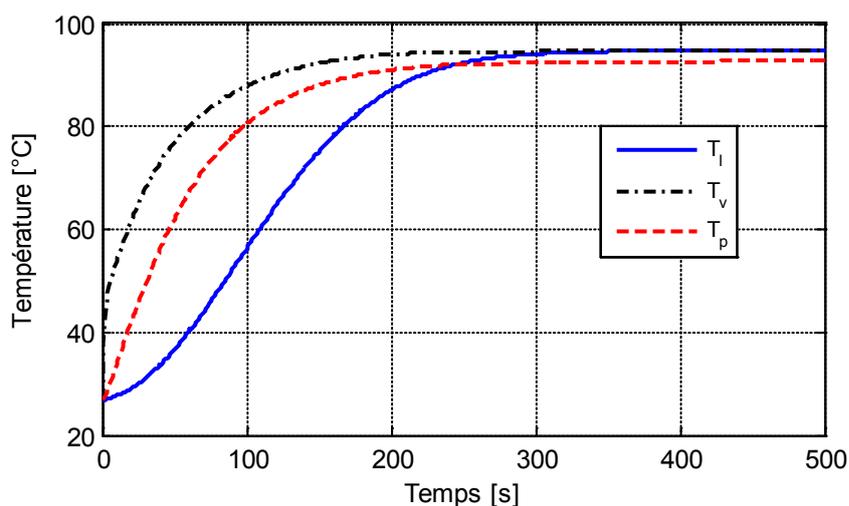


Figure 3. 10. Evolution des températures dans la bouteille flash au démarrage de la pompe de circulation avec le by-pass ouvert (config 1)

Ces débits s'annulent avec l'équilibre de pression (pression totale de la bouteille de 1 bar) et on obtient une pression partielle d'air de l'ordre de 0,2 bar dans la bouteille et de 0,8 bar de pression partielle de vapeur d'eau (figure 3.9).

On remarque une montée de la pression dans la bouteille flash jusqu'à 1,32 bar qui est liée principalement à l'augmentation de la pression partielle de la vapeur saturante. Pour augmenter la marge par rapport à la pression d'éclatement du disque de rupture, une diminution des conditions aux limites est proposée afin de baisser cette pression ainsi que la pression partielle d'air qui augmente légèrement avec la température. Ainsi, la deuxième configuration correspond à une température de l'eau à l'entrée de l'évaporateur limitée à 83 °C avec un débit de $65 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ainsi qu'une température de 106 °C avec un débit de $69 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ à l'entrée du condenseur. Le démarrage de la pompe de circulation dans ces conditions selon une rampe de vitesse de 300 s entraîne une évolution des pressions et des températures dans la bouteille flash présentée respectivement sur les figures 3.11 et 3.12.

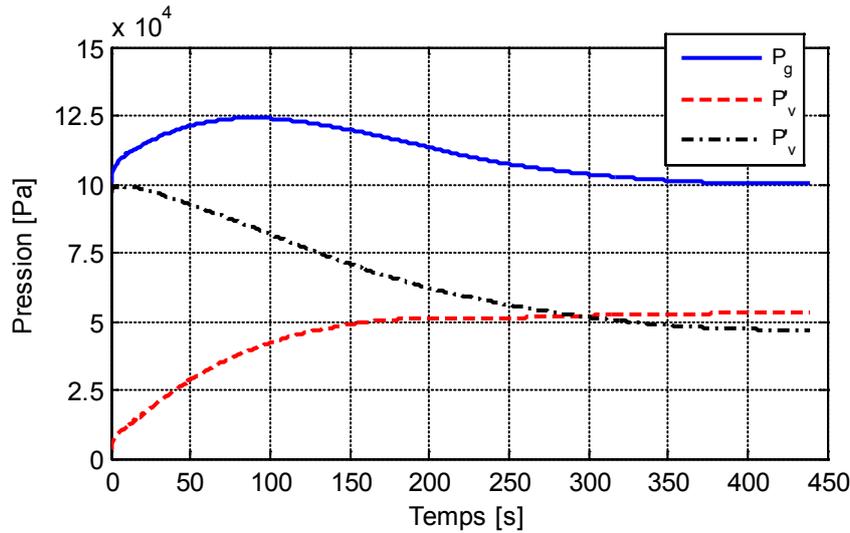


Figure 3. 11. Evolution des pressions dans la bouteille flash au démarrage de la pompe de circulation avec le by-pass ouvert (configuration 2)

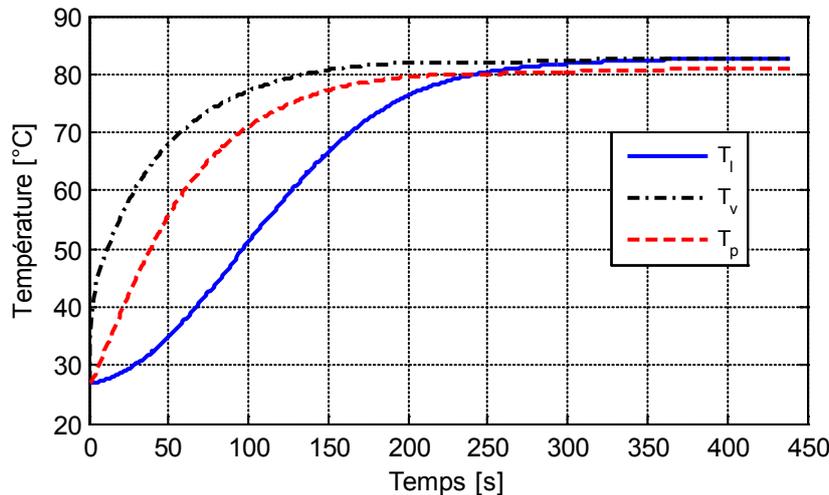


Figure 3. 12. Evolution des températures dans la bouteille flash au démarrage de la pompe de circulation avec le by-pass ouvert (configuration 2)

La figure 3.11 montre que la pression dans la bouteille flash reste inférieure à 1,25 bar ainsi que la pression de la vapeur saturante qui reste inférieure à celle atteinte dans les conditions de démarrage extrême présentée sur la figure 3.9.

A partir d'une pression de 1 bar à l'aspiration et au refoulement du compresseur, on démarre le compresseur en imposant une rampe de vitesse de 20 à 1700 tr.min⁻¹ en 30 minutes en fermant le by-pass afin d'éviter la recirculation de l'air dans la bouteille flash. Le démarrage du compresseur enclenche une injection d'eau de désurchauffe à l'aspiration. L'air restant dans la bouteille flash et dans la tuyauterie est envoyé vers le condenseur où les échanges sont réduits à cause de la forte concentration en gaz incondensables.

La figure 3.13 présente l'évolution des pressions totale et partielle dans la bouteille flash et le purgeur pendant cette phase de démarrage du compresseur. Au démarrage, les pressions totales sont à 1 bar et la répartition des pressions partielles dépend de la température du mélange qui est fonction de la quantité d'air présente dans ce mélange. Dans la bouteille flash, la pression de la vapeur saturante reste quasiment constante à 0,55 bar tandis qu'elle évolue de quelques mbar pour rejoindre la pression totale à 1,1 bar dans le purgeur. Selon l'hypothèse déjà fixée dans le modèle que le débit soutiré par le

compresseur a la même composition que celui existant en moyenne dans la bouteille, le temps de vidange de l'air de la bouteille flash est de l'ordre de 800 s (figure 3.13). On remarque sur la figure 3.14 que la température du gaz rejoint celle de saturation lorsque l'évacuation de l'air de la bouteille flash est terminée. Dans le purgeur, la pression totale reste aux alentours d'1 bar en fluctuant en fonction du débit de purge qui varie en fonction de la différence de pressions entre celle de la bouteille et l'extérieur. L'augmentation de la vitesse de rotation tend à augmenter la pression dans le purgeur par contre l'augmentation du débit purgé tend à la diminuer ce qui explique le profil particulier de la pression totale. La pression de la vapeur saturante augmente en parallèle avec la diminution de la pression partielle de l'air qui est évacué pratiquement en totalité au bout de 2500 s. Pendant cette phase, la température du purgeur évolue d'une température de 40 °C pour atteindre la température de saturation à 103 °C.

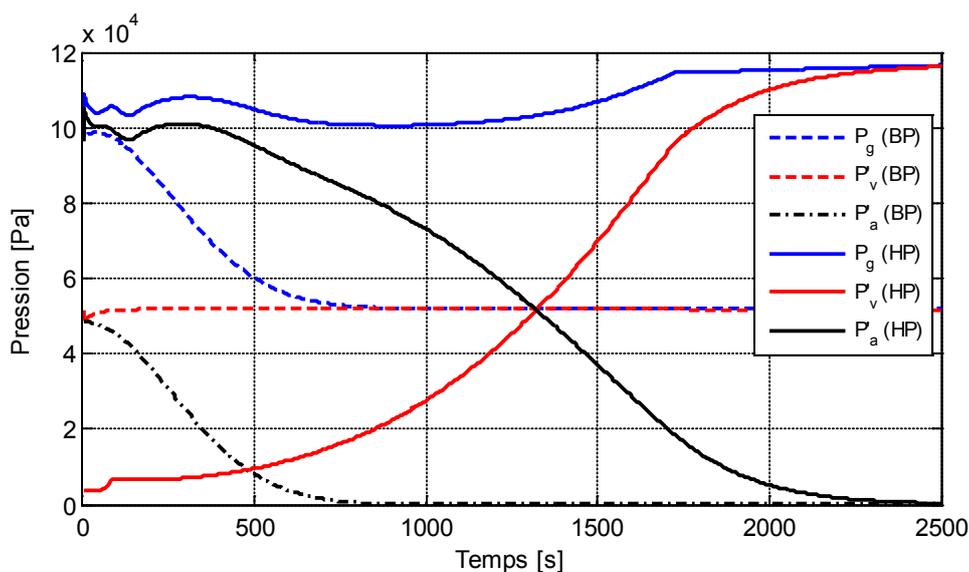


Figure 3. 13. Evolution des pressions dans la bouteille flash et le purgeur pendant la phase du démarrage du compresseur

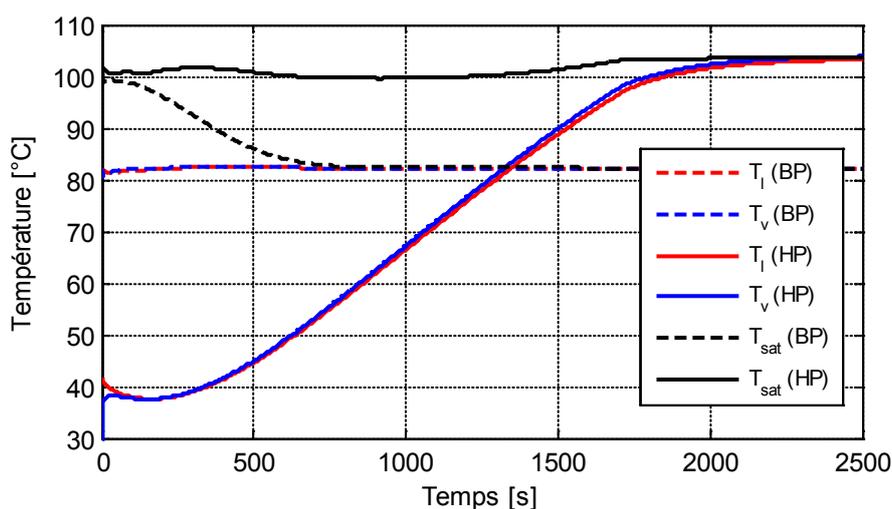


Figure 3. 14. Evolution des températures dans la bouteille flash et le purgeur pendant la phase du démarrage du compresseur

On remarque que l'air est éliminé de la bouteille flash, de la tuyauterie et du condenseur et par suite du purgeur ce qui favorise les échanges thermiques avec la source chaude et réduit la charge du compresseur. La figure 3.15 présente la différence de températures qui permet d'identifier le temps de

purge des différentes bouteilles. On remarque que les incondensables se déplacent dans la machine de la bouteille flash au purgeur au bout de 1000 s avant qu'il soit purgé à l'extérieur. Après cette phase, le mode de fonctionnement normale de la machine commence avec la fermeture de la vanne de purge ou sa régulation automatique.

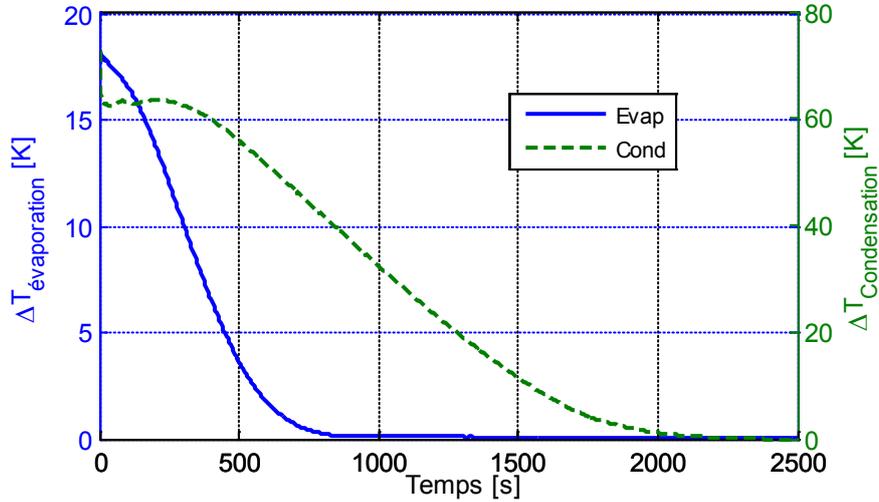


Figure 3. 15. Variation des ΔT de saturation dans la bouteille flash et le purgeur pendant la phase de démarrage du compresseur

3.4 Conclusion

La simulation des performances dynamiques des pompes à chaleur a retenu l'attention des chercheurs depuis plus de 30 ans de Dhar et Soedel [1979] jusqu'à Chamoun *et al.* [2012c]. Actuellement, l'intérêt s'est déplacé des PAC résidentielles vers les PAC industrielles pour la récupération de l'énergie fatale perdue dans les procédés industriels. Dans cette thèse, on s'intéresse aux pompes à chaleur eau-eau pour lesquelles on trouve dans la littérature plusieurs études [Browne and Bansal, 2002; Haberschill *et al.*, 2003; Bendapudi *et al.*, 2005]. Aucune d'entre elles n'envisageait l'architecture spéciale de la PAC développée (évaporation flash, eau comme fluide frigorigène, présence de l'air dans la machine, purgeur d'air à vannes). Ainsi, dans le cadre de cette thèse, de nouveaux développements en termes de modélisation dynamique ont été envisagés.

Ce chapitre présente une étude bibliographique sur les stratégies de modélisation et les corrélations pour le calcul des transferts thermiques présentes dans la littérature

En matière de stratégie, la méthode des volumes finis a été retenue pour la discrétisation des échangeurs comme étant une méthode robuste et stable pour la simulation du démarrage et qui présente un compromis entre rapidité et précision de calcul. Chaque volume fini a été divisé en deux sous-volumes selon la méthode des limites mobiles pour prendre en compte la présence de l'air. En parallèle, les bouteilles contenant de l'eau liquide, de la vapeur d'eau et de l'air sec sont modélisées selon la méthode des limites mobiles pour la rapidité du calcul. Les rendements volumétrique et isentropique du compresseur bi-vis sont calculés à partir du modèle réduit de celui présenté dans le chapitre 4. Concernant les transferts thermiques, les corrélations de Dittus-Boelter, Shah et Araki ont été retenues pour le calcul des transferts entre les fluides et la paroi en absence et en présence d'air.

Permettant une modélisation orientée objet, acausale et multi-domaines, le langage Modélica a été adopté pour la programmation car il présente des avantages par rapport aux langages utilisés traditionnellement. Comme environnement de simulation, Dymola 6.1 est utilisé comme plateforme permettant une manipulation symbolique des composants, une interface dédiée aux simulations numériques et une interface avec Matlab/Simulink.

Initialement, toute la machine est remplie d'air humide saturé. La phase de démarrage consiste à éliminer ces incondensables qui dégradent les performances de la PAC et empêchent l'établissement du régime permanent. Pour estimer le comportement de la PAC, durant cette phase, le démarrage de la machine est simulé numériquement. Ces simulations numériques ont permis d'élaborer le protocole de démarrage de la PAC qui a été adopté pour les essais expérimentaux.

Les simulations numériques ont montré qu'avant le démarrage du compresseur, le démarrage de la pompe de circulation de la branche basse pression entraîne une augmentation de la pression de la bouteille flash avec l'augmentation de la pression partielle de la vapeur saturante qui s'ajoute à celle de l'air déjà présent dans cette bouteille. La présence des disques de ruptures tarés à 1,5 bar oblige l'ouverture du by-pass reliant les cotés basse et haute pression afin de réduire cette augmentation de la pression. Après le démarrage de la pompe de circulation, le régime permanent est atteint après le démarrage du compresseur en fermant le by-pass. Les évolutions des températures ainsi que des pressions sont présentées pour les bouteilles basse et haute pression. Les hypothèses, les approximations et les conditions aux limites imposées dans ces simulations montrent qu'au bout de 15 min, l'air sera évacué de la bouteille flash et au bout de 34 min de l'ensemble de la PAC.

Modélisation fine des compresseurs

Sommaire

4.1	Introduction	14
4.2	Modèle de compresseur bi vis.....	14
4.2.1	Généralités	14
4.2.2	Modèle de compresseur	14
4.3	Résultats de simulation du compresseur bi vis	14
4.3.1	Performances globales	14
4.3.2	Influence du taux de compression	14
4.3.3	Influence de la vitesse de rotation.....	14
4.3.4	Influence du débit injecté.....	14
4.3.5	Démarrage	14
4.4	Modèle de compresseur centrifuge.....	15
4.4.1	Généralités	15
4.4.2	Méthodologie de modélisation	15
4.5	Simulation du compresseur centrifuge	15
4.6	Conclusion	15

4.1 Introduction

Dans le cadre du projet PACO, deux nouveaux compresseurs ont été développés pour être intégrés à la PAC. Le premier est un compresseur bi vis qui assure la compression de la vapeur d'eau avec une injection d'eau liquide de désurchauffe à son aspiration pour éviter la surchauffe importante des vis préjudiciable à un bon fonctionnement. Le second est un compresseur centrifuge à paliers magnétiques. La présence des paliers magnétiques permet de faire tourner la roue du compresseur à des vitesses élevées à hautes températures sans rencontrer les problèmes d'étanchéités souvent rencontrés en utilisant les paliers mécaniques dans ces conditions de fonctionnement.

Dans ce chapitre les modèles dynamiques fins de ces deux compresseurs sont présentés. Ces modèles ont permis l'élaboration des courbes de fonctionnement de ces compresseurs en fonction des conditions externes imposées par le reste de la PAC. En complément de ce qui a été présenté dans le troisième chapitre, les modèles de compresseurs de ce chapitre sont plus fins et très proches des lois fondamentales de la physique. Le compresseur bi vis est modélisé en se basant sur les équations de conservation de la masse et de l'énergie pour calculer l'évolution de l'état du fluide frigorigène le long du compresseur en fonction de l'angle de rotation du rotor mâle. Pour le compresseur centrifuge, un modèle analytique basé sur les pertes énergétiques dans les différents composants du compresseur et supposant que le fluide frigorigène est un gaz parfait est développé. Ce modèle permet de tracer les courbes caractéristiques du compresseur et d'identifier la ligne de pompage à éviter pendant le fonctionnement.

4.2 Modèle de compresseur bi vis

4.2.1 Généralités

Description du compresseur

L'introduction des compresseurs à vis dans le domaine de la réfrigération date de 1955 pour les birotors et 1971 pour les mono rotors. Leur intérêt a été très rapidement reconnu puisque, à partir de ces dates, le nombre de machines installées par les frigoristes du monde entier n'a cessé de croître et cela dans tous les domaines d'application : froid négatif, froid positif, groupes d'eau glacée, pompes à chaleur, etc. Conçus initialement pour la compression de gaz, leur introduction dans le domaine frigorifique a nécessité un très grand nombre d'adaptations afin que ces compresseurs puissent remplir strictement les mêmes fonctions que celles accomplies par les compresseurs à pistons. On peut d'ailleurs considérer qu'à ce jour leur évolution technologique se poursuit chez tous les constructeurs.



Figure 4. 1. Compresseur bi vis de la vapeur d'eau par SRM

La géométrie des rotors la plus fréquente est issue de la licence SRM (Svenska Rotor Maskiner), avec un rotor mâle à 4 lobes et un rotor femelle à 6 canaux. Dans le cadre du projet PACO, SRM a

proposé un nouveau compresseur (fig. 4.1) répondant aux exigences de la PAC à eau à haute température. Ce compresseur assure une compression sèche de la vapeur d'eau avec des taux de compression élevés correspondant à des variations de températures saturantes de 40 à 50 K.

Le refroidissement de ce compresseur est assuré par une injection d'eau liquide dans le rotor durant la phase d'aspiration. L'huile filtrée et refroidie est utilisée pour la lubrification des roulements et des engrenages. L'étanchéité est assurée par des labyrinthes. Le mélange de la vapeur d'eau et de l'huile de lubrification est évité à l'aide d'un éjecteur à air comprimé.

Approche de modélisation dans la littérature

Dans la littérature, de nombreux modèles de compresseurs à vis ont été établis. Parmi les plus détaillés, on peut citer l'article de Hanjalic et Stosic [1997] qui ont présenté un algorithme pour la génération du profil des rotors. A partir de ce modèle, des simulations thermodynamiques et une optimisation du modèle ont été faites. Fleming *et al.* [1998a] présente un modèle mathématique du processus de compression d'un compresseur bi vis hélicoïdale. Plus tard, Huagen *et al.* [2004] ont présenté des études théoriques et expérimentales montrant le diagramme indicateur P-V du compresseur bi vis. Seshaiiah [2006] a présenté des études expérimentales et théoriques du compresseur bi vis avec une injection d'huile à l'intérieur des vis. Sur la même base, Jianfeng *et al.* [2009] ont étudié l'influence de l'injection d'eau sur les performances des compresseurs à air.

Pour étudier les régimes dynamiques, de nombreux auteurs ont utilisés les modèles discrétisés spatialement en fonction de l'angle de rotation du rotor mâle [Fleming *et al.*, 1998a; Huagen *et al.*, 2004 ; Jianfeng *et al.*, 2009]. Ces modèles sont développés en vue d'optimiser le profil des vis, une des caractéristiques majeures à étudier pour améliorer les performances [Huagen *et al.*, 2004]. L'exigence principale dans ce cadre est de modifier les profils de rotor afin de maximiser le débit volumétrique interne (plus grande section de passage pour les mêmes dimensions extérieures et vitesse de rotation des vis) et de minimiser les sections de fuites et les frottements internes en raison du mouvement relatif entre les surfaces de contact entre les rotors (réduction du « blowhole »). L'optimisation de ces formes augmente le rendement volumétrique (débit délivré / débit théorique). Cela augmente également le rendement isentropique (moins de puissance pour la re-compression des fuites internes) [Stosic *et al.*, 2002].

Ces modèles pourraient aussi être utilisés pour la prédiction du comportement thermodynamique du compresseur en fonction des conditions externes variables (pressions d'aspiration, de refoulement, température d'entrée, vitesse de rotation ...). Dans les applications frigorifiques, le compresseur est fréquemment modélisé à partir des abaques de performances issues d'essais expérimentaux. En cas d'absence d'abaques, l'application des principes de la thermodynamique devient l'approche incontournable même si elle est plus coûteuse au niveau du temps de calcul [Bendapudi and Braun, 2002]. Les modèles obtenus par cette voie permettent d'étudier étape par étape le comportement du compresseur, en changeant successivement la position angulaire du rotor mâle [Gay, 1999]. L'utilisation de ces modèles exige une connaissance précise des profils de rotors, des sections de fuites, du rapport volumétrique interne, des lignes de contact entre les rotors et le carter en fonction de l'angle de rotation du rotor principal....

C'est ce type de modèle qui est utilisé dans cette étude. Ce modèle prend en compte les fuites internes, les transferts thermiques, l'injection d'eau et les caractéristiques du mélange diphasique tout le long du cycle de compression. Il intègre le calcul à chaque instant de l'évolution de tous les paramètres le long du compresseur en fonction de l'angle de rotation du rotor male.

4.2.2 Modèle de compresseur

Méthodologie de modélisation

Hanlon [2001] et Seshaiiah [2006] ont présenté la stratégie de modélisation des cycles de compression des compresseurs bi vis. Cette stratégie consiste à diviser le cycle de compression en trois processus qui se déroulent simultanément que sont l'aspiration, la compression et le refoulement. L'évolution de la pression en fonction du volume correspondante, présentée sur la figure 4.2 est

similaire à celle d'un compresseur à piston sans volume mort. A la fin du processus d'aspiration 1-2, un volume fixe de gaz est emprisonné dans les cavités ou lobes limités par les rotors mâle et femelle et le carter. Puis le processus de compression 2-3 commence avec la réduction du volume de ce gaz dans la chambre de compression. Cette réduction de volume dépend de la géométrie interne du compresseur.

Sur la figure 4.2, le schéma pression en fonction de l'angle montre que les processus d'aspiration 1-2, de compression 2-3 et de refoulement 3-4 qui ont lieu pendant une révolution de rotor mâle (2π) pour un lobe sont réalisés en parallèle pour les autres lobes avec un déphasage fonction du nombre total de lobes. Le temps d'un cycle dépend de la vitesse de rotation du rotor mâle. Par conséquent, quand une partie d'un lobe male parcourt l'aspiration, les autres lobes subissent la compression ou le refoulement. Le volume de gaz déplacé par une paire de lobes dépend de la géométrie de l'ensemble et est une donnée du constructeur. L'augmentation de la pression du gaz pendant la compression dépend du rapport volumétrique interne V' . En supposant une compression polytropique, ce rapport volumétrique détermine le rapport de compression interne π^i du compresseur en utilisant $\pi^i = (V')^k$, avec k le coefficient polytropique. Pour un meilleur rendement, le rapport volumétrique doit être tel que le rapport de compression interne corresponde au taux de compression du système externe. Si non, le résultat est une sous- ou une sur- compression [Seshaiah, 2006]. Quand V' est trop faible, la pression de fin de compression est inférieure à la pression de condensation. Dans ce cas de sous-compression, le gaz à haute pression s'écoule du refoulement dans les lobes au début de la phase de refoulement pour atteindre, dans les lobes, la pression de condensation. Le fluide est ensuite refoulé à la pression de condensation. En revanche, si le rapport volumétrique est trop élevé pour des conditions de fonctionnement données, la pression de fin de compression dépasse celle de condensation. Dans ce cas le compresseur consomme plus d'énergie que nécessaire et le fluide se détend dès l'ouverture de la lumière de refoulement pour rejoindre la pression de condensation fixée par le condenseur. C'est ce type de compression qui est généralement rencontré dans les applications de pompes à chaleur.

La figure 4.3 présente le cycle avec surcompression. Dans ce cas, la pression de fin de compression s'élève au-dessus de la pression de condensation imposée par le condenseur de la pompe à chaleur. Lorsque l'orifice de refoulement s'ouvre (phase 3-4), le gaz à haute pression dans les lobes se détend hors des vis du compresseur pour rejoindre la pression de condensation. Cela prend plus d'énergie que celle nécessaire si la compression est arrêtée plus tôt lorsque la pression interne est égale à la pression de condensation. Puis le refoulement 4-5 est effectué à pression constante égale à la pression de condensation. La consommation d'énergie dans ce cas peut être calculée par intégration de la zone limitée par les points 1-2-3-4-5-1 sur la figure 4.3.

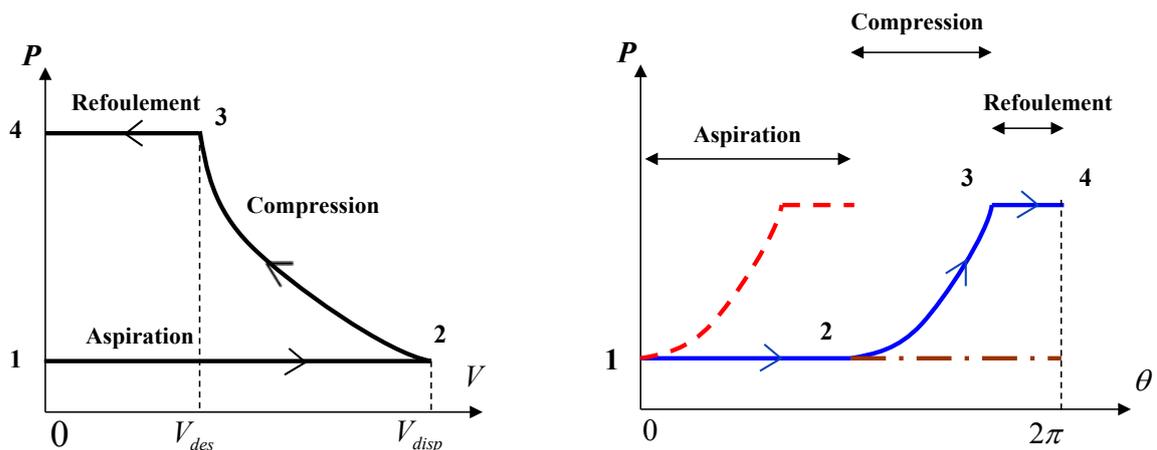


Figure 4. 2. Diagrammes P-V et P- θ du compresseur

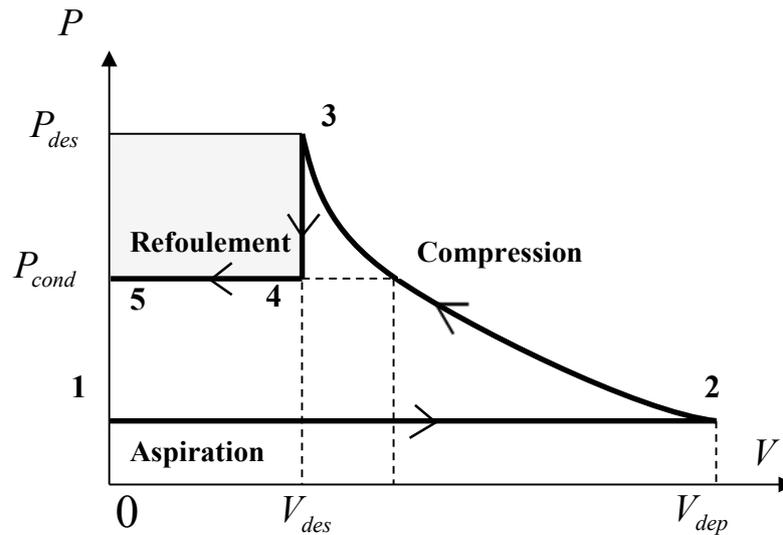


Figure 4. 3.Cycle du compresseur bi vis avec surcompression

Description et formulation du modèle de compresseur

Le modèle développé simule le fonctionnement du compresseur bi vis par un ensemble d'équations différentielles de conservation de masse et d'énergie qui décrivent la thermodynamique d'un volume élémentaire en fonction de la vitesse de rotation. Le modèle prend en compte les relations qui permettent la caractérisation du fonctionnement de la machine réelle telles que les propriétés de la vapeur d'eau, les fuites, les transferts de chaleur entre la vapeur d'eau et le corps du compresseur et l'injection d'eau. L'intégration des équations de masse et d'énergie fournit la variation de la pression et de l'enthalpie de la vapeur d'eau tout le long du compresseur.

Un système d'injection d'eau est mis en œuvre à l'aspiration du compresseur et est régulé en fonction de la surchauffe de la vapeur à la sortie du compresseur afin d'obtenir une température réduite à sa sortie.

Hypothèses

Les hypothèses suivantes ont été faites pour établir le modèle mathématique du cycle de compression :

Phase d'aspiration

- Vitesse d'entrée constante ;
- Pas de chute de pression.

Phases de compression et de refoulement

- Pression et enthalpie homogènes dans chaque chambre de compression ;
- Pulsations de pression dans les phases d'aspiration et de refoulement négligées.

Équations de base pour le volume de contrôle

Sur la base des principes des compresseurs volumétriques, le volume de contrôle dans le compresseur peut être simplifié par analogie avec un compresseur à piston, comme le montre la figure 4.4. Ainsi, on distingue les orifices d'entrée et de sortie du fluide frigorigène correspondant à l'aspiration et au refoulement et les sections de fuite qui sont représentées comme étant des orifices additionnels d'entrée et de sortie du volume de contrôle.

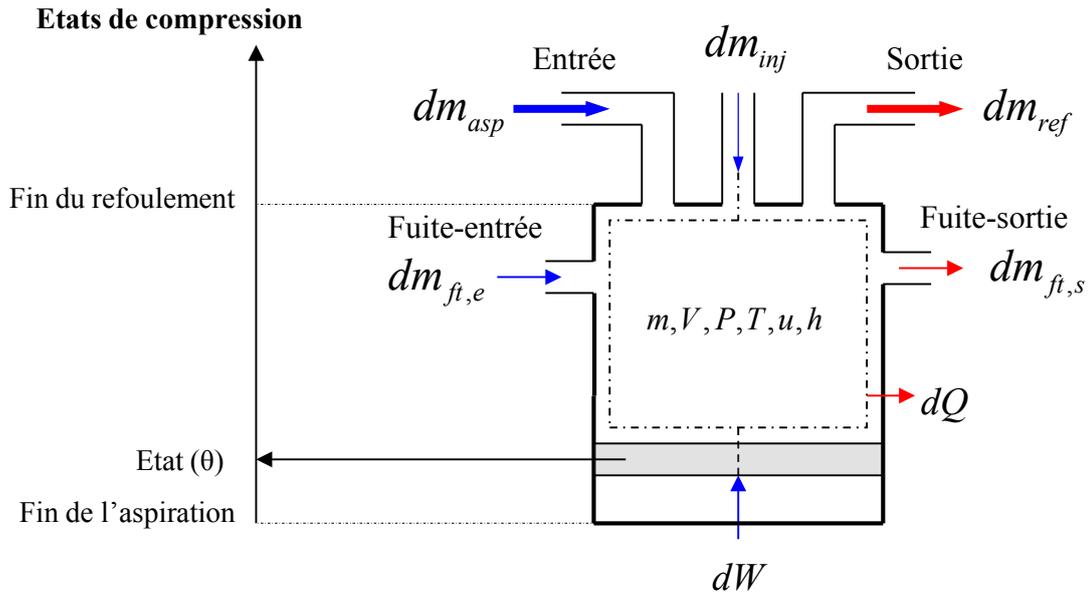


Figure 4. 4. Volume de contrôle pour tout les processus

Le premier principe de la thermodynamique appliqué au fluide frigorigène dans le volume de contrôle peut être exprimé en terme d'angle de rotation du rotor mâle θ [Fleming *et al.*, 1998a ; Huagen *et al.*, 2004 ; Jianfeng *et al.*, 2009] :

$$\frac{d(mu)}{d\theta} = \sum \frac{dm_e}{d\theta} h_e - \sum \frac{dm_s}{d\theta} h_s + \frac{dW}{d\theta} + \frac{dQ}{d\theta} \quad (4.1)$$

avec : m , u , h , W et Q , respectivement la masse, l'énergie interne, l'enthalpie, le travail et la quantité de chaleur échangée par le frigorigène. ft , s , e , inj , asp et ref , sont les indices relatifs respectivement aux fuites, à la sortie, l'entrée, l'injection d'eau, l'aspiration et le refoulement du frigorigène.

La conservation de la masse dans le volume de contrôle s'écrit :

$$\frac{dm}{d\theta} = \sum \frac{dm_e}{d\theta} - \sum \frac{dm_s}{d\theta} \quad (4.2)$$

Ce modèle mathématique permet le calcul instantané de l'évolution des différents paramètres dans le volume de contrôle en fonction de l'angle de rotation du rotor mâle. Pour une vitesse angulaire $\omega = \frac{d\theta}{dt}$, ces équations peuvent être exprimées par [Hanjalic and Stosic 1997 ; Stosic *et al.*, 2003] :

$$\omega \frac{d(mu)}{d\theta} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s - \omega p \frac{dV}{d\theta} + \dot{Q} \quad (4.3)$$

$$\omega \frac{dm}{d\theta} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (4.4)$$

Modèle de fuites

Dans le compresseur bi vis, un jeu doit exister entre les composants mobiles pour compenser les tolérances d'usinage, les déformations mécaniques et la dilatation thermique [Huagen *et al.*, 2004]. La différence de pression à travers ces jeux induit des fuites de frigorigène le long de l'axe des vis. Ces fuites jouent un rôle important dans la détermination des performances du compresseur et conduisent à des réductions du débit massique. Un taux de compression élevé et de faibles vitesses de rotation conduisent à une augmentation des fuites, qui sont la principale cause de la réduction de l'efficacité du

compresseur. L'augmentation des fuites réduit à la fois les rendements volumétrique et isentropique. En effet, une puissance additionnelle du compresseur est nécessaire pour comprimer ces fuites [Fleming *et al.*, 1998a] ce qui réduit le rendement isentropique.

Les principales sections de fuites internes ont été identifiées en fonction de leur emplacement dans le compresseur [Seshaiah, 2006 ; Huagen *et al.*, 2004 ; Fleming *et al.*, 1998b]. Pour trouver les débits de fuite, l'état des chambres de compression adjacentes à la chambre de travail doit être connu en fonction de l'angle du rotor mâle. Pour le calcul de l'état de la chambre de compression ayant un angle θ , les fuites d'entrée et de sortie sont écrites comme suit [Seshaiah, 2006]:

$$\dot{m}_{ft,e} = K_{ft} S_{ft} \sqrt{2\rho_{\theta+\frac{2\pi}{n_m}} (P_{\theta+\frac{2\pi}{n_m}} - P_{\theta})} \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_{ft,s} = K_{ft} S_{ft} \sqrt{2\rho_{\theta} (P_{\theta} - P_{\theta-\frac{2\pi}{n_m}})} \quad (4.6)$$

Avec : C et S , respectivement le coefficient et la section de fuite.

Phase d'aspiration

En utilisant les équations de conservation de la masse et de l'énergie pour la phase d'aspiration, l'état de la vapeur d'eau à la fin de cette phase peut être analytiquement obtenu. À la fin du processus, trois différents volumes se distinguent dans la chambre de compression tels que représentés sur la figure 4.5 : la vapeur aspirée, les fuites de vapeur et l'eau injectée.

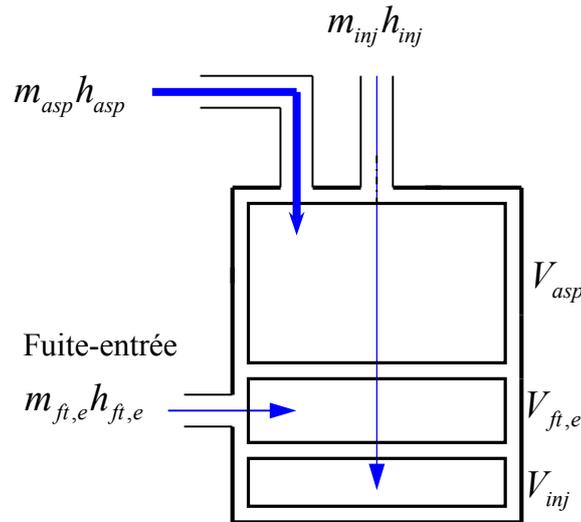


Figure 4. 5. Décomposition en différents volumes à la fin du processus d'aspiration

A la fin de la phase d'aspiration, la somme des volumes occupés par les masses est égale au volume engendré par un lobe mâle et un lobe femelle. La masse et l'enthalpie spécifique régnant dans le volume de contrôle à la fin de cette phase peuvent être calculées en utilisant les expressions suivantes :

$$m = m_{asp} + m_{inj} + m_{ft,e} \quad (4.7)$$

$$mh = m_{asp} h_{asp} + m_{inj} h_{inj} + m_{ft,e} h_{ft,e} + Q_{asp} \quad (4.8)$$

$$m = \rho V_{dep} \quad (4.9)$$

Cette phase est supposée isobare à la pression d'aspiration. La masse provenant des fuites présente à la fin de la phase d'aspiration est :

$$m_{ft,e} = \dot{m}_{ft} t_{asp} \quad (4.10)$$

Phase de compression

Dans cette phase, les orifices d'aspiration, d'injection et de refoulement sont fermés. Les équations mathématiques du modèle sont utilisées pour calculer la pression, l'enthalpie massique et les autres propriétés thermodynamiques du frigorigène dans chaque volume de contrôle pour chaque angle au cours du processus de compression. En se basant sur la méthode des volumes finis, la zone de compression est divisée en N volumes de contrôle égaux fonction de la position angulaire du rotor mâle. Les équations ci-dessus sont discrétisées pour chaque volume de contrôle en utilisant la technique illustrée sur la figure 4.6. On remarque qu'à partir des variables P et h , il est possible de calculer à chaque instant et à chaque position de la vis l'état du fluide frigorigène en compression.

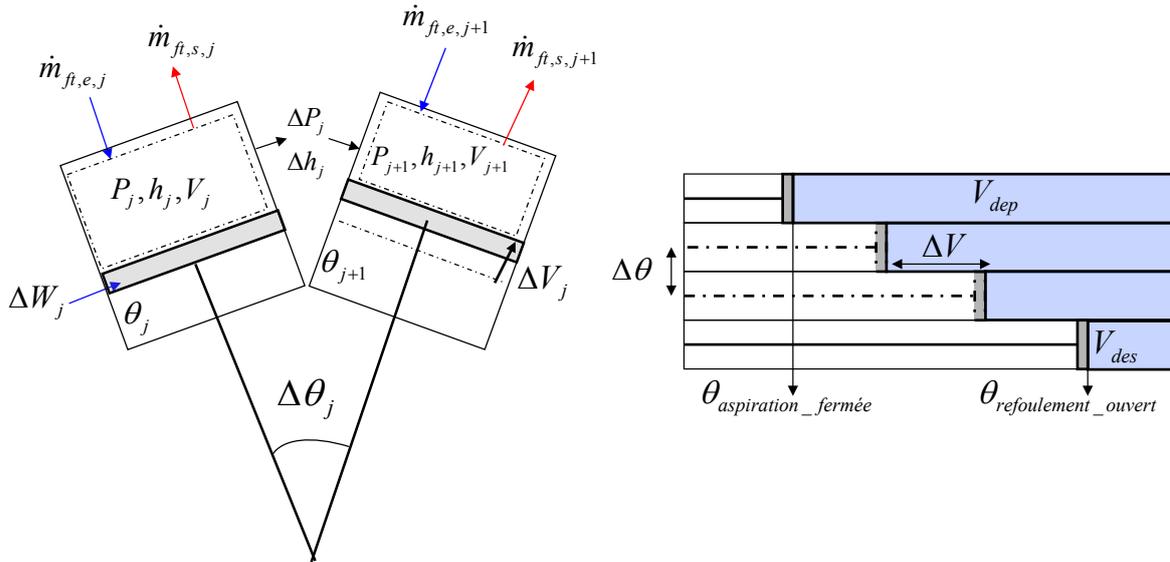


Figure 4. 6. Evolution du volume de contrôle en fonction de l'espace

Les formes suivantes des équations de conservation ont été utilisées dans le modèle :

Bilan massique

$$a \frac{\Delta P}{\Delta \theta} + b \frac{\Delta h}{\Delta \theta} + c \frac{\Delta V}{\Delta \theta} = \dot{m}_{inj} + \dot{m}_{ft,e} - \dot{m}_{ft,s} \quad (4.11)$$

Bilan énergétique

$$d \frac{\Delta P}{\Delta \theta} + e \frac{\Delta h}{\Delta \theta} + f \frac{\Delta V}{\Delta \theta} = \dot{m}_{ft,e} h_{ft,e} - \dot{m}_{ft,s} h_{ft,s} + \dot{Q}_i \quad (4.12)$$

Les coefficients a, b, c, d, e et f sont donnés par :

$$\begin{aligned} a &= V \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_h \omega & d &= V \left[h \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_h - 1 \right] \omega \\ b &= V \left(\frac{\partial \rho}{\partial h} \right)_p \omega & e &= V \left[\rho + h \left(\frac{\partial \rho}{\partial h} \right)_p \right] \omega \\ c &= \rho \omega & f &= (h \rho) \omega \end{aligned}$$

Sur la figure 4.6, $P_j = P(\theta_j)$, $h_j = h(\theta_j)$ et $V_j = V(\theta_j)$ sont respectivement la pression, l'enthalpie massique et le volume locale de la chambre de compression à la position θ_j .

\dot{Q}_j est la quantité de chaleur échangée entre le fluide frigorigène et les vis, calculée en utilisant [Huagen *et al.*, 2004]:

$$\dot{Q}_j = \alpha_j V_j^{2/3} (T_j - T_p) \quad (4.13)$$

$V_j^{2/3}$ correspond à la surface de transfert de chaleur et α est le coefficient de transfert entre le fluide, les vis et le carter. Il est évalué à partir de l'expression 4.14. Pour la longueur caractéristique intervenant dans le calcul des nombres de Reynolds et de Nusselt, le diamètre hydraulique de la section transversale est utilisé.

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,33} \quad (4.14)$$

La température des vis et du carter du compresseur est fixée par la chaleur échangée avec le frigorigène lors de la compression et avec les pertes de chaleur mécaniques dues aux frottements. Ces pertes mécaniques sont une fonction à la fois de la puissance de compression du gaz et de la vitesse de rotation. Dans ce modèle, les pertes mécaniques sont calculées en supposant un rendement mécanique fixe de 90 %.

À la fin du processus de compression, le frigorigène est évacué par l'ouverture de l'orifice de sortie à pression constante. Cette pression est imposée par le condenseur à l'aval du compresseur. En cas de surcompression, une détente isenthalpique impose la température du gaz au début du processus de refoulement.

Evaluation des performances

La résolution numérique du système d'équations fournit le comportement thermodynamique du compresseur. Les caractéristiques les plus importantes sont le débit massique et la consommation d'énergie. En général, les performances du compresseur à vis sont représentées par des rendements volumétrique et énergétique. Le rendement énergétique peut être appelé isentropique, isotherme ou polytropique selon le procédé de compression théorique choisi.

Dans cette étude, les propriétés retenues du compresseur sont : le débit massique \dot{m} , la puissance indiquée P_{ind} , le rendement volumétrique η_v et le rendement isentropique η_{is} .

Débit massique et rendement volumétrique

Le débit massique est la masse de frigorigène débitée par tous les lobes du compresseur pendant une seconde :

$$\dot{m} = m_{asp} \frac{n}{60} n_m \quad (4.15)$$

Le rendement volumétrique η_v dépend des débits de fuites tout le long du compresseur. Il correspond à la masse délivrée par un lobe male et un lobe femelle pendant un tour du rotor male divisé par la masse théorique qui devait occuper la chambre d'aspiration dans les mêmes conditions.

V_{dep} est le volume déplacé pour un tour du rotor. n_m et n sont respectivement les nombres de lobes et la vitesse de rotation du rotor male.

Puissance et rendement

Le travail indiqué du compresseur s'écrit :

$$\dot{W}_{ind} = -n_m \frac{n}{60} \int_{cycle} P dV \quad (4.16)$$

Le travail isentropique du compresseur s'écrit :

$$\dot{W}_{is} = \dot{m}(h_{is,cond} - h_{asp}) \quad (4.17)$$

Le rendement isentropique est désigné comme le rapport entre les travaux isentropique et indiqué, soit :

$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}_{ind}} \quad (4.18)$$

4.3 Résultats de simulation du compresseur bi vis

Le modèle est utilisé pour prédire l'évolution de toutes les variables le long du compresseur (température, pression, quantité de chaleur transférée, débit massique, efficacité ...) pour une conception spécifique du compresseur bi vis dans différentes conditions extérieures. Ces conditions extérieures sont imposées par le système de contrôle et les autres éléments de la pompe à chaleur. La vitesse de rotation et les pressions d'évaporation et de condensation sont imposées au compresseur respectivement par l'onduleur, le condenseur et l'évaporateur.

4.3.1 Performances globales

Les performances du compresseur sont caractérisées par le rendement volumétrique et le rendement isentropique. Les figures 4.7 et 4.8 montrent l'évolution de ces rendements en fonction du taux de compression pour différentes vitesses de rotation et taux d'injection d'eau. Les performances de fonctionnement du compresseur ont été calculées en utilisant des vitesses de rotation de 4000 tr/min et de 4700 tr/min, sans et avec injection d'eau (0,01 et 0,02 kg.s⁻¹).

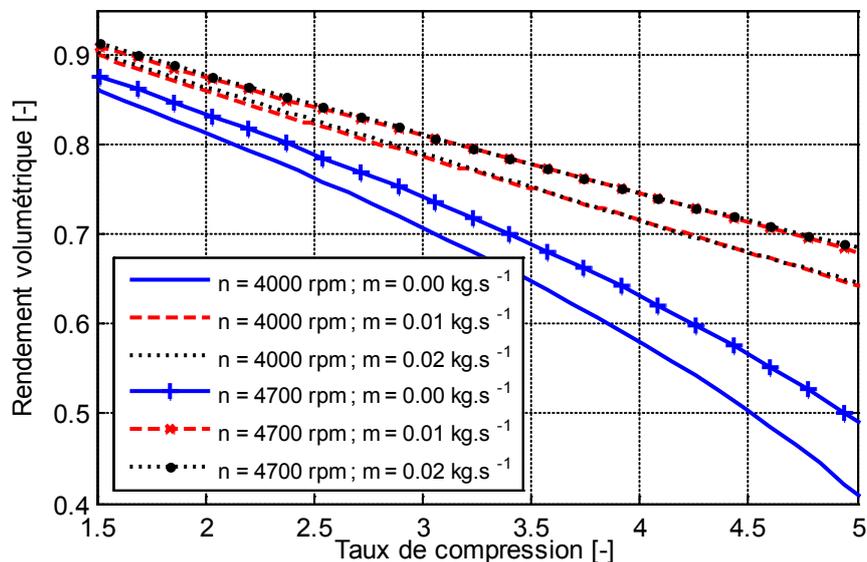


Figure 4. 7. Rendement volumétrique en fonction du taux de compression pour différentes vitesses de rotation et débits d'eau injectés

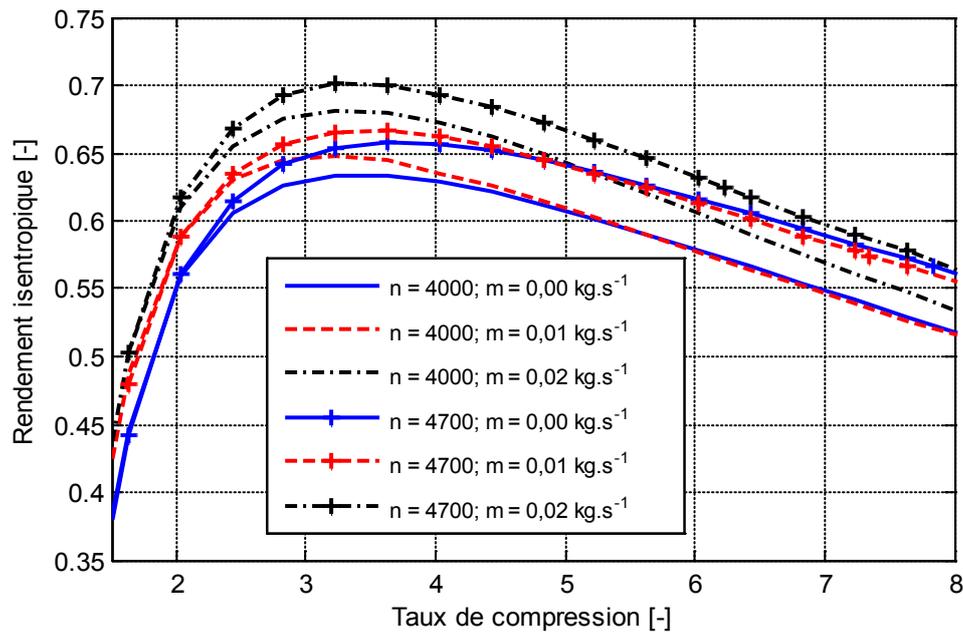


Figure 4. 8. Rendement isentropique en fonction du taux de compression pour différentes vitesses de rotation et débits d'eau injectés

Le rendement volumétrique diminue avec l'augmentation du taux de compression alors que le rendement isentropique présente un maximum en fonction du taux de compression. Les rendements présentés sont régies par l'évolution de l'état du fluide frigorigène tout au long du cycle de compression (aspiration, compression et refoulement). Le modèle développé permet le calcul de l'évolution des principaux paramètres internes dans différentes configurations externes. Les résultats des simulations permettent une amélioration de la compréhension de l'influence du taux de compression, de la vitesse de rotation et de l'injection d'eau sur l'évolution du processus de compression.

Le modèle est exploité en imposant différentes conditions aux limites, les résultats sont tracés depuis le début de la phase d'aspiration jusqu'à la fin du refoulement. Les évolutions de la pression, de la température et des pertes sont présentées le long du cycle de compression en fonction de l'angle de rotation du rotor mâle (aspiration, compression et refoulement correspondant à 2π rad soit 6,28 rad environ).

4.3.2 Influence du taux de compression

Les premières conditions d'essais (figures 4.9, 4.10 et 4.11) imposent une vitesse de rotation constante de 4700 tr.mn^{-1} , une vapeur d'eau saturée à 90°C à l'aspiration du compresseur avec différents taux de compression externes allant de 3 à 6 utilisant le même débit d'injection d'eau à l'entrée du compresseur ($0,01 \text{ kg.s}^{-1}$).

Les simulations montrent l'impact de la variation du taux de compression sur le cycle de compression. Le changement de ce taux a une faible influence sur l'évolution de la pression le long du cycle de compression, l'augmentation de ce ratio augmente légèrement la pression interne et le taux de fuites lors des phases de refoulement et de compression (fig.4.9 et 4.11). A l'ouverture de l'orifice de refoulement, le frigorigène à haute pression se détend dans la tuyauterie jusqu'à la pression de condensation (le cas de la surcompression est rencontré pour les taux de compression de 3, 4 et 5 sur la figure 4.9) et le processus de refoulement est effectuée à la pression de condensation. Dans le cas de la sous-compression, la pression à la fin de la compression est inférieure à la pression de condensation de la vapeur et du frigorigène est introduit par le refoulement dès l'ouverture de l'orifice de refoulement pour atteindre la pression de condensation.

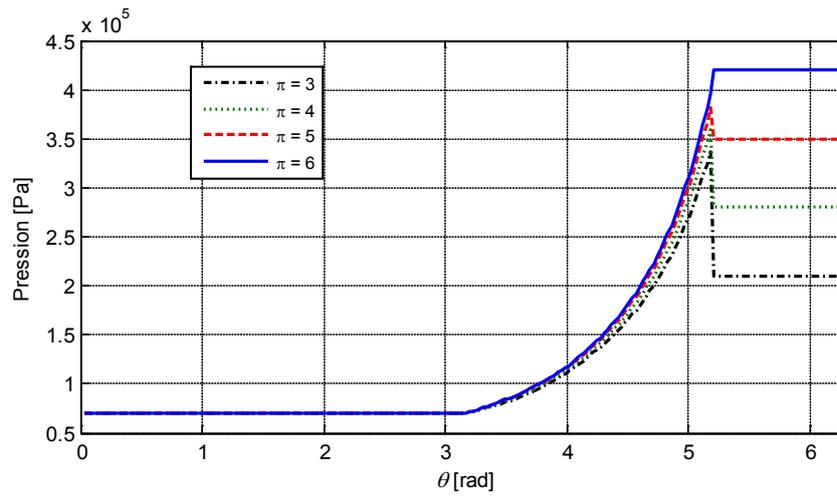


Figure 4. 9. Evolution de la pression le long du rotor mâle pour différents taux de compression

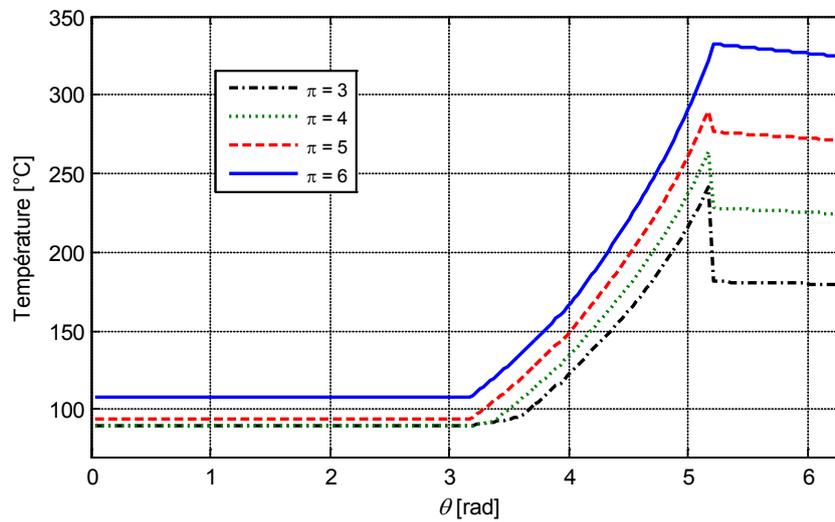


Figure 4. 10. Evolution de la température le long du rotor mâle pour différents taux de compression

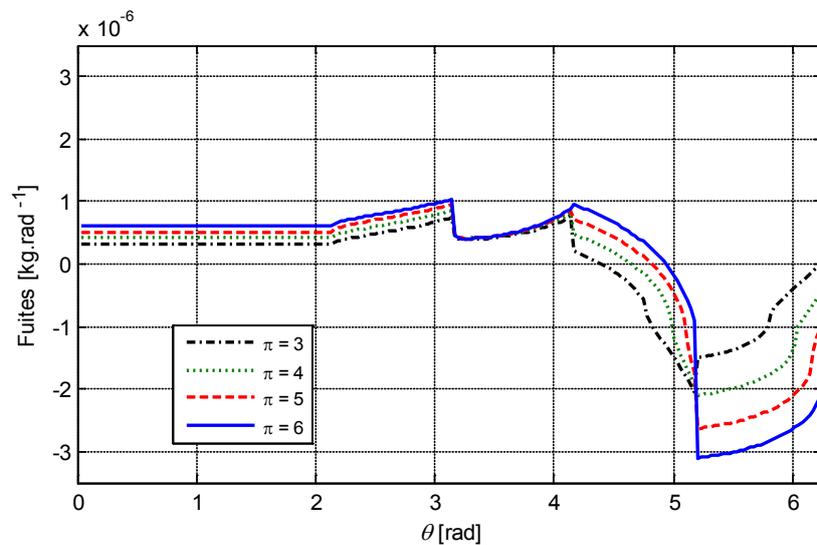


Figure 4. 11. Evolution des fuites le long du rotor mâle pour différents taux de compression

Les fuites entre les différentes phases ont un impact sur l'augmentation de la température le long du compresseur (figure 4.10). Cette température croit avec l'évolution du taux de compression. L'augmentation du taux de compression implique une augmentation des fuites ce qui augmente la re-compression de la vapeur et par conséquent augmente la température de refoulement.

La figure 4.11 montre l'évolution des fuites tout au long du compresseur. Durant le processus d'aspiration (π rad), les fuites provenant de la phase de refoulement sont importantes via le blowhole et le reste provient de la phase de compression. Ces fuites augmentent avec le taux de compression. Au début de la phase de compression, les fuites sont réduites en raison du peu de différence de pressions avec les lobes adjacents en phase de refoulement. La variation du gradient de fuites à 4,1 rad est due à l'apparition de la ligne de contact avec un lobe en phase d'aspiration. Les fuites passent d'une valeur positive (entrée) à une négative (sortie) dû à la différence de pression entre la compression et l'aspiration.

L'augmentation des fuites avec l'augmentation du taux de compression externe est la principale raison de la diminution du rendement volumétrique. Bien que ces fuites aient aussi une incidence sur le rendement isentropique en ajoutant un travail supplémentaire nécessaire à leur compression, cet effet tend à diminuer le rendement isentropique avec la montée du taux de compression. Les sous- et sur-compression affectent avec un potentiel plus élevé le rendement isentropique donc une augmentation de cette efficacité par la réduction du travail supplémentaire due à la surcompression, puis la diminution de ce rendement en ajoutant un travail supplémentaire afin de re-comprimer le fluide frigorigène dès l'ouverture de la lumière de refoulement.

4.3.3 Influence de la vitesse de rotation

Une deuxième campagne de simulation utilise un taux de compression externe constant de 3,85 et une vapeur d'eau saturée de 90 °C à l'aspiration du compresseur. Différentes vitesses de rotation sont imposées en utilisant un même débit injecté à l'entrée du compresseur ($0,01 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$). Les évolutions de la pression et de la température sont représentées respectivement sur les figures 4.12 et 4.13. On remarque que le changement de vitesse de rotation n'a aucune incidence sur la pression pendant le processus de compression (figure 4.12). L'augmentation de la vitesse de rotation augmente les pertes dynamiques ce qui demande des puissances plus élevées. Cette augmentation de la puissance se traduit par une augmentation légère de la température au refoulement.

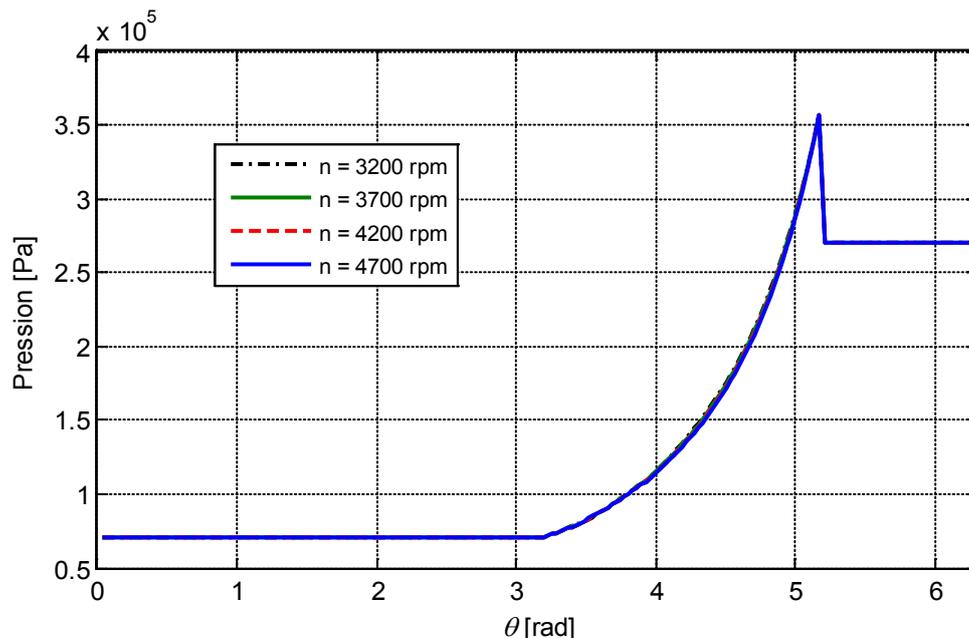


Figure 4. 12. Evolution de la pression tout au long du rotor male pour différentes vitesses de rotation

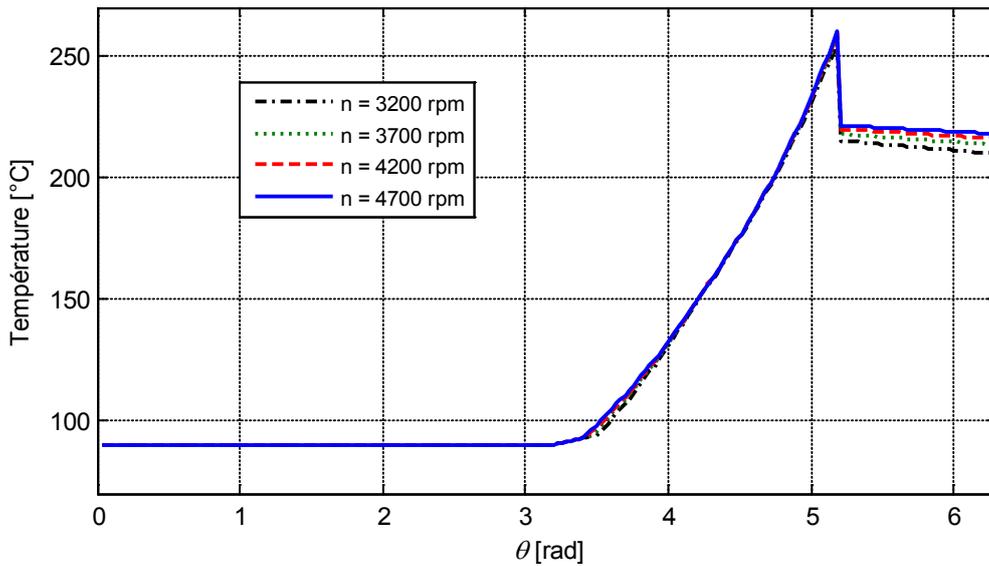


Figure 4. 13. Evolution de la température le long du rotor mâle pour différentes vitesses de rotation

L'augmentation de la vitesse de rotation réduit les fuites le long du compresseur, ce qui provoque une amélioration du rendement volumétrique. Le rendement isentropique augmente aussi jusqu'à une limite où les pertes dynamiques dominent et réduisent ce rendement.

4.3.4 Influence du débit injecté

Dans une troisième partie, l'étude porte sur l'influence du débit l'injection d'eau sur les différents paramètres de la compression. Ces conditions d'essai imposent un taux de compression constant, une vitesse de rotation constante, sans et avec injection d'eau en utilisant les débits d'injection de $0,01$ à $0,03 \text{ kg.s}^{-1}$ dans la chambre d'aspiration du compresseur. Au début du processus de compression, l'augmentation de la pression est plus importante sans injection d'eau (figure 4.14) et ceci est dû à une

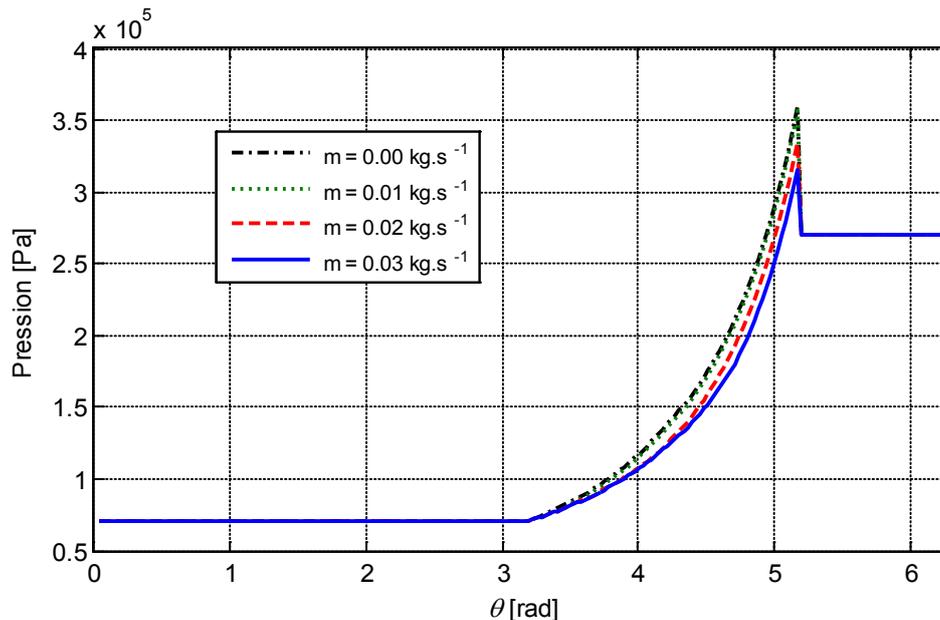


Figure 4. 14. Evolution de la pression le long du rotor mâle pour différents débits injectés

compression de la vapeur surchauffée pendant tout le processus de compression. L'augmentation du débit d'eau injecté augmente la longueur de la phase de compression diphasique qui est suivie par une compression de la vapeur surchauffée. Une augmentation de la pente de la température se produit simultanément avec la disparition du liquide pendant la compression. La fin de la compression avec changement de phase se produit d'autant plus tôt que l'injection d'eau est plus faible et induit une augmentation plus importante de la température allant de celle de la saturation à la température surchauffée (figure 4.15). La surchauffe diminue avec l'augmentation de l'injection d'eau pour atteindre une vapeur d'eau saturée à la sortie du compresseur. La réduction de la température due à l'injection d'eau dans le processus de compression diminue les transferts thermiques avec le corps de compresseur (fig. 4.16).

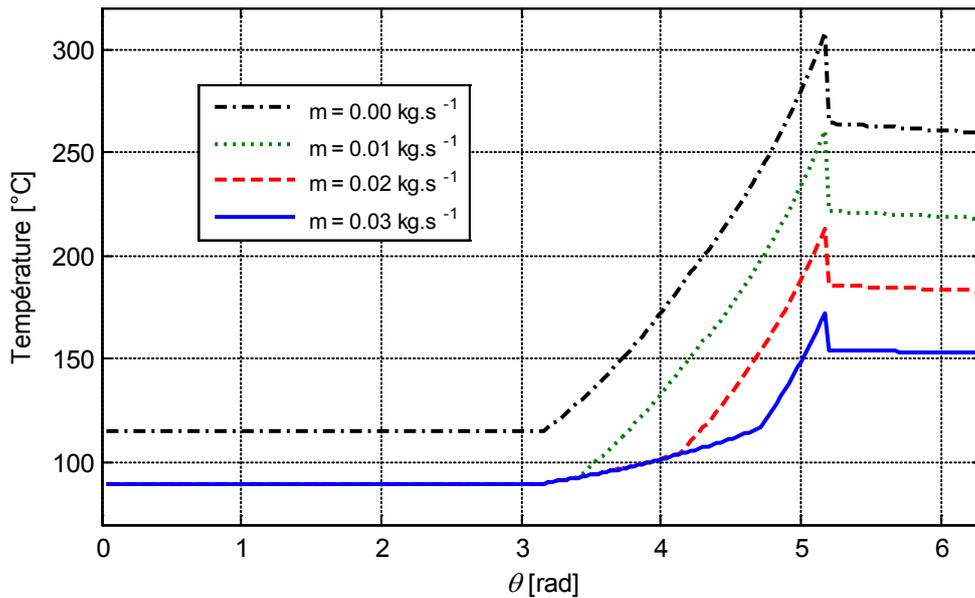


Figure 4. 15. Evolution de la température le long du rotor mâle pour différents débits injectés

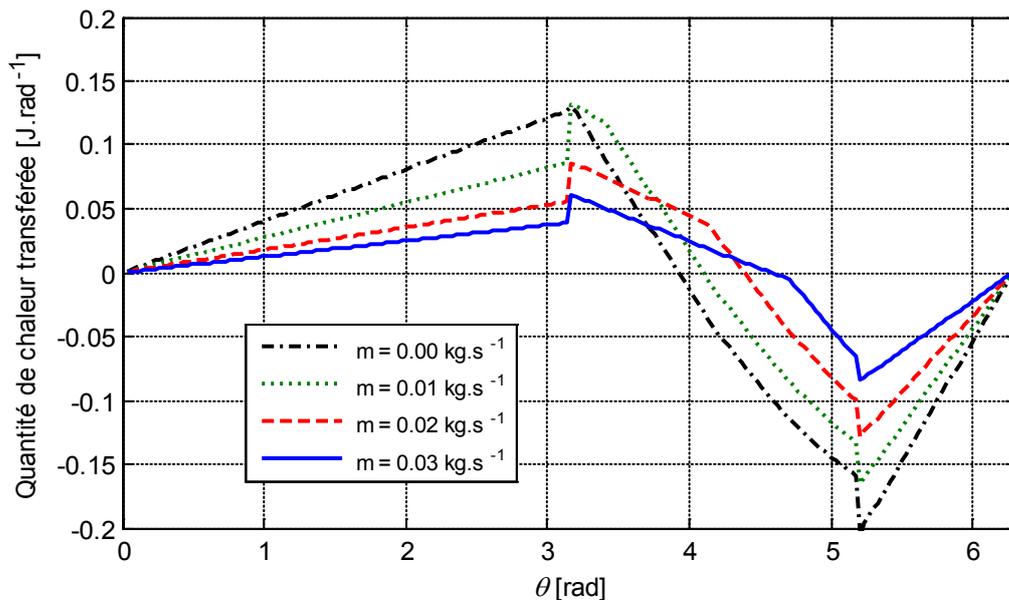


Figure 4. 16. Quantité de chaleur transférée le long du rotor mâle pour différents débits injectés

L'augmentation du taux d'injection d'eau augmente le rendement volumétrique du compresseur. Cette amélioration est due à une augmentation de la capacité de remplissage de la chambre d'aspiration et de compression par augmentation de la masse volumique de l'écoulement due à la réduction de la température. Le rendement isentropique augmente aussi avec l'injection d'eau en raison d'une amélioration du rendement volumétrique et d'une réduction de la pression tout au long de la phase de compression. Le fait d'augmenter cette injection d'eau améliore les performances du compresseur mais peut aboutir au refoulement d'un débit diphasique à la sortie du compresseur, ce qui entraîne une réduction de la puissance de chauffage côté du condenseur.

Sans injection d'eau, la température de refoulement pourrait atteindre des niveaux très élevés. Le compresseur est conçu pour une température maximale de 160 °C ; un niveau plus élevé de température peut conduire à sa destruction. L'injection d'eau est donc nécessaire au bon fonctionnement de la machine. Une injection d'eau dans la chambre d'aspiration excessive peut entraîner un débit diphasique en sortie du compresseur. Dans ce cas, les capteurs de température et de pression ne peuvent plus identifier l'état du fluide frigorigène à la sortie du compresseur et réguler correctement le débit d'injection. Aussi une certaine surchauffe doit être maintenue pour un meilleur contrôle des performances de la pompe à chaleur.

4.3.5 Démarrage

Dans cette dernière partie, le démarrage du compresseur à vis est simulé en imposant une variation de la vitesse de rotation de 1000 à 4700 tours par minute en utilisant une rampe de démarrage de 1000 s (soit 17 mn environ). Une vapeur d'eau saturée à 90 °C est imposée à l'aspiration du compresseur avec une injection d'eau constante ($0,01 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$). La température du corps du compresseur T_b est initialement supposé à 27 °C, sa température augmente avec l'augmentation de la quantité de chaleur échangée avec les vis et l'énergie dissipée par les pertes mécaniques sur les paliers pour atteindre son état d'équilibre. La température s'élève tout au long du compresseur en fonction du temps dans cette phase de démarrage pour atteindre un état stable en 30 minutes (figure 4.17).

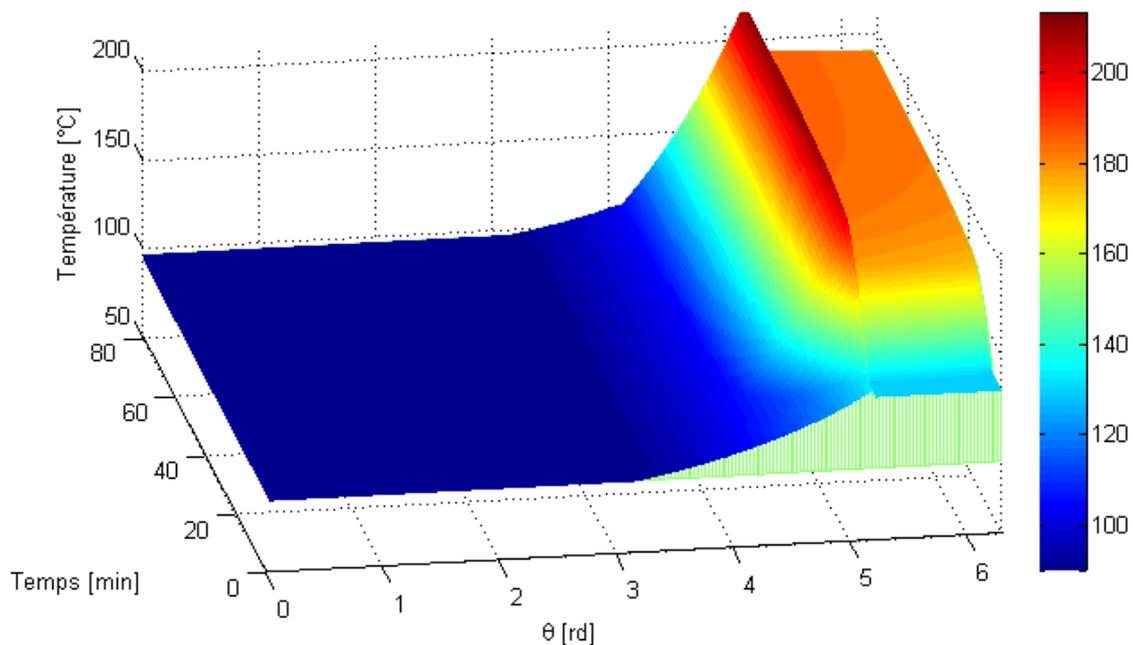


Figure 4. 17. Variation de la température tout au long du compresseur au cours du démarrage

4.4 Modèle de compresseur centrifuge

4.4.1 Généralités

Description et caractéristiques des compresseurs centrifuges

Les compresseurs centrifuges font partie des turbomachines dans lesquelles l'énergie mécanique fournie à un rotor est transférée au fluide sous forme d'énergie cinétique et potentielle. Les constituants principaux des compresseurs centrifuges sont la roue avec ses aubages, le diffuseur et la volute. Après son entrée axiale, le fluide est entraîné par les aubages de la roue augmentant son énergie cinétique et potentielle. Cette énergie est convertie en pression au sein du diffuseur. A la sortie du diffuseur, le fluide est collecté dans la volute et envoyé au refoulement du compresseur.

Le fonctionnement des compresseurs centrifuges est caractérisé par une hauteur efficace (ou un taux de compression) en fonction du débit massique (pour une vitesse de rotation donnée). Cette caractéristique est utile pour comprendre le comportement du compresseur et déterminer son point de fonctionnement (caractérisé par un taux de compression et un débit) en fonction des besoins.

Le phénomène de pompage est une instabilité caractéristique de la compression dynamique des fluides compressibles. Selon Sédille [1973], le pompage est une instabilité du fonctionnement du compresseur également liée à son circuit récepteur. Il donne lieu à des oscillations de pression plus ou moins importantes, pouvant entraîner une détérioration de l'appareil.

La ligne de pompage (lieu des points de début d'apparition du pompage) passe en première approximation par les sommets des courbes caractéristiques pour une vitesse de rotation donnée. La région stable est située à droite de cette ligne tandis que la zone de pompage est à gauche de cette dernière. Lorsque le débit massique à travers le compresseur diminue à vitesse constante, le phénomène de pompage commence à partir de la ligne de pompage entraînant des variations de la pression et du débit.

Approche de modélisation dans la littérature

C'est en 1976 que Greitzer [1976] a présenté un modèle de compression axiale. Hansen *et al.* [1981] ont montré l'applicabilité de ce modèle aux compresseurs centrifuges. En se basant sur les travaux de Greitzer, Fink *et al.* [1992] ont présenté un modèle de compresseur centrifuge à vitesse variable.

Gravdahl et Egeland [1999] ont fourni un résumé des stratégies de modélisation des compresseurs centrifuges et de leurs contrôles en se basant sur les travaux faits par Greitzer [1976] et Fink *et al.* [1992]. En outre, ils ont développé un modèle de compresseur prenant en compte l'effet des pertes internes dans le compresseur (pertes par frottements et par incidences). Ils se sont basés sur les travaux de Ferguson [1963] et de Watson et Janota [1982] pour la modélisation des pertes. Dans ce modèle, les paramètres d'initialisation étaient développés par Li *et al.* [2010]. D'autres approches basées sur des polynômes du 4ème degré obtenus par régression multilinéaire des champs des caractéristiques expérimentales ont été développées [Moor et Greitzer, 1986 ; Schalbart, 2006]. Ces approches utilisent la base de données des essais expérimentaux fournis par le constructeur. Dans notre travail, le modèle du compresseur est basé sur sa géométrie ce qui permet de simuler son comportement sans aucune information d'origine expérimentale. Ce modèle a fait l'objet d'une communication [Chamoun *et al.*, 2012d] où il est conçu pour être intégré dans un modèle de pompe à chaleur.

4.4.2 Méthodologie de modélisation

Le modèle présenté est basé sur le calcul des pertes énergétiques dans les différents composants du compresseur et s'inspire de celui publié par Chamoun *et al.* [2012d]. Comme vu précédemment, l'énergie cinétique du fluide augmente par un mouvement d'entraînement entre les aubages de la roue. Cette énergie est convertie en énergie de pression dans le diffuseur. Le modèle présenté évalue les

pertes énergétiques et l'énergie transmise par la roue. En supposant que le fluide frigorigène est un gaz parfait, le modèle permet d'itérer le débit et le rendement isentropique à partir de la vitesse de rotation et du taux de compression imposé par les différents composants de la pompe à chaleur.

Triangles de vitesses

Dans un compresseur centrifuge, le mouvement du fluide est tel que les particules s'éloignent de l'axe de rotation tout en tournant autour de cet axe : le mouvement est hélico centrifuge. La vitesse absolue du fluide \vec{C} à 3 composantes (fig. 4.18) :

- la vitesse tangentielle \vec{C}_{ta} (portée par la tangente de la trajectoire circulaire de rotation) ;
- la vitesse radiale ou diamétrale \vec{C}_{dia} (portée par le diamètre de la trajectoire circulaire de rotation) ;
- la vitesse axiale \vec{C}_{ax} (parallèle à l'axe de rotation).

Cette même vitesse peut également être décomposée selon deux mouvements :

- le mouvement d'entraînement \vec{C}_{en} qui correspond au mouvement du rotor, dont la vitesse angulaire $\vec{\omega}$ est portée par l'axe de rotation de la roue ;
- le mouvement relatif du fluide par rapport au rotor dont la vitesse est noté \vec{C}_{re} .

D'où les équations de calcul de la vitesse absolue du fluide :

$$\vec{C} = \vec{C}_{ta} + \vec{C}_{dia} + \vec{C}_{ax} \tag{4.19}$$

$$\vec{C} = \vec{C}_{en} + \vec{C}_{re} \tag{4.20}$$

Les vitesses \vec{C}_{en} et \vec{C}_{re} forment un angle β qui dépend de la forme des aubages. Cet angle est caractérisé par l'orientation de la courbure des aubages par rapport au sens de rotation de la roue [Chambadal, 1964]. Si le compresseur ne comporte pas de distributeur à l'amont des aubes mobiles, le fluide pénètre dans celles-ci suivant un plan méridien et sa vitesse absolue a, par conséquent, une composante radiale [Schalbart, 2006].

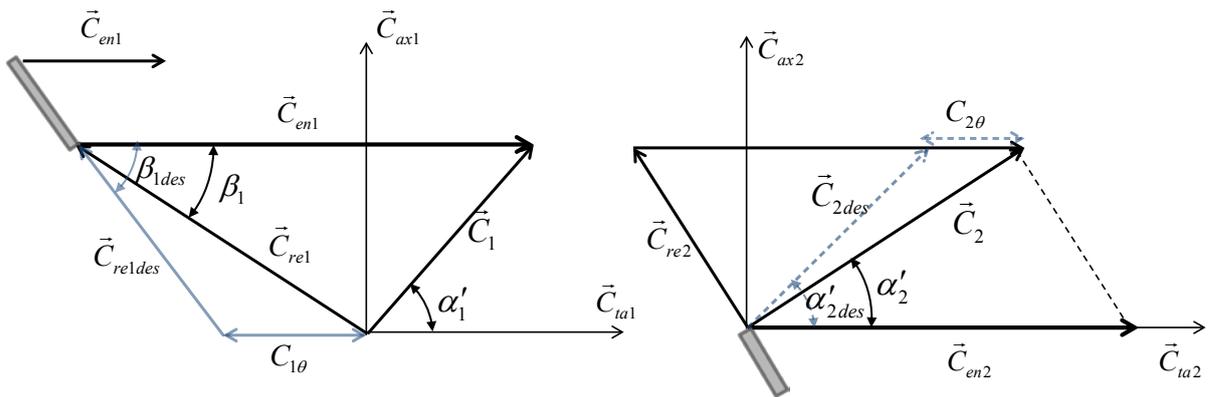


Figure 4. 18. Triangles de vitesses en entrée et sortie des aubages de la roue

A l'entrée de la roue (1), le fluide entre les aubages de la roue a une vitesse absolue \vec{C}_1 calculée par :

$$C_1 = \frac{1}{\rho_1 S_1} \dot{m} \tag{4.21}$$

Le diamètre moyen D_1 est calculé en fonction des diamètres des deux extrémités des aubages d'entrée (noyau no et enveloppe env) :

$$D_1^2 = \frac{1}{2}(D_{no1}^2 + D_{env1}^2) \quad (4.22)$$

Les vitesses d'entraînement sont calculées par :

$$U'_1 = C_{en1} = \frac{D_1}{2} \omega = D_1 \pi n \quad (4.23)$$

$$U'_2 = C_{en2} = \frac{D_2}{2} \omega = D_2 \pi n \quad (4.24)$$

Transfert d'énergie et couple de compression

Le théorème d'Euler appliqué à l'écoulement du fluide dans la roue du compresseur permet d'exprimer la résultante des forces exercées par le fluide sur le compresseur :

$$\vec{R} = \dot{m}(\vec{C}_2 - \vec{C}_1) \quad (4.25)$$

Le couple appliqué par le compresseur est égal au changement de la quantité de mouvement du fluide d'où :

$$C'_c = \dot{m} \left(\frac{D_2}{2} C_{ta2} - \frac{D_1}{2} C_{ta1} \right) \quad (4.26)$$

La puissance transmise par la roue au fluide est :

$$\dot{W} = \omega C'_c = \dot{m}(U'_2 C_{ta2} - U'_1 C_{ta1}) = \dot{m} \Delta h_{totale} \quad (4.27)$$

Energie fournie au fluide

Pour la simplification du modèle, on a supposé une entrée radiale (sans pré-rotation) alors $\alpha'_1 = 90^\circ \Rightarrow C_{ta1} = 0$

Alors l'enthalpie spécifique totale fournie au fluide par le compresseur est :

$$\Delta h_{totale} = U'_2 C_{ta2} \quad (4.28)$$

En introduisant un facteur de glissement σ et pour un nombre d'aubages égale à i_{aub} , si on suppose un angle d'aubages droit $\beta_{2des} = 90^\circ$ on aura selon (Stanitz' formula) [Gravdahl et Egeland, 1999] :

$$\sigma \cong \frac{C_{ta2}}{U'_2} \approx 1 - \frac{0,63\pi}{i_{aub}} \approx 1 - \frac{2}{i_{aub}}$$

Alors on aura:

$$\Delta h_{totale} = \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = \sigma \frac{1}{4} D_2^2 \omega^2 = \sigma U_2'^2 \quad (4.29)$$

$$\text{Avec } \sigma \approx 1 - \frac{2}{i_{aub}}$$

Energie perdue par le fluide

Les pertes énergétiques dans le compresseur ne sont pas constantes, elles varient en fonction des différentes conditions de fonctionnement. Selon Watson et Janota [1982], Ferguson [1963], Nisenfeld

[1982] et d'autres auteurs, les pertes dominantes dans un compresseur centrifuge sont les pertes par incidences et les pertes par frottements. Ces pertes apparaissent dans la roue et dans le diffuseur. D'autres, comme les pertes par frottement du disque, les pertes par fuites et les pertes dans la volute sont négligées devant les pertes importantes d'incidences et de frottements du fluide. Les pertes par incidences et par frottements peuvent être calculées d'une façon similaire dans la roue et dans le diffuseur [Watson and Janota, 1982].

Pertes par incidences

Pour le calcul des pertes par incidences, une étude théorique par Whitfield et Wallace [1973] a été utilisée. Elle est basée sur la perte d'énergie cinétique suivant la composante tangentielle de la vitesse.

Due à une différence entre l'angle d'inclinaison des aubages β_{1des} et la direction d'entrée du gaz entre ces aubages $\beta_1(U'_1, C_1)$, l'incidence dépend de :

$$\beta_\theta \cong \beta_{1des} - \beta_1$$

Alors la direction de la vitesse du gaz change pour rejoindre l'angle d'entrée des aubages. Ce changement de direction implique une perte d'énergie cinétique associée à la composante de vitesse perdue $C_{rel\theta}$. Alors la perte par incidence est définie par :

$$\Delta h_{1inc} = \frac{C_{1\theta}^2}{2} \tag{4.30}$$

Comme Ferguson [1963] et Gravdahl et Egeland [1999], l'énergie perdue par incidence à l'entrée des aubages est calculée par:

$$\Delta h_{1inc} = \frac{1}{2} \left(U'_1 - \frac{\dot{m} \cot(\beta_{1des})}{\rho_1 S_1} \right)^2 \tag{4.31}$$

On calcule, de façon analogue, l'énergie perdue par incidence à la sortie de la roue. Alors les pertes d'incidence totale s'écrivent selon Watson et Janota [1982], Ferguson [1963], Gravdahl *et al.* [2002] et Nisenfeld [1982] sous la forme :

$$\Delta h_{inc} = \frac{1}{2} \left(U'_1 - \frac{\dot{m} \cot(\beta_{1des})}{\rho_1 S_1} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\sigma U'_2 - \frac{\dot{m} \cot(\alpha'_{2des})}{\rho_1 S_1} \right)^2 \tag{4.32}$$

Cette équation est formulée en supposant que les composantes axiales à l'entrée et à la sortie de la roue sont égales ce qui nous permet de calculer l'angle α'_{2des} selon :

$$\alpha'_{2des} = \arctan \left(\frac{D_1 \tan(\beta_{1des})}{\sigma D_2} \right)$$

Pertes par frottements

Les pertes par frottements sont calculées de la même manière dans la roue et dans le diffuseur selon Ferguson [1963] :

$$\Delta h_{fr} = C_h \frac{l}{D_h} \frac{C_{re}^2}{2} \tag{4.33}$$

C_h est le coefficient de frottement défini par Watson et Janota [1982]. En utilisant la formule de Blasius [Ferguson, 1963; White, 1986], ce coefficient peut être calculé par :

$$C_h = 1,2656(\text{Re})^{-0,25} \tag{4.34}$$

Supposant un diamètre hydraulique moyen :

$$D_h = \frac{4S}{a} \quad (4.35)$$

S est la section de passage et a est la moyenne du périmètre de la section de passage.

Gravdahl et Egeland [1999] suppose que les pertes par frottements sont quadratiques en fonction du débit et indépendante de la vitesse de rotation de la roue :

$$\Delta h_{1fr} = C_{h1} \frac{l_1}{2D_h \rho_1^2 S_1^2 \sin^2(\beta_{1des})} \dot{m}^2 \quad (4.36)$$

De la même manière, les pertes par frottements sont calculées dans le diffuseur.

Modèle de transfert

On divise la compression réelle en une compression isentropique entre P_1 et P_2 suivie d'une évolution isobare selon la figure 4.19. La variation d'enthalpie Δh_{is} dans la compression isentropique est calculée en fonction de l'enthalpie fournie par le rotor diminuée des pertes internes calculées ci-dessus.

$$\Delta h_{is}(w, \dot{m}) = \Delta h_{totale}(w, \dot{m}) - \Delta h_{inc}(w, \dot{m}) - \Delta h_{fr}(\dot{m}) \quad (4.37)$$

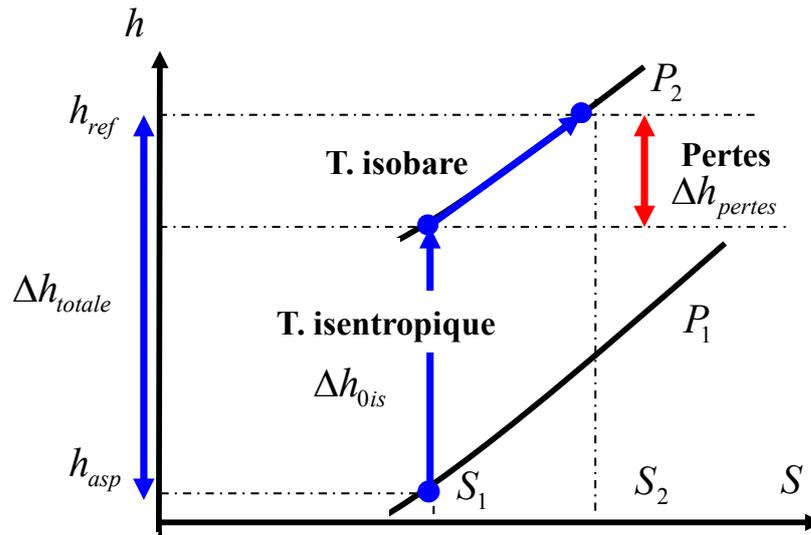


Figure 4. 19. La transformation isentropique et isobare pendant la compression

Rendement du compresseur

Le rendement isentropique du compresseur est le rapport entre la variation d'enthalpie pour une compression isentropique et celle pour une compression réelle qui s'écrit, en introduisant les pertes précédentes, de la façon suivante :

$$\eta_{is}(w, \dot{m}) = \frac{\Delta h_{totale}(w, \dot{m}) - \Delta h_{inc}(w, \dot{m}) - \Delta h_{fr}(\dot{m})}{\Delta h_{totale}(w, \dot{m})} \quad (4.38)$$

Par ailleurs, en supposant que le fluide est un gaz parfait, le rendement isentropique peut être calculé à partir de l'expression suivante :

$$\eta_{is}(w, \dot{m}) = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.39)$$

En supposant la chaleur spécifique c_p constante:

$$\eta_{is}(w, \dot{m}) = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = c_p T_1 \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{c_p (T_2 - T_1)} = \frac{c_p T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}{\Delta h_{totale}} \quad (4.40)$$

Alors le taux de compression et l'équation caractéristique du compresseur est :

$$\psi'(w, \dot{m}) = \frac{P_2}{P_1} = \left(1 + \frac{\eta_{is}(w, \dot{m}) \Delta h_{totale}}{c_p T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.41)$$

Avec $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ l'exposant isentropique.

4.5 Simulation du compresseur centrifuge

Compresseur mono-étagé

Pour un taux de compression donné, la résolution des différentes équations sous Dymola donne deux solutions différentes pour le débit traversant le compresseur. La plus grande est la solution stable qu'il faut retenir et la plus petite correspond à la zone de pompage qu'il faut éviter. Le fait de calculer ces deux valeurs différentes du débit donne une idée de l'emplacement de la courbe de pompage. Sur la figure 4.20, les deux solutions sont représentées en fonction du taux de compression paramétré en vitesses de rotation.

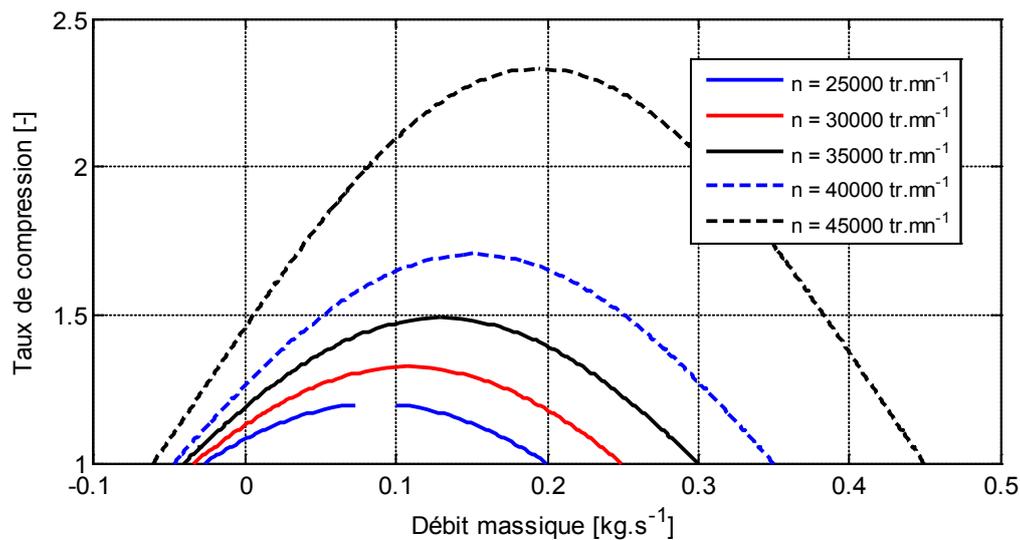


Figure 4. 20. Courbes caractéristiques du compresseur paramétrées en vitesse de rotation

En supposant que les coefficients de frottement sont constants, le développement des équations ci-dessus aboutit à une équation à deux variables du second degré :

$$cm^2 - dn\dot{m} + (b-a)n^2 + \phi_0 = 0 \quad (4.42)$$

Où a , b , c et d sont des constantes et ϕ_0 est une fonction du taux de compression et de la température d'entrée du fluide dans le compresseur. Afin d'avoir une solution pour cette équation, il faut avoir un déterminant Δ positif ou égal à zéro :

$$\Delta = (dn)^2 - 4(c)((b-a)n^2 + \phi_0) \geq 0 \quad (4.43)$$

Alors la vitesse de rotation doit être supérieure à une limite inférieure dépendant du taux de compression :

$$n \geq n_{\min} = \left(\frac{4(c)\phi_0}{(d^2 - 4(c)(a-b))} \right)^{1/2} \quad (4.44)$$

La vitesse minimale n_{\min} calculée ci-dessus est la vitesse de rotation qui détermine la ligne de pompage pour un taux de compression donné. Alors l'augmentation du taux de compression pour une vitesse de rotation fixe implique une approche de la vitesse limite minimale et un risque de passer en zone de pompage. A partir de cette équation, on arrive à identifier la ligne du pompage pour assurer la sécurité du compresseur.

La simulation du comportement d'un étage de compression en fixant les valeurs de la pression à l'aspiration (fixé dans le cas de la PAC par l'évaporateur) et au refoulement (fixé dans le cas de la PAC par le condenseur) et pour différentes vitesses de rotation est représentée sur la figure 4.21. On remarque que la quantité d'énergie massique isentropique reste constante en fonction de la vitesse de rotation mais augmente avec le taux de compression. L'énergie massique totale fournie par le compresseur au fluide croît avec la vitesse de rotation car elle est proportionnelle à la vitesse périphérique de la roue. Les pertes augmentent avec la vitesse de rotation à cause de l'accroissement du débit qui est lié en général à une diminution du taux de compression.

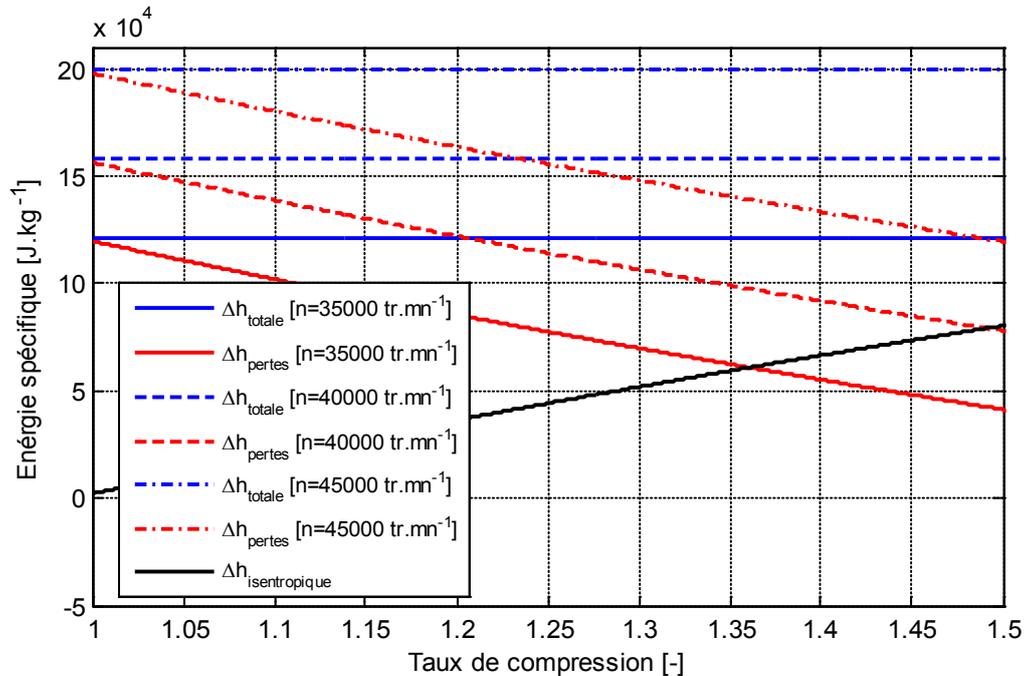


Figure 4. 21. Energie massique fournie et perdue en fonction du taux de compression pour différentes vitesses de rotation

Le rendement isentropique du compresseur centrifuge augmente en s'approchant de la courbe de pompage, soit pour un débit ou un taux de compression décroissant. Selon la figure 4.22, on remarque que pour un débit donné, une augmentation de la vitesse de rotation augmente le rendement isentropique.

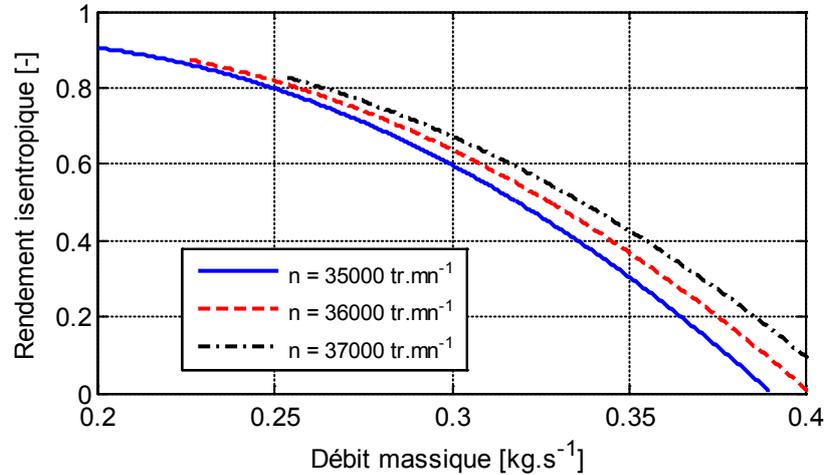


Figure 4. 22. Rendement isentropique en fonction du débit massique pour différentes vitesses de rotation

Compresseur bi-étagé

Les deux étages du compresseur sont couplés à une bouteille intermédiaire qui permet la désurchauffe de la vapeur avant son entrée dans le second étage. Le coté BP fixe la pression d'évaporation de la PAC au point de fonctionnement nominal à 0,697 bar pour les présentes simulations. Suite à une variation de la pression de condensation imposée par le condenseur, on remarque une variation des différents paramètres du compresseur. La figure 4.23 présente la variation des températures d'entrée saturée et de sortie surchauffée de chaque étage. Une surchauffe de l'ordre de 85 K est observée au refoulement du premier étage et une surchauffe de 80 K à la sortie du second. La pression intermédiaire est fixée par le débit sortant du premier étage et celui aspiré par le second après désurchauffe. Au refoulement des deux étages, la vapeur surchauffée est désurchauffée jusqu'à la température correspondant à celle de la saturation de la pression de refoulement.

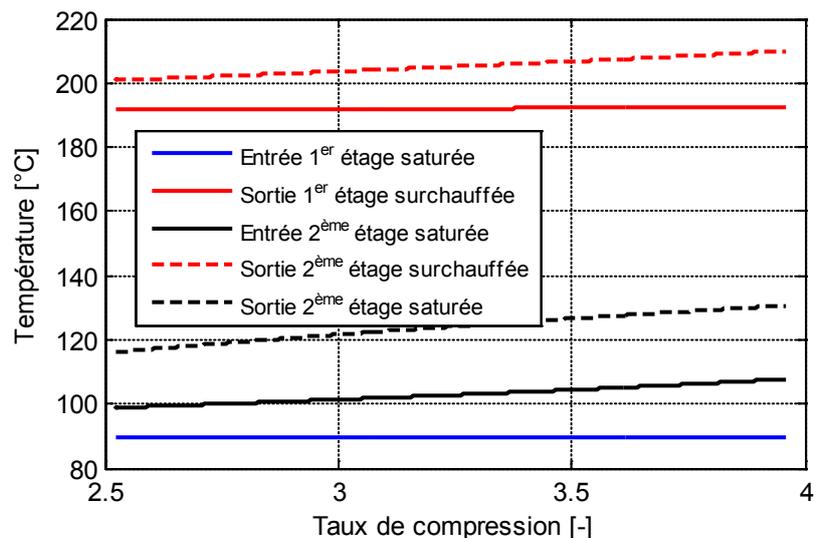


Figure 4. 23. La température d'entrée et de sortie des différents étages en fonction du taux de compression de la machine

Le rendement isentropique est calculé pour chaque étage et pour la machine bi-étagée dans son ensemble. La figure 4.24 présente l'augmentation des rendements isentropiques en fonction du taux de compression globale de la machine. Le rendement de la machine complète est calculé en fonction du travail consommé par chaque étage. Les puissances isentropique et réelle sont présentées dans la figure 4.25 ainsi que les débits circulant dans chaque étage.

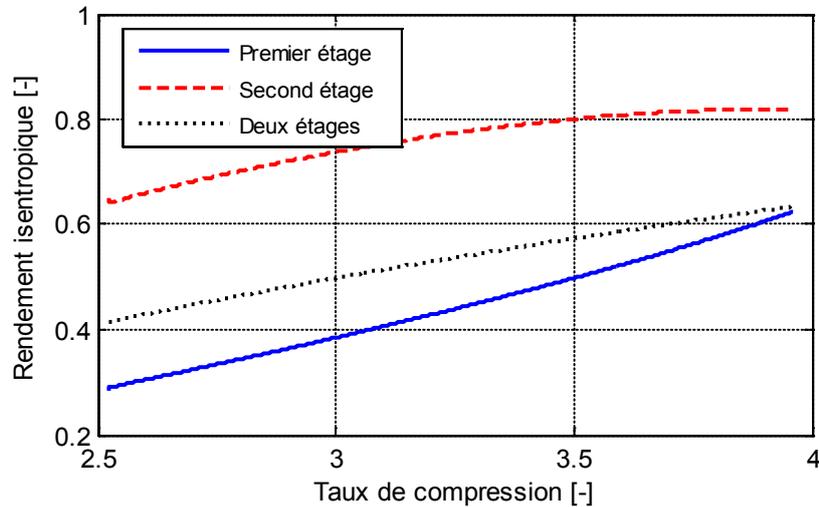


Figure 4. 24. Rendement isentropique en fonction du taux de compression globale de la machine

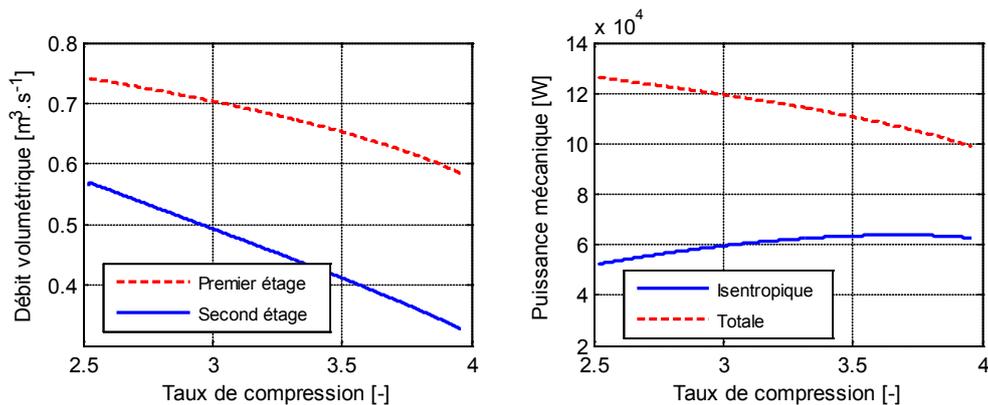


Figure 4. 25. Débit volumétrique (ou volumique) et puissance mécanique en fonction du taux de compression de la machine

La variation du rendement isentropique du second étage présente une courbure contrairement au premier qui reste linéaire en fonction du taux de compression. Cette courbure est liée à l'approche du fonctionnement de cet étage du pompage (à éviter) tandis qu'elle permet d'obtenir le maximum de performances. L'augmentation du taux de compression globale implique une augmentation des différents rendements isentropiques et une réduction des débits volumétriques. Ces deux effets impliquent une diminution de la puissance mécanique avec l'amélioration du rendement isentropique et la réduction du débit volumétrique imposé.

4.6 Conclusion

Afin d'améliorer l'efficacité énergétique dans l'industrie, une pompe à chaleur à haute température utilisant l'eau comme fluide frigorigène est en cours de développement. La faisabilité d'une pompe à chaleur de ce type est liée à la résolution de verrous technologiques associés à la compression. De ce fait, deux nouveaux compresseurs ont été développés. Afin d'évaluer leurs courbes caractéristiques et de comprendre leurs réactions suites à des sollicitations diverses, ces compresseurs ont été modélisés et simulés pour différentes conditions de fonctionnement en langage Modelica sous environnement Dymola.

Un modèle mathématique du processus thermodynamique d'un compresseur bi vis à injection d'eau a été développé. Ce modèle permet de calculer instantanément les taux de fuites de l'écoulement, les coefficients de transfert de chaleur, les rendements et les autres paramètres tout le long du compresseur. Les évolutions des différents paramètres dans les volumes de contrôle sont calculées en fonction de l'angle de rotation du rotor mâle à l'aide des équations de conservation de masse et de l'énergie. L'importance de l'injection d'eau à l'entrée du compresseur a été identifiée. Cette injection permet d'éviter de détériorer le compresseur à cause de la haute température et améliore les rendements isentropique et volumétrique.

Les évolutions des principaux paramètres (pression, température, fuites...) dans le cycle de compression en fonction de la position angulaire du rotor mâle sont présentées. Ces évolutions ont permis la compréhension de l'évolution du rendement et des courbes caractéristiques du compresseur bi vis.

De plus, un modèle de compresseur centrifuge a été développé. Ce modèle est de type dynamique analytique. Il est basé sur l'estimation des différentes pertes énergétiques (incidences et frottement) du compresseur. Les simulations ont permis de tracer les courbes caractéristiques du compresseur avant même les essais expérimentaux pour un et deux étages avec une désurchauffe intermédiaire. A partir de ce modèle, la ligne de pompage a été identifiée afin de ne pas la dépasser. A partir de cette ligne, on déduit les limites maximales du taux de compression et les minimums de la vitesse de rotation et du débit.

Etude expérimentale, comparaison et exploitation du modèle

Sommaire

5.1	Introduction	18
5.2	Résultats et comparaisons des essais.....	18
5.2.1	Essais préliminaires de démarrage de la PAC	18
5.3	Exploitation du modèle	18
5.3.1	Evaluation des performances	18
5.3.2	Analyse exergetique.....	18
5.3.3	Réaction aux sollicitations	18
5.3.3.1	Variation de la vitesse de rotation du compresseur.....	18
5.3.3.2	Variation de la température d'entrée du fluide « process ».....	18
5.3.3.3	Variation du débit d'entrée des rejets calorifiques.....	18
5.3.3.4	Variation du débit de la pompe de circulation	18
5.3.4	Intégration de la PAC dans un procédé industriel	18
5.3.4.1	Utilisation des PAC pour la distillation	18
5.3.4.2	Résultats de simulations.....	18

5.1 Introduction

Ce chapitre présente les résultats des essais expérimentaux de la PAC muni du compresseur bi vis qui ont été réalisés chez EDF sur le site des Renardières. Un programme d'essai a été développé afin de préciser les conditions de fonctionnement de la PAC à tester. Les objectifs de cette campagne expérimentale sont :

- La mesure de l'évolution des différents paramètres (pressions, débits, températures) en phase de démarrage et lors d'un changement de consignes ;
- La détermination des performances thermodynamiques de la PAC dans différentes conditions de fonctionnement ;
- L'exploration des limites inférieures et supérieures des températures de fonctionnement et effectuer des essais d'endurance ;
- La validation des modèles dynamiques des différents éléments de la PAC (compresseur, échangeurs...).

Avant de commencer les essais, les limites des points de fonctionnement ont été identifiées afin de réduire les risques. Une plage de fonctionnement restreinte est imposée par la boucle « CORETEC » et par certains éléments de la PAC. La figure 5.1 présente les limites du fonctionnement normal de la PAC.

Limites imposées par la boucle « CORETEC »

Circuit d'eau chaude

Ce circuit d'eau chaude a pour but de simuler le procédé industriel consommateur d'énergie et constitue donc le puits de chaleur au condenseur du circuit frigorifique de la pompe à chaleur.

Cette boucle, qui reçoit les calories du condenseur de la pompe à chaleur, est équipée d'aéroréfrigérants qui permettent d'évacuer 700 kW au maximum. La puissance au condenseur de la PAC ne peut donc pas dépasser cette valeur. La circulation de l'eau est assurée par une pompe à débit variable et son variateur de vitesse permet de délivrer un débit variant entre 11 et 69 m³/h. Les températures possibles dans ce circuit sont comprises entre 40 et 150 °C. Le tableau 5.1 présente les caractéristiques du circuit simulant les besoins de chauffage du circuit d'eau chaude de la boucle « CORETEC ».

Tableau 5. 1. Caractéristiques du circuit fluide « process »

Circuit eau chaude	
Puissance maximale	700 kW
Débit minimal eau	11 m ³ /h
Débit maximal eau	69 m ³ /h
T maximale	150 °C
Pression maximale	11,5 bars

Circuit d'eau froide

Ce circuit permet de simuler la chaleur fatale, que l'on cherche à valoriser, contenue dans les effluents industriels. Il constitue la source froide ou la charge froide de l'évaporateur du circuit frigorifique de la pompe à chaleur. La température de l'eau de ce circuit peut évoluer entre 40 et 95 °C : le terme « eau froide » est donc tout à fait relatif.

Cette eau, dont le débit maximale est de 80m³/h, entre dans l'évaporateur (échangeur de chaleur à plaques). La puissance maximale disponible à l'évaporateur est de 550 kW. A la sortie de l'évaporateur une pompe à débit variable équipée de son variateur de vitesse (débit entre 14 et 80 m³.h⁻¹) fait circuler

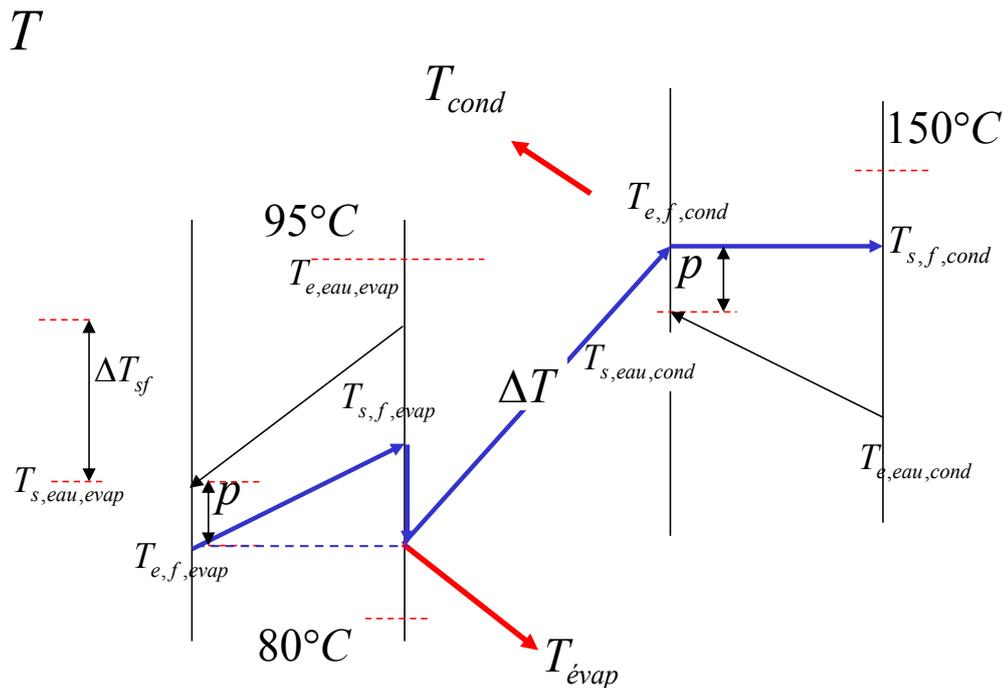


Figure 5. 1. Limites de fonctionnement normal de la PAC

l'eau vers le réservoir de stockage. Le tableau 5.2 présente les caractéristiques du circuit simulant les rejets calorifiques du circuit d'eau froide de la boucle « CORETEC ».

Tableau 5. 2. Caractéristiques du circuit rejets calorifiques

Circuit eau froide	
Puissance maximale	550 kW
Débit minimal eau	14 m ³ .h ⁻¹
Débit maximal eau	80 m ³ .h ⁻¹
T maximale	95 °C

Limites imposées par la PAC

La bouteille flash est protégée par un disque de rupture à une pression de 1,5 bar. La pression sera donc limitée à environ 1,3 bar.

Le compresseur à double vis SRM permet un taux de compression allant jusqu'à 6, une température maximale en entrée de 100 °C, une pression en entrée entre 0,7 et 2 bar (90-120 °C) et en sortie entre 1,2 et 6 bar (105-160 °C) avec une température maximale au refoulement de 180 °C.

SRM a confirmé qu'il est possible de réduire la pression en entrée jusqu'à 0,48 bar (80 °C). On va chercher à imposer un seuil ΔT minimum de 25 K afin de compenser les pertes de charge pour un fonctionnement nominale. Le ΔT maximale est fixé à 45 K pour les premiers essais avant la phase d'exploration qui peut étendre ces limites.

Plage des essais

Coté évaporation

Pour la PAC THT, les températures à tester seront fixées par la boucle CORETEC. La limite inférieure de la température d'évaporation est fixée par la pression minimale imposée par le compresseur (le fait de réduire la pression d'évaporation implique une diminution du débit massique du compresseur à cause de la diminution de la masse volumique avec la chute de la pression d'évaporation). Sa limite supérieure est fixée par la température maximale de la source froide (95 °C - ΔT dans la boucle froide + pincement)).

Coté condensation

Pas de limites dans le cas de la condensation au niveau CORETEC mais le taux de compression ΔT est limité par le compresseur à vis et varie de 25 à 45 K pour la plage de fonctionnement nominale fixée précédemment.

En supposant un pincement de 2 K pour le coté chaud et froid et un ΔT de la source froide de 3 K pour la différence de température sur la source froide avec un débit maximal, les températures d'évaporation à tester seront comprises entre 80 et 90 °C. Pour le coté condensation, et en testant les ΔT allant de 25 à 45 K alors les températures de condensation peuvent varier entre 105 et 135 °C.

L'évolution dynamique des différents paramètres pendant la phase du démarrage sont présentées dans ce chapitre. Ces résultats expérimentaux sont confrontés aux résultats des simulations issues du modèle développé. Numériquement, les performances de la machine ont été évaluées, les réactions aux sollicitations ont été analysées ainsi que les différentes sources d'irréversibilités internes qui ont été identifiées.

5.2 Résultats et comparaisons des essais

Les essais expérimentaux ont commencé par les phases de démarrage et de vidange de l'air de l'installation. A la suite de cette phase, et en augmentant la vitesse de rotation du compresseur, on a remarqué une surchauffe incontrôlable au refoulement du compresseur ainsi qu'une purge importante d'eau liquide à l'amont de l'aspiration. Ces deux faits mettent en évidence un problème technique de désurchauffe dû à un problème de pulvérisation de l'eau par la buse d'injection. L'orientation et la forme géométrique de la buse ont été modifiées mais malheureusement cela n'a pas apporté de changements notables.

Ce problème a été résolu par un perçage de la bride au dessus de l'aspiration afin d'injecter le liquide du haut vers le bas. Ce changement a permis le contrôle de la désurchauffe au refoulement et la montée en vitesse de rotation. A 75 % de la puissance maximale, les alarmes sur le module d'huile de lubrification se sont enclenchées indiquant une augmentation de la température au dessus de la limite. Cette augmentation nous a fait penser à un sous-dimensionnement du refroidisseur d'huile et à l'alignement du compresseur qui a été constaté défectueux après l'arrêt de la machine. Ce problème de désalignement provient de la montée en température des rotors qui a entraîné une déformation des axes des vis. SRM prend en charge la résolution de ce problème de conception.

Les essais expérimentaux présentés dans cette partie sont donc limités à ceux de la phase de démarrage présentée par Chamoun et al. [2012e]. Ces résultats ont été exploités et confrontés aux simulations numériques correspondantes.

5.2.1 Essais préliminaires de démarrage de la PAC

Avant le démarrage de la PAC, les débits et les températures d'entrée des sources chaude et froide sont fixées par la boucle CORETEC. La figure 5.2 présente les débits fixés par le circuit d'eau chaude à l'entrée du condenseur qui est de l'ordre de $69 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ainsi que celui de la source froide fixé à $64,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Ces deux débits sont maintenus constants pendant toute la phase de démarrage. En revanche, la figure 5.3 présente la température légèrement variable à l'entrée du condenseur de 107,5 °C à 111,5 °C et la température à l'entrée de l'évaporateur qui dérive de 83,4 à 83,8 °C.

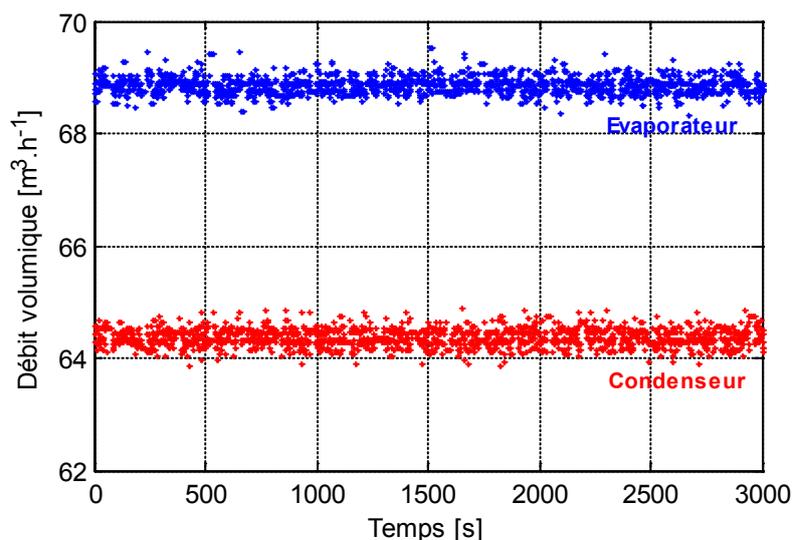


Figure 5. 2. Débits des sources chaude et froide fixés par la boucle CORETEC pendant la phase de démarrage

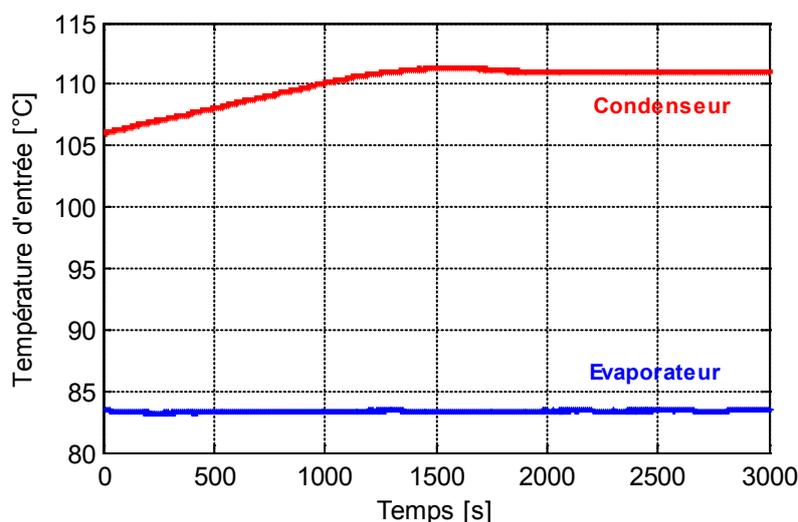


Figure 5. 3. Températures d'entrée des sources chaude et froide fixées par la boucle CORETEC pendant la phase de démarrage

Avant le démarrage du compresseur, la pompe de circulation P01 reliant l'évaporateur et la bouteille flash est mise en route, afin de chauffer l'eau présente dans la bouteille flash. Durant cette phase, le by-pass reliant les branches basse et haute pression à travers le compresseur est ouverte à 100 % afin d'éviter la destruction des disques de rupture présents dans la bouteille flash dont la limite est fixée à 1,5 bar. Le démarrage de la pompe de circulation P01 augmente la pression dans la bouteille flash par augmentation de la pression de vapeur saturante ainsi que celle de l'air suite à la montée en température du fluide présent dans cette dernière. L'ouverture des vannes de by-pass et de purge permet de maintenir une pression de 1 bar dans toute la PAC avant le démarrage du compresseur (figure 5.4).

La figure 5.4 présente l'évolution de l'ouverture de ces vannes après le démarrage du compresseur ($t=0$ s) pendant la phase du démarrage. La vanne de by-pass PCV01 se ferme progressivement avec la montée de la vitesse de rotation du compresseur (figure 5.4). Au bout de 1250 s, la vanne du by-pass est fermée complètement. La vanne de purge reste ouverte pendant cette phase et se règle automatiquement en fonction de l'écart entre la température mesurée TI-06 et celle de saturation correspondante à la pression mesurée PI-S02.

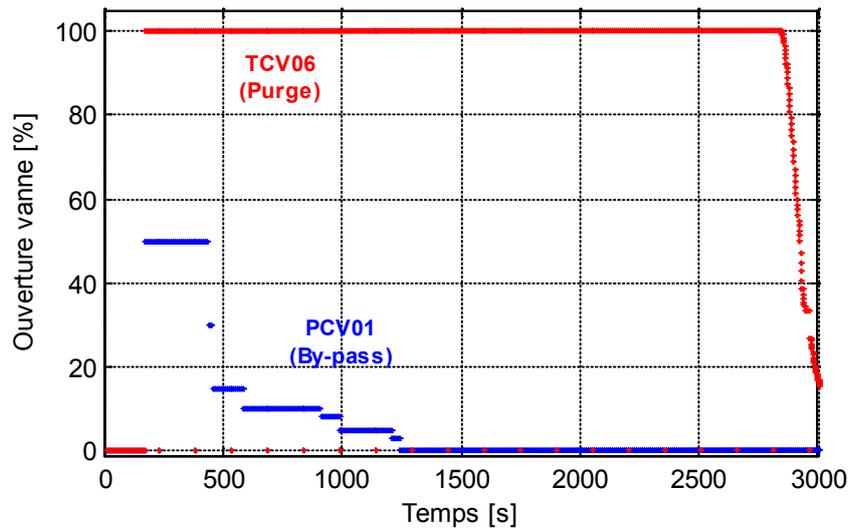


Figure 5. 4. Ouverture des vannes de purge et de by-pass pendant la phase du démarrage

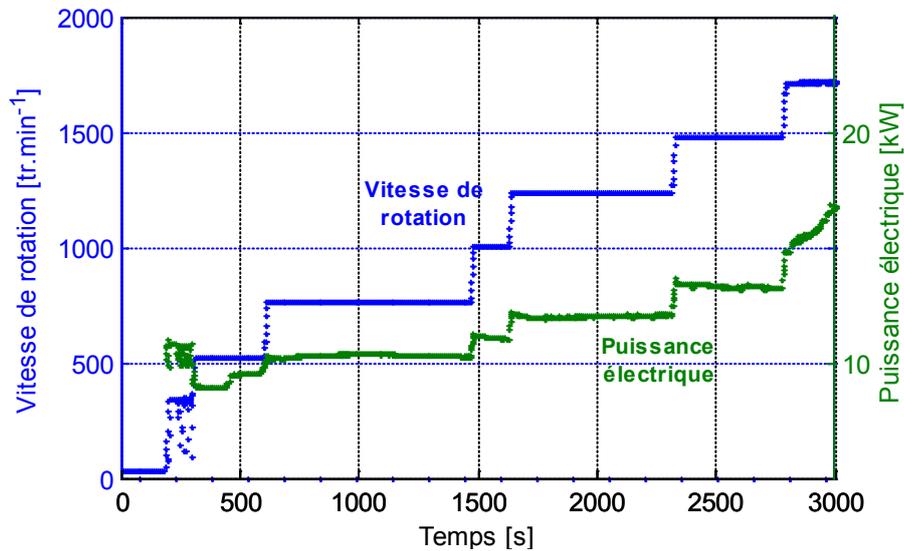


Figure 5.5. L'évolution de la vitesse de rotation et de la puissance électrique du compresseur pendant la phase du démarrage

Le démarrage de la PAC est effectué à charge partielle par incrémentation de la vitesse de rotation présentée sur la figure 5.5 de 20 tr.min⁻¹ jusqu'à 1800 tr.min⁻¹ pendant 3000 s. La puissance électrique consommée par le compresseur y est aussi représentée.

En imposant les conditions présentées, les variables des différents éléments de la PAC varient progressivement en fonction du temps. La figure 5.6 présente les pressions d'évaporation PI-S01 et de condensation PI-S02 qui sont égales à la pression atmosphérique avant le démarrage du compresseur du fait de l'ouverture de la purge et du bypass.

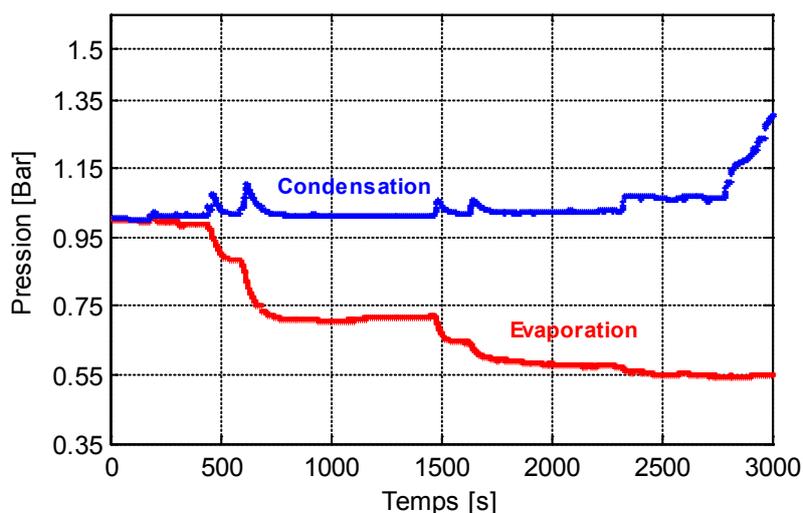


Figure 5. 6. Variation des pressions d'évaporation et de condensation pendant la phase de démarrage

La fermeture progressive de la vanne de by-pass et l'augmentation de la vitesse de rotation provoquent une chute de la pression d'évaporation constituée de la pression partielle de la vapeur saturante et de celle de l'air sec présent dans la branche basse pression. Avant la fermeture complète de la vanne de by-pass, un débit de vapeur et d'air re-circule entre le côté haute et basse pression via le by-pass, ce qui ralentit quelque peu la purge de l'air. La pression d'évaporation diminue suivant des paliers avec l'augmentation progressive de la vitesse de rotation.

La vidange de l'évaporateur suit un compromis entre l'effet piston et le mélange homogène. La figure 5.7 présente la température mesurée TI-S01 de la bouteille flash qui décroît dans un premier temps avec l'homogénéisation des températures due à la mise en route de la pompe puis qui se stabilise à une température très proche de celle de la source froide. La température de saturation initialement à 100 °C suit l'évolution de la pression dans la bouteille flash et rejoint la température mesurée lorsque l'air est retiré de la bouteille.

La vanne de purge est régulée automatiquement en fonction de la différence de températures entre la température du mélange d'air et de vapeur d'eau présent en amont de la vanne de purge (TI-06) et la température de saturation correspondante à la pression mesurée (PI-S02). La figure 5.8 présente

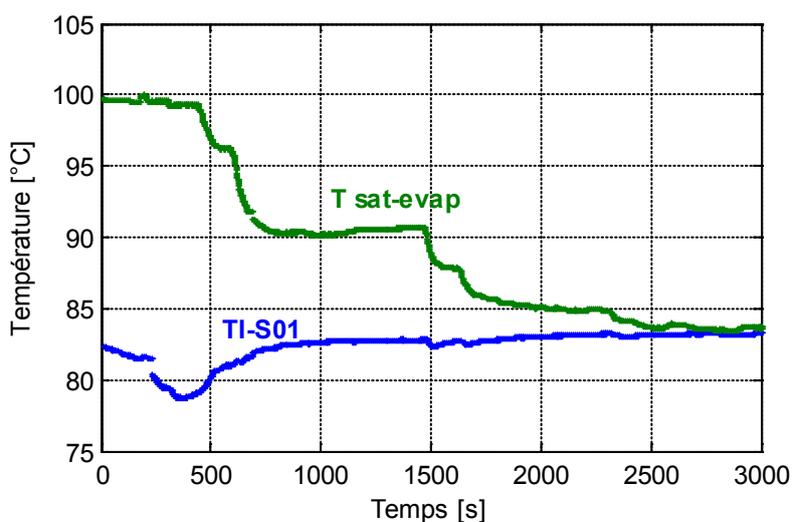


Figure 5. 7. Variation de la température d'évaporation et de saturation pendant la phase du démarrage

l'évolution de ces températures en fonction du temps avec celle de l'eau liquide dans le purgeur (TI-S02). On remarque que la température de saturation reste constante à 100 °C jusqu'à 2700 s où elle évolue avec la pression lorsque la purge est refermée. TI-S02 est de 25 °C au démarrage et TI-06 est de 30 °C. Ces deux températures évoluent progressivement pendant 2700 s pour rejoindre la température de saturation et finir la phase de démarrage. La montée en température du réservoir de purge et de son contenu est plus lente que celle du réservoir flash car il n'est chauffé que par la vapeur provenant du compresseur contrairement à la bouteille flash qui bénéficie du chauffage par le débit d'eau de la pompe. On remarque sur la figure 5.6 une montée en pression de condensation vers 2800 s qui est due à la fermeture de la vanne de purge dans la branche haute pression.

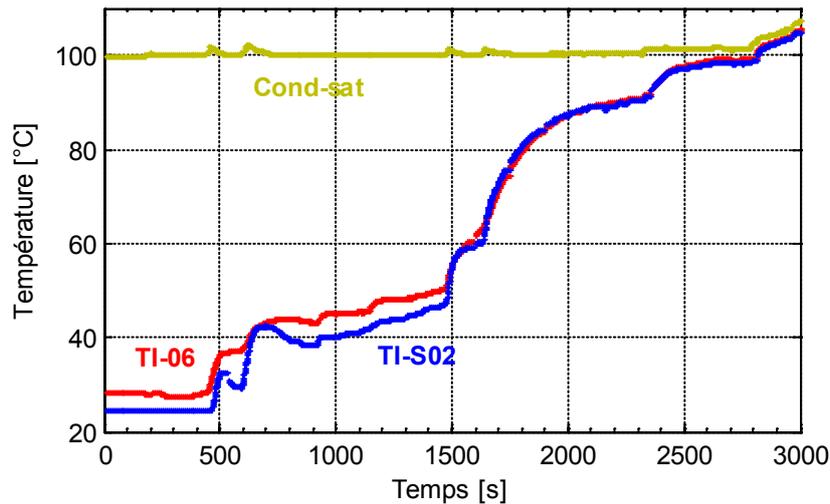


Figure 5. 8. Variation de la température de condensation et de saturation pendant la phase du démarrage

Une quantité d'air est déplacée du réservoir flash vers le purgeur et par suite évacuée de toute la machine. La figure 5.9 montre la différence de températures entre celle mesurée et celle de saturation calculée à partir de la pression mesurée dans les deux bouteilles afin d'identifier le temps nécessaire à la purge d'air dans ces conditions.

Cette figure montre que l'air présent dans le purgeur au début du démarrage impliquait un écart de température de 72 K au condenseur tandis que dans la bouteille flash l'écart n'était que de l'ordre de 18 K. Cette différence est due à la différence entre les pressions de vapeur saturante dans les bouteilles (inférieure à 1 bar dans la bouteille flash et atmosphérique côté purgeur) et aux modes de chauffages de celles-ci. Au bout de 3000 s, le ΔT dans la bouteille flash est de 0,3 K tandis que celui du purgeur est de 1,8 K.

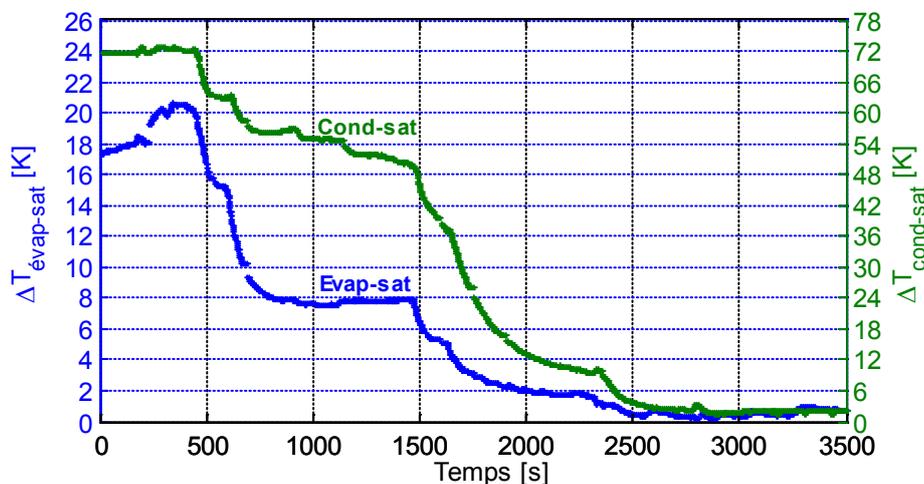


Figure 5. 9. L'évolution des écarts de températures dans les deux branches de la PAC

5.2.2 Comparaison des essais avec les simulations

La comparaison des résultats de simulations à ceux des essais préliminaires de démarrage est présentée dans ce paragraphe. Des conditions similaires ont été imposées aux sources chaude et froide ainsi qu'au compresseur pour pouvoir comparer les évolutions des différents paramètres. Les débits fixés par le circuit d'eau chaude à l'entrée du condenseur est de l'ordre de $69 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et par la source froide à l'entrée de l'évaporateur à $64,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Les températures d'entrée sont également fixées de façon identique aux essais (figure 5.10).

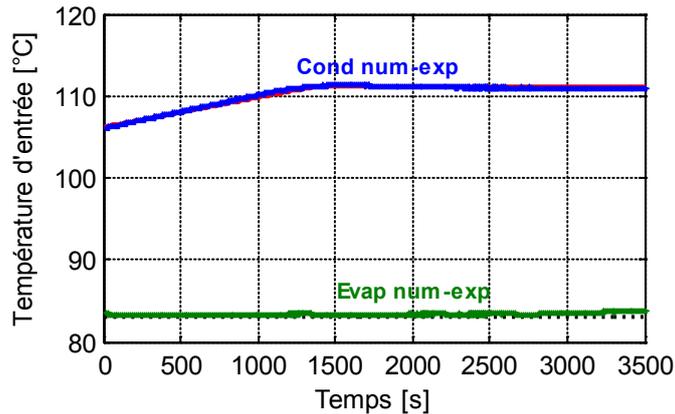


Figure 5. 10. Températures d'entrée de la source et du puits imposées numériquement et expérimentalement

La figure 5.11 présente la variation de la vitesse de rotation du compresseur pour les simulations numériques (identique à celle des essais expérimentaux) qui suit des paliers allant de $20 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$ jusqu'à $1800 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$ pendant 3000 s. Les résultats numériques présentés sont simulés en supposant que le by-pass est fermé avant le démarrage du compresseur et que la vanne de purge est ouverte à 100 % pendant toute la phase de démarrage. Une surchauffe de 10 K est imposée à la sortie du compresseur en régulant l'injection de désurchauffe à son aspiration. De plus :

- Le volume de liquide initialement présent dans la bouteille flash est inconnu ;
- Les paramètres des contrôleurs PID sont inconnus surtout pour l'injection d'eau à l'aspiration et pour la désurchauffe en aval du compresseur ;
- Les mesures expérimentales de certains débits ne fonctionnent pas ;

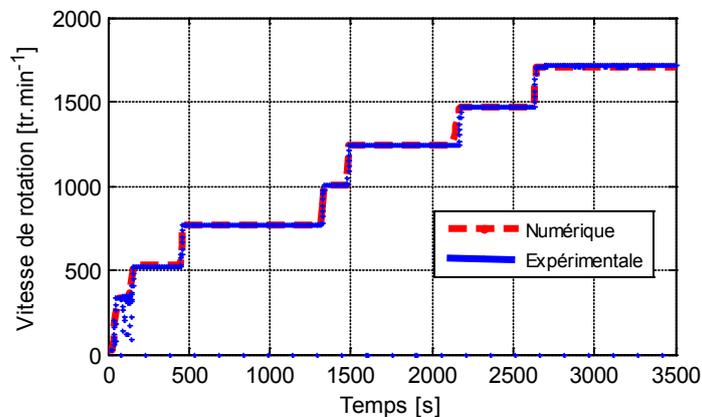


Figure 5. 11. Vitesse de rotation du compresseur imposée numériquement et expérimentalement

- La vanne de by-pass reste ouverte pendant une durée de 1250 s après le démarrage du compresseur ce qui implique une recirculation d'un débit d'air et de vapeur d'eau à travers le compresseur ;
- L'aspiration du compresseur se situe sur la partie droite de la bouteille flash et ne constitue pas le point le plus haut ce qui provoque une accumulation d'air qui peut perdurer ou pas dans cette bouteille.

Dans ces circonstances, les écarts entre les résultats expérimentaux et numériques peuvent s'expliquer. Les grandeurs comparées sont la température et la pression dans la bouteille flash et dans le purgeur. La figure 5.12 présente la température du mélange gazeux présent dans la bouteille flash mesurée expérimentalement et simulée numériquement. Cette température reste quasiment constante et dépend principalement de la température de la source froide. Dans le modèle la température de l'eau dans le circuit est supposée homogène à l'instant initial, ce qui n'est pas le cas expérimentalement. Ceci explique l'écart constaté pendant les 500 premières secondes de fonctionnement.

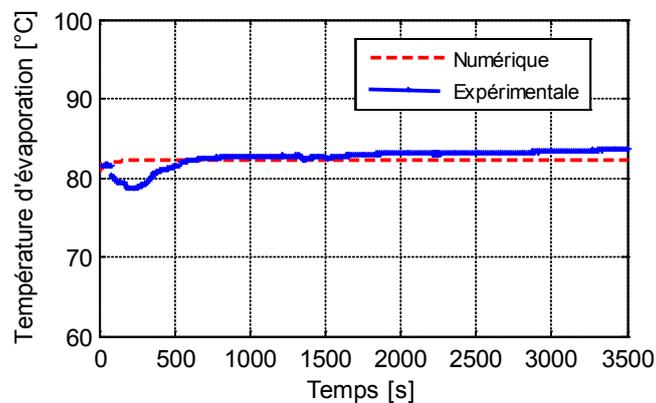


Figure 5. 12. Comparaison des températures d'évaporation simulée numériquement et mesurée expérimentalement

Dans la bouteille flash, les pressions d'évaporation mesurée et simulée sont présentées sur la figure 5.13. La fermeture retardée du by-pass au bout de 1000 s, l'accumulation d'air dans différents endroits de la branche basse pression et l'hypothèse que l'air ne subsiste que dans la bouteille flash où le mélange gazeux est homogène ont impliqué une différence entre la pression mesurée et celle simulée. Cette différence est due à la pression partielle de l'air qui persiste pour une durée plus longue dans la bouteille flash pendant les essais expérimentaux.

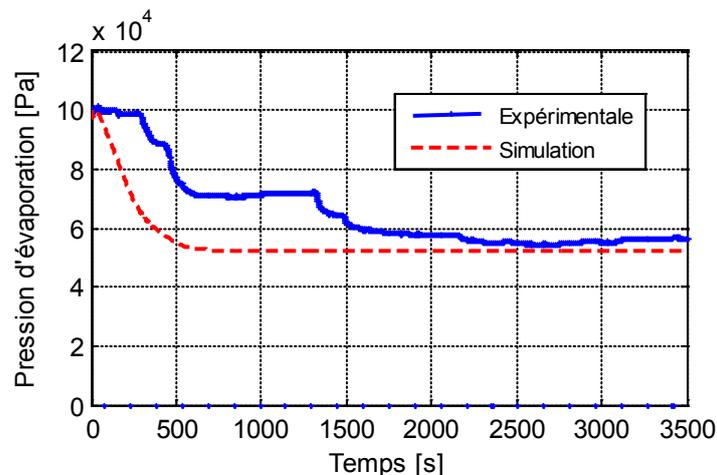


Figure 5. 13. Comparaison des pressions d'évaporation simulée numériquement et mesurée expérimentalement

Les évolutions expérimentale et numérique de la température du purgeur sont présentées sur la figure 5.14. Cette augmentation de 30 à 110 °C pendant 3500 s dépend du débit au refoulement du condenseur qui provient du reste de la machine. Les hypothèses fixées pour le coté basse pression sont aussi valables pour le coté haute pression. Les évolutions de la température (figure 5.14) et de la pression (figure 5.15) diffèrent entre l'expérimentation et la simulation. Suivant la même allure, on remarque une différence de températures qui peut être liée principalement au volume d'eau existant dans le purgeur, au détendeur à flotteur modélisé comme étant un détendeur électronique avec une régulation de niveau, aux performances du compresseur, au débit imposé par ce dernier et au débit de désurchauffe inconnu.

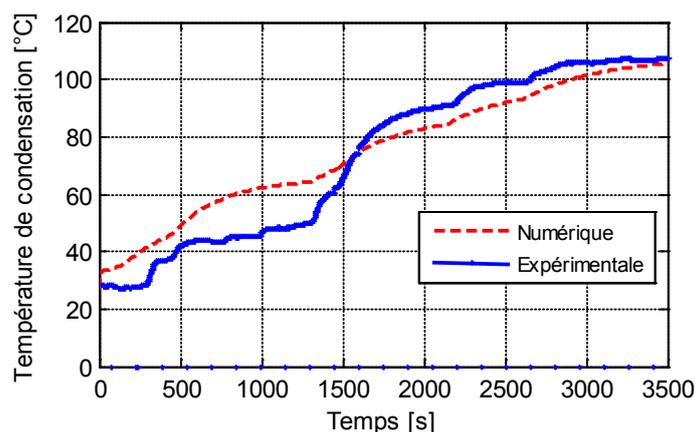


Figure 5. 14. Comparaison des températures de condensation simulée numériquement et mesurée expérimentalement

La pression de la branche haute pression est présentée dans la figure 5.15. Cette pression reste quasiment constante à 1 bar pendant les première 2500 s. Une augmentation de la pression au début des simulations peut être expliquée par l'ouverture du détendeur qui est liée au niveau d'eau initialement présent dans le purgeur. Dans les essais expérimentaux, la pression présente des pics successifs suite aux échelons de vitesse du compresseur.

Les essais expérimentaux montrent un retard de vidange d'air par rapport aux simulations numériques de la bouteille flash ainsi que dans le purgeur (figure 5.16). Ce retard est dû aux hypothèses qui ont permis le développement du modèle ainsi qu'à l'indisponibilité de certaines informations dans les délais impartis qui ont permis une certaine comparaison mais pas une complète validation du modèle.

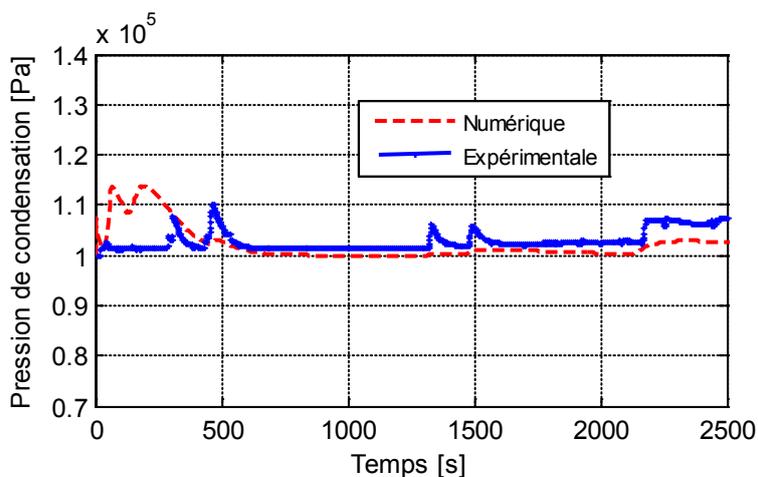


Figure 5. 15. Comparaison des pressions de condensation simulée numériquement et mesurée expérimentalement

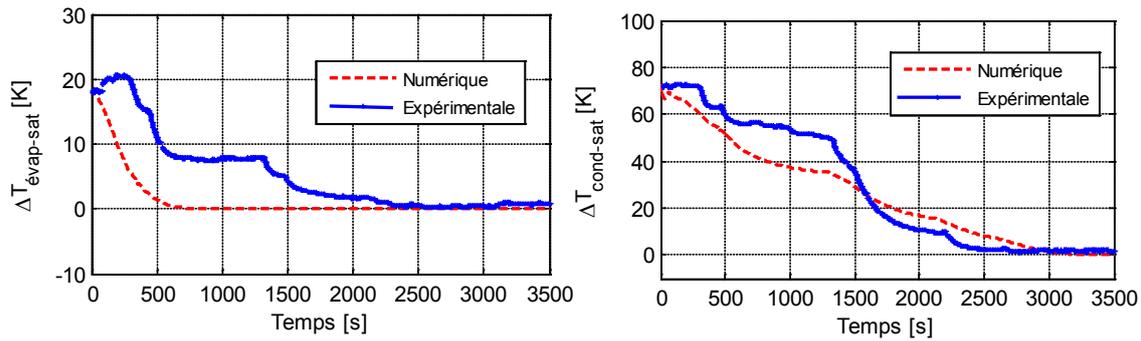


Figure 5. 16. Comparaison des différences expérimentales et numériques entre les températures réelles et de saturation dans les branches haute et basse pression

5.3 Exploitation du modèle

L'exploitation du modèle consiste en une analyse exergetique, une étude des réactions suite à des sollicitations et enfin un couplage de la PAC avec une colonne à distiller afin d'évaluer le potentiel d'intégration de cette PAC dans les procédés industriels.

5.3.1 Evaluation des performances

L'évaluation des performances de la présente pompe à chaleur montre l'intérêt de son développement en fonction des températures mises en jeu. Les résultats présentés sur les figures ci-dessous sont recueillis en imposant des conditions d'essais constantes soit : les débits volumiques des rejets calorifiques et du fluide « process » fixés respectivement à $80 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $18 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Les performances sont présentées en fonction des températures d'entrée du fluide « process » et des rejets calorifiques à vitesse de rotation constante du compresseur ($4700 \text{ tr} \cdot \text{mn}^{-1}$).

La variation des températures d'évaporation et de condensation en fonction des températures d'entrée des rejets calorifiques et du fluide « process » est présentée dans la figure 5.17. On remarque que la température d'évaporation est très légèrement sensible à la variation de la température d'entrée « process » tandis qu'elle dépend d'avantage de celle d'entrée des rejets calorifiques. En revanche, la température de condensation est dépendante des deux températures en même temps. Une augmentation de 15 K de la température d'entrée des rejets calorifiques peut entrainer un accroissement de la température de condensation de l'ordre de 7,5 K tandis que la même augmentation de la température d'entrée du fluide « process » entraine une évolution de l'ordre 13 K de la température de condensation.

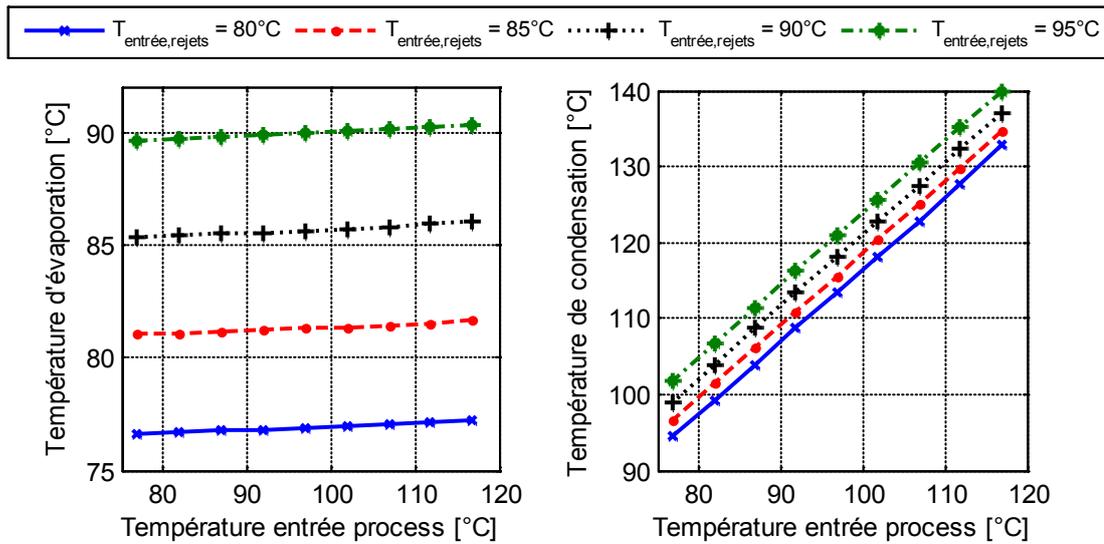


Figure 5. 17. Variation des températures d'évaporation et de condensation en fonction des températures d'entrée des rejets calorifiques et du fluide « process ».

La figure 5.18 représente le coefficient de performance de la PAC en fonction des températures d'entrée du fluide « process » et des rejets calorifiques. Une entrée fluide « process » et des rejets calorifiques respectivement à 107 et 90 °C entraînent une température d'évaporation et de condensation respectivement de 86 et 128 °C. Dans ce cas, le coefficient de performance de la PAC est de 5,46 selon la figure 5.18.

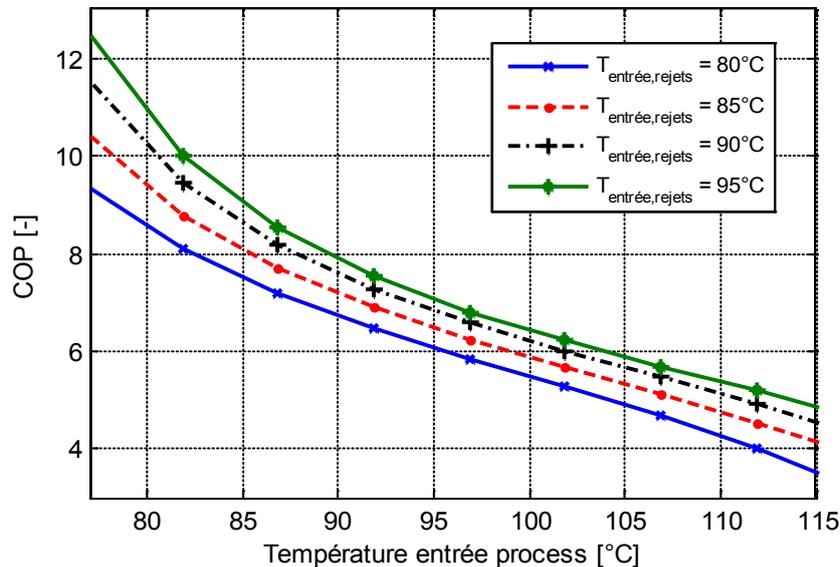


Figure 5. 18. COP en fonction des températures d'entrée des rejets calorifiques et du fluide « process ».

De la même manière, les performances de la PAC ont été évaluées en fonction du débit et de la température des rejets calorifiques à valoriser. Les résultats présentés dans la figure 5.19 sont recueillis en imposant un débit volumique et une température d'entrée du fluide « process » respectivement de 18 m³.h⁻¹ et de 109 °C. Les performances sont présentées en fonction de la température d'entrée et du débit des rejets calorifiques à vitesse de rotation constante du compresseur de 4700 tr.mn⁻¹. La puissance calorifique est ainsi présentée en fonction des mêmes paramètres.

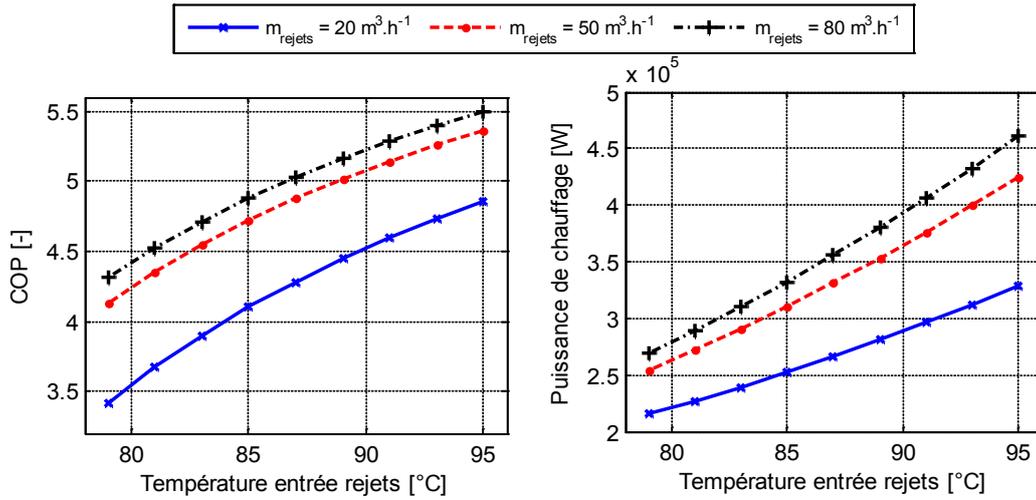


Figure 5. 19. COP et puissance de condensation en fonction de la température d'entrée et du débit volumique des rejets calorifiques.

5.3.2 Analyse exergetique

Dans la littérature scientifique, on retrouve plusieurs définitions de l'exergie d'un système quelconque. On retiendra celle de Benelmir *et al.* [2002] : "L'exergie d'une certaine quantité de matière contenue dans un système est une mesure du potentiel de production (ou de réception) d'un travail maximal (ou minimal) par le supersystème (constitué du système et de son milieu ambiant), qui permettra à cette quantité de matière d'être ramenée de son état initial à un état d'équilibre inerte avec le milieu ambiant".

Le premier principe de la thermodynamique prend en compte la quantité d'énergie ajoutée ou soustraite à un système quelconque sans aucune référence à la qualité qui y est associée selon le second principe. Tout système qui fonctionne de manière irréversible conserve l'énergie (sous diverses formes – premier principe) mais détruit une partie de l'exergie en créant une quantité égale d'anergie (deuxième principe) [Lallemand, 2007]. Ainsi, l'analyse exergetique qui provient de l'association des deux principes de la thermodynamique permet de lier quantité et qualité d'énergie selon ses diverses formes ou types. Cette analyse est nettement plus riche qu'une simple analyse énergétique [Feidt, 2010]. Elle est devenue un outil privilégié pour comparer et optimiser les systèmes thermodynamiques en évaluant la répartition de la création d'anergie à l'intérieur des différents composants du système.

Lorsqu'un fluide traverse un système thermique, l'énergie mécanique maximale ou l'exergie qu'il est capable de fournir est constituée, d'une part, de l'énergie mécanique échangée avec les éléments mobiles du système, d'autre part, du travail récupérable par un moteur de Carnot à partir de l'énergie thermique cédée par le fluide [Lallemand, 2007]. Les exergies cinétique et potentielle liées à l'écoulement sont généralement négligées. Les processus que nous étudions n'étant pas réactifs, l'exergie chimique liée à la combustion ou au mélange de gaz n'est pas considérée. L'équation 5.1 présente la variation d'exergie de l'unité de masse de fluide traversant un système, T_0 étant la température de référence choisie pour cette étude égale à la moyenne logarithmique de l'eau dans l'évaporateur (source froide) dans les conditions de fonctionnement nominal $T_0 = 366$ K (soit 92,83 °C).

$$\Delta ex = \dot{w} + \dot{q}(1 - T_0 / T) - T_0 \Delta s \quad (5.1)$$

où Δs représente la création d'entropie massique due aux irréversibilités internes et l'expression de l'exergie est donnée par :

$$ex = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (5.2)$$

L'équation 5.1 montre que, pour une certaine quantité d'énergie thermique et mécanique, l'exergie du fluide en sortie de système sera d'autant plus faible que la puissance mécanique ou la création d'entropie est plus importante. Le résultat est inversé pour l'anergie :

$$an = T_0 \Delta s \quad (5.3)$$

Afin d'évaluer les irréversibilités et les dissipations exergetiques d'un composant, l'exergie détruite ou l'anergie créée est calculé en régime permanent par :

$$\dot{An} = \sum_{e,s} \dot{m}_i ex_i + \dot{W} + \sum_{Sources,puits} \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{Sources,puits}}\right) \quad (5.4)$$

En appliquant cette formulation générale aux différents composants de la PAC, on évalue l'exergie détruite par chacun d'eux en ne prenant en compte que la destruction d'exergie au niveau du fluide frigorigène mais pas celle du fluide frigoporteur ou caloporteur. Pour le calcul, on suppose la bouteille flash et le purgeur adiabatiques. Les composants responsables des irréversibilités évaluées dans ce calcul sont : le condenseur et l'évaporateur coté fluide frigorigène, le détendeur, le compresseur, la pompe de circulation et le système d'évaporation par flash.

Destruction d'exergie du compresseur

Le compresseur est considéré adiabatique donc les pertes exergetiques liées à la compression sont calculées selon :

$$\dot{An}_{comp} = \dot{m}_{inj} (ex_{inj,e} - ex_s) + \dot{m}_{asp} (ex_{asp,e} - ex_s) + \dot{W}_{comp} \quad (5.5)$$

Destruction d'exergie de la pompe de circulation

De même que pour le compresseur, la pompe de circulation est une source d'exergie et d'irréversibilité du système. Les pertes exergetiques liées à la mise sous pression sont calculées selon :

$$\dot{An}_{pompe} = \dot{m}_{pompe} (ex_e - ex_s) + \dot{W}_{pompe} \quad (5.6)$$

Destruction d'exergie par la bouteille flash

Une destruction d'exergie est due à la création de la vapeur par flash et au changement de phase au sein de la bouteille flash. En prenant en compte ces sources d'irréversibilité du système, les pertes exergetiques sont calculées en sommant les différents flux selon :

$$\dot{An}_{flash} = \sum_{orifices} (\dot{m}_{e,k} ex_{e,k} - \dot{m}_{s,k} ex_{s,k}) \quad (5.7)$$

Destruction d'exergie des échangeurs diphasiques

Au niveau de ces échangeurs de chaleur, le travail est nul et les équations des pertes exergetiques appliquées sur les N éléments discrétisés des échangeurs sont :

$$\dot{An}_{cond} = \sum_{k,1 \rightarrow N} \dot{m}_k ex_k - \dot{m}_{k+1} ex_{k+1} - \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{Puits,i}}\right) \quad (5.8)$$

$$\dot{An}_{evap} = \sum_{k,1 \rightarrow N} \dot{m}_k ex_k - \dot{m}_{k+1} ex_{k+1} + \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{Sources,i}}\right) \quad (5.9)$$

$\bar{T}_{sources}$ et \bar{T}_{puits} sont les moyennes logarithmiques des températures respectivement du fluide frigoporteur et du caloporteur qui s'écrivent en fonction de la température d'entrée et de sortie de la source et du puits de chaleur :

$$\bar{T} = \frac{T_s - T_e}{\ln(T_s / T_e)} \quad (5.10)$$

Destruction d'exergie de l'organe de détente

Le détendeur est considéré comme un processus adiabatique sans transfert de chaleur ni de travail et ses irréversibilités sont calculées par l'équation :

$$\dot{A}n_{\text{det}} = \dot{m}_e ex_e - \dot{m}_s ex_s \quad (5.11)$$

Destruction d'exergie dans le purgeur

Le purgeur est une source d'irréversibilités dues au changement de phase. Ces irréversibilités sont calculées en sommant les différents flux selon :

$$\dot{A}n_{\text{purg}} = \sum_{\text{orifices}} (\dot{m}_{e,k} ex_{e,k} - \dot{m}_{s,k} ex_{s,k}) \quad (5.12)$$

Rendement exergetique de la PAC

Les pertes exergetiques totales de la PAC peuvent être calculées en sommant les exergies détruites par les différents composants.

$$\dot{A}n_{PAC} = \dot{A}n_{\text{comp}} + \dot{A}n_{\text{cond}} + \dot{A}n_{\text{evap}} + \dot{A}n_{\text{det}} + \dot{A}n_{\text{purg}} + \dot{A}n_{\text{flash}} \quad (5.13)$$

En revanche, la source d'exergie \dot{S}_{PAC} de la PAC est le travail fourni par le compresseur et la pompe de circulation d'où le rendement exergetique η_{ex} de la PAC :

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\dot{A}n_{PAC}}{\dot{S}_{PAC}} \quad (5.14)$$

Pour le calcul global de la pompe à chaleur, l'énergie utile est celle fournie à la source chaude \dot{Q}_{cond} et l'énergie utilisée est l'énergie mécanique apportée au compresseur et à la pompe de circulation. D'autre part, l'exergie utile est celle fournie à la source chaude $\dot{Q}_{\text{cond}} (1 - T_0 / \bar{T}_{\text{puits}})$ où la température de référence est T_0 . L'exergie utilisée est celle apportée par le compresseur et la pompe de circulation est égale à l'énergie mécanique. Le rendement exergetique η'_{ex} peut être calculé de la manière suivante :

$$\eta'_{ex} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}} (1 - T_0 / \bar{T}_{\text{puits}})}{\dot{W}_{\text{comp}}} \quad (5.15)$$

On note que le rapport du rendement de la PAC sur celui de la machine réversible de Carnot est égal au rendement exergetique [Lallemand, 2007]. Le COP théorique idéal de Carnot devient pour des sources/puits avec des variations de température le COP de Lorenz selon Khattar [2010] donné par l'expression suivante :

$$COP_L = \bar{T}_{\text{puits}} / (\bar{T}_{\text{puits}} - \bar{T}_{\text{sources}}) \quad (5.16)$$

Le calcul du rendement exergetique globale η''_{ex} de la PAC devient le rapport entre son COP et le COP de Lorenz :

$$\eta''_{ex} = \frac{COP}{COP_L} = \frac{-\dot{Q}_{\text{cond}} / \dot{W}_{\text{comp}}}{\bar{T}_{\text{puits}} / (\bar{T}_{\text{puits}} - \bar{T}_{\text{sources}})} \quad (5.17)$$

Lorsque la température de référence tend vers la moyenne logarithmique de la température de source froide, les trois rendements calculés convergent vers une même valeur.

L'analyse exergetique est basée sur différents scénarios types qui se différencient par le point de fonctionnement de la PAC utilisé. On distingue un point de fonctionnement nominal, des points pour de faible et grand écarts source/puits et des points pour de grands ΔT de l'eau « process » ou de rejet.

Les principales valeurs imposées à la PAC sont données par le tableau 5.3. Les débits des rejets et des flux « process » à chauffer ainsi que leurs températures en entrée, en sortie et leurs températures logarithmiques moyennes.

En imposant les valeurs présentées selon le tableau 5.3, les résultats essentiels calculés basés sur le modèle énergétique sont donnés dans le tableau 5.4.

Tableau 5. 3. Conditions de fonctionnement choisies pour l'étude exergetique

Différents essais	Rejets calorifiques				Fluide « process »			
	\dot{m} [m ³ .h ⁻¹]	T _e [°C]	T _s [°C]	\bar{T} [°C]	\dot{m} [m ³ .h ⁻¹]	T _e [°C]	T _s [°C]	\bar{T} [°C]
Point nominal	79,99	95,00	90,67	92,83	18,00	108,86	132,02	120,32
Faible écart (source/puits)	79,99	97,00	92,15	94,57	18,00	96,85	121,89	109,23
Grand écart (source/puits)	79,99	86,85	83,87	85,36	18,00	121,86	140,24	130,98
Grand écart process	79,99	95,00	90,71	92,85	10,80	96,85	135,39	115,80
Grand écart rejet	36,00	95,00	86,71	90,84	18,00	108,86	128,97	118,83

Tableau 5. 4. Principaux résultats de simulation

Différents essais	\dot{Q} cond [kW]	\dot{Q} évap [kW]	\dot{W} comp [kW]	COP [-]	COP _L [-]	COP/COP _L [-]	T cond [°C]	T évap [°C]	ΔT [K]
Point nominal	484,55	402,43	84,35	5,58	14,31	0,39	133,34	90,64	42,70
Faible écart (source/puits)	521,56	451,35	72,71	6,94	26,08	0,27	123,24	92,11	31,13
Grand écart (source/puits)	386,31	276,56	111,31	3,40	8,86	0,38	141,90	83,84	58,06
Grand écart process	483,00	398,54	86,70	5,42	16,95	0,32	135,19	90,68	44,51
Grand écart rejet	420,59	346,57	75,66	5,38	14,00	0,38	130,71	86,70	44,01

En utilisant les équations de destructions exergetiques relatives aux différents composants de la PAC, on obtient la répartition de l'utilisation exergetique de chaque composant ainsi que l'exergie utile au système pour les essais au point de fonctionnement nominal.

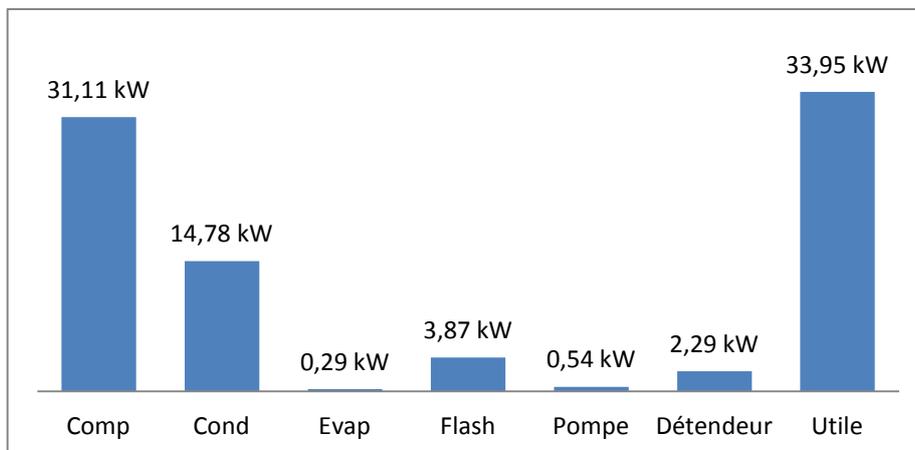


Figure 5. 20. Distribution de la création d'énergie suivant les composants de la PAC pour un point nominal de fonctionnement

La figure 5.20 présente les destructions exergetiques des composants de la PAC en éliminant le purgeur qui n'est responsable d'aucune destruction d'exergie dans la PAC dans les conditions de fonctionnement nominales. Pour ce point, l'évaporateur perd une puissance exergetique négligeable, de l'ordre de 0,29 kW, ce qui est normal puisque la puissance (402,43 kW) récupérée de ce milieu est au voisinage de la température de la source froide prise comme référence et a un contenu exergetique nul. Le condenseur fournit au fluide « process » une puissance exergetique plus élevée avec une destruction, de l'ordre de 14,78 kW, correspondant à une puissance de chauffage assurée de 484,55 kW.

Comme le compresseur reçoit 84 kW d'exergie sous forme d'énergie mécanique dont 36,8 % sont détruites et le reste est récupéré par le fluide. La bouteille flash est responsable de 7,3 % des destructions exergetiques de la PAC liée principalement à la création de la vapeur par le phénomène flash. Le détendeur, organe de fonctionnement totalement irréversible, dégrade 2,29 kW ce qui correspond à 4,3 % des destructions exergetiques totales de la PAC. La pompe de circulation ne dégrade que 0,54 kW et en ajoute 3 kW au fluide entrant à l'évaporateur. L'exergie utile valorisée et récupérée au niveau de la source chaude est de l'ordre de 33,95 kW.

Le rendement exergetique de la PAC dans ce cas vaut 39 % alors que son rendement énergétique ou son coefficient de performance est égale à 5,58. Le COP de Lorenz associé à cette machine est égale à 14,3. Le rapport entre ces rendements énergétiques est bien égal à la valeur du rendement exergetique.

En appliquant les équations de destructions exergetiques sur les différents composants de la PAC pour les différents scénarios sélectionnés, on obtient la répartition des utilisations exergetiques de chaque composant ainsi que l'exergie utile valorisée. Le tableau 5.5 représente la répartition de ces utilisations en pourcentages sur les différents composants, l'exergie totale ajoutée et le rendement exergetique. En revanche, le tableau 5.6 représente cette même répartition en kW suivant les différents scénarios imposés.

Tableau 5. 5. Répartition des destructions exergetiques en pourcentages sur les différents composants de la PAC suivant les différents scénarios imposés

Répartition exergetique	Comp [%]	Cond [%]	Evap [%]	Flash [%]	Purgeur [%]	Pompe [%]	Détendeur [%]	Totale [kW]	η_{exerg} [-]
Point nominal	58,84	27,96	0,54	7,32	0,00	1,01	4,33	86,82	0,39
Faible écart (source/puits)	54,87	33,19	0,66	7,92	0,00	0,98	2,39	75,17	0,27
Grand écart (source/puits)	77,48	12,87	0,16	4,04	0,00	0,74	4,71	113,76	0,36
Grand écart process	51,97	36,28	0,46	6,32	0,00	0,88	4,09	89,16	0,32
Grand écart rejet	60,35	24,96	1,78	7,27	0,00	1,14	4,51	78,12	0,39

On remarque que le rapport entre le COP de la machine et celui de Lorenz (tableau 5.4) est égal au rendement énergétique globale de la machine (tableau 5.5) pour les cas où la température \bar{T}_{sources} de la source froide est proche de la température de référence T_0 fixée à 366 K (92,83 °C). Dans les conditions de fonctionnement nominal, ce rapport est identique à celui du rendement exergetique et de l'ordre de 39 %. Ce rendement varie en fonction de la température de la source froide qui est variable et reste significatif dans les conditions d'essais (Faible écart (source/puits) et Grand écart process) ayant la température moyenne de la source froide au voisinage de celle de la référence.

Tableau 5. 6. Répartition des destructions exergetiques en kW sur les différents composants de la PAC suivant les différents scénarios imposés

Répartition exergetique	Comp [kW]	Cond [kW]	Evap [kW]	Flash [kW]	Purgeur [kW]	Pompe [kW]	Détendeur [kW]
Point nominal	31,11	14,78	0,29	3,87	0,00	0,54	2,29
Faible écart (source/puits)	30,01	18,15	0,36	4,33	0,00	0,53	1,31
Grand écart (source/puits)	56,60	9,40	0,12	2,95	0,00	0,54	3,44
Grand écart process	31,51	22,00	0,28	3,83	0,00	0,54	2,48
Grand écart rejet	28,57	11,81	0,84	3,44	0,00	0,54	2,14

On remarque que quatre composants principaux sont responsables de la création d'énergie dans la PAC. La figure 5.21 présente les résultats de répartition de l'exergie détruite par ces composants selon les différents scénarios présentés dans le tableau 5.3.

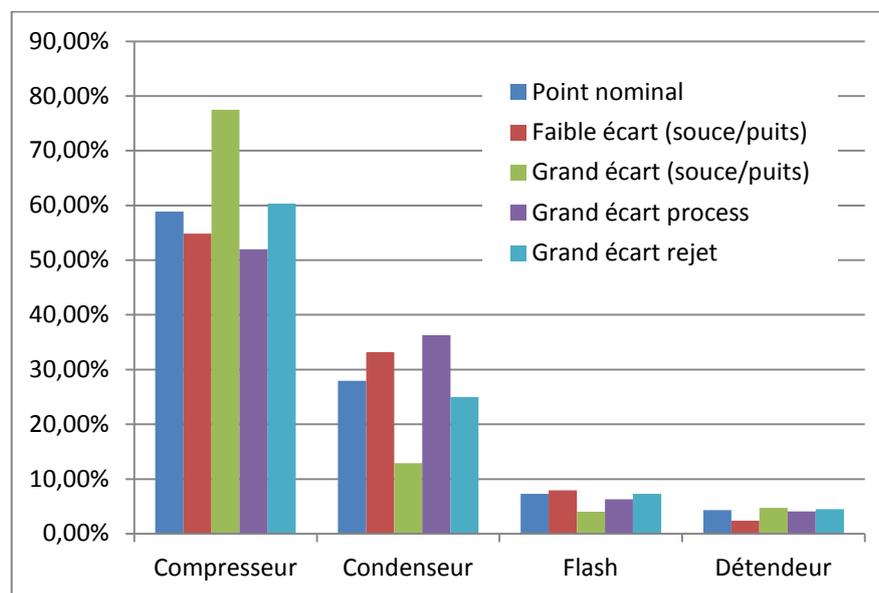


Figure 5. 21. Distribution des destructions exergetiques sur les composants de la PAC pour les différents scénarios de simulations

D'après l'analyse des différents scénarios, on peut en déduire clairement que le compresseur est le plus grand consommateur d'exergie quelque soit le scénario. Au point nominal, il présente un maximum de rendement isentropique ce qui implique une réduction de la création d'entropie responsable de la destruction d'exergie. On remarque aussi une destruction maximale pour le scénario (grand écart source/puits) (77,48 %) où l'augmentation de la destruction est due d'un coté à la diminution du rendement isentropique puisque ces conditions de surcompression ne correspondent pas au point de fonctionnement optimisé du compresseur et d'autre à l'augmentation du taux de compression (correspondant à une différence des températures de saturation de l'ordre de $\Delta T = 58$ K).

Le scénario (grand ΔT « process ») engendre dans le condenseur les pertes exergetiques les plus élevées (36,28 %) relativement à tous les autres scénarios compte tenu des grandes différences de températures entre le fluide « process » et la température de condensation.

Par analogie, le scénario (grand ΔT rejets) engendre le plus de pertes exergetiques dans l'évaporateur (1,78 %) même s'ils sont négligeables à ce niveau exergetique nul. La bouteille flash présente un maximum de destruction d'exergie (7,92 %) pendant le scénario (petit écart source/puits) à cause de l'augmentation de la pression d'évaporation (correspondante à 92,11 °C) ce qui entraîne une légère augmentation de la création d'entropie. Le scénario (grand écart source/puits) engendre le plus de pertes dans le détendeur (4,71 %) compte tenu de l'augmentation de la différence de pression entre les deux bouteilles.

Si les analyses exergetiques se complètent sur le plan technique puisqu'elles associent premier et deuxième principes de la thermodynamique et qu'à ce titre, elles permettent de guider l'ingénieur ou le chercheur dans ses choix techniques et scientifiques, elles ne conduisent en général pas au choix définitif d'un procédé, choix qui est soumis à des critères économiques. Une manière d'associer les deux approches est la thermo-économie qui peut être illustrée par une optimisation exergo-économique de la pompe à chaleur.

Cette optimisation doit commencer par une étude exhaustive du marché des composants offerts dans un pays donné. Les irréversibilités dans les machines influent directement les coûts de fonctionnement. Or, réduire ces irréversibilités renchérit les composants. Alors, un compromis est nécessaire entre la réduction de la destruction d'exergie et la réduction des prix des composants [Grosu

et al., 1999]. Cela suppose que l'on dispose d'une banque de données importante et fiable de manière à en tirer des lois qui, de plus, ne seront valables que pour la période de temps qui a servi à la réalisation de la banque. Une actualisation périodique sera nécessaire. De même, la détermination du coût unitaire d'une ressource exergetique n'est pas toujours facile, ce coût dépendant du lieu d'implantation du système et de la politique tarifaire [Lallemand, 2007].

5.3.3 Réaction aux sollicitations

Ayant un modèle de PAC avec une régulation du niveau d'eau coté purgeur, il est possible d'analyser la réponse de la machine à diverses perturbations (volontaires ou non) de son fonctionnement. Ces perturbations peuvent être dues à des changements des conditions externes, comme le débit ou la température des rejets thermiques ou du fluide « process ». Les diverses simulations effectuées permettront de bien comprendre les phénomènes influençant le fonctionnement de la machine et de proposer des voies d'amélioration.

5.3.3.1 Variation de la vitesse de rotation du compresseur

Ces conditions d'essais imposent des débits volumiques et des températures d'entrée des rejets calorifiques et du fluide « process » respectivement de $80 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $93 \text{ }^\circ\text{C}$, $18 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $109 \text{ }^\circ\text{C}$. La variation de la température de sortie du condenseur coté fluide « process » suite à une variation de la vitesse de rotation du compresseur est représentée sur la figure 5.22. A 100 s, la vitesse de rotation du compresseur passe de 3500 à $4700 \text{ tr} \cdot \text{mn}^{-1}$ en $0,001 \text{ s}$ ce qui implique une augmentation de la puissance calorifique récupérée des rejets calorifiques par l'évaporateur et celle transmise via le condenseur au fluide « process » (figure 5.23). On remarque une augmentation de la température de sortie du fluide « process » de l'ordre de $4,5 \text{ K}$ qui correspond à l'augmentation de la puissance calorifique fournie à ce fluide via le condenseur. La différence entre la puissance calorifique cédée par le fluide frigorigène et celle reçue par le fluide « process » est due à l'inertie thermique du condenseur (figure 5.23).

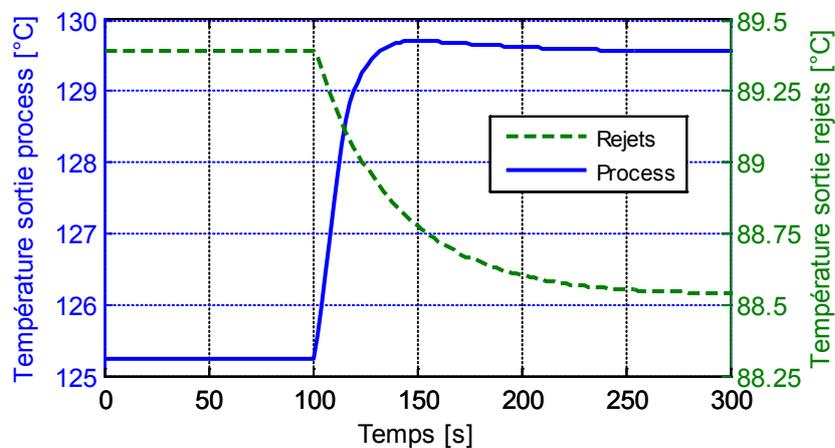


Figure 5. 22. Températures de sortie des rejets calorifiques et du fluide « process » suite à une variation brusque de la vitesse de rotation du compresseur

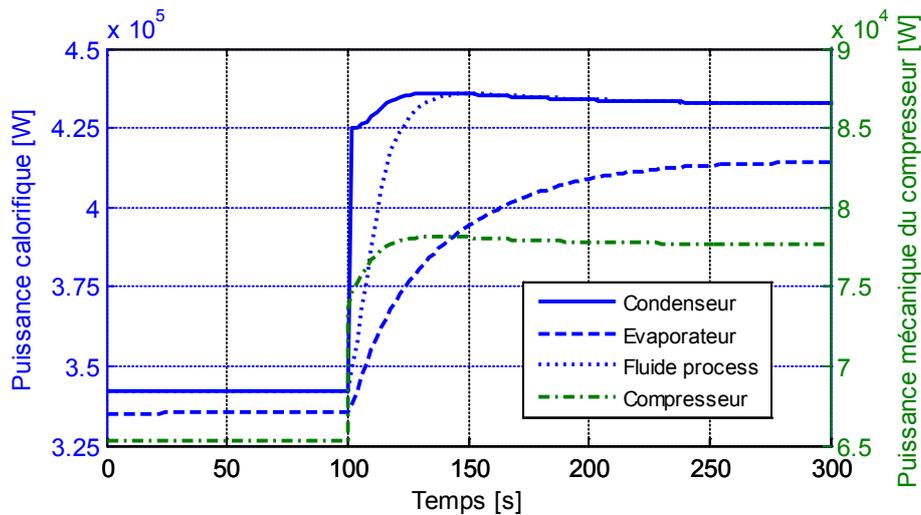


Figure 5. 23. Variation des puissances suite à une variation brusque de la vitesse de rotation du compresseur

L'augmentation des puissances calorifiques est due à l'augmentation du débit imposé par le compresseur avec l'accroissement de sa vitesse de rotation. Comme conséquence, la pression d'évaporation décroît avec l'augmentation de la masse soutirée de la bouteille flash tandis que la pression de condensation augmente (figure 5.24). La chute de la pression d'évaporation implique une réduction de la température du liquide re-circulant entre l'évaporateur et la bouteille flash. Cette chute entraîne une augmentation de l'écart entre la température de la source froide et celle du fluide frigorigène qui se concrétise par une augmentation de la puissance calorifique récupérée via l'évaporateur.

La diminution de la pression d'évaporation favorise le phénomène flash et permet une meilleure récupération de l'énergie calorifique de la source froide. L'augmentation de la pression de condensation implique un accroissement de l'écart de températures des deux cotés du condenseur ce qui se traduit par un profil croissant de la puissance. La pression d'évaporation a une réponse transitoire retardée par rapport à celle de la condensation à cause de l'inertie thermique de la phase liquide présente dans la bouteille flash.

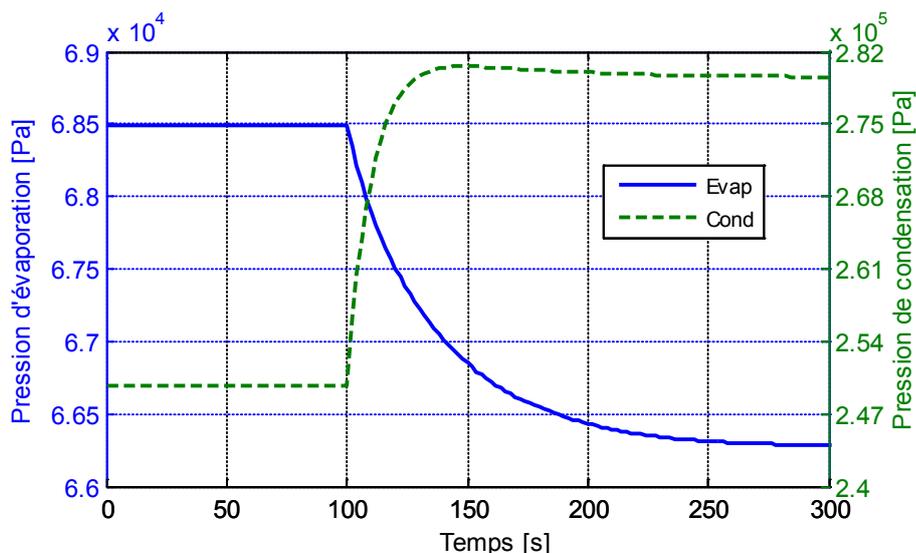


Figure 5. 24. Variation des pressions d'évaporation et de condensation suite à une variation brusque de la vitesse de rotation du compresseur

5.3.3.2 Variation de la température d'entrée du fluide « process »

Les deuxièmes conditions d'essais imposent des débits volumiques des rejets calorifiques et du fluide « process » constantes respectivement de $80 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $18 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Une température d'entrée constante des rejets calorifiques de $93 \text{ }^\circ\text{C}$ ainsi qu'une vitesse nominale constante de $4700 \text{ tr} \cdot \text{mn}^{-1}$. La figure 5.25 montre l'évolution des températures d'entrée et de sortie du fluide « process » suite à une rampe décroissante à partir de 100 s de la température d'entrée de ce dernier de $115 \text{ }^\circ\text{C}$ à $100 \text{ }^\circ\text{C}$ en 100 s. La température de sortie du fluide « process » décroît de $135,4 \text{ }^\circ\text{C}$ à $120,9 \text{ }^\circ\text{C}$ (ΔT de $14,5 \text{ K}$). La puissance calorifique transférée via le condenseur augmente exponentiellement pendant les 100 s de la rampe (figure 5.26). Cet accroissement est dû à l'augmentation de l'écart de températures entre celle de condensation du fluide frigorigène et celle du fluide « process » et à la diminution du taux de compression qui améliore le rendement volumétrique du compresseur. A la fin de cette rampe, la pression de condensation diminue de 1,14 bar en gardant un pincement au niveau du condenseur aux alentours de $4,8 \text{ K}$ (figure 5.27).

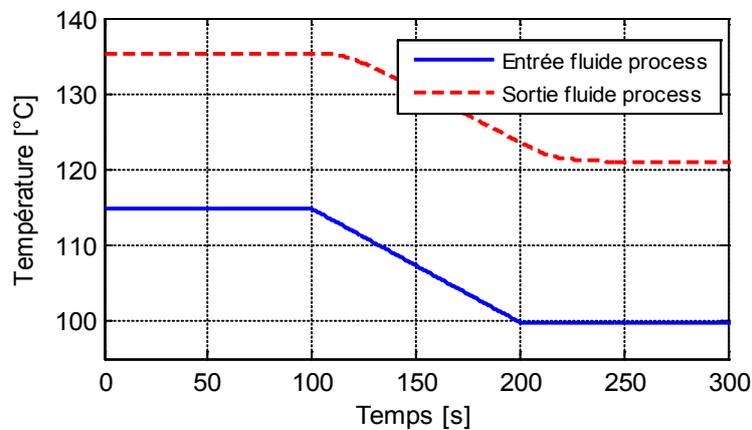


Figure 5. 25. Variation des températures d'entrée et de sortie du fluide « process » en fonction du temps

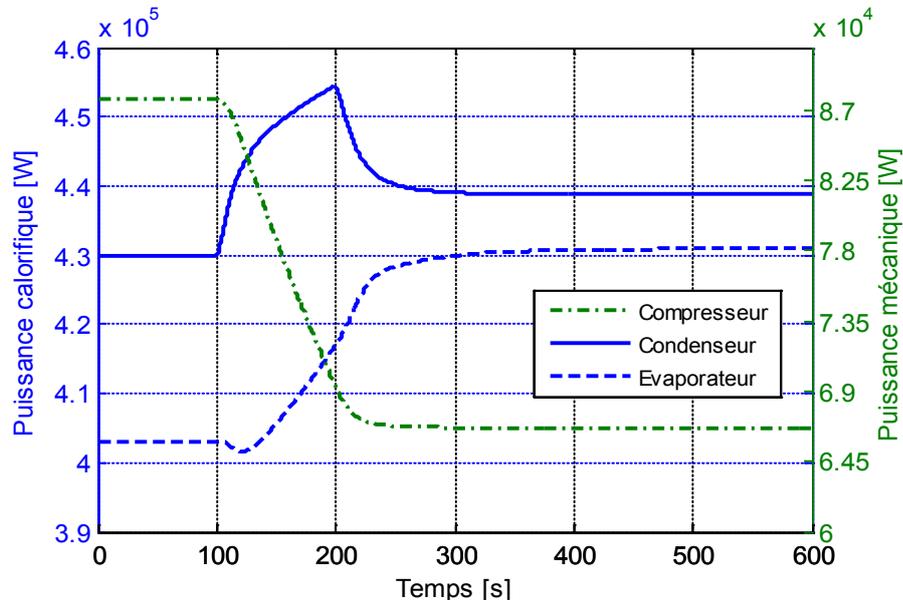


Figure 5. 26. Variation des puissances calorifique et mécanique suite à un changement de la température d'entrée du fluide « process »

L'écart de températures entre les deux cotés du condenseur se réduit ainsi que le débit aspiré par le compresseur à cause de la réponse décroissante retardée de la pression d'évaporation qui implique une diminution de la masse volumique et donc du débit (figure 5.28).

La diminution de la puissance de condensation à partir de 200 s est expliquée par la réduction de l'écart de températures et du débit à travers le condenseur. En revanche, la diminution du taux de compression implique une réduction de la puissance mécanique de compression. On remarque aussi une augmentation de la puissance d'évaporation due à une amélioration du phénomène flash suite à la réduction de la pression d'évaporation (figure 5.26). Cette diminution est liée à l'augmentation du débit aspiré de la bouteille par le compresseur pendant la rampe.

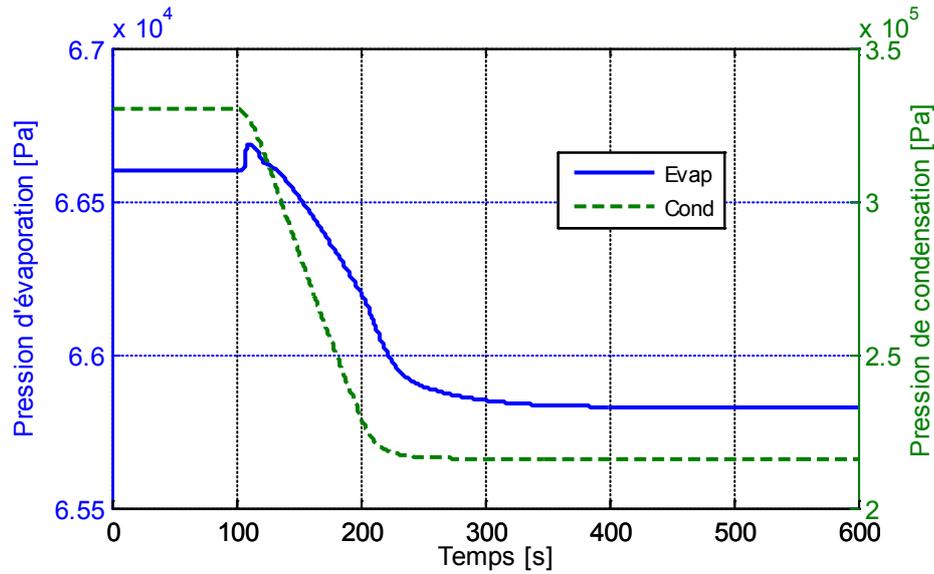


Figure 5. 27. Variation des pressions d'évaporation et de condensation suite à un changement de la température d'entrée du fluide « process »

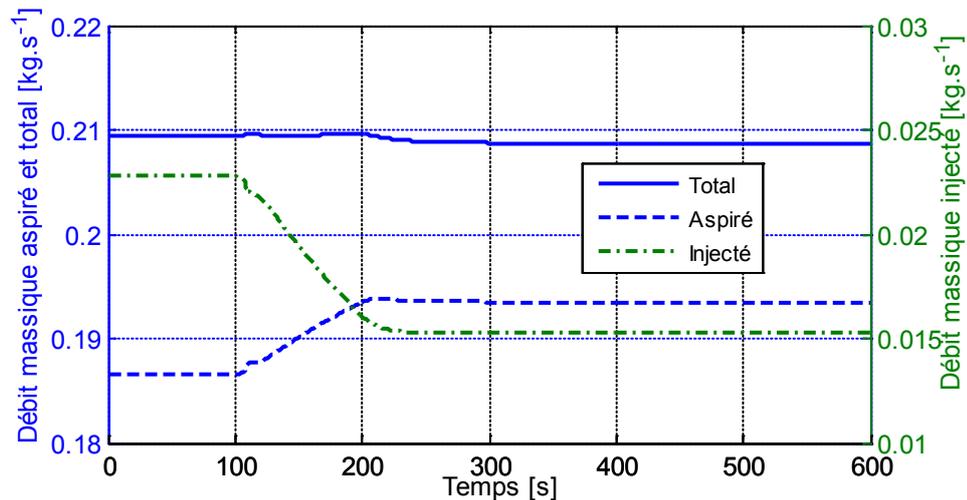


Figure 5. 28. Variation des débits massiques aspiré et d'injection à l'aspiration du compresseur suite à un changement de la température d'entrée du fluide « process »

5.3.3.3 Variation du débit d'entrée des rejets calorifiques

Les troisièmes conditions d'essais imposent des températures des rejets calorifiques et du fluide « process » constantes respectivement de 93 °C et 109 °C. Un débit d'entrée du fluide « process » constant de 18 m³.h⁻¹ ainsi qu'une vitesse nominale constante de 4700 tr.mn⁻¹. La figure 5.29 montre

l'évolution de la température de sortie du fluide « process », la température de condensation et celle d'évaporation suite à une rampe décroissante à partir de 100 s du débit des rejets calorifiques de $80 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ à $36 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ en 100 s.

On remarque une diminution des différentes températures qui sont liées à la chute des pressions d'évaporation et de condensation (figure 5.30).

Malgré l'augmentation de l'écart de températures suite à la chute de la pression d'évaporation entre les rejets thermiques et le fluide frigorigène tout le long de l'évaporateur, la diminution du débit des rejets entraine dans un premier temps une réduction de la puissance calorifique transmise à la bouteille flash via l'évaporateur de 415 kW jusqu'à 264 kW (figure 5.31).

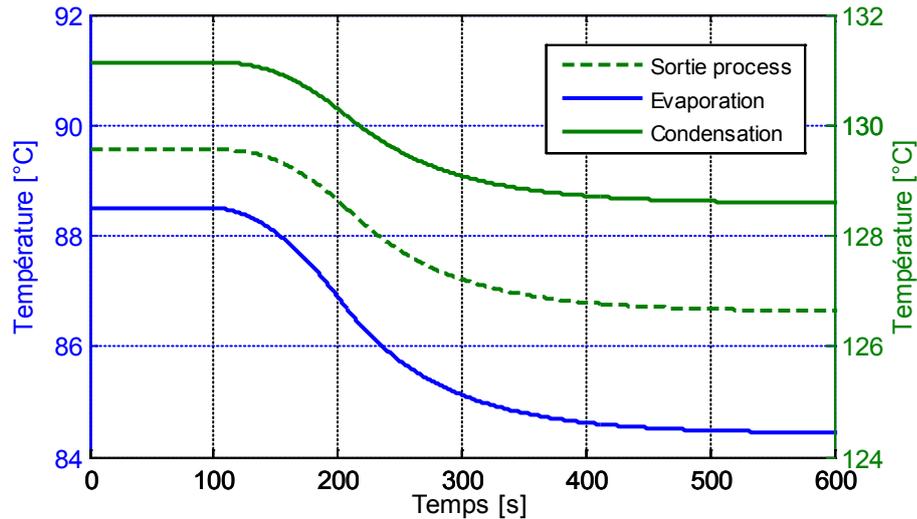


Figure 5. 29. Variation des températures suite à un changement du débit d'entrée des rejets calorifiques

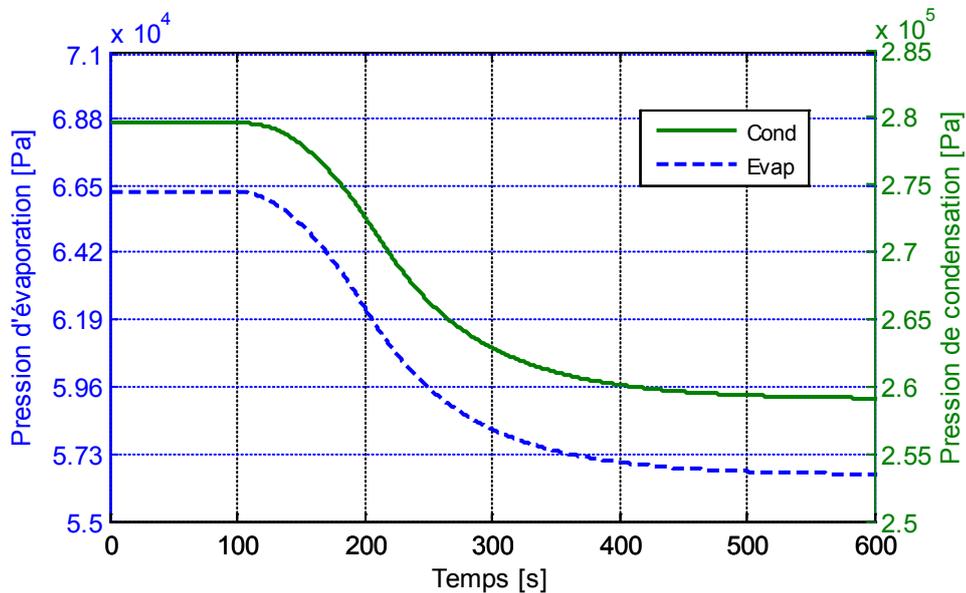


Figure 5. 30. Variation des pressions suite à un changement du débit d'entrée des rejets calorifiques

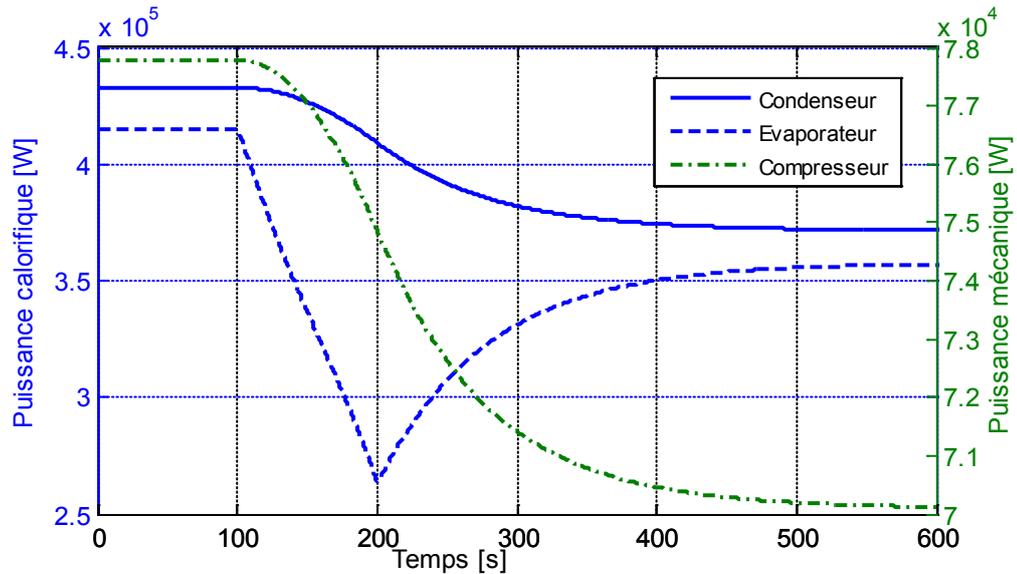


Figure 5. 31. Variation des puissances suite à un changement du débit d'entrée des rejets calorifiques

A partir de 100 s, la réduction de la pression d'évaporation tend à augmenter l'écart de températures entre les rejets thermiques et le fluide frigorigène. Par ailleurs, la diminution des coefficients de transferts instantanés liée à la réduction du débit de circulation prédomine jusqu'à 200 s et tend à réduire la puissance calorifique échangée via l'évaporateur.

Au-delà de 200 s, la réponse retardée de la pression d'évaporation de la bouteille flash due à l'inertie thermique du frigorigène prédomine et tend à augmenter la puissance échangée. Cette augmentation se poursuit avec l'augmentation de l'écart de températures entre les rejets thermiques et le fluide frigorigène jusqu'à la stabilisation de la pression.

La réduction de la pression d'évaporation entraîne une réduction exponentielle de la pression de condensation. Cet effet est dû à la réduction du débit massique suite à la réduction de la masse volumique à l'aspiration du compresseur. On remarque que le temps de stabilisation des deux pressions est quasiment le même (figure 5.30).

5.3.3.4 Variation du débit de la pompe de circulation

Dans cette partie, les conditions d'essais imposent des débits volumiques et des températures d'entrée des rejets calorifiques et du fluide « process » respectivement de $80 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, 93 °C , $18 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et 109 °C ainsi qu'une vitesse nominale constante de $4700 \text{ tr} \cdot \text{mn}^{-1}$.

La figure 5.32 montre la variation de la température de sortie du fluide « process » du condenseur suite à une réduction du débit de la pompe de circulation reliant la bouteille flash à l'échangeur évaporateur de 97 à $36 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ suivant une rampe à partir de 100 s jusqu'à 200 s. On remarque une réduction de cette température « process » de 3 K.

Dans un premier lieu, la chute du débit de circulation entraîne une réduction de la puissance calorifique récupérée de la source froide en réduisant les coefficients de transfert coté fluide frigorigène (figure 5.33). A la fin de la rampe du débit, la puissance calorifique récupérée via l'évaporateur augmente suite à l'accroissement de l'écart de températures entre le fluide frigorigène et les rejets. La température du frigorigène dépend initialement de la pression d'évaporation ayant une réponse transitoire retardée à cause de l'inertie thermique du frigorigène dans la bouteille flash.

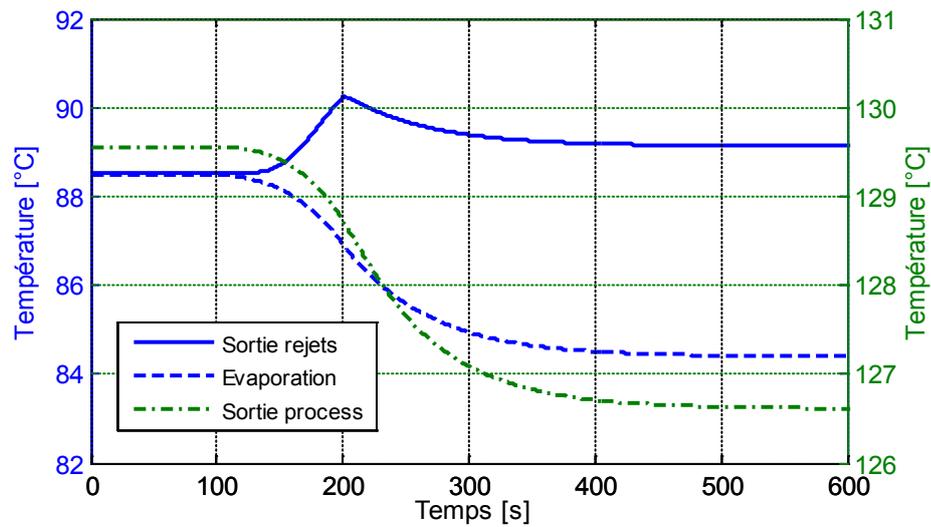


Figure 5. 32. Variation des températures suite à un changement du débit de recirculation de la pompe

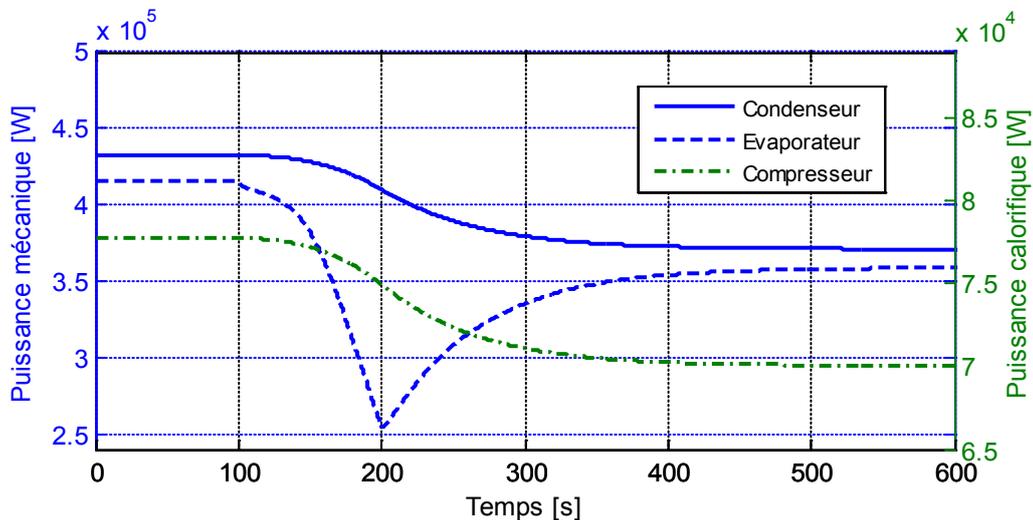


Figure 5. 33. Variation des puissances suite à un changement du débit de recirculation de pompe

La diminution du débit de recirculation implique une augmentation rapide de la température du fluide frigorigène en sortie de l'échangeur évaporateur vers la bouteille flash tandis que la température d'entrée du frigorigène dans l'échangeur diminue avec un temps de réponse plus élevé. La diminution du débit et l'augmentation de la température impliquent une variation du taux de fabrication de vapeur par flash dans la bouteille. Ces effets sont suivis par une chute de la température (figure 5.32) et de la pression d'évaporation (figure 5.34) impliquant ainsi une réduction de la masse volumique qui se traduit par une diminution du débit imposé par le compresseur (figure 5.35).

La figure 5.34 montre la réduction de la pression de condensation suite à la diminution du débit principal avec et sans injection. La puissance calorifique transférée via le condenseur diminue ce qui implique une diminution de la température de sortie du fluide « process ».

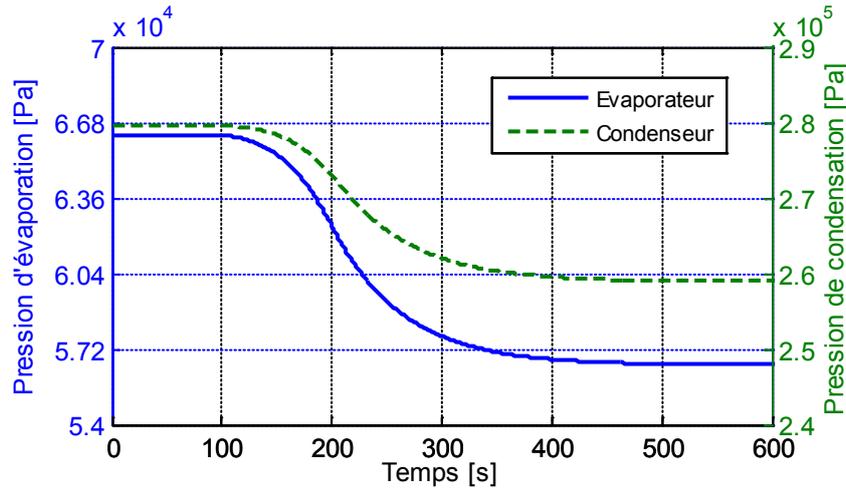


Figure 5. 34. Variation des pressions suite à un changement du débit de recirculation de pompe

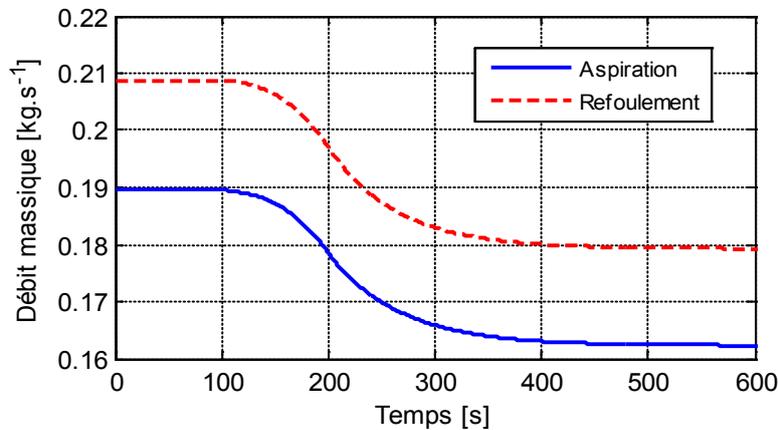


Figure 5. 35. Variation du débit du compresseur suite à un changement du débit de recirculation de pompe

5.3.4 Intégration de la PAC dans un procédé industriel

Dans cette partie, des simulations numériques reproduisant les conditions de fonctionnement à l'échelle industrielle d'une colonne de distillation sont effectuées pour évaluer le potentiel de la pompe à chaleur développée. Le couplage de la colonne de distillation et de la pompe à chaleur est décrit. Les résultats de simulation portant sur les économies d'énergie globales et les avantages économiques sont présentés et commentés.

5.3.4.1 Utilisation des PAC pour la distillation

Dans les applications de distillation d'alcool classiques, la chaleur doit être fournie à l'aide d'une chaudière en bas de la colonne à distiller. Cette chaleur permet l'évaporation de l'alcool à la pression atmosphérique. Au sommet de la colonne, la vapeur se condense à travers des refroidisseurs à l'eau. Une partie des condensats est recueillie comme produit fini en sortie du procédé et le reste retourne à la colonne comme reflux. La température de la tête et du bas de la colonne dépend des produits et de leurs concentrations. Pour la production d'éthanol, l'alcool se condense à $78\text{ }^{\circ}\text{C}$, tandis que le chauffage au bas de colonne est assuré par une injection de vapeur d'eau à $107\text{ }^{\circ}\text{C}$.

La figure 5.36 présente la pompe à chaleur à eau haute température couplée à la colonne à distiller pour la récupération de chaleur. Dans ce système, la vapeur d'alcool est extraite de la tête de la colonne pour entrer dans l'évaporateur de la pompe à chaleur où cette vapeur se condense par évaporation du

fluide frigorigène. Le produit est récupéré à la fin du processus de condensation. Dans la partie inférieure de la colonne, une pompe de recirculation prélève un débit de liquide pour absorber la chaleur du fluide frigorigène via un condenseur/évaporateur pour atteindre à l'aide de la vapeur produite la température désirée en pied de colonne.

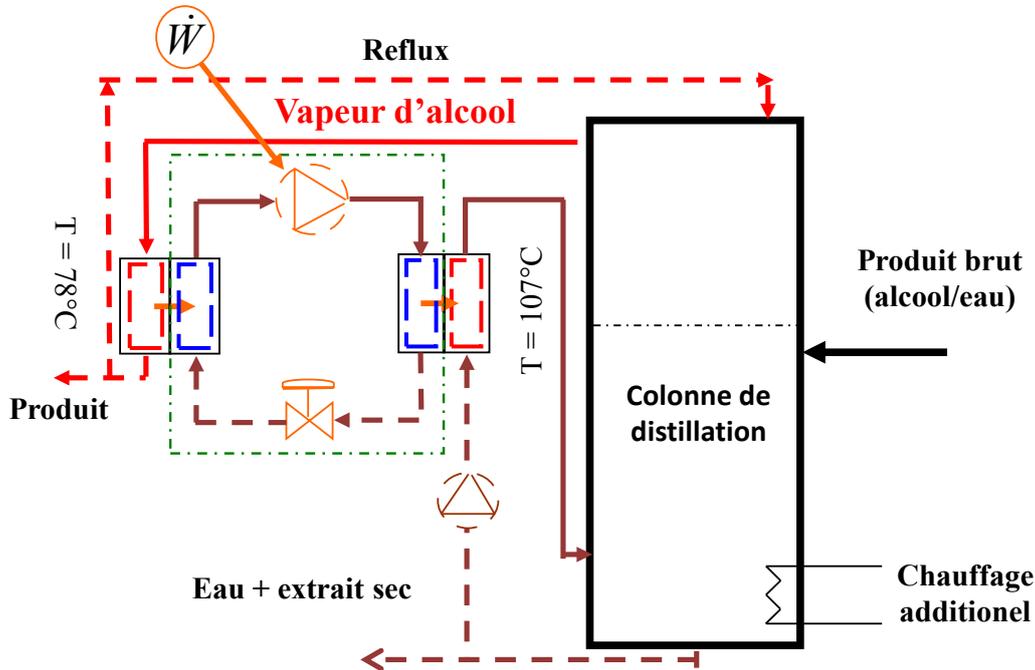


Figure 5. 36. Intégration de la PAC dans une colonne à distiller

Telle que présentée, la pompe à chaleur est capable techniquement de remonter le niveau de la chaleur fatale de la colonne à distiller, à un niveau de température plus élevé pour satisfaire les besoins de chauffage. Plusieurs raisons accroissent l'intérêt d'utiliser une telle pompe à chaleur industrielle : des COP élevés pourraient être obtenus compte tenu des différences réduites de températures, les pertes et les besoins énergétiques apparaissent simultanément, les durées de fonctionnement sont importantes et les coûts sont faibles par rapport aux budgets industriels.

5.3.4.2 Résultats de simulations

Dans cette section, des simulations du comportement de la pompe à chaleur intégrée à une colonne à distiller sont présentées. Cela permet l'étude de l'évolution des paramètres internes de la pompe à chaleur dans différentes configurations.

Les conditions limites de la pompe à chaleur sont imposées par la colonne à distiller. Ces conditions aux limites sont calculées en utilisant un modèle de colonne à distiller issue des bilans de conservation de la masse et de l'énergie. Au sommet de la colonne, l'éthanol est récupéré à l'état saturé. Le débit massique correspondant dépend du débit d'alimentation et du taux de production de la colonne. En bas de la colonne, l'eau est pompée dans le condenseur de la pompe à chaleur où il s'évapore pour assurer la puissance calorifique de chauffage de la colonne.

L'influence de la vitesse de rotation du compresseur sur les différents paramètres du système est étudiée. Dans ce qui suit, on présente l'évolution des paramètres internes de la PAC, les performances et le temps de retour sur investissement de ce processus de récupération.

Les présentes conditions aux limites imposent un débit massique d'alimentation de $0,792 \text{ T.h}^{-1}$ de solution eau / éthanol à 55 % d'éthanol à $20 \text{ }^\circ\text{C}$ à l'entrée de la colonne à distiller avec un reflux de 30 %. Selon ces conditions, la puissance nécessaire au refroidissement de la colonne de distillation est de 147 kW et les besoins de chauffage sont de 203 kW à une température plus élevée. Ces puissances dépendent des conditions aux limites de la colonne de distillation et sont indépendantes de la vitesse de

rotation du compresseur. La figure 5.37 représente l'évolution des puissances d'évaporation et de condensation de la pompe à chaleur en fonction de la vitesse de rotation du compresseur. Trois zones différentes peuvent être distinguées sur ce graphique. Au dessous de 3000 $\text{tr}.\text{mn}^{-1}$, la pompe à chaleur ne peut assurer la totalité ni du chauffage, ni du refroidissement nécessaire de la colonne. De plus, de l'alcool diphasique est obtenu à la sortie du condenseur d'éthanol. Cette zone est généralement évitée car dans ces conditions, la colonne de distillation aura besoin d'un refroidissement et d'un chauffage supplémentaire.

Dans la seconde partie entre 3000 et 5500 $\text{tr}.\text{mn}^{-1}$, la pompe à chaleur assure la capacité de refroidissement nécessaire, mais les besoins de chauffage sont toujours non satisfaits par la PAC et une résistance électrique supplémentaire doit fonctionner au bas de la colonne. Lorsque la puissance d'évaporation dépasse la puissance de refroidissement nécessaire, on remarque un changement des pentes des puissances d'évaporation et de condensation. Ce changement de pente est dû à la diminution de la température d'évaporation de la pompe à chaleur en raison du sous-refroidissement de l'éthanol à la sortie de l'évaporateur. A partir de 3000 $\text{tr}.\text{mn}^{-1}$, la différence de températures ΔT entre l'évaporation et la condensation augmente avec une pente plus prononcée (figure 5.38).

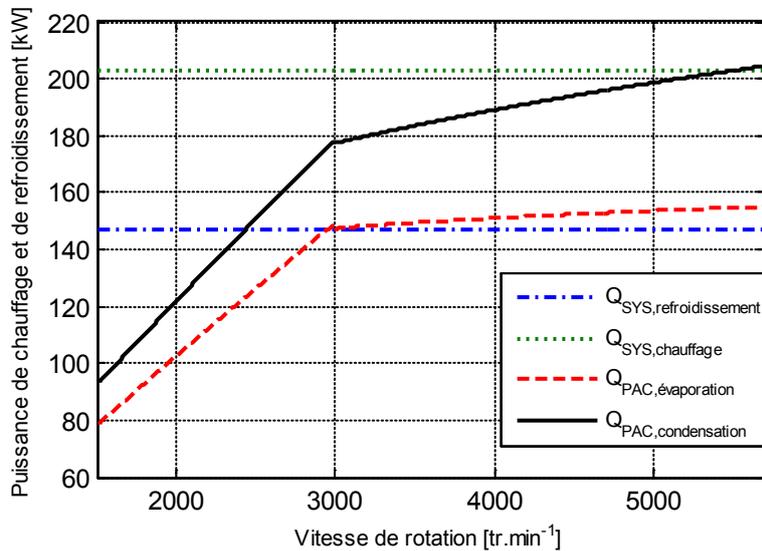


Figure 5. 37. Besoins de refroidissement et de chauffage

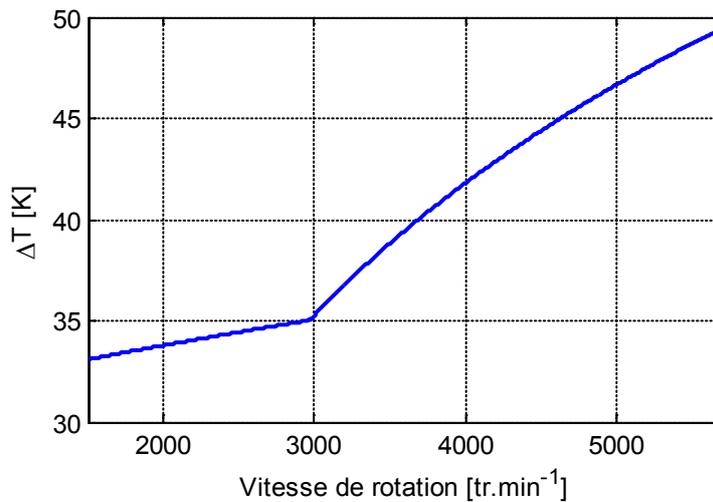


Figure 5. 38. Différence de températures en fonction de la vitesse de rotation du compresseur

Dans la dernière partie au-dessus de 5500 tr.mn^{-1} , la puissance de chauffage est assurée par la pompe à chaleur et un refroidisseur devrait être ajouté afin d'absorber la chaleur supplémentaire fournie à la colonne. Dans cette partie, la pompe à chaleur assure le refroidissement et le chauffage de la colonne mais nécessite une puissance de refroidissement supplémentaire. Afin d'estimer les performances de la pompe à chaleur et de l'ensemble du système, deux coefficients de performance sont calculés :

$$COP_{PAC} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp}} \quad (5.18)$$

$$COP_{SYS} = \frac{\dot{Q}_{besoin_chauffage}}{\dot{W}_{comp} + \dot{Q}_{chauffage_additionnel}} \quad (5.19)$$

Le coefficient de performance de la pompe à chaleur COP_{PAC} est indépendant de la colonne de distillation mais le COP_{SYS} de l'ensemble du système prend en compte les besoins en chauffage et l'énergie ajoutée par le dispositif de chauffage électrique en bas de colonne, en plus de la puissance de condensation fournie par la pompe à chaleur.

La simulation des performances du système présentée sur la figure 5.39 montre que les performances du système sont fortement réduites par rapport aux performances de la pompe à chaleur pour les faibles vitesses de rotation. Dans les deux premières parties (inférieure à 5500 tr.mn^{-1}), cette différence est due à la puissance de chauffage électrique ajoutée pour satisfaire les besoins de chauffage. Dans la troisième partie (au dessus de 5500 tr.mn^{-1}), la pompe à chaleur assure seule les besoins totaux de chauffage de la colonne.

L'augmentation de la vitesse de rotation du compresseur implique une réduction du COP de la pompe à chaleur tandis que le COP du système augmente pour atteindre un maximum et diminue ensuite avec celui de la PAC (figure 5.39). L'augmentation de la différence de température ΔT présentée sur la figure 5.38 est la principale raison de la réduction du COP_{PAC} et la diminution de la puissance de chauffage électrique influe d'une façon importante le COP_{SYS} .

La figure 5.40 montre la consommation d'énergie électrique nécessaire pour produire un kilogramme d'éthanol. Cette consommation dépend du COP_{SYS} qui présente un maximum aux alentours de 5500 tr.mn^{-1} , où la consommation d'énergie est minimale.

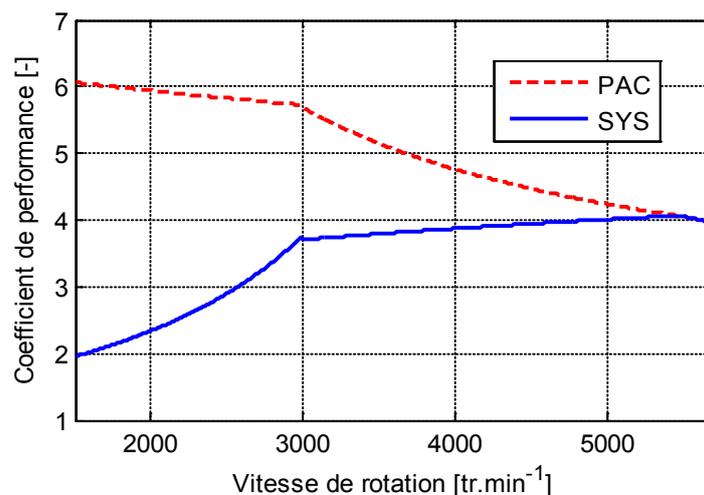


Figure 5. 39. Performances de la PAC et du système global en fonction de la vitesse de rotation

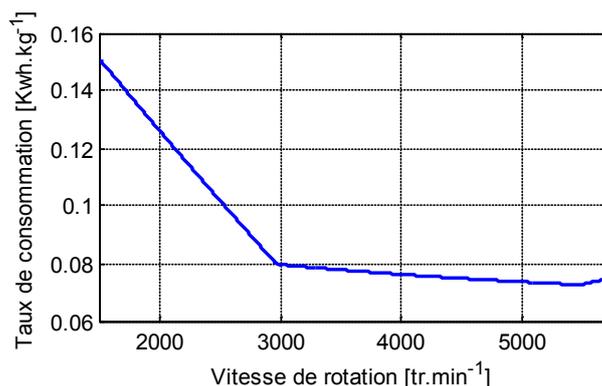


Figure 5. 40. Taux de consommation d'énergie en fonction de la vitesse de rotation

En se basant sur le modèle économique présenté par Chamoun *et al.* [2012a], le temps de retour sur investissement de la pompe à chaleur développée couplée à la colonne de distillation a été calculé. Ce temps de retour sur investissement (TRI) est présenté en fonction de la vitesse de rotation et de la durée d'exploitation annuelle (figure 5.41 et 5.42). La figure 5.41 montre que cette pompe à chaleur pourrait présenter un temps de retour sur investissement inférieur à trois ans en utilisant une vitesse de rotation supérieure à 3000 tr.min⁻¹. Ce retour sur investissement dépend de l'efficacité de la chaudière que la pompe à chaleur doit remplacer. Sur la même base, la sensibilité du temps de fonctionnement annuel est présentée en utilisant cette pompe à chaleur à la vitesse de rotation constante de 3000 tr.min⁻¹ (figure 5.42). Il est clair que l'intérêt de l'utilisation de la pompe à chaleur augmente avec l'augmentation de la durée d'exploitation annuelle. À partir de 6000 h.an⁻¹, l'investissement dans cette pompe à chaleur devient un investissement rentable avec un retour sur investissement d'environ 4 ans.

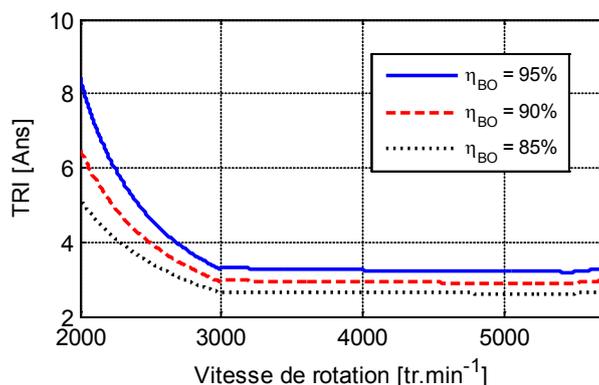


Figure 5. 41. TRI en fonction de la vitesse de rotation pour un fonctionnement annuel de 8000 h

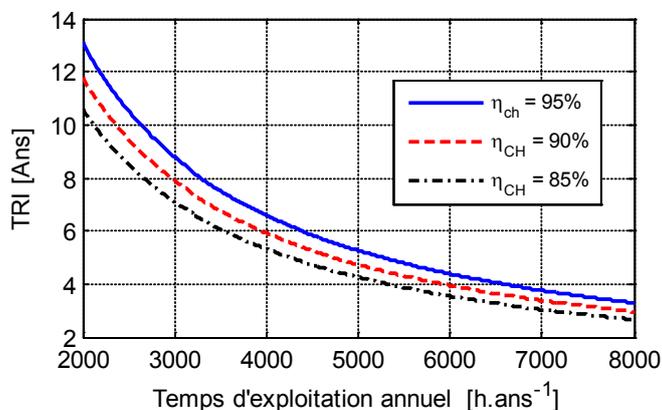


Figure 5. 42. TRI en fonction du temps d'exploitation annuelle pour différents rendements de chaudière

Conclusion et perspectives

Les entreprises représentent environ 55 % de l'énergie finale totale consommée en France. En Europe, le secteur économique le plus consommateur est le secteur industriel qui représente autour de 26 % de la consommation d'énergie finale et 30 % des émissions de gaz à effet de serre. Autour de 70 % de ces consommations énergétiques sont utilisées pour satisfaire des besoins de chaleur (soit ~ 300 TWh). Des facteurs économiques, environnementaux et politiques imposent aux acteurs industriels, un virage vers l'amélioration de l'efficacité énergétique de leurs procédés et la réduction des émissions de gaz à effet de serre. Un potentiel important d'amélioration de l'utilisation de l'énergie est identifié, correspondant pour l'essentiel à des récupérations de chaleur (27 %) et à l'amélioration des performances des fours (20 %).

Suite aux augmentations successives des prix de l'énergie, le déploiement des pompes à chaleur industrielles devient de plus en plus rentable avec des TRI de plus en plus réduits ce qui a renouvelé l'intérêt de leur emploi. L'emploi de pompes à chaleur industrielles pour la récupération de la chaleur fatale des rejets industriels présente un potentiel peu exploité d'amélioration de l'efficacité énergétique.

Par ailleurs, les gisements d'énergie accessibles via une pompe à chaleur sont d'autant plus importants que les températures de condensation atteintes sont élevées. Un marché potentiel de récupération de l'énergie de rejets à 80-90 °C et l'apparition simultanée des besoins de chauffage à 120-130 °C a été identifié. En France, les besoins de chauffage à haute température (100-140 °C) ont été évalués de l'ordre de 20 TWh.an⁻¹. Ce marché correspond notamment aux procédés de concentration (ex. sucre), de distillation (ex. éthanol), de séchage (ex. papier), de stérilisation (ex. boîte de conserve) où l'intégration d'une pompe à chaleur haute température est possible et présente un grand potentiel.

L'exploration des hautes températures est devenue une exigence afin d'améliorer l'efficacité énergétique industrielle. Actuellement, les pompes à chaleur disponible industriellement restent limitées à des températures inférieures à 100 °C. Ainsi, il faut développer de nouvelles machines économiquement réalistes capables d'assurer de bonnes performances thermodynamiques. L'eau a été retenue comme fluide frigorigène pour le développement de la nouvelle pompe à chaleur. Le choix de l'eau est bien avantageux du fait des propriétés thermo-physiques qui conviennent aux hautes températures et permettent de hautes performances. Ce fluide sera toujours autorisé et est disponible facilement à des prix négligeables. Des verrous technologiques s'opposent à ces avantages comme l'absence de compresseurs convenables aux niveaux de température de changement de phase demandés pouvant simultanément satisfaire les exigences d'un taux de compression élevé, d'une haute efficacité et d'un faible coût d'investissement. Un autre inconvénient est dû à la pression d'évaporation inférieure à la pression atmosphérique qui induit des entrées d'incondensables dans la PAC qu'il faut évacuer et des masses volumiques réduites du côté basse pression qui imposent des composants volumineux.

Deux nouveaux compresseurs ont été développés dans le cadre du projet PACO, le premier est un compresseur bi vis avec une injection de désurchauffe à son aspiration et le second est un compresseur centrifuge bi étagé à paliers magnétiques. La PAC a été couplée au compresseur bi vis dans la première phase du projet et sera couplée au centrifuge pour la deuxième. Ces deux compresseurs peuvent

satisfaire les besoins de cette PAC ainsi que des applications utilisant la compression mécanique de vapeur (CMV).

Une architecture commune bien adaptée a été conçue de façon à répondre aux exigences des deux compresseurs. Notamment, afin d'éliminer les incondensables, une bouteille de stockage avec une vanne de purge installée dans la branche haute pression et, pour la génération de la vapeur d'eau par détente « flash », un échangeur et un réservoir de séparation.

Une fois construite, la PAC a été installée au laboratoire d'EDF R&D et couplée à un banc d'essais qui permet de reproduire les conditions aux limites des procédés industriels. Ce banc simule expérimentalement à l'échelle industrielle les pertes calorifiques à récupérer et les besoins de chauffage à satisfaire afin de tester la fiabilité de la PAC ainsi que ses performances réelles.

Une étude multicritères de la substitution d'une chaudière à gaz par cette pompe à chaleur montre une réduction importante de l'impact environnemental par la diminution des émissions de CO₂ qui peut atteindre environ 96 % des émissions de la chaudière (46 tonnes de CO₂ équivalent sur 20 ans) ainsi qu'un temps de retour sur investissement qui peut atteindre 2 ans pour cette pompe à chaleur.

Dans notre cas d'étude, la pompe à chaleur présente une architecture originale qui n'est pas encore bien connue compte tenu de l'usage de l'eau comme fluide frigorigène. La vapeur d'eau est générée par phénomène « flash » à une pression inférieure à la pression atmosphérique ; la machine est saturée d'air avant le démarrage et une purge de l'air doit donc être réalisée. L'analyse préalable de tous ces phénomènes est nécessaire au développement et à la compréhension du comportement de cette PAC, notamment : la purge d'air de l'installation, la phase de démarrage, les variations des consignes, les changements brusques des conditions d'entrées (sources/puits de chaleur).

La compréhension de ce fonctionnement exige une modélisation thermodynamique avec prise en compte de la présence d'air surtout pendant la phase de démarrage. La modélisation dynamique de la PAC complète a débuté par un état de l'art sur les approches et les stratégies de modélisation existantes dans la littérature. Les phénomènes de transfert en absence et en présence des incondensables ont été revus. Une nouvelle méthode combinant la méthode des volumes finis et celle des limites mobiles a été utilisée pour les modèles d'échangeur, un modèle simplifié a été utilisé pour le compresseur et la méthode des limites mobiles a été retenue pour les modèles de la bouteille flash et du purgeur d'incondensables. Les équations de conservation de masse, d'énergie et de quantité de mouvement ont été utilisées.

Permettant une modélisation orientée objet, acausale et multi-domaines, Modélica a été adopté comme langage de programmation présentant des avantages par rapport aux langages utilisés traditionnellement. Comme environnement de simulation, Dymola 6.1 est utilisé comme plateforme permettant une manipulation symbolique des composants, une interface dédiée aux simulations numériques et une interface avec Matlab/Simulink pour le post-traitement des résultats.

Le démarrage a été simulé et les protocoles d'essais ont pu être élaborés en se basant sur les résultats obtenus. Les simulations numériques ont montré qu'avant le démarrage du compresseur, le démarrage de la pompe de circulation de la branche basse pression provoque une augmentation de la pression de la bouteille flash par l'augmentation de la pression partielle de la vapeur saturante qui s'ajoute à celle de l'air déjà présent dans cette bouteille. La présence des disques de ruptures tarés à 1,5 bar oblige une ouverture du by-pass reliant le côté basse pression au côté haute pression afin de réduire cette augmentation de pression. Après le démarrage de la pompe de circulation, une fois que le régime permanent est atteint, le compresseur est mis en route en fermant le by-pass. Les hypothèses, les approximations et les conditions aux limites imposées dans ces simulations montrent qu'au bout de 15 min, l'air sera évacué de la bouteille flash et en 34 min de l'ensemble de la PAC.

Des modèles fins de ces deux compresseurs sont développés afin d'élaborer leurs courbes caractéristiques de fonctionnement en fonction des conditions externes imposées par le reste de la PAC. Ces modèles se basent sur les lois fondamentales de la physique.

Un modèle mathématique du processus thermodynamique suivi par le fluide dans un compresseur bi vis à injection d'eau a été développé. Ce modèle permet de calculer les taux de fuites de l'écoulement, les coefficients de transfert de chaleur, les rendements et les autres paramètres tout au long de la

compression. Les évolutions des différents paramètres dans les volumes de contrôle sont calculées en fonction de l'angle de rotation du rotor mâle à l'aide des équations de conservation de la masse et de l'énergie. L'importance de l'injection d'eau à l'entrée du compresseur a été identifiée. Cette injection permet d'éviter de détériorer le compresseur à cause de la haute température et améliore les rendements isentropique et volumétrique. Les évolutions des principaux paramètres (pression, température, fuites...) dans le cycle de compression en fonction de la position angulaire du rotor mâle sont présentées. Ces évolutions ont permis la compréhension de l'évolution du rendement et des courbes caractéristiques du compresseur bi vis.

Par ailleurs, le développement d'un compresseur centrifuge à paliers magnétiques a été présenté. Ce modèle est de type dynamique et analytique. Il est basé sur l'estimation des différentes pertes énergétiques (incidence et frottement) dans les différents composants. Les simulations ont permis de tracer les courbes caractéristiques du compresseur avant les essais expérimentaux pour un et deux étages avec une désurchauffe intermédiaire. A partir de ce modèle, la ligne de pompage a été identifiée afin de ne pas la dépasser. A partir de cette ligne, on déduit les limites maximales du taux de compression et les minima de la vitesse de rotation et du débit.

Le protocole expérimental de la PAC muni du compresseur bi vis a été fixé. Les essais de démarrage ont été présentés et comparés avec le modèle de la PAC. On remarque les mêmes tendances dans les évolutions des paramètres avec des différences dues aux hypothèses du modèle et aux approximations retenues. L'indisponibilité de certaines informations dans les délais impartis ont permis une comparaison mais pas une complète validation du modèle.

Le modèle de la PAC a été exploité dans un premier lieu en évaluant les performances de la machine dans différentes configurations. On remarque des coefficients de performance aux alentours de 5,5 avec des puissances de l'ordre de 400 kW qui permet un chauffage à des températures supérieures à 130 °C.

Une analyse exergetique a permis l'évaluation des irréversibilités dans les différents éléments de la PAC en imposant plusieurs scénarios d'essais portant sur les sources thermodynamiques de la machine. D'après l'analyse des différents scénarios, le compresseur est le plus grand consommateur d'exergie suivi par le condenseur et la bouteille flash. Selon le cas d'étude et l'application visée, l'optimisation de la PAC doit prendre en compte le scénario mis en jeu ainsi qu'une analyse économique d'où la thermo-économie qui peut être illustrée par une optimisation exergo-économique de la pompe à chaleur.

Une analyse de la réponse de la PAC à diverses sollicitations est présentée. Ces perturbations peuvent être dues à des changements des conditions externes, comme le débit ou la température des rejets thermiques ou du fluide « process ». Les diverses simulations effectuées ont permis de bien comprendre les phénomènes influençant le fonctionnement de la machine.

Des simulations numériques reproduisant les conditions de fonctionnement à l'échelle industrielle d'une colonne de distillation sont effectuées pour évaluer le potentiel de la pompe à chaleur développée. Le couplage de la PAC à la colonne de distillation est décrit. Les résultats de simulation portant sur les économies d'énergie globales et les avantages économiques sont présentés et commentés. Ces résultats montrent que la substitution de la chaudière par cette PAC dans la colonne de distillation, a un TRI inférieur à 3 ans si la PAC est efficacement contrôlée surtout en fonction de sa vitesse de rotation.

Enfin les résultats obtenus appellent à un certain nombre d'améliorations et/ou d'études complémentaires :

- simulation des différents modes de régulation avec intégration d'un ballon de stockage par exemple ;
- couplage des modèles fins développés du compresseur bi vis et du centrifuge avec le reste de la machine ;
- essais expérimentaux et validation du modèle de la PAC muni du compresseur centrifuge ;
- expérimenter l'intégration de la PAC dans un vrai procédé industriel et analyser les problèmes de récupération des rejets et des effluents sur site.

Liste de publications

Articles acceptés dans des journaux nationaux et internationaux à comité de lecture

- Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J.F., 2012. Dynamic model of an industrial heat pump using water as refrigerant, Int. J. Refrig., vol. 35, no. 4: p. 1080-1091.
- Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J.F., 2012. Vapor de agua como refrigerante de una nueva bomba de calor de alta temperatura, Frio calor aire acondicionado.
- Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Peureux, J.L., 2012. Modelica-based modeling and simulation of double screw compressor for heat pump applications, Applied Thermal Engineering, Accepté avec modifications.

Articles soumis dans des journaux internationaux à comité de lecture

- Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Peureux, J.L., 2012. Wasted heat recovery in a distillation column through a high temperature heat pump using water as working fluid, soumis à Energy Conversion and Management.

Communications

- Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Peureux, J.L., 2012. Experimental investigation of a new high temperature heat pump using water as refrigerant for industrial heat recovery. In: Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 16-19, 2012, Paper no.2018.
- Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J.F., 2012. Intérêts écologique, énergétique, exergétique et économique des pompes à chaleur industrielles à hautes températures. Présenté au Congrès Français de la Thermique, Bordeaux.
- Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J.F., 2012. Modèle dynamique d'un compresseur centrifuge à paliers magnétiques fonctionnant avec de la vapeur d'eau. Présenté au Congrès Français de la Thermique, Bordeaux.
- Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J.F., 2011. Modélisation dynamique d'une pompe à chaleur à haute température avec l'eau comme fluide frigorigène. Journée des doctorants, 05/03/2012, CETHIL, Lyon, France.

Liste des publications

- Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J.F., 2011. Water Vapor as refrigerant for a new high temperature heat pump. In: Proceedings of the 23th International Congress of refrigeration (Prague), Paper no.178.
- Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J.F., 2011. Conception d'une pompe à chaleur à haute température avec l'eau comme fluide frigorigène. Journée des doctorants, 18/02/2011, CETHIL, Lyon, France.
- Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J.F., 2011. Modeling and design of a high temperature heat pump using water as working fluid. Energy Efficiency Research for Industry by ECLEER and EDF, 8-9/09/2011, EPFL, Lausanne, Suisse.
- Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J.F., 2011. Design of a high temperature heat pump using water as working fluid. Energy Efficiency Research for Industry by ECLEER and EDF, 23-24/09/2011, EDF R&D, Renardières, France.

Références bibliographiques

Abou Khalil, B., 2008. Méthodologie d'analyse énergétique et exergétique des procédés de transformation des produits dans l'industrie, Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Paris, France.

Albring, P., Heinrich, G., 1998. Turbo chiller with water as a refrigerant. Natural Working Fluids. IIR: Oslo 93-99.

Alfalaval <<http://www.alfalaval.com>> (consulté le 01.06.2012).

Araki, H., Kataoka, Y., Murse, M., 1995. Measurement of Condensation Heat Transfer Coefficient Inside a Vertical Tube in the Presence of Non-condensable Gas, Journal of Nuclear Science and Technology, 32.

ASPO, Association for the Study of Peak Oil and gas. <<http://aspofrance.org/news/le-pic-de-production-de-petrole>>

Bendapudi, S., Braun J.E., 2002. A review of literature on dynamic Models of vapor compression equipment, Report ASHRAE.

Bendapudi, S., Braun, J.E., Groll, E.A., 2005. Dynamic model of a centrifugal chiller system-model development, numerical study, and validation. ASHRAE Transactions 111 (Part 1), 132-148.

Bendapudi, S., Braun, J.E., Groll, E.A., 2008. A comparison of moving-boundary and finite-volume formulations for transients in centrifugal chillers. International Journal of Refrigeration 31, 1437-1452.

Benelmir, R., Lallemand, A., Feidt, M., 2002. Analyse exergétique, Les techniques de l'Ingénieur, BE 8015.

Berail, J.F., 2009. Développement d'une pompe à chaleur à eau fonctionnant entre 90 et 130 °C utilisant un compresseur à vis ou un compresseur centrifuge à paliers magnétiques (Texte du Projet ANR PACO).

Bobelin, D., Bourig., A., Peureux, J.L., 2012. Experimental results of a new developed very high temperature industrial heat pump (140°C) equipped with scroll compressors and working with a new blend refrigerant. In: Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 16-19, 2012, Paper no.2435.

Bourdouxhe, J.P., Grodent, M., Lebrun, J., 1998. Reference Guide for Dynamic Models of HVAC Equipment. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

Boyko, L.D., Kruzhilin, G.N., 1967. Heat Transfer and Hydraulic Resistance During Condensation of Steam in a Horizontal Tube and in a Bundle of Tubes, Int. J. Heat and Mass Transfer, 10, 361-373.

Browne, M.W., Bansal, P.K., 1998. Challenges in modeling vapor-compression liquid chillers. ASHRAE Transactions 104 (Part 1A), 474-484.

Références bibliographiques

Browne, M.W., Bansal, P.K., 2002. Transient simulation of vapour-compression packaged liquid chillers, *Int J Refrigeration*. 25 597–610.

Byrne, P., Miriel, J., Lenat, Y., 2009. Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO₂ as a working fluid, *International Journal of Refrigeration* 32, 1711-1723.

Calm, J.M., Hourahan G.C., 2001. Refrigerant data summary, *Engineered Systems*, 18(11): 74-88.

Calm, J.M., 2008. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration* 31, 1123–1133.

Carey V.P., 1992. *Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena- An Introduction to the Thermophysics of Vaporisation and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment*, Taylor&Francis, Hebron, KY, p.645.

Casella, F., Otter, M., Proelss, K., Richter, C.C., Tummescheit. H., 2006. The Modelica fluid and media library for modeling of incompressible and compressible thermo-fluid pipe networks. *Modelica Conference*. Vienna, Austria.

Chambadal, P., 1964. *Les compresseurs*, Dunod, Paris, p. 1964, 188.

Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J.F., 2011. Water Vapor as refrigerant for a new high temperature heat pump. Presented at the 23th International Congress of refrigeration, Prague, paper 178.

Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J.F., 2012a. Intérêts écologique, énergétique, exergetique et économique des pompes à chaleur industrielles à hautes températures. *Congrès Français de la Thermique*, Bordeaux.

Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J.F., 2012b. Vapor de agua como refrigerante de una nueva bomba de calor de alta temperatura, *Frio calor aire acondicionado*.

Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J.F., 2012c. Dynamic model of an industrial heat pump using water as refrigerant, *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 4: p. 1080-1091.

Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J.F., 2012d. Modèle dynamique d'un compresseur centrifuge à paliers magnétiques fonctionnant avec de la vapeur d'eau. *Congrès Français de la Thermique*, Bordeaux.

Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Peureux, J.L., 2012e. Experimental investigation of a new high temperature heat pump using water as refrigerant for industrial heat recovery. In: *Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, July 16-19, 2012, Paper no.2018.

Chen, G.M., Lu, G.Q., Wang, J.F., 1997. Thermodynamic analyses of the performance of a thermal-storage system with water as its working fluid. *Applied Energy* 57, 263–270.

Chi, J., Didion, D., 1982. A simulation model of the transient performance of a heat pump. *International Journal of Refrigeration* 5, 176–184.

Ciat. <<http://www.ciat.com/>> (consulté le 01.06.2012).

Cleland, A., 1983. Simulation of industrial refrigeration plants under variable load conditions. *International Journal of Refrigeration* 6 (1), 11-18.

Clodic, D., Duminil, M., 1999. *Le froid efficace dans l'industrie*. ADEME Editions, Centre d'Angers.

Colburn, A.P., Hougen, O.A., 1934. Design of Cooler Condensers from a Steam-Air Mixtures of Vapours with Noncondensing Gas, *Ind. Eng. Chem.*, 26, p. 1178.

Colburn, A. P., 1934. *Trans. AIChE* 30, 187.

Collier, J.G., Thome, J.R., 1996. *Convective boiling and condensation*, Clarendon Press, Oxford, 3rd Ed., p. 435.

- D'orsi, N.C., Le Drew, B.A., Wight, S.E., Yoshinaka, T., 2000. The efficiency limits of water vapour compressors. Report for air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute.
- De Rossi, F., Mastrullo, R., Mazzei, P., 1991. Working fluids thermodynamic behavior for vapor compression cycles. *Applied Energy* 38, 163–180.
- Decloux, M., Romdhana, M.H., Vasseur, J., 2010. Analyse préliminaire applications PACO en IAA, AgroParisTech, (Rapport technique PACO).
- Delarminat, P., Arnou, D., 2012. Natural or synthetic refrigerants-What options for high temperature heat pumps? 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Delft, the Netherlands.
- Denny, V.E., Mills, A.F., Jusionis, V.J., 1971. Laminar Film Condensation from a Steam-Air Mixture Undergoing Forced Flow Down a Vertical Surface, *J. Heat Transfer*, August, 297-304.
- Dhar, M., Soedel, W., 1979. Transient analysis of a vapor compression refrigeration system. In: XV international Congress of refrigeration.
- Ducolombier, M., 2010. Ebullition convective du dioxyde de carbone – étude expérimentale en micro-canal, Thèse de Doctorat, Cethil, INSA de Lyon, France.
- Dupont, M., Sapora, E., 2009. The heat recovery potential in the French industry: Which opportunities for heat pump systems? in: ECLEER Summer Study. La Colle sur Loup, Côte d'Azur, France.
- Dynasim AB, 2004. Dynamic Modeling Laboratory: Dymola User's Manual. Sweden, Version 5.3. Lund.
- Eborn, J., 2001. On model libraries for thermo-hydraulic applications. Doctoral thesis, Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden.
- ECLEER, 2012. ECLEER Industry - Home Industry [http://www.ecleer.com/ecleer_i/].
- EDF R&D, 2007. Marché d'implémentation et choix techniques des pompes à chaleur industrielles à très haute température (Document et communication interne EDF R&D).
- EDF R&D, 2009. Faisabilité technique et économique d'une pompe à chaleur à vapeur d'eau (Document et communication interne EDF R&D).
- EDF R&D, 2010. Recherche de cas pour implantation de PAC Très Haute Température (Document et communication interne EDF R&D).
- El Hefni, B., Bouskela, D., Lebreton, G., 2001. Dynamic modelling of a combined cycle power plant with ThermoSysPro, Proceedings 8th Modelica Conference, Dresden, Germany, March 20-22.
- Elovic, P., Holmes, B., 1996. High capacity mechanical water–vapour compression vacuum ice machines for district cooling and heating, Proc. from 87th Annual Conference of the International District Energy Association, IDEA: 215-226.
- EU, 2008. The EU climate and energy package - Policies - Climate Action - European Commission [http://ec.europa.eu/clima/policies/package/index_en.htm].
- Eurostat, 2010. [<http://epp.eurostat.ec.europa.eu/portal/page/portal/eurostat/home>].
- Feidt, M., 2009. Efficacité énergétique : Quels critères ? *Termotechnica*, 2, p 26-33.
- Feidt, M., 2010. Thermodynamics applied to reverse cycle machines, a review. *International Journal of refrigeration* 33 (2010) 1327-1342.
- Ferguson, T.B., 1963. The centrifugal compressor stage. Butterworths. London.
- Fink, D.A., Cumpsty N.A., Greitzer, E.M., 1992. Surge dynamics in a freespool centrifugal compressor system. *Journal of Turbomachinery* 114, 321-332.

Fleming, J.S., Tang, Y., Cook, G., 1998a. Twin helical screw compressor Part 2: A mathematical model of the working process, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C, Journal of Mechanical Engineering Science. 212 (5) 369-380.

Fleming, J.S., Tang, Y., Cook, G., 1998b. Twin helical screw compressor Part 1: Development, applications and competitive position, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C, Journal of Mechanical Engineering Science. 212 (5).

Fritzon, P., 2003. Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1, 939 pages, Wiley-IEEE Press, ISBN 0-471-471631.

Gay, L., 1999. Modélisation d'une machine frigorifique fonctionnant au R407C en régime transitoire. Thèse de Doctorat, Cethil, INSA de Lyon, France.

Geobati, l'énergie renouvelable. <<http://www.geobati.com/>> (consulté le 01.06.2012).

GIEC, 2007, « Résumé à l'intention des décideurs », 4ème rapport d'évaluation.

Gravdahl, J. T., Egeland O., Vatland S.O., 2002. Driver torque actuation in active surge control of centrifugal compressors. Automatica 38, 1881-1893.

Gravdahl, J. T., Egeland, O., 1999. Compressor Surge and Rotating Stall: Modeling and Control. London, Springer Verlag.

Greitzer, E., 1976. Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Part I: Theoretical Compression System Model. Journal of Engineering for Power 98: 190-198.

Grosu, L., Benelmir, R., Feidt, M., 1999. Technico-economic simulation and optimization of a compression refrigerating machine, Energy Conversion and Management 40 (1999) p. 1651-1660.

Guitari, I., 2005. Etude expérimentale et modélisation d'une pompe à chaleur fonctionnant au CO₂, Thèse de Doctorat, Cethil, INSA de Lyon, France.

Haberschill, P., Gay, L., Aubouin, P., Lallemand, M., 2003. Dynamic Model of a vapour-compression refrigeration machine using R-407C. International Journal of HVAC&R Research 9 (4).

Haberschill, P., Guitari, I., Lallemand, A., 2007. Comportement dynamique d'une pompe à chaleur au CO₂ en cycles critiques et transcritique. International Journal of Refrigeration 30, 732-743.

Hanjalic, K., Stosic, N., 1997. Development and Optimization of Screw Machines with a Simulation Model, Part II: Thermodynamic Performance Simulation and Design Optimization, ASME Transactions, Journal of Fluids Engineering. 119, 664.

Hanlon, P., 2001. Compressors Hand Book, McGraw Hill.

Hansen, K.E., Jergensen, P., Larsen, P.S., 1981. Experimental and theoretical study of surge in a small centrifugal compressor. Journal of Fluids Engineering 103, 391-394.

Hassanein H.A., Kazimi M.S., Golay M.W., 1996. Forced Convection In-Tube Steam Condensation in Presence of Non-condensable Gases, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 39, p. 2625-2639.

Huagen, W., Ziwen, X., Pengcheng, S., 2004. Theoretical and experimental study on indicator diagram of twin screw compressor, Int J Refrigeration. 27 331-338.

IEA, 2007, International Energy Agency, « World energy outlook ».

IEA, 2011, <http://www.iea.org/index_info.asp?id=1928>

IEA, Heat Pump Program, 1995. Annex 21: Industrial heat pumps - experiences, potential and global environmental benefits.

IFP 2006, Y. Mathieu, « Quelles réserves de pétrole et de gaz », conférence débat pics pétrolier et gazier : conséquences et enjeux, 11 mai 2006.

Incropera F. P., DeWitt D., 2002. Fundamentals of heat and mass transfer, John Wiley & Sons, Hoboken, Cinquième Edition.

- Jesen, J.M., Tummescheit, H., 2002. Moving boundary models for dynamic simulations of two-phase flows. In: Proceedings of Second International Modelica Conference, Oberpfaffenhofen, Germany. Modelica Association, Oberpfaffenhofen, 235–244.
- Jianfeng, L., Huagen, W., Bingming, W., Ziwen, X., Pengcheng, S., 2009. Research on the performance water-injection twin screw compressor, Applied thermal engineering. 29, p. 3401-3408.
- Khattar, A., 2010. Intégration d'une pompe à chaleur dans un procédé agroalimentaire-simulations, expérimentation et intégration, Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Paris, France.
- Khattar, A., Zoughaib, A., Sapora, E., Peureux, J.L., Clodic, D., 2010. Experimental Simulation of a Heat Recovery Heat Pump System in Food Industries, in: International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue.
- Khoury, R.N.N., Machado, L., Ismael, K.A.R., 2001. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. International Journal of Refrigeration 24, 192-200.
- Kilicarslan, A., Müller, N., 2005. A comparative study of water as a refrigerant with some current refrigerants. International Journal of Energy Research 29, 947–959.
- Koch, C., Kraft, K., Leipertz, A., 1998. Parameter study on the performance of dropwise condensation, Revue Générale de Thermique, vol. 37, no 7, p. 539–548.
- Koren, A., Ophir, A., 1996. Water vapour technology: application to commercially operating equipment. Applications for natural refrigerants. IIR: 559–566.
- Lachner Jr, B.F., Nellis, G.F., Reindl, D.T., 2004. The use of water vapour as refrigerant: Impact of cycle modifications on commercial feasibility. Report for air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute.
- Lachner Jr, B.F., Nellis, G.F., Reindl, D.T., 2007. The commercial feasibility of the use of water vapor as a refrigerant. International Journal of Refrigeration 30, 699–708.
- Lallemand, A., 2007. Energie, exergie, économie thermo-économie, journées internationales de Thermiques, Albi, 28-30 Aout 2007.
- Leck, T., 2010. New High Performance, Low GWP Refrigerants for Stationary AC and Refrigeration. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue.
- Li, B., Alleyne, A.G., 2010. A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations. International Journal of Refrigeration 33, 538-552.
- Li, P., Li, Y., Seem, J. E., 2010. Dynamic modeling and consistent initialisation of system of differential-Algebraic equations for centrifugal chillers. Fourth National conference of IBPSA-USA, New-York.
- MacArthur, J.W., Grald, E.W., 1987. Prediction of cyclic heat pump performance with a fully distributed model and a comparison with experimental data. ASHRAE Transactions, 93 (Part 2), 1159-1178.
- MacArthur, J.W., 1984. Analytical representation of the transient energy interactions in vapor compression heat pumps. ASHRAE Transactions 90 (Part 1B), 982-996.
- Machado, L., 1996. Modèle de simulation et étude expérimentale d'un évaporateur de machine frigorifique en régime transitoire. Thèse de Doctorat, Cethil, INSA de Lyon, France.
- Madsboll, H., Minds, G., Nyvad, J., Elefsen, F., 1994. The state of art for water vapour compressors and cooling plants using water as refrigerant, Science and Technology Froid 1 (New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning) : 743–754.
- Maheshwari, N.K., 2006. Studies on Passive Containment Cooling System of Indian Advanced Heavy Water Reactor, Ph.D. Thesis, Tokyo Institute of Technology, Japan.

Références bibliographiques

McKinley, T.L., Alleyne, A.G., 2008. An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using the moving-boundary method. *International Journal of Refrigeration* 31, 1253-1264.

MEDT, 2011. Ministre de l'Ecologie, du Développement durable, des transports et du logement, <http://www.developpement-durable.gouv.fr/IMG/pdf/2011-12-16_Programme_d_actions.pdf>

Minkowycz, W.J., Sparrow, E.M., 1966. Condensation Heat Transfer in the Presence of Noncondensables, Interfacial Resistance, Superheating, Variable Properties and Diffusion, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 9, 1125.

Modelica Association, Modelica - A Unified Object-Oriented Language for Physical Systems Modeling - Language Specification Version 3.2 (March 24, 2010)

Modelica Association, Modelica – A Unified Object-oriented Language for Physical Systems Modeling: Language Specification 2004, Version 2.1. Modelica Association, Lund, Sweden.

Modelon, AB. 2007. Modelon AB. www.modelon.se/.

Moore, F. K., Greitzer, E. M., 1986. A theory of post stall transient in axial compression systems: Part I– development of equations. *ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power*, 108:68–76.

Mortada, S., Zoughaib, A., Clodic, D., Arzano-Daurelle, C., 2012. Dynamic modeling of an integrated air-to-air heat pump using Modelica. *International Journal of Refrigeration*. (<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.03.009>)

Müller, N., 2001. Design of compressor impellers for water as a refrigerant. *ASHRAE Transactions* 107(2):214–222.

Nisenfeld, A.E., 1982. Centrifugal compressors: principles of operation and control. Instrument society of America.

OGPE. China manufacturers and suppliers of oil, gaz and petrochemical equipment. Disponible sur : <www.China-ogpe.com> (consulté le 01.06.2012).

Otter M., Modeling, Simulation and control with Modelica 3,0 and Dymola 7, (January 21, 2009).

Outtagarts, A., 1994. Comportement dynamique d'un évaporateur de machine frigorifique alimenté par un détendeur électronique, Thèse de Doctorat, Cethil, INSA de Lyon, France.

Padilla Gomez, M., 2011. Experimental study of third (HFC) and fourth generation (HFO) refrigerants during flow boiling in singularities, Thèse de Doctorat, Cethil, INSA de Lyon, France.

Park, H. S., No, H.C., 1999. A Condensation Experiment in the Presence of Noncondensables in a Vertical Tube of a Passive Containment Cooling System and Its assessment with RELAP5/MOD3.2, *Nuclear Technology*, Vol.127, August.

Pettit, N.B.O.L., Williatzen, M., Ploug-Sorensen, L., 1998. A general dynamic simulation model For evaporators and condensers in refrigeration: simulation and control of an evaporator. *International Journal of Refrigeration*, 21 (5), 398-403.

Petzold, L.R., A Description of DASSL: A Differential/Algebraic System Solver SAND82-8637 (IMACS World Congress, Montreal, Canada, August 8-13, 1982).

Pfafferott, T., Schmitz, G., 2004. Modelling and transient simulation of CO₂-refrigeration systems with Modelica. *International Journal of Refrigeration* 27, 42-52.

Rasmussen, R.W., MacArthur, J.W., Grald, E.W., Nowakowski, G.A., 1987. Performance of engine-driven heat pumps under cycling conditions. *ASHRAE Transactions* 93 (Part 2), 1078-1090.

Richter, C.C., 2008. Proposal of new object-oriented model libraries for thermodynamic systems. Doctoral thesis, Department of Mechanical Engineering. TU Braunschweig, Braunschweig, Germany.

Rohsenow, W., Hartnett, J., Cho, Y., Handbook of heat transfer, McGraw-Hill, New-York, Troisième Edition, 1998.

- Rohsenow, W.M., Heat and temperature distribution in laminar film condensation, Trans. ASME, 78, 1956.
- Sami, S.M., Duong, T., Mercadier, Y., Galanis, N., 1987. Prediction of the transient response of heat pumps, ASHRAE Transactions, Vol. 93, pg. 471.
- Saury, D., Harmand, S., Siroux, M., 2002. Experimental study of flash evaporation of a water film, International Journal of Heat and Mass transfer, 45, 3447-3457.
- Schalbart, P., 2006. Modélisation du fonctionnement en régime dynamique d'une machine frigorifique biétagée à turbo-compresseurs- Application à sa régulation, Thèse de Doctorat, Cethyl, INSA de Lyon, France.
- Shalbart, P., Haberschill, P., Lallemand, A., 2006. Démarrages et régimes transitoires d'une machine frigorifique: modélisation numérique, Congrès Français de la Thermique, Ile de Ré, 16-19 mai 2006, tm. 2, pp. 1157-1162.
- Scribd. Les compresseurs frigorifiques. <http://www.energieplus-lesite.be/energieplus/page_11669.htm?reload> (consulté le 01.06.2012).
- Sédille M., 1973. Ventilateurs et compresseurs centrifuges et axiaux. Tome 1, Eyrolles Editeurs, Paris et Masson et Cie Editeurs, Paris, 283 p.
- Seshaiah, N., 2006. Experimental and computational studies on oil injected twin screw compressor, Ph.D thesis, Mechanical Engineering department of National Institute of Technology Rourkela.
- Shah M.M., 1979. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, Int. J. Heat and Mass Transfer, 22(4), pp. 547-556.
- Siddique, M., Golay, M.W., Kazimi, M. S., 1993. Local heat transfer Coefficients for forced Convection Condensation of Steam in a Vertical tube in the Presence of a Non-Condensable Gas, Nucl. Technology, Vol. 102.
- Siemens. <<http://www.energy.siemens.com>> (consulté le 01.06.2012).
- Sparrow, E.M., Lin, S.H., 1964. Condensation Heat Transfer in the Presence of a Noncondensable Gas, J. Heat Transfer, 9, 430.
- Stosic, N., Smith, I.K., Kovacevic, A., 2002. Screw compressor: A strong link in the development chain, TECHNICAL GAZETTE 9 (3, 4) 41-46.
- Stosic, N., Smith, I.K., Kovacevic, A., 2003. Optimisation of Screw Compressors, Journal of Applied Thermal Engineering. 23 1177-1195.
- Thonon, B., 1995. Echangeurs à plaques: dix ans de recherché au GRETh. Partie 1. Ecoulement et transferts de chaleur en simple phase et double phase, Revue Générale de Thermique, 34(397), pp. 77-90.
- Tlk-thermo, 2012. TLK-Thermo GmbH, Engineering Services and Software for Thermal Systems. <<http://www.tlk-thermo.com/>> (consulté le 01.06.2012).
- Tummescheit, H., 2002. Design and implementation of object-oriented model libraries using modelica. Doctoral thesis, Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden.
- UPS, Union Pétrolière Suisse. <<http://www.mazout.ch/site/erd565106/fra674237/fra600155056.asp?osLang=2#frage1>>
- Videla, J.I., and B. Lie. 2006. A new energy building simulation library. Proceedings of Modelica 2006. Vienna, Austria, pp. 685-93.
- Vierow, K.M., 1990. Behaviour of Steam-Air Systems Condensing in Concurrent Vertical Downflow, MS Thesis, University of California, Berkley, USA.

Références bibliographiques

Wagner, W., Cooper, J. R., Dittmann, A., Kijima, J., Kretzschmar, H.-J., Kruse, A., Mareš, R., Oguchi, K., Sato, H., Stöcker, I., Šifner, O., Takaishi, Y., Tanishita, I., Trübenbach, J., and Willkommen, Th., 2000. The IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam, *Journal of engineering for gas turbines and power*, vol. 122 n1 pp. 150-182 (30 ref.)

Wang H., Wang, S., 2000. A Mechanistic Model of a Centrifugal Chiller to study HVAC Dynamics, *Building Services Engineering Research and Technology*, Volume 21(2), pp. 73-83.

Watson, N., Janota, M.S., 1982. *Turbocharging the internal combustion engine*. MacMillan.

White, F.M., 1986. *Fluid mechanics*. 2nd ed. McGraw-Hill. New York.

Whitfield, A., Wallace, F.J., 1973. Study of incidence loss models in radial and mixed-flow turbomachinery. In: *Proceedings of the conference on heat and fluid flow in steam and gas turbine plant*. The Instn. of Mech. Engrs..U. of Warwick, Coventry. pp. 122-128.

Williatzen, M., Petit, N.B.O.L., Ploug-Sorensen, L., 1998. A General Dynamic Simulation Model for Evaporators And Condensers In Refrigeration. Part 1: Moving boundary formulation of two-phase flows with heat exchange. *International Journal of Refrigeration* 21, (5), 398-403.

Yuan, Q.S, Blaise, J.C., 1988. Water – a working fluid for CFC replacement, *Int. J. Refrig.*11: 243–248.

Zhang, W.J., Zhang, C.L., Ding, G.L., 2009. On three forms of momentum equation in transient modeling of residential refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 32, 938-944.

Zinet, M., Rulliere, R., Haberschill, P., 2012. A numerical model for the dynamic simulation of a recirculation single-effect absorption chiller, *Energy Conversion and Management* 62, 51–63.