

# Développement d'un prototype préindustriel de thermofrigopompe de petite à moyenne puissance Redouane Ghoubali

## ▶ To cite this version:

Redouane Ghoubali. Développement d'un prototype préindustriel de thermofrigopompe de petite à moyenne puissance. Autre. INSA de Rennes, 2013. Français. NNT: 2013ISAR0029. tel-01408831

## HAL Id: tel-01408831 https://theses.hal.science/tel-01408831

Submitted on 5 Dec 2016  $\,$ 

**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. Dans le contexte actuel de durcis nent de la régler Dans le contexte actuer de ductosenient de la regienemation thermique visant à améliorer l'efficacité énergétique des bâtiments, il est nécessaire de repenser les installations de chauffage, de rafraîchissement et d'eau chaude sanitaire. Un système Ge trainisticasement et des d'autors sanatéries ou systeme hermodynamique multifonction, appelé thermofrigopompe (TFP), produisant simultanément de l'anergie frigorifique et calorifique, semble alors une solution intéressante. L'emploi d'un titulé frigorifique à faible potentiel de réchauffement global (le GWP exprimé en émissions équivalentes de CO2), dans les machines frigorifiques, permet de répondre de manière efficace à la problématique de réduction des émissions de gaz à effet de serre.

Cette thèse présente un prototype préindustriel de thermofrigopompe utilisant le propane comme fluide frigorigène. Le propane (R290) est intéressant d'abord pour son faible impact environnemental (ODP nul et GWP100ans =3) et pour ces performances énergétiques. Le prototype GWP100ans -3) et pour ces performances dengràtiques. Le prototype est le fruit d'une collaboration entre le Pòle cristal, centre technique froid et génie climatique de Dinan, et le laboratoire LGCGM de Rennes. Une nouvelle architecture du circuit frigorifique de la TFP est proposée avec une réduction significative du nombre d'detectivannes. Cette architecture permet une récupération efficace de la charge en fluide frigorigène lors des basculements entre les différents modes

Les besoins en chauffage, rafraïchissement et eau chaude sanitaire de trois types de bâtiments situés dans différents climats sont obtenus par simulation sous TRNSYS. La nature du bâtiment ainsi que le climat influencent fortement le caractère simultané des besoins. Un indicateur de besoins simultanés (TBS) est proposé afin d'identifier le bâtiment le plus adapté à une solution de production simultanée.

Des essais en chambre climatique ont permis de valider fonctionnement du prototype et de caractériser ses performances. Ces résultats expérimentaux ont servis à calibrer les modèles de composants resultate superimentation d'intervise à califiére les nocesses de composants et de machines frigorifiques pour chaque mode de fonctionnement développés avec le logiciel EES. Un bâtiment résidentiel collectif et un immeuble de bureaux ont été choisis dans l'étude comparative, afin d'évaluer l'influence de la nature des besoins sur les performances de la TFP. Les performances annuelles simulées par la méthode de co-résolution (EES-TRNSYS) de la TFP sont comparées à une solution resonance de la construction de la Cristian comparese a une source référence qui combine une PAC air/eau réversible pour le chauffage, et le rafraîchissement et un ballon thermodynamique pour l'ECS. Les résultats des simulations des performances saisonnières ont démontré que la piste des bureaux est intéressante dans le cas de zones nécessitant un fort besoin en rafraîchissement tout au long de l'année

#### Abstract

In the current context of hardening of the rmal regulat ions to imp In the current context contact on hardening of intermal regulations to improve the energy efficiency of buildings, it is necessary to reconsider the heating, cooling and domestic hot water installations. A multifunctional heat pump system for simultaneous heating and cooling (HPS), which their point system to assumations and account and account of the system to be an interesting solution. The use of a refrigerant with low global warming potential (GWP expressed in equivalent emissions of CO2) in the refrigeration machinery can respond effectively to the problem of reducing greenhouse gas emissions.

2013

Redouane GHOUBALI

This work presents a pre-industrial prototype of HPS using propane as Inits work presents a pre-industrial prototype of n=5 using propane as enfigierant. Propane (R250) is interesting firstly for its low environmental impact (zero ODP and GWP100 = 3) and for the energy performance. The prototype is the result of the collaboration between the Technical Centre for refrigeration and HVAC, Pole Cristal and LGCGM laboratory. A new architecture of the refrigerant circuit of the HPS is proposed with a significant reduction in the number of valves. This architecture allows for efficient recovery of the refrigerant charge when switching between

The needs for heating, cooling and domestic hot water for three types of buildings in different climates are obtained by simulation using TRNSYS. The nature of the building and climate strongly influence the simultaneous nature of the needs. A ratio of simultaneous needs (RSN) is proposed to identify the most suitable building for the simultaneous production of heating and cooling energy.

Climate chamber tests were used to validate the operation of the Climited claimber tests were been to variable the operation of in the prototype and characterize its performance. These experimental results were used to calibrate the models of components and refrigerating machines for each operation developed with EES software. A collective residential building and no office building were software. A collective residential building and an office building were selected in the comparative study, in order to evaluate the influence of the nature of the requirements on the performance of the HPS. Annual performance simulated by the co-solving method (EES-TRNSYS) of HPS is compared to a reference solution that combines a reversible at / water heat pump for heating, cooling and thermodynamic water heater for domestic hot water. The simulation results of the seasonal performance showed that the office building is interesting in the case of areas requiring a strong need for refresh ment throughout the v

ĬNSA

N° d'ordre : 13ISAR 29 / D13 - 29 Institut National des Sciences Appliquées de Rennes ines Cedex 7 20, Avenue des Buttes de Coësmes • CS 7 Tel : 02 23 23 82 00 - Fax : 02 23 23 83 96

THESE INSA Rennes sous le sceau de l'Univ enne de Breta pour obtenir le titre de DOCTEUR DE L'INSA DE RENNES Spécialité : Génie civi

Développement d'un prototype préindustriel de thermofrigopompe de petite à moyenne puissance

Document confidentiel jusqu'au 28/11/2016

#### Redouane GHOUBALI

Thèse

ECOLE DOCTORALE : SDLM

#### Frédéric Bazantay Directeur du Pôle cristal à Dinan / membre invité

### Thèse soutenue le 28.11.2013 devant le jury composé de :

Dominique Marchio Professeur à l'école des mines-Paristech / Président Professeur à l'école des mines-Hansteur / Presiverin Philippe Haberschill Maitre de conferences HDR à l'INSA de Lyon / Rapporteur Laurence Fourmaison Directeur de recherche à l'Instea d'Antony / Rapporteur **Christophe Lanos** Professeur Université de Rennes 1-Directeur du laboratoire LGCGM / Examinateur Paul Byrne Maître de Conférences

, nférences à l'Université de Rennes 1 / Co-encadrant Maître de Conterences a romonour : Jacques Miriel Professeur émérite à l'Université de Rennes 1 / Directeur de thèse

# Développement d'un prototype préindustriel de thermofrigopompe de petite à moyenne puissance

**Redouane GHOUBALI** 





En partenariat avec



Document protégé par les droits d'auteur

## Remerciements

Cette thèse n'aurait pas pu aboutir sans la présence de nombreuses personnes que je tiens à remercier ici.

J'exprime toute ma reconnaissance envers le Professeur Jacques Miriel, qui a assuré la direction scientifique de cette thèse avec beaucoup de patience et de gentillesse. Je remercie chaleureusement M. Paul Byrne, Maître de Conférences, qui a assuré l'encadrement scientifique de ce travail, ainsi que pour ses encouragements.

Je remercie, Frédéric Bazantay, Directeur du Pôle cristal, qui m'a guidé tout au long de mon parcours et pour l'opportunité qu'il m'a offerte en me proposant d'intégrer une équipe dynamique.

L'essentiel de ce travail s'est déroulé au Pôle cristal. Je remercie chaleureusement tous les membres de l'équipe qui ont contribué, par leur sympathie et la bonne ambiance qu'ils ont apportés, à rendre plus qu'agréable mon séjour à Dinan. Un grand merci en particulier aux fabuleux techniciens laboratoire : Ludovic Mear et Emmanuel Daniel pour leur contribution à la fabrication du prototype et aux essais expérimentaux. Maël Peron, ingénieur études et projets, pour sa disponibilité et ses conseils. Je remercie également, Marylène Landais pour sa capacité administrative exceptionnelle, sa gentillesse et ses qualités humaines.

J'exprime mes remerciements à Madame Laurence Fournaison, Responsable de l'unité génie des procédés frigorifiques à l'Irstea d'Anthony, à Monsieur Philippe Haberschill, Maître de Conférences habilité à diriger des recherches à l'INSA de Lyon, pour avoir examiné ce mémoire et d'en être les rapporteurs et à Dominique Marchio, Professeur à l'école des mines-Paristech, pour bien avoir accepté de présider le jury. Je remercie également, Christophe Lanos, Directeur du laboratoire LGCGM de Rennes ainsi que l'ensemble des enseignants chercheurs et personnels du laboratoire.

Enfin, je tiens à dédier ce travail à ma famille et mes amis qui ont toujours cru en moi et supporté mon absence durant ces trois années.

## Mots clés

Thermofrigopompe, pompe à chaleur, taux de besoins simultanés, RT2012, chauffage, rafraîchissement, eau chaude sanitaire, production simultanée, co-résolution, prototype, chambre climatique, essais normalisés, fluides naturels, propane, R290, R744, R717, R1234yf.

## Keywords

Heat pump, simultaneous, heating, cooling, RT2012, ratio of simultaneous needs, domestic hot water, environmental test chamber, numerical co-solving, natural fluids, propane, R290, R744, R717, R1234yf.

## Résumé

Dans le contexte actuel de durcissement de la réglementation thermique visant à améliorer l'efficacité énergétique des bâtiments, il est nécessaire de repenser les installations de chauffage, de rafraîchissement et d'eau chaude sanitaire. Un système thermodynamique multifonction, appelé thermofrigopompe (TFP), produisant simultanément de l'énergie frigorifique et calorifique, semble alors une solution intéressante. L'emploi d'un fluide frigorigène à faible potentiel de réchauffement global (le GWP exprimé en émissions équivalentes de CO<sub>2</sub>), dans les machines frigorifiques, permet de répondre de manière efficace à la problématique de réduction des émissions de gaz à effet de serre.

Cette thèse présente un prototype préindustriel de thermofrigopompe utilisant le propane comme fluide frigorigène. Le propane (R290) est intéressant d'abord pour son faible impact environnemental (ODP nul et  $GWP_{100ans} = 3$ ) et pour ces performances énergétiques. Le prototype est le fruit d'une collaboration entre le Pôle cristal, centre technique froid et génie climatique de Dinan, et le laboratoire LGCGM de Rennes. Une nouvelle architecture du circuit frigorifique de la TFP est proposée avec une réduction significative du nombre d'électrovannes. Cette architecture permet une récupération efficace de la charge en fluide frigorigène lors des basculements entre les différents modes.

Les besoins en chauffage, rafraîchissement et eau chaude sanitaire de trois types de bâtiments situés dans différents climats sont obtenus par simulation sous TRNSYS. La nature du bâtiment ainsi que le climat influencent fortement le caractère simultané des besoins. Un indicateur de besoins simultanés (TBS) est proposé afin d'identifier le bâtiment le plus adapté à une solution de production simultanée.

Des essais en chambre climatique ont permis de valider le fonctionnement du prototype et de caractériser ses performances. Ces résultats expérimentaux ont servis à calibrer les modèles de composants et de machines frigorifiques pour chaque mode de fonctionnement développés avec le logiciel EES. Un bâtiment résidentiel collectif et un immeuble de bureaux ont été choisis dans l'étude comparative, afin d'évaluer l'influence de la nature des besoins sur les performances de la TFP. Les performances annuelles simulées par la méthode de co-résolution (EES-TRNSYS) de la TFP sont comparées à une solution référence qui combine une PAC air/eau réversible pour le chauffage, et le rafraîchissement et un ballon thermodynamique pour l'ECS. Les résultats des simulations des performances saisonnières ont démontré que la piste des bureaux est intéressante dans le cas de zones nécessitant un fort besoin en rafraîchissement tout au long de l'année.

## Abstract

In the current context of hardening of thermal regulations to improve the energy efficiency of buildings, it is necessary to reconsider the heating, cooling and domestic hot water installations. A multifunctional heat pump system for simultaneous heating and cooling (HPS), which simultaneously produces cooling and heating energy, seems to be an interesting solution. The use of a refrigerant with low global warming potential (GWP expressed in equivalent emissions of  $CO_2$ ) in the refrigeration machinery can respond effectively to the problem of reducing greenhouse gas emissions.

This work presents a pre-industrial prototype of HPS using propane as refrigerant. Propane (R290) is interesting firstly for its low environmental impact (zero ODP and  $GWP_{100} = 3$ ) and for the energy performance. The prototype is the result of the collaboration between the Technical Centre for refrigeration and HVAC, Pôle Cristal and LGCGM laboratory. A new architecture of the refrigerant circuit of the HPS is proposed with a significant reduction in the number of valves. This architecture allows for efficient recovery of the refrigerant charge when switching between modes.

The needs for heating, cooling and domestic hot water for three types of buildings in different climates are obtained by simulation using TRNSYS. The nature of the building and climate strongly influence the simultaneous nature of the needs. A ratio of simultaneous needs (RSN) is proposed to identify the most suitable building for the simultaneous production of heating and cooling energy.

Climate chamber tests were used to validate the operation of the prototype and characterize its performance. These experimental results were used to calibrate the models of components and refrigerating machines for each operation developed with EES software. A collective residential building and an office building were selected in the comparative study, in order to evaluate the influence of the nature of the requirements on the performance of the HPS. Annual performance simulated by the co-solving method (EES-TRNSYS) of HPS is compared to a reference solution that combines a reversible air / water heat pump for heating, cooling and thermodynamic water heater for domestic hot water. The simulation results of the seasonal performance showed that the office building is interesting in the case of areas requiring a strong need for refreshment throughout the year.

# Table des matières

Introduction générale	8
Chapitre I : Contexte de l'étude	. 10
I.1. Introduction	11
I.2. Réglementation thermique	12
I.3. Pompe à chaleur	15
I.3.1. Principe de base	15
I.3.2. Performance d'une PAC	15
I.4. Fonctionnement d'une PAC en thermofrigopompe	16
I.4.1. Schéma de base d'une thermofrigopompe à équilibrage sur l'air extérieur	16
I.4.2. Présentation du premier prototype de thermofrigopompe	18
I.4.2.1. Système de dégivrage	19
I.4.2.2. Système de contrôle de la haute pression	21
I.4.2.3. Echangeur d'équilibrage sur air	21
I.4.2.4. R407C	21
I.5. Critères de validité des essais	23
I.6. Calcul des performances	24
I.7. Simulation numérique	24
I.8. Conclusion	25
Chapitre II · Apalyse des performances du 1 <sup>er</sup> prototype de TFP	26
II 1 Introduction	27
II ? Installation d'essai	27
II 2.1 Montage d'essai	27
II 2.2. Instrumentation	29
II 3 Première campagne d'essais installation en version initiale	31
II 3.1 Programme d'essais	31
II 3 2 Cartographie des vitesses d'air	31
II 3 3 Système de régulation	32
II 3 4 Résultats et traitement des données	33
II 3.4.1 Essai mode chauffage : $35^{\circ}$ C eau et 7°C air	34
II 3 4 2 Essai mode rafraîchissement · 35°C air et 7°C eau	37
II 3 4 3 Essai mode équilibré : 35°C eau et 7°C eau	39
II 3 4 4 Essais mode chauffage avec dégivrage : 35°C eau et 2°C air	40
II 4 Deuxième campagne d'essais installation en version modifiée	46
II 4 1 Programme d'essais	47
II 4 1 1 Essais de mesure des performances	47
II 4 1 2 Résultats	49
II 4.2 Bouteille liquide et gestion de la haute pression	53
II.5. Conclusion	53
Chapitre III : Selection du fluide frigorigéne, évolution de l'architecture	: de
la IFP et choix d'un batiment cible	. 55
III.1. Introduction	56
III.2. Fluides naturels	58
III.2.1. Contraintes en matière d'environnement et de sécurité	58
III.2.1.1. Contraintes environnementales	58
III.2.1.2. Contraintes de sécurité et classification	59
III.2.2. Caractéristiques thermodynamiques	62
III.2.2.1. R744	63
III.2.2.2. R717	64

III.2.2.3. R290	65
III.2.3. Composants	65
III.2.3.1. Compresseur	65
III.2.3.2. Echangeurs	67
III.2.3.3. Organes de détente	68
III.2.3.4. Huiles	69
III.2.4. PAC, état de l'art	70
III.2.4.1. PAC au R744	70
III.2.4.2. PAC au R717	71
III.2.4.3. PAC au R290	72
III.2.5. Evaluation générale	73
III.3. Thermofrigopompes	73
III.3.1. Brevets	74
III.3.2. Travaux scientifiques	77
III.4. Besoins simultanés	79
III.4.1. Taux de besoins simultanés	81
III.4.2. Résultats de simulation	82
III.5. Modèle de Thermofrigopompe	83
III.5.1. Thermofrigopompe au R407C	85
III.5.1.1. Modèle de compresseur	85
III.5.1.2. Modèle des échangeurs	
III.5.1.3. Validation	86
III.5.2. Thermofrigopompes au R290 et R1234vf	87
III.5.2.1. Modèle de compresseur	87
III.5.2.2. Modèles des échangeurs	89
III.5.2.3. Résultats	91
III.6. Couplage TFP et bâtiment	93
III.6.1. Modélisation du couplage	93
III.6.2. Résultats concernant la nature du bâtiment.	94
III.6.3. Résultats concernant la stratégie de production d'ECS	94
III.6.4. Résultats concernant le choix de fluide frigorigène	96
III.7. Conclusion	98
Chapitre IV : Conception d'un prototype de thermotrigopompe au pro	pane
et essais expérimentaux	100
IV.1. Introduction	101
IV.2. Thermofrigopompe, nouvelle architecture	102
IV.2.1. Circuit hydraulique	103
IV.2.2. Circuit frigorifique	104
IV.3. Présentation des modes de fonctionnement	105
IV.3.1. Mode chauffage	105
IV.3.2. Mode simultané	106
IV.3.3. Mode rafraîchissement	106
IV.3.4. Mode ECS simultané	107
IV.3.5. Mode ECS sur air	107
IV.3.6. Mode dégivrage	107
IV.4. Logique de contrôle-commande	108
IV.5. Dimensionnement de la TFP	113
IV.5.1. Compresseur	113
IV.5.2. Echangeurs	114
IV.5.3. Accessoires et tuyauteries	115
IV.5.4. Evaluation de la charge	116
IV.5.5. Auxiliaires	116
IV.5.5. Auxiliaires IV.5.6. Automate programmable	116 116

	110
IV.6.1. Banc experimental.	.118
IV.6.2. Metrologie	.119
IV.6.3. Determination de la charge en R290	.121
IV.6.4. Essais de mesure des performances en régime stationnaire	.122
IV.6.4.1. Essais en mode chauffage	.122
IV.6.4.2. Essais en mode ratraichissement	.123
IV.6.4.3. Essais en mode simultane	.123
IV.6.5. Essais en régime transitoire	.124
IV.6.5.1. Analyse des transitions entre modes.	.124
IV.6.5.2. Analyse des basculements entre modes chauffage et simultané	.127
IV.6.5.3. Essais avec dégivrage par inversion de cycle	.131
IV.6.5.4. Essais de production d'eau chaude sanitaire	.133
IV.7. Conclusion	.136
Chapitre V : Modélisation du $2^{eme}$ prototype, simulation des performan	ces
saisonnières	138
V.1. Introduction	.139
V 2 Modélisation et validation	139
V 2 1 Modèle des composants frigorifiques de la TFP au R290	139
V 2.1.1 Compresseur	139
V 2.1.2. Echangeurs	141
V 2.2. Modèles de TFP par mode de fonctionnement	144
V 2.2.1 Mode chauffage	144
V 2 2 2 Mode simultané	145
V 2 2 3 Mode rafraîchissement	145
V 2 2 4 Modes eau chaude sanitaire	146
V 2 3 Validation des modèles de ballons (FFS-TRNSVS)	148
V 2 3 1 Remarques générales	1/18
V 2 3 2 Validation du modèle de ballon d'eau froide	150
V 2 3 3 Validation du modèle de ballon d'ECS	151
V 3 Simulation des performances saisonnières	152
V.3.1 Modélisation des hôtiments	152
V 3.1.1 Evaluation des basoins an aqui chaude sonitaire	153
V 3.1.2 Bassing thermiques et degrés de couverture	151
V.2.2. Interpolation day performances day down solutions	156
V.3.2.1 Thermofrigenempe	150
V 3 2 2 DAC rávarsible	161
V.3.2.2. FAC IEVEISIDIE	162
V. 5.5. Resultais	.102
V 2 2 2 Immouble de hurequy	164
V 2.2.2. Alterrance des modes chauffage et simultané	164
V 2.2.4 Immost environmemental	166
V.5.5.4. Impact environnemental.	.100
V.4. Conclusion	. 168
Conclusion générale et perspectives du projet	169
Références	172
Nomenclature	178
Annexes	180

## Introduction générale

Une première thèse a été menée au sein du laboratoire LGCGM à Rennes intitulée « étude expérimentale et simulée d'une thermofrigopompe de petite à moyenne puissance à équilibrage sur air ». Celle-ci a permis de développer une machine thermodynamique assurant le chauffage, le rafraîchissement et la production d'eau chaude sanitaire pour des bâtiments de type petit tertiaire. Cette thermofrigopompe (TFP) permet une production simultanée de chaud et froid par une valorisation de l'énergie thermique habituellement rejetée par les installations de chauffage et de rafraîchissement classique. Ce concept de machine thermodynamique répond de manière efficace à la problématique de l'existence de besoins simultanés en chaud et froid dans les bâtiments.

Les travaux réalisés lors de la précédente thèse ont mis en avant des performances énergétiques encourageantes et une architecture de produit innovante. Les travaux de cette thèse ont suscité l'intérêt du Pôle Cristal dès le début de l'année 2009 et ont notamment été présentés lors du colloque scientifique "Les Rendez-vous du Pôle Cristal". Cependant, le prototype développé reste très éloigné d'un produit industriel, et les notions d'adéquation au marché (cible commerciale) n'ont pas été abordées.

Le travail de cette présente thèse est basé sur une approche systémique ayant pour objectif de valoriser les travaux réalisés auparavant par le développement d'une thermofrigopompe «préindustriel» à haut rendement énergétique. L'accent est mis sur plusieurs points : la recherche de voies d'améliorations, la simplification du fonctionnement afin de tendre vers un schéma de thermofrigopompe industrialisable et l'adaptation au contexte environnemental actuel de limitation des fluides frigorigènes qui contribuent au réchauffement climatique. Ce dernier point a dicté un objectif sous-jacent qui est la conception d'une thermofrigopompe avec un fluide frigorigène à faible GWP (potentiel de réchauffement global exprimé en émissions équivalentes de CO<sub>2</sub>). Enfin, le choix du marché cible est abordé par l'analyse des résultats des simulations des performances énergétiques annuelles de la TFP couplée à différents types de bâtiment.

Le chapitre I pose le contexte de la thèse par une brève présentation de la réglementation thermique RT2012, des principes généraux de fonctionnement d'une thermofrigopompe et un rappel des caractéristiques majeures du premier prototype.

Les résultats de la campagne d'essais complémentaires sur le premier prototype fonctionnant au R407C en chambre climatique réalisée au laboratoire du Pôle Cristal sont présentés dans le chapitre II. Ces essais portent sur les performances de la TFP selon la norme EN 14511 et une analyse expérimentale des innovations réalisées lors de la première thèse. Les résultats de ces essais expérimentaux sont utilisés pour les validations des modèles numériques développés dans le chapitre III.

Le chapitre III est composé de deux parties. La première partie est une étude bibliographique sur les fluides naturels (dioxyde de carbone, ammoniac et propane), leurs utilisations dans des PAC de petite à moyenne puissance et les brevets et travaux scientifiques sur les TFP. La seconde partie est une étude comparative des performances de la TFP selon le type de bâtiment utilisé et le fluide frigorigène. Pour réaliser cette comparaison, un modèle numérique a été développé en utilisant notamment les données expérimentales issues du chapitre II. Un paramètre de caractérisation des besoins concomitants en chaud et en froid est présenté dans ce chapitre.

Le chapitre IV présente la conception du second prototype «préindustriel» qui reprend les conclusions tirées de l'étude comparative du chapitre III. Une nouvelle architecture du circuit frigorifique de la TFP est proposée avec une réduction significative du nombre d'électrovannes. Cette architecture permet une récupération efficace de la charge en fluide frigorigène lors des basculements entre les différents modes. Des essais en chambre climatique ont permis de valider le fonctionnement du prototype et de caractériser ses performances.

Enfin, le chapitre V détaille la modélisation (méthode de co-résolution EES-TRNSYS) et l'analyse des résultats des simulations numériques annuelles du couplage du nouveau prototype de TFP à deux types de bâtiments (résidentiel collectif et immeuble de bureaux). Ces résultats sont comparés à un système de référence composé d'une PAC réversible pour le chauffage, et le rafraîchissement et d'un ballon thermodynamique pour l'ECS.

Chapitre I : Contexte de l'étude

## I.1. Introduction

La nécessité de réduire les émissions de gaz à effet de serre conjuguée à une diminution des réserves fossiles pousse au développement de nouvelles méthodes de chauffage et climatisation, qui permettent de réduire les émissions directes (fluide frigorigène) et indirectes (consommation d'énergie). L'une de ces solutions est l'utilisation des pompes à chaleur (PAC). Dès la fin des années 1970, les pompes à chaleurs ont connu un premier essor. Cependant le faible coût du fioul comparé à celui de l'électricité et le manque d'isolation freinait leur développement. Actuellement, le marché des PAC connait un nouveau souffle suite au durcissement progressif des réglementations thermiques depuis le début des années 1990 et les différents dispositifs mis en place par les gouvernements européens pour inciter l'utilisation massive de ces systèmes de chauffage. En France, de 2004 à 2009, les ventes annuelles de pompes à chaleur sont passées de 12 400 à 120 892 unités. Cette progression a été particulièrement forte en 2005 et 2006 avec la mise en place par les pouvoirs publics d'un crédit d'impôt en faveur des PAC [ASS 2011]. Après un pic en 2008, le marché des PAC a enregistré un recul brutal en 2009. Le repli des ventes est une conséquence de la baisse progressive du crédit impôt et de la chute du prix des énergies fossiles et de la baisse des investissements des ménages causée par la crise financière. Sur le moyen terme, les PAC restent identifiées comme une des solutions prioritaires pour atteindre les objectifs de l'Union Européenne regroupés dans le « paquet énergie » adopté en 2009 sous les termes des  $3 \times 20$ :

- Faire passer la part des énergies renouvelables dans le mix énergétique européen à 20 %,
- Réduire les émissions de CO<sub>2</sub> des pays de l'Union de 20 %,
- Accroître l'efficacité énergétique de 20 %.

Cette thèse s'inscrit dans la continuité d'un travail entamé lors d'une précédente thèse intitulée «étude expérimentale et simulée d'une thermofrigopompe de petite à moyenne puissance à équilibrage sur air» [BYR 2009]. Un prototype de thermofrigopompe au R407C a été construit et testé au laboratoire du LGCGM. Ce prototype permettait de produire de l'eau chaude pour le chauffage, de l'eau froide pour le rafraîchissement ou les deux simultanément. Les perspectives de cette première étude étaient :

- La construction d'un prototype préindustriel avec la collaboration d'un partenaire industriel,
- L'intégration de la production d'eau chaude sanitaire,
- L'utilisation d'un fluide frigorigène plus adapté à la production d'ECS et à faible GWP,
- Des essais en chambre climatique afin de juger de l'efficacité des innovations techniques développées.

Dans ce chapitre, l'aspect réglementaire et l'impact de l'entrée en vigueur de la nouvelle réglementation thermique (RT2012) sont analysés. Les principes de base des PAC et du fonctionnement en mode thermofrigopompe sont rappelés. L'accent est mis ensuite sur la description du prototype de thermofrigopompe développé lors de la première thèse. Enfin, les critères de validité des essais et les outils numériques utilisés lors de cette thèse sont présentés.

## I.2. <u>Réglementation thermique</u>

En France, la consommation d'énergie dans le secteur du bâtiment a augmenté de 8 % par an au cours des 30 dernières années [ADE 2005] et représente aujourd'hui, plus de 43% de l'énergie finale consommée [STA 2013]. Selon un scénario de consommation par secteur établi par l'association NégaWATT [SCE 2011], la marge d'économie d'énergie la plus importante est dans le bâtiment résidentiel et tertiaire. Cet effort de réduction se concentre sur l'amélioration de l'isolation et l'introduction progressive d'appareils de chauffage, climatisation et production d'eau chaude sanitaire plus performants.

Un plan bâtiment a été lancé par le gouvernement français en 2007, qui a pour objectif d'aboutir à des mesures en faveur d'une amélioration de l'efficacité énergétique des bâtiments. De ce fait, la réglementation thermique RT 2012 qui s'exprime par une exigence de résultats et de moyens a été mise en œuvre. Cette réglementation a pour objectif de diviser par 3 les consommations énergétiques des bâtiments neufs par rapport aux bâtiments antérieurs à la RT 2012 (Figure I.1). Elle remplace la précédente RT 2005 et renforce les exigences afin que tous les bâtiments neufs atteignent le niveau de performance énergétique défini par le label BBC (bâtiments basse consommation)-Effinergie [COM 2012].

Les exigences de consommation énergétique de la RT 2012 (ainsi que de la RT2005) sont exprimées en énergie primaire (kWh  $_{EP}$ ) qui est, après une chaine de transformation (production, transport, distribution...), convertie en énergie finale (kWh  $_{EF}$ ) utilisée concrètement par l'utilisateur [MINE 2011]. Le facteur de conversion entre l'énergie primaire et l'énergie finale est égal à 2,58 pour l'électricité et à 1 pour les autres énergies (gaz, bois..). Cette nouvelle réglementation est pleinement applicable depuis le 1<sup>er</sup> janvier 2013. Sont exclus du champ d'application de la RT 2012 [RPF 2013] :

- Les bâtiments avec une température normale d'utilisation inférieure à 12°C,
- Les constructions provisoires de moins de 2 ans,
- Les bâtiments agricoles ou d'élevage,
- Les constructions dans les départements d'outre-mer,
- Les bâtiments avec des exigences particulières de température et de qualité d'air.



La RT 2012 s'exprime par des exigences de performances globales du bâtiment, calculées en prenant en compte les mêmes zones climatiques fixées par la RT 2005 :

Le coefficient bioclimatique (Bbio) vise à réduire la consommation de chauffage, de rafraîchissement et d'éclairage artificiel du bâtiment en prenant en compte une démarche bioclimatique lors de la conception du bâti (orientation des bais vitrées au sud, isolation des murs extérieurs..). Ce coefficient doit être inférieur à une valeur de Bbio maximale définie en fonction de la zone climatique et modulée par l'altitude.

**Le coefficient de consommation d'énergie primaire (Cep)** exprimé en kWh d'énergie primaire par m<sup>2</sup> de surface hors œuvre nette (SHON) et par an : kWh <sub>EP</sub>/ (m<sup>2</sup>·an). Ce coefficient prend en compte les énergies primaires consommées pour le chauffage, le rafraîchissement, la production d'eau chaude sanitaire, la ventilation, l'éclairage et les auxiliaires (pompes de circulations des réseaux de distribution...) et doit être inférieur ou égal au Cep <sub>max</sub>. Ce coefficient de consommation maximale d'énergie primaire est modulé en fonction de la zone climatique, du type de bâtiment, de l'altitude et des émissions de gaz à effet de serre du bâtiment (bonifications dans le cas d'utilisation d'énergie renouvelable). La Figure I.2 présente un exemple de calcul du Cep <sub>max</sub> pour deux types de bâtiments (logements résidentiels et immeubles de bureaux) en fonction de la zone climatique et à une altitude inférieure à 400 m. Pour les logements résidentiels, le Cep <sub>max</sub> varie entre 48 et 72 kWh <sub>EP</sub>/ (m<sup>2</sup>·an). Le Cep <sub>max</sub> pour les logements collectifs est porté à 57,5 kWh <sub>EP</sub>/ (m<sup>2</sup>·an) et ce jusqu'au 1<sup>er</sup> janvier 2015 afin de permettre aux équipementiers du bâtiment d'adapter leurs offres aux nouvelles exigences [MINE 2011].

La température intérieure conventionnelle (Tic), caractérise le confort d'été : la température maximale atteinte dans le bâtiment durant une séquence des 5 jours les plus chauds de l'année doit être inférieure ou égale à la Tic référence. L'objectif est de garantir un bon confort l'été sans avoir recours à des systèmes de rafraîchissement actifs. Des études récentes sur les bâtiments basse consommation (BBC) [GRE 2012], basées sur des retours d'expériences, font état de surchauffes l'été (ou en mi-saison) responsables de l'inconfort des occupants. De ce fait, des travaux sont en cours afin de faire évoluer ce coefficient et de l'adapter à la réalité du terrain.

**Des exigences minimales de moyens** telles que le traitement des ponts thermiques ou l'étanchéité qui doit être inférieure à 1 m<sup>3</sup>/h par m<sup>2</sup> de paroi donnant sur l'air extérieur, la mesure des consommations d'énergie par usage, etc.



Dans le cas d'un logement résidentiel, le tableau I.1 présente un exemple de répartition de la valeur moyenne du Cep <sub>max</sub> de 50 kWh <sub>EP</sub>/ (m<sup>2</sup>·an) entre les différents postes de consommation.

Chauffage et rafraîchissement	15
Eau chaude sanitaire	25
Eclairage	5
Auxiliaires	5
Total	50

						2			
Tableau I1.	Example de	, non-outition .	du Com	0.10	LXX/h /	$(m^2, on)$	d'un logomo	t mágidantial	[CAD 2010]
I adleau I.I.:	r xemple de	герагицоп о	uu ven	may ell	K VV II FP/	(111 'an)	a un iogemei	it residentier	ICAK ZUIUI
				max	D1.	()			[

L'usage des systèmes de rafraîchissement « actif » est encadré dans la RT2012. Cela afin de limiter le recours à la climatisation des locaux en favorisant des solutions de rafraîchissement « naturel » (free cooling, géo-cooling) tout en préservant un bon confort des occupants l'été. On distingue deux catégories de bâtiments qui sont fonction de la nature du bâtiment, de la zone climatique, de la zone de bruit et de l'altitude :

- Les bâtiments classés catégorie CE2 intègrent des systèmes de rafraîchissement et bénéficient de bonus de consommation d'énergie primaire,
- Les bâtiments classés CE1 peuvent intégrer un système de rafraîchissement mais ne dispose d'aucun bonus de consommation d'énergie primaire.

Lors de la demande de permis de construire et lors de l'achèvement du bâtiment, le maître d'œuvre à pour obligation de fournir une attestation de prise en compte de la RT 2012. Des contrôles sont prévus par l'administration sur un échantillon de nouvelles constructions afin de garantir l'application à grande échelle.

La méthode de calcul réglementaire Th-BCE 2012[ANN 2012] développée par le Centre Scientifique et Technique du Bâtiment permet de vérifier la conformité des bâtiments aux exigences de la RT2012. PERRENOUD, CARDONNE, CLIMAWIN sont des logiciels réglementaires qui utilisent cette méthode de calcul. Les coefficients Bbio, Cep et Tic sont calculés en compilant les données bioclimatiques du projet ainsi que celles des équipements retenus.

Enfin, la RT2012 prend en compte les systèmes qui permettent de répondre aux besoins simultanés en chauffage et refroidissement. Ainsi, un algorithme de calcul des transferts d'énergie par thermofrigopompe et générateur DRV (débit réfrigérant variable) est présenté. Dans cette méthode de calcul, les thermofrigopompes sont considérées comme des pompes à chaleur eau/eau avec récupération de chaleur.

## I.3. <u>Pompe à chaleur</u>

#### I.3.1. Principe de base

Une **pompe à chaleur** peut être définie comme un appareil qui, moyennant la consommation d'un travail, va permettre au cours d'un cycle de puiser de la chaleur dans l'environnement et de la porter à un niveau de température plus élevé, permettant ainsi une utilisation à des fins de chauffage et de production d'eau chaude sanitaire [REC 1996]. Les PAC se déclinent souvent en « réversible » et permettent de produire alternativement de la chaleur ou du froid en modifiant le sens de circulation du fluide frigorigène. Ce dernier est un élément très important dans la conception et le fonctionnement d'une PAC et sera abordé en détail dans le chapitre III.

La Figure I.3 présente le schéma de principe d'une PAC air-eau. Le fluide frigorigène subit plusieurs transformations en parcourant les principaux éléments de la PAC qui sont :

- Evaporateur : échangeur de chaleur qui permet de prélever de la chaleur de l'air ambiant par évaporation du fluide frigorigène ;
- Compresseur : dispositif mécanique qui comprime la vapeur provenant de l'évaporateur, faisant augmenter sa pression et sa température ;
- Condenseur : échangeur de chaleur qui permet de céder la chaleur du fluide frigorigène par condensation au circuit hydraulique et ainsi aux différents émetteurs situés dans le local à chauffer ;
- Détendeur : dispositif de détente qui permet la réduction de la pression et de la température du fluide frigorigène provenant du condenseur.



### I.3.2. <u>Performance d'une PAC</u>

La Figure I.4 présente les différentes étapes de changement d'état du fluide frigorigène rapportées sur un diagramme pression enthalpie. Le rapport entre la puissance thermique utile récupérée au niveau du condenseur et la consommation électrique est appelé coefficient de performance ou COP. La puissance électrique consommée par la PAC est <u>la somme de la puissance électrique nécessaire pour le fonctionnement du compresseur et des auxiliaires (pompes, ventilateurs...).</u>

L'intérêt d'une PAC se justifie par la possibilité de récupérer une quantité de chaleur supérieure au travail dépensé. De ce fait, le COP d'une pompe à chaleur sera toujours supérieur à 1. Dans les PAC en général, la dégradation du COP est principalement due à la phase de compression au niveau du compresseur : plus l'écart entre la pression d'aspiration et de refoulement est important et plus la

consommation électrique est élevée. Le rapport entre la pression de refoulement et la pression à l'aspiration est appelé : taux de compression. Un taux de compression important peut être dû à de mauvais échanges thermiques (encrassement) dans les échangeurs ou à de la prise de givre au niveau de l'évaporateur. Ce phénomène dégrade sensiblement les performances des PAC air-eau lors d'un fonctionnement en hiver à des températures inférieures à 5°C.



## I.4. Fonctionnement d'une PAC en thermofrigopompe

#### I.4.1. Schéma de base d'une thermofrigopompe à équilibrage sur l'air extérieur

Lorsque dans une construction on a à la fois des besoins simultanés de chauffage et de rafraîchissement à satisfaire et que l'énergie nécessaire pour l'évaporation du fluide frigorigène au niveau de l'évaporateur, provient d'un local (muni d'émetteurs voir Figure I.5) qui nécessite un besoin en rafraîchissement, la PAC fonctionne en mode thermofrigopompe. Cette configuration permet de produire simultanément du chauffage (coté condenseur) et du rafraîchissement (coté évaporateur). Ainsi, les deux énergies sont valorisées et les performances globales de la PAC sont sensiblement amélioré (deux puissance thermiques produites pour une puissance électrique consommée). Ce mode de fonctionnement est appelé aussi : mode simultané ou équilibré.



Cependant, lorsque le local au niveau de l'évaporateur ne nécessite plus de besoin en rafraîchissement alors que le local côté condenseur nécessite toujours des besoins en chauffage, cette configuration avec deux échangeurs se trouve limitée. Afin d'offrir plus de flexibilité de fonctionnement, un autre échangeur est ajouté sur la boucle frigorifique de la PAC et permet de récupérer l'énergie nécessaire pour une évaporation sur l'air extérieur. (Figure I.6). Ce troisième échangeur de chaleur est appelé échangeur d'équilibrage sur l'air et fonctionne dans cette configuration comme évaporateur.



De la même façon, lorsque seul le besoin en rafraîchissement subsiste, un basculement s'effectue sur l'échangeur d'équilibrage sur air qui fonctionne dans cette configuration comme condenseur. Cela permet de rejeter dans l'air extérieur la chaleur prélevée dans le local (Figure I.7).



On retrouve dans la littérature des systèmes appelées thermofrigopompes qui utilisent un circuit frigorifique classique (sans ajout d'un échangeur d'équilibrage) mais avec des basculements qui s'effectuent sur les circuits secondaires de distribution hydraulique. On cite par exemple l'installation thermofrigopompe avec équilibrage sur nappe phréatique de la CAF de Lyon (600 kW chaud et 600 kW froid) [NAV 2007] qui utilise une combinaison de deux pompes à chaleur en cascade.

#### I.4.2. Présentation du premier prototype de thermofrigopompe

Un prototype expérimental de thermofrigopompe au R407C a été élaboré lors d'une première thèse [BYR 2009]. Cette thermofrigopompe a la particularité de fonctionner suivant trois modes :

- Mode simultané : PAC (pompe à chaleur) EAU/EAU avec une production simultanée de chaud et de froid sur deux échangeurs à eau,
- Mode chauffage : PAC (pompe à chaleur) AIR/EAU avec production de chaud au niveau du condenseur à eau et évaporation sur l'échangeur à air,
- Mode rafraîchissement : MF (machine frigorifique) AIR/EAU avec production de froid à l'évaporateur à eau et condensation sur l'échangeur à air.

L'évaporateur et le condenseur à plaques sont reliés à deux ballons respectivement appelés ballon d'eau froide et ballon d'eau chaude. Lors d'un fonctionnement en mode chauffage, un sousrefroidisseur est utilisé afin de récupérer l'énergie de sous-refroidissement et de constituer un stockage tampon dans le ballon d'eau froide. L'entrée et la sortie d'eau du sous-refroidisseur sont raccordées en dérivation entre le ballon d'eau froide et l'évaporateur. En utilisant un jeu de vannes, ce schéma permet d'utiliser l'énergie emmagasinée dans le ballon d'eau froide, en mode chauffage, lors d'un fonctionnement en mode équilibré. La Figure I.8 présente le schéma du prototype. L'ensemble encadré en pointillés représente le circuit hydraulique de la thermofrigopompe.



Le banc expérimental était initialement équipé avec un système annexe de dissipation d'énergie constitué de quatre ventilo-convecteurs montés en parallèle et alimentés par une pompe de circulation. Ce système permettait de ralentir les variations de température de l'eau dans les ballons lors du fonctionnement de la machine. Ce système de dissipation n'a pas été utilisé lors de ces essais

(Chapitre II). On considère ce premier prototype de thermofrigopompe comme un ensemble constitué de deux parties : le groupe frigorifique de la TFP et un circuit hydraulique. Les organes des deux ensembles sont présentés en annexe I.1. Les pompes de circulation d'eau froide et d'eau chaude ainsi que les deux ventilateurs constituent l'ensemble des auxiliaires du prototype. Ces auxiliaires sont reliés à l'armoire électrique et sont commandés en tout ou rien (TOR) par l'automate.

On détaillera ci-après les innovations et les éléments caractéristiques de ce premier prototype de thermofrigopompe.

#### I.4.2.1. Système de dégivrage

La prise en givre se produit lors d'un fonctionnement en mode chauffage avec évaporation sur air, dans des conditions extérieures telles que la température du fluide frigorigène au niveau de l'évaporateur se situe bien en dessous de 0°C. Ainsi, lorsque la température d'air est trop basse, l'humidité contenue dans l'air se condense et cristallise. Une couche de glace se forme alors sur les parois de l'évaporateur. La résistance thermique au niveau des ailettes de l'évaporateur augmente et le coefficient global d'échange entre l'air et le fluide frigorigène diminue. Parallèlement, la surface de passage disponible pour l'air en convection forcée se réduit. Ces deux phénomènes combinés conduisent à une baisse continue de la basse pression et une chute des performances (COP) plus ou moins rapide, mais importante.

L'élimination de cette couche de givre devient ainsi indispensable et plusieurs techniques sont habituellement utilisées dans les pompes à chaleur air/eau:

- Inversion de cycle (la plus fréquente),
- Ventilation forcée des batteries avec arrêt de la pompe à chaleur (utilisable uniquement lorsque la température extérieure est positive),
- Dégivrage des batteries avec résistance électrique (réservée aux frigorifères industriels),
- Injection de gaz chauds dans les batteries à air (adaptée aux installations multipostes).

Une solution alternative présentée lors de la première thèse est le dégivrage par thermosiphon diphasique ne nécessite pas l'arrêt de la machine ou le recours à une énergie d'appoint (cas des résistances). Les performances de la machine ne sont pas dégradées et la production de chaud est toujours assurée. En effet, lors d'un fonctionnement en mode chauffage, une quantité de chaleur est récupérée par le sous-refroidisseur. Cette chaleur est stockée dans le ballon d'eau froide. Le dégivrage est supposé s'effectuer lors du basculement en mode équilibré et l'évaporateur est alimenté par l'eau stockée dans le ballon d'eau froide. La conduite à la sortie des batteries à air a été dimensionnée afin de constituer en mode équilibré un dispositif de transfert de chaleur appelé « Thermosiphon diphasique ».

Par définition les caloducs sont constitués d'une enceinte fermée qui contient un liquide en équilibre avec sa vapeur [BON 2010] Figure I.9. Les caloducs sont utilisés pour transporter de la chaleur d'une source chaude vers une source froide. Le déplacement du fluide à l'état vapeur (ou liquide) s'effectue sans système mécanique de pompage. Le fluide s'évapore au contact de la source chaude et se condense au contact de la source froide.

On retrouve généralement deux types de caloduc : les caloducs capillaires et les thermosiphons diphasiques. La différence entre les deux réside dans la force responsable du retour des condensats. Dans un thermosiphon, le retour du liquide s'effectue par la force de gravité.



Dans l'installation élaborée précédemment, l'évaporateur à air givré est disposé en partie haute et représente la zone de condensation des vapeurs. L'ensemble sortie évaporateur, bouteille anti-coup de liquide représente l'évaporateur. Une inclinaison de la conduite (Figure I.10) supérieure à 10° est nécessaire pour assurer un retour du liquide.



Figure I.10 : Photographie de la zone « adiabatique » du thermosiphon diphasique

Le fonctionnement du thermosiphon a été décrit lors de la première thèse sur la TFP. Des tests ont été réalisés à une température d'air proche de 1°C mais avec une hygrométrie non contrôlée. L'absence d'apport en humidité et la courte durée des tests (d'environ 20 mn) ne permettait pas la formation d'une épaisse couche de givre et ainsi, de juger de l'efficacité du dégivrage par thermosiphon dans des conditions de givrage sévère.

#### I.4.2.2. Système de contrôle de la haute pression

Une bouteille liquide est reliée en dérivation sur la ligne liquide de la thermofrigopompe (Figure I.11). Deux électrovannes assurent l'injection de gaz chaud à partir du refoulement du compresseur ou la chasse de vapeur vers la basse pression. L'ensemble bouteille liquide et les deux électrovannes est appelé système de régulation de la haute pression. Ce système, contrôlé par un automate, a été initialement prévu pour garantir une récupération maximale de l'énergie de sous-refroidissement en mode chauffage (limiter l'engorgement du condenseur par un contrôle du sous-refroidissement).



#### I.4.2.3. Echangeur d'équilibrage sur air

L'échangeur d'équilibrage sur air (Figure I.12) est composé de deux batteries à air en parallèle afin de limiter l'encombrement en hauteur de la thermofrigopompe. Chaque batterie est constituée de deux circuits évaporateur et condenseur imbriqués et disposés en couches alternées.



#### I.4.2.4. <u>R407C</u>

Le fluide frigorigène utilisé dans le premier prototype est du R407C (diagramme pression enthalpie Figure I.13). C'est un mélange zéotropique de trois HFC (Hydrofluorocarbure) : R134a (52 %), R125 (25 %) et R32 (23 %). Les isothermes présentent une légère pente par rapport aux isobares dans la cloche qui est délimitée par les courbes de saturation en gaz et en liquide.

On parle de glissement de température qui est de l'ordre de 5 K. Pour un changement d'état à pression constante la température de bulle est différente de la température de rosée. Par exemple, la température de saturation liquide (température de bulle) à 20 bar est de 45,9 °C et la température de saturation vapeur (température de rosée) est de 50,6°C. Ininflammable et classé « non toxique », le R407C est très sûr en manipulation. Néanmoins, comme nombre de HFC, il a un fort impact sur le réchauffement climatique (GWP<sub>100ans</sub> 1526 kgeq.CO<sub>2</sub>/kg).

Avec une température critique de 86,2°C et une pression critique de 46,2 bar, ce fluide est généralement utilisé dans des applications de froid positif et dans une moindre mesure dans les pompes à chaleur. Ces dernières années, ce fluide se voit négligé par les professionnels de la climatisation au profit du R410A qui est plus simple d'utilisation (pas de glissement) et permet une meilleure compacité des appareils (production frigorifique volumétrique supérieure).



## I.5. Critères de validité des essais

Les essais lors de la présente thèse ont été menés selon les indications de la norme EN 14511 intitulée : climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entrainé par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération [NFE 2004]. Cette norme européenne spécifie les conditions d'essai pour la détermination des caractéristiques de performances des pompes à chaleur, avec compresseur entraîné par moteur électrique. Les organismes de certification des pompes à chaleur mesurent les performances en se basant sur cette norme.

Des points d'essais nominaux et d'applications sont définis pour chaque type de PAC (air/air, eau/air, air/eau et eau/eau). Dans le cas des PAC air/air et air/eau, les essais sont réalisés pour des températures extérieures de +7°C, 2°C et -7°C. Un essai de démarrage de la PAC à une température de -15°C est aussi préconisé. Les auxiliaires sont considérés comme partie intégrante de la machine et les puissances électriques consommées par ceux-ci sont prises en compte dans le calcul du COP.

Les tolérances sur les valeurs de contrôle sont récapitulées dans le tableau I.2:

Grandeur mesuré	Écarts admissibles sur la moyenne arithmétique des valeurs par rapport aux valeurs de consigne	Écarts admissibles sur les valeurs individuelles mesurées par rappor aux valeurs de consigne		
Eau				
Température d'entrée	±0,2 K	±0,5 K		
Température de sortie	±0,3 K	±0,6 K		
Débit volumique	±2%	±5 %		
Air				
Température d'entrée	±0,3 K	±1 K		
(secrie/humide)				
Débit volumique	±5%	±10%		

#### Tableau I.2 : Ecarts admissibles sur les valeurs de consigne

« L'Ecart admissible sur les valeurs individuelles mesurées par rapport aux valeurs de consigne » concerne les valeurs mesurées maximales ou minimales (pics) par rapport aux consignes des essais. Un essai est déterminé conforme lorsque les tolérances présentées sur le Tableau I.1 sont respectées durant au moins 30 min. Lorsque le régime est stabilisé, la durée d'enregistrement est d'au moins 1 heure.

Les essais en mode chauffage avec dégivrage sont menés suivant la procédure d'essai en régime transitoire. La durée d'enregistrement des données est de 3 heures ou jusqu'à ce qu'on réalise trois cycle de dégivrage. Un cycle est constitué d'une période en mode chauffage suivie d'une période de dégivrage. Les tolérances admises sur les valeurs d'essai par rapport aux consignes sont plus élargies. On note par exemple, que la variation de la valeur individuelle de la température sèche d'air à l'entrée de l'évaporateur à air par rapport à la consigne est de ±5 K.

### I.6. Calcul des performances

La puissance calorifique au condenseur en mode chauffage et la puissance frigorifique à l'évaporateur en (kW) s'écrivent comme :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{au} \times Cp \times \Delta T$$

- Cp chaleur spécifique de l'eau (kJ/kg k),
- $\Delta T$  : différence de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur (K),
- $\dot{m}_{equ}$ : débit massique de l'eau (kg/s).

A partir des puissances calculées, on déduit le coefficient de performance (COP) en mode pompe à chaleur et l'efficacité énergétique de refroidissement (EER) en mode rafraîchissement.

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{P_{elec}}$$
(Equation I. 2)
$$EER = \frac{\dot{Q}_f}{P_{elec}}$$
(Equation I. 3)

- $\dot{Q}_c$  et  $\dot{Q}_f$ : puissance calorifique et frigorifique (kW),
- P<sub>elec</sub> : puissance électrique absorbée par la machine (kW).

On définit un coefficient de performance de production simultanée en mode équilibré. On considère que la puissance totale de la TFP est la somme des puissances thermiques fournies aux deux échangeurs à eau :

$$COP_{TFP} = \frac{\dot{Q}_c + \dot{Q}_f}{P_{elec}}$$
(Equation I. 4)

La puissance consommée par les auxiliaires est prise en compte dans le calcul des performances comme suit :

• P<sub>compresseur</sub>: puissance électrique absorbée par le compresseur (kW).

La puissance électrique consommée par les auxiliaires est défini comme la somme des puissances électriques absorbées par les pompes de circulations et le ventilateur:

$$P_{auxiliaires} = P_{pompes de circulation} + P_{ventilateur}$$

Sauf indication contraire, toutes les performances mesurées mentionnées dans le rapport prennent en compte les auxiliaires.

#### I.7. Simulation numérique

En s'appuyant sur les résultats des essais en chambre climatique, la simulation numérique des cycles frigorifiques est un complément nécessaire pour investiguer d'une manière globale les performances d'une PAC. En effet, le coefficient de performance « instantané » à des températures de source froide et chaude fixe n'est pas suffisant pour apprécier l'efficacité réelle d'une installation de chauffage et climatisation. On considère alors, un coefficient de performance saisonnier [KMD 2010], sur une

#### (Equation I. 5)

(Equation I. 6)

(Equation I. 1)

saison, qui est défini comme le ratio entre la somme des puissances thermiques produites par la machine sur la somme des puissances électriques consommées. Une méthode de co-résolution (EES et TRNSYS) [PRI 2007] [MAD 2007] permet d'estimer ce coefficient de performance. Le cycle frigorifique, considéré en régime permanent, est modélisé à l'aide du logiciel EES alors que le bâtiment est modélisé dans TRNSYS ainsi que le système de régulation. Cette méthode permet de simuler les performances annuelles de la PAC en tenant compte des profils d'occupation des bâtiments et du climat.

Le logiciel EES (Engineering Equation Solver) est un solveur d'équations qui intègre les propriétés thermodynamique d'un nombre important de fluides frigorigènes. TRNSYS est un logiciel de simulation dynamique qui intègre une bibliothèque d'équipements et un module de calcul des performances thermiques des bâtiments multizones.

Enfin, des logiciels de fabricants de composants (échangeur, compresseur...) sont disponibles en téléchargement libre et sont dédiés au calcul des performances intrinsèques des composants basées sur des séries de tests en laboratoire [SEL 2013] [SSP 2013].

## I.8. Conclusion

L'évolution de la réglementation thermique impose le recours à des solutions de chauffage, climatisation et production d'eau chaude sanitaire à haute efficacité. Une thermofrigopompe, machine frigorifique qui combine un fonctionnement réversible (pompe à chaleur, machine frigorifique) et une production simultanée est une solution qui offre flexibilité et économie d'énergie. Néanmoins, l'ajout de composants par rapport à des PAC classiques (échangeur d'équilibrage), la multiplication des modes de fonctionnement, le coût de développement sont autant d'obstacles qui empêchent les industriels de s'intéresser au développement de ce type de machine. L'étude théorique très détaillée sur les thermofrigopompes, la réalisation d'un prototype au laboratoire LGCGM et enfin la simulation annuelle des performances ont prouvé l'utilité de ces systèmes. Cependant, le prototype n'a pas totalement été exploité à cause d'un manque de moyens techniques adaptés pour les tests sur des pompes à chaleur.

Avant d'envisager la construction d'un nouveau prototype de thermofrigopompe utilisant un fluide frigorigène plus respectueux de l'environnement, nous avons réalisé une campagne d'essais plus élargie avec contrôle des variables d'environnement au laboratoire du Pôle Cristal à Dinan. Les détails de ces essais en chambre climatique et les conclusions d'amélioration qui en ont été tirées sont abordés dans le Chapitre II.

Chapitre II : Analyse des performances du 1<sup>er</sup> prototype de TFP

## II.1. Introduction

L'objet de la présente partie porte sur une campagne d'essais de caractérisation en chambre climatique d'une thermofrigopompe (TFP) au R407C.

Les essais ont été effectués en deux étapes. Tout d'abord, une première campagne d'essais a permis de caractériser le fonctionnement de la TFP suivant les différents modes. Un des points clés développé lors de la précédente thèse est le système de dégivrage par thermosiphon. Afin de juger de son efficacité, des essais en conditions de givrage sévère (température d'air faible et humidité relative élevée) ont été effectuées.

En se basant sur les conclusions tirées de la première campagne d'essais, des modifications du prototype ont été réalisées. Une deuxième campagne d'essais avec des scénarios de besoins et de climats plus élargis a été menée selon la norme EN14511. Pour chaque mode, un essai sans contrôle de la haute pression a été effectué afin d'évaluer son influence sur le fonctionnement de la machine.

## II.2. Installation d'essai

#### II.2.1. Montage d'essai

La TFP est implantée dans une enceinte climatique de 160 m<sup>3</sup> appelée « enceinte positive ». La température ambiante est maintenue par la recirculation de l'air qui traverse les deux batteries de la TFP (Figure II.1). L'apport d'une centrale de traitement d'air et d'un groupe froid permet d'obtenir la température désirée à l'entrée des batteries. L'humidité est régulée par le biais d'un humidificateur à vapeur.



Figure II.1 : Enceintes climatiques du laboratoire du Pôle cristal

Sur la boucle d'eau, un thermorégulateur « VULCATHERM » est relié à la boucle d'eau froide. Le ballon de stockage de 300 l (récupéré sur le banc expérimental) est relié entre les échangeurs de la TFP (évaporateur et sous-refroidisseur) et le VULCATHERM. Ce ballon sert de stockage tampon dans un

fonctionnement en mode chauffage. En mode équilibré et rafraîchissement, le VULCATHERM joue le rôle de la charge à refroidir. Le débit délivré par le VULCATHERM et la disposition des conduites d'aspiration et de refoulement des deux pompes (pompes de circulation d'eau froide et pompe du thermorégulateur) ont été mis en œuvre afin d'assurer une température stable à l'entrée de l'évaporateur (voir Figure II.2).



Figure II.2 : Disposition des entrées et sorties du ballon d'eau froide

Le ballon d'eau chaude de 300 l récupéré sur le banc d'essai n'a pas été utilisé. Un groupe frigorifique de marque TRANE assure la production d'eau glacée. Un ballon calorifugé est placé sur la partie en eau glycolée et sert de réservoir avec stratification de température afin d'absorber les variations de température lors des phases de marche et arrêt du groupe. Afin d'obtenir la température désirée à l'entrée du condenseur, une vanne trois voies mélangeuse est régulée à partir de la température à l'entrée du condenseur. Un échangeur à plaques « SWEP E5THx30/1P-SC-S », sélectionné en fonction des performances nominales du condenseur, assure le transfert de chaleur entre l'eau du circuit d'eau chaude et l'eau glycolée à la sortie du GROUPE TRANE.

La Figure II.3 présente le schéma hydraulique avec les notations suivantes: Cde : Condenseur à eau /Esr : Sous-refroidisseur/ Eve : Evaporateur /BalC et Bef : ballon calorifugé et ballon d'eau froide /Pef et Pec : pompe d'eau froide et pompe d'eau chaude



Deux pompes de circulation sont nécessaires sur les deux boucles. Un calcul approximatif des pertes de charge dans les deux circuits d'eau a été effectué avant la sélection des pompes. Le circuit d'eau

chaude est en circuit fermé afin d'éliminer la hauteur géométrique et pour simuler un réseau de chauffage classique. Les deux circulateurs d'eau froide « GRUNDFOS UPS 25-80-180 » et d'eau chaude « SXE 32-40 » existant sur le banc d'essai récupéré n'étaient pas adaptés et ont été remplacés par une pompe « ITT TLCH25-10-L 230 Volts » sur la boucle d'eau chaude et « ITT TLCHB25-12-L 230 Volts » sur la boucle d'eau froide (courbes de performance fournies en annexe II.1).

Les tuyauteries en cuivre entre les différents éléments ont été remplacées par des tuyaux en matériau souple (PVC) sauf à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur et du sous-refroidisseur. Sur le circuit d'eau froide en cuivre (Figure II.3), une vanne d'arrêt (Vm6) a été nécessaire afin de déterminer le débit exact qui circule au sous-refroidisseur lors du basculement en mode chauffage avec évaporation sur air. Le réglage du débit d'eau au sous-refroidisseur est réalisé avec la vanne à boisseau (Vm5) (Figure II.3).

#### II.2.2. Instrumentation

Afin de caractériser au mieux le fonctionnement de la TFP, différentes mesures ont été nécessaires. Sur le circuit d'eau, des sondes de températures PT100 sont placées à l'entrée et à la sortie des échangeurs. Le débit d'eau qui traverse les échangeurs est mesuré par deux débitmètres, l'un électromagnétique, et l'autre à ultrason placés respectivement sur la boucle d'eau chaude et la boucle d'eau froide. A l'entrée et sortie de chaque élément du circuit frigorifique, des thermocouples de type K sont mis en place. Les pressions du circuit frigorifique sont relevées à l'aide de quatre sondes de marque Endress and Hauser. Ces sondes sont placées au refoulement et à l'aspiration du compresseur, sur la ligne liquide et sur la conduite en sortie de la bouteille liquide. La puissance absorbée est mesurée par un Wattmètre de précision. La consommation électrique mesurée prend en compte la puissance absorbée par la TFP et les auxiliaires (ventilateurs et les deux pompes de circulation). Deux sondes PT100 sont placées à l'entrée de chaque batterie d'air ainsi qu'à la sortie des ventilateurs. Sur chaque face à l'entrée des batteries, deux hygromètres capacitifs sont placés afin de mesurer l'humidité relative (Figure II.4).



Les sondes citées ci-dessus sont reliées à une centrale d'acquisition de marque Yokogawa. Les essais ont été enregistrés en continu pour prendre en compte les variations dynamiques des paramètres lors des changements de consignes (essais en régime pseudo-dynamique). Le pas d'acquisition est de 1 seconde pour la première campagne d'essais et de 5 secondes pour la deuxième.

En complément de l'instrumentation décrite précédemment, qui a pour objet la caractérisation des performances, un ensemble de capteurs est également installé pour le contrôle/commande de la TFP.

Des sondes de pression et des thermocouples de type K sont reliés à la carte d'entrée analogique de l'automate. Ces sondes sont nécessaires pour la régulation de la thermofrigopompe et lisibles à l'écran du PC de commande. Deux sondes de pression de marque Johnson Controls sont également placées au refoulement du compresseur et à la sortie de l'évaporateur. Des sondes de températures sont placées à l'entrée d'eau froide et à l'entrée d'eau chaude ainsi qu'à l'entrée et à la sortie des batteries d'air.

Le tableau en annexe II.2 résume les différents types de capteurs utilisés ainsi que leurs incertitudes. Les schémas sur les figures II.4 et II.5 décrivent l'emplacement de ces capteurs.

Une vidange complète de l'installation a été réalisée afin de poser les sondes de pression. La charge en R407C récupérée est de 16,2 kg et correspond à la quantité de fluide frigorigène chargée lors de la conception de la machine.



Figure II.5 : Implantation des capteurs sur le circuit frigorifique et hydraulique

## II.3. Première campagne d'essais, installation en version initiale

#### II.3.1. Programme d'essais

Le but de cette première campagne est l'étude fonctionnelle de la TFP. La liste des essais a été définie en s'inspirant de la norme EN14511. Pour chaque mode de fonctionnement, l'essai de référence de la norme a été choisi (température de sortie d'eau et température d'entrée d'air) et les débits d'eau ont été fixés par rapport au débit nominal des échangeurs à plaques.

Les régimes de températures et les conditions retenues sont les suivantes :

	Essais						
		Condition sur	Condition sur air				
	Température	Dé	bit (m <sup>3</sup> /h)	Température	Température humide (°C)		
Modes	sortie (°C)	Condenseur	Evaporateur /sous-refroidisseur	sèche (°C)			
ESSAI 1 : Mode chauffage	35	2,5	0,2	7	6		
ESSAI 2 : Mode rafraîchissement	7		2,5	35	nc <sup>1</sup>		
ESSAI 3 : Mode équilibré	35	2,5	2,5				
ESSAI 4 : Mode chauffage avec dégivrage (thermosiphon)	35	2,5	0,2	2	1		

 Tableau II.1 : Tableau des conditions d'essais (1<sup>ère</sup> campagne)

Des essais de fonctionnement en condition de givrage sévère ont aussi été effectués afin d'évaluer l'efficacité du dégivrage par thermosiphon diphasique.

Les résultats de ces premiers essais permettent d'identifier le comportement de la TFP ainsi que les modifications à prévoir pour la deuxième campagne d'essais.

#### II.3.2. Cartographie des vitesses d'air

Une cartographie des vitesses d'air a été réalisée sur les batteries à tubes et ailettes à une température ambiante de 20°C. La surface des batteries (750 mm  $\times$  750 mm) est divisée en 25 cellules. La vitesse d'air est mesurée avec un anémomètre à hélice au centre de chaque cellule (Figure II.6).

La distribution des vitesses d'air est relativement homogène sur les deux batteries. On remarque des vitesses légèrement inférieures à la moyenne en bas de la batterie B. On peut expliquer cela par la présence du condenseur à eau et de la bouteille liquide (d'un volume relativement élevé) qui constituent des obstacles à l'écoulement aéraulique. La vitesse moyenne sur la batterie A est de 1,97 m/s et de 1,93 m/s sur la batterie B.

Le débit sur une batterie est définie comme étant la vitesse moyenne multipiliée par la surface de la batterie. On note que le débit d'air est relativement important par rapport à des débits nominaux correspondant aux puissances thermiques des deux batteries:

- $3989 \text{ m}^3/\text{h}$  sur la batterie A
- 3908 m<sup>3</sup>/h sur la batterie B.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> : Non contrôlée

La cartographie des vitesses d'air sur les deux batteries a permis de constater une distribution d'air homogène sur les deux batteries. Le débit total sur les deux batteries (7897 m<sup>3</sup>/h) est très important si on se refère à la puissance en froid et en chaud et peut induire une consommation électrique très élevée des ventilateurs qui pénalise les performances de la machine.



#### II.3.3. Système de régulation

La thermofrigopompe est contrôlée de façon manuelle à partir de la console de commande du logiciel de programmation d'automate PL7. Une liaison USB et convertisseur RS485 assure le transfert de données entre le PC et l'automate. L'ouverture et la fermeture des électrovannes, la mise en route du compresseur et des auxiliaires (pompes et ventilateurs) sont gérées par forçage à 1 ou 0 des variables de sorties correspondantes dans le programme de l'automate. La vanne placée en sortie de l'évaporateur est contrôlée manuellement par l'opérateur.

Le système de contrôle de la HP (ouverture et fermeture des électrovannes Evrh ou Evrb) est contrôlé par l'automate en fonction de la consigne de pression (voir Figure II.7).



La pression de consigne pour la première campagne d'essais est calculée à partir de la température d'entrée d'eau chaude en mode chauffage (et équilibré) et de la température d'entrée d'air en mode rafraîchissement.

L'équation de régulation est donnée par [BYR 2009]:

$$P_{consigne} = 0,000011 (Tsc + \Delta T)^{2} + 0,0023 (Tsc + \Delta T)^{2} + 0,18 (Tsc + \Delta T) + 5,67$$
(Equation II.1)

Avec en mode chauffage et équilibré :

• Tsc : température d'eau à l'entrée du condenseur à plaque et  $\Delta T=6 \text{ K}$ 

En mode rafraîchissement :

• Tsc : température de l'air à l'entrée des batteries et  $\Delta T=7 \text{ K}$ 

Pour chaque mode, le tableau suivant décrit l'état des actionneurs dans le prototype :

Organe	Mode équilibré	Mode chauffage	Mode rafraîchissement
Evr1	0	F	0
Evr2	F	0	F
Evr3	0	0	F
Evr5	F	F	0
EvrB	En régulation	En régulation	En régulation
EvrH	En régulation	En régulation	En régulation
EvrlGC	F	F	F
EvrE	F	0	F
Vm6	0	F	0
Ventilateurs	Arrêt	Marche	Marche
Pompe eau chaude	Marche	Marche	Arrêt
Pompe eau froide	Marche	Marche	Marche

Tableau II.2: Etat des actionneurs pour chaque mode

#### II.3.4. Résultats et traitement des données

La période d'acquisition est d'environ 2 heures pour les trois premiers essais. Cela nous assure d'obtenir une période de fonctionnement d'une heure avec des conditions stabilisées afin de calculer les performances de la machine en régime stationnaire. La durée des essais en mode chauffage (essai 4) avec dégivrage par thermosiphon diphasique dépend de la formation de givre sur les ailettes de l'évaporateur à air.

Pour chaque essai, la pression et la température moyenne sur une heure sont calculées sur chaque point de mesure. Ces deux paramètres permettent d'obtenir l'enthalpie à partir des tables thermodynamiques. Pour chaque mode, le cycle est tracé sur le diagramme pression/enthalpie du R407C.

Le débit massique de fluide frigorigène est obtenu à partir de la puissance en chaud (ou froid) divisée par la différence d'enthalpie à l'entrée et la sortie de l'échangeur :

$$\dot{m}_{ff} = \frac{\dot{Q}}{\Delta h}$$

(Equation II.2)

 $\dot{m}_{ff}$ : débit massique du fluide frigorigène en (kg/s),  $\Delta h$ : différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de l'échangeur (kJ/kg).
Le débit massique généré par le logiciel de sélection du fabricant de compresseur Select 7 [SEL 2013] est comparé au débit massique de fluide frigorigène calculé. Le logiciel Select 7 calcule le débit massique en fonction de la température d'évaporation et de condensation au point de rosée ainsi que de la surchauffe à l'aspiration du compresseur et du sous-refroidissement en sortie du condenseur. En mode équilibré, le bilan d'énergie sur l'eau est possible et le débit massique en fluide frigorigène dans l'évaporateur est comparé au débit au condenseur.

Pour chaque mode, les caractéristiques à l'entrée et à la sortie de chaque organe ainsi que les performances de la thermofrigopompe sont synthétisées dans un tableau en annexe II.3.

#### II.3.4.1. Essai mode chauffage : 35°C eau et 7°C air

L'essai en mode chauffage a été réalisé avec un contrôle de la HP sur la température d'eau chaude avec une temporisation à l'ouverture de l'électrovanne Evrh de 20 s. Cette valeur de temps d'injection de gaz chauds a été déterminée lors de la première thèse et permet de diminuer la fréquence d'enclenchement des électrovannes. Le coefficient de performance de la machine, les puissances au niveau des échangeurs ainsi que le sous-refroidissement et la surchauffe sont présentés sur le tableau suivant :

COP	2,83
Puissance calorifique (kW)	13,3
Puissance frigorifique (kW)	0,00
Puissance au sous-refroidisseur (kW)	0,55
Sous-refroidissement (K)	12,8
Surchauffe à l'aspiration (K)	6,7
Puissance électrique absorbée (kW)	4,7
Ecart débit calculé/ débit select	5,6%

Tableau II.3 : Puissances et performances en mode chauffage

On remarque que le sous-refroidissement est important (12,8 K). La puissance récupérée au sousrefroidisseur est de 0,55 kW. La température du ballon d'eau froide subit une augmentation de 2,6 K en 2 heures de fonctionnement.

Le coefficient de performance de 2,8 est relativement faible par rapport à l'état de l'art des PAC air /eau qui se situe au-delà de 4 pour ce régime de fonctionnement habituellement utilisé en référence (7°C en entrée d'air et 35 °C en sortie d'eau chaude). Plusieurs paramètres sont responsables de la dégradation du COP et sont détaillés ci-après.

#### II.3.4.1.1. Système de régulation de la haute pression

On remarque que le COP (Figure II.8) diminue à chaque ouverture d'électrovanne Evrh. La puissance électrique absorbée augmente et la production en chaud diminue.

La partie haute de la bouteille liquide est connectée au refoulement du compresseur. Lorsque la haute pression est inférieure à la consigne, l'électrovanne Evrh s'ouvre et le liquide contenu dans la bouteille est poussé vers la ligne liquide. Il se produit un engorgement du condenseur et une augmentation de la haute pression. En dépit d'un sous-refroidissement acceptable assuré par ce système de contrôle, les performances sont sensiblement dégradées. On remarque que le COP diminue d'un point à chaque ouverture de l'électrovanne. En effet, une partie du débit destiné à passer dans le condenseur est injecté dans la bouteille. Cette quantité de fluide déviée contient une quantité d'énergie qui ne sera pas valorisée pour le chauffage. Cela implique une baisse de la puissance au niveau du condenseur. En plus, le compresseur doit délivrer plus de débit et la puissance électrique absorbée augmente. On peut conclure que le système de contrôle de la HP pénalise les performances de la machine.



#### II.3.4.1.2. Consommation des auxiliaires

On mode chauffage, l'ensemble des auxiliaires (deux ventilateurs et les deux pompes de circulations) absorbe 1,25 kW. La puissance consommée aux auxiliaires représente 30 % de la puissance électrique totale absorbée par la TFP.

#### II.3.4.1.3. Basse pression

L'évaporation en mode pompe à chaleur sur air se produit au niveau des échangeurs à air. La décomposition des batteries en couches alternées de tube HP et BP induit un faible écart de température entre l'entrée et la sortie d'air (2 K). On note aussi un pincement relativement élevé (7,8 K voir Figure II.9). En plus, les deux détendeurs qui alimentent les batteries d'air sont reliés par une conduite. Cette connexion induit une égalisation des pressions à la sortie des deux détendeurs et une mauvaise alimentation en fluide frigorigène des batteries. La surchauffe calculée à la sortie des batteries est quasi nulle (0,7 K) ce qui peut attester également d'une mauvaise distribution du fluide frigorigène dans les batteries tubes et ailettes, conduisant à une évaporation incomplète.



# II.3.4.1.4. Compresseur

On note aussi que le compresseur est mal adapté pour des applications de pompe à chaleur. La série de compresseurs ZB de la marque COPELAND est destinée à des applications de réfrigération et en production de chaud, les conditions de fonctionnement ne sont pas optimales. Pour les mêmes conditions de fonctionnement la puissance délivrée par un compresseur ZH38K4E-TFD (avec le même volume balayé de 14,4 m<sup>3</sup>/h) est de 14,4 kW avec une puissance absorbée de 3,24 kW, par rapport à une puissance calorifique délivrée par le ZB38KCE-TFD de 13,3 kW et absorbée de 3,5 kW.

On remarque sur la Figure II.10 que pour le point de fonctionnement en mode chauffage, le ZH38K4E semble mieux adapté alors que le compresseur de la TFP (le ZB38KCE) travaille à des conditions proches de ces limites de fonctionnement.



Figure II.10 : Limites de fonctionnement des compresseurs ZB38KCE-TFD et ZH38K4E-TFD (Select 7)

# II.3.4.1.5. Circuitage

La présence de nombreuses singularités sur le circuit de fluide frigorigène entraine des pertes de charge importantes. On note que les pertes de charge entre la sortie de l'évaporateur et l'entrée du compresseur sont estimées à 0,62 bar et on mesure 0,37 bar entre le refoulement compresseur et la ligne liquide.

Cette détente parasite (ou pré-détente) peut conduire (cas du mode rafraîchissement) à une alimentation en mélange diphasique du détenteur. En effet, un phénomène de « flash gaz » peut se produire à un endroit quelconque dans la ligne liquide lorsque la pression du liquide devient inférieure à la pression de la vapeur saturante.

La Figure II.11 représente le tracé du cycle sur le diagramme de Mollier du R407C. Les points de 1 à 15 représentent les prises de température et de pression sur le circuit frigorifique lors du fonctionnement en mode chauffage (voir Figure II.5). Le sous-refroidissement de 12,8 K assure une bonne alimentation des détendeurs, comme en atteste le titre en vapeur à la sortie des détendeurs qui est de 0,19. La surchauffe à l'aspiration du compresseur est de 6,7 K. Le fluide subit une augmentation de température de 6 K entre la sortie de l'évaporateur à air et l'aspiration du compresseur. Cela était prévisible au regard des dimensions des conduites en sortie d'évaporateur et du volume de la bouteille anti-coup de liquide.



#### II.3.4.2. Essai mode rafraîchissement : 35°C air et 7°C eau

L'essai en mode rafraîchissement a été réalisé sans temporisation de l'ouverture de l'électrovanne Evrh. Il a été observé au démarrage de la machine en mode rafraîchissement une baisse rapide de la BP causant l'arrêt du compresseur par le pressostat BP.

EER	1,92
Puissance frigorifique (kW)	9,47
Puissance au sous-refroidisseur (kW)	0,00
Sous-refroidissement (K)	0,8
Surchauffe à l'aspiration (K)	9,4
Puissance électrique absorbée (kW)	5
Erreur débit calculé/ débit select	4,4%

Tableau II.4 :	Puissances e	t performances (	en mode	rafraîchissement

On note qu'en dépit d'un contrôle de la haute pression, le sous-refroidissement est nul. Cela a été confirmé lors de l'essai par l'apparition de bulles sur le voyant liquide. Les électrovannes Evrh et Evrb sont constamment sollicitées. En effet, la consigne de pression est calculée par rapport à la température d'air à l'entrée des évaporateurs. Cette dernière subit d'importantes variations à cause du brassage d'air élevée à l'entrée des batteries d'air.

L'efficacité énergétique de refroidissement EER est de 1,92 et la puissance frigorifique est de 9,47 kW. L'état de l'art pour un climatiseur air/eau se situe autour de 2,5 dans ces conditions de fonctionnement. Les causes citées en mode chauffage sont aussi responsables de la baisse des performances :

- La puissance absorbée aux auxiliaires est de 1,03 kW et représente 21% de la puissance totale absorbée par la TFP.
- L'absence de sous-refroidissement en mode rafraîchissement induit une basse pression relativement faible. En effet, le détendeur thermostatique est alimenté en mélange liquide-vapeur (flash gas) et il devient difficile de contrôler parfaitement la surchauffe à l'évaporateur.

Les points du cycle en mode rafraîchissement notés de 1 à 15 (relatifs aux positions des sondes de température sur le circuit frigorifique Figure II.5) sont représentés sur la Figure II.12. Le fluide frigorigène est condensé dans les échangeurs à air. La température d'air augmente de 4,4 K au passage du condenseur. La valeur de la haute pression est relativement élevée 19,7 bar abs (absolue). Le fluide frigorigène en refoulement compresseur est à une température de 80°C. Le point à l'entrée du détendeur est sur la limite de ligne de saturation liquide. La basse pression est relativement faible 4,5 bar abs. La surchauffe à l'aspiration du compresseur est de 9,4 K. Cette valeur est relativement élevée et résulte de l'alimentation du détendeur en « flash gas ». Le titre en vapeur à l'entrée de l'évaporateur est de 0,34. Enfin, la perte de charge entre la sortie de l'évaporateur et l'aspiration du compresseur est de 0,35 bar.



#### II.3.4.3. Essai mode équilibré : 35°C eau et 7°C eau

Le contrôle de la haute pression s'effectue par rapport à la température d'eau à l'entrée du condenseur. Cet essai a été réalisé avec une temporisation de 20 s de l'ouverture de l'électrovanne Evrh.

COP	4,0
EER	3,1
COPtfp	7,1
Puissance calorifique (kW)	16,3
Puissance frigorifique (kW)	12,5
Sous-refroidissement (K)	8,9
Surchauffe à l'aspiration (K)	8,1
Puissance électrique absorbée (kW)	4,1
Erreur débit calculé/ débit select	7,2%

#### Tableau II.5 : Puissances et performances en mode équilibré

Le COP de la thermofrigopompe en mode équilibré est de 4 et l'efficacité énergétique de refroidissement de 3,1. Ces performances sont encourageantes. Actuellement, le COP des PAC eau/eau se situe entre 4,2 et 5,2. Le sous-refroidissement d'environ 9 K et la surchauffe de 8,1 K sont acceptables mais restent à optimiser.

On constate le même comportement observé lors du mode chauffage avec contrôle de la haute pression avec temporisation de l'ouverture de l'électrovanne Evrh. La Figure II.13 présente l'évolution des performances et de la haute pression tout au long de l'essai. Les pics en HP représentent les ouvertures de l'électrovanne Evrh.



A chaque ouverture d'électrovanne, le COP chute sensiblement et cela pénalise les performances moyennes de la machine en mode équilibré.

La puissance absorbée aux auxiliaires (pompes de circulation uniquement) est de 0,55 kW et représente 13% de la puissance totale consommée par la thermofrigopompe. La condensation et l'évaporation du fluide frigorigène se produisent au niveau des échangeurs à eau. La haute pression est de 17 bar abs et la température au refoulement du compresseur est de 71,5 °C. La pression d'évaporation est de 4,5 bar abs. Le titre à l'entrée de l'évaporateur est de 0,24. Le fluide frigorigène subit une perte de pression de 0,35 bar entre la sortie de l'évaporateur et l'aspiration du compresseur.

Les points du cycle en mode équilibré notés de 1 à 15 (relatifs aux positions des sondes de température sur le circuit frigorifique Figure II.5) sont représentés sur la Figure II.14.



#### II.3.4.4. Essais mode chauffage avec dégivrage : 35°C eau et 2°C air

Afin de vérifier l'efficacité du dégivrage par thermosiphon, plusieurs essais à des conditions de givrage maximales ont été effectués. Le basculement en mode équilibré s'effectue manuellement après observation de prise en givre sur les batteries. Le ballon d'eau froide a été initialement dimensionné de telle sorte que l'épaisseur de givre à l'évaporateur soit faible quand la température d'eau dans le ballon atteint 15°C. On note que le contrôle de la haute pression lors de ces essais est sans temporisation de l'ouverture de l'électrovanne Evrh.

#### II.3.4.4.1. Essai N°1 : Prise en givre sévère

Lors de cet essai, la température d'air à l'entrée des batteries est de 2°C et l'humidité relative maintenue à 91%. On procède alors à l'ouverture de la vanne manuelle Vm6 sur un court laps de temps afin d'éviter la prise en givre au niveau de l'évaporateur à eau.

Après une heure de fonctionnement une fine couche de givre commence à se former à l'extérieur des batteries. Le givre se forme en couches alternées sur les ailettes en contact avec les parties des tubes de l'évaporateur. Sur la Figure II.15 on remarque que la formation du givre sur la face externe des deux batteries n'est pas identique.

La prise en givre est totalement hétérogène entre les différents circuits. La formation du givre est relativement identique pour chaque essai en mode chauffage avec dégivrage. On constate qu'au moins deux nappes ne servent qu'à la surchauffe. Cela est lié uniquement à une mauvaise distribution du fluide frigorigène dans les deux batteries puisque la répartition de l'air est homogène (cartographie des vitesses d'air). Sur la Figure II.16, on remarque que la prise en givre est beaucoup plus importante sur la face interne des batteries.



Figure II.16 : Givre sur la face interne des deux batteries d'air

Au bout de 2 heures et 15 minutes de fonctionnement en mode chauffage, les performances de la machine se dégradent sensiblement. Le coefficient de performance diminue et passe de 2,9 à 2,3. La puissance moyenne disponible au niveau de l'évaporateur est de 11,85 kW. Au démarrage de l'acquisition, la température de l'eau en sortie du ballon d'eau froide est de 23,8°C et reste relativement stable tout au long de l'essai. La puissance récupérée par le sous-refroidisseur est de 0,48 kW. Le COP moyen tout au long du fonctionnement en mode chauffage est de 2,7.

En réalité, la température du ballon doit augmenter. Le ballon d'eau froide se trouvant dans une ambiance avec un air à 2°C n'est pas isolé. L'énergie récupérée au niveau du sous-refroidisseur sert à compenser les pertes de chaleur au niveau du ballon. Cela explique le maintien d'une température relativement constante dans le ballon. Une isolation du ballon d'eau froide se révèlera indispensable pour la suite.



Figure II.17: Evolution du coefficient de performance en mode chauffage



On remarque sur la Figure II.18, qu'après 2 heures de fonctionnement, la basse pression et la surchauffe diminuent. En effet, l'épaisse couche de givre dégrade l'échange entre le fluide frigorigène et l'air au niveau de l'évaporateur. La température en sortie des batteries à air tombe jusqu'à -8°C avec une surchauffe en sortie d'évaporateur nulle. Le compresseur aspire du fluide frigorigène moins surchauffé. Le détendeur se ferme et limite ainsi le débit massique de fluide. Le compresseur continue à aspirer le même débit volumique ce qui entraine une diminution de la pression jusqu'à 3 bar abs.

Lorsque la basse pression a chuté en dessous de 3 bars abs, le mode équilibré a été enclenché. Une épaisse couche de givre recouvrait les deux batteries. La température dans le ballon était de 23,8°C. En fonctionnement équilibré, la basse pression augmente jusqu'à 5 bar abs. La température d'évaporation est légèrement au-dessus de 0°C avec des pics à 4°C. Au bout de 36 minutes de fonctionnement en équilibré, on a procédé à l'arrêt de la machine. La température au niveau du ballon a chuté à température de 6°C pouvant conduire à une prise en glace à l'évaporateur.



Figure II.19 : Evolution de la température d'eau en sortie du ballon d'eau froide et de la basse pression

Le COP moyen tout au long de l'essai (mode chauffage et mode équilibré) est de 2,8. Le passage en équilibré augmente sensiblement les performances moyennes de la PAC. Ce résultat est encourageant mais reste une valeur faible par rapport à l'état de l'art (les meilleurs appareils possèdent un COP>3,5 à 2°C de température d'entrée d'air et 35°C en sortie d'eau chaude). Un fonctionnement en alterné entre les modes chauffage et équilibré permettra d'améliorer les performances mais aussi de limiter la prise en givre des batteries à air.

A l'arrêt de la machine l'épaisse couche de givre recouvrait toujours les batteries. Aucune amélioration n'a été aperçue. On en déduit qu'avec des conditions de givrage sévères, le dégivrage par thermosiphon ne fonctionne pas.

# II.3.4.4.2. Essai N°2 : Alternance entre mode chauffage et équilibré

L'essai N°1 a permis de voir les limites du dégivrage par thermosiphon. L'essai suivant a été effectué afin d'observer le fonctionnement de la PAC dans le cas d'alternances entre mode équilibré et chauffage. Les mêmes conditions ont été maintenues (ambiance, température d'eau et consigne de contrôle de la HP). Le basculement est commandé par la température d'eau dans le ballon. Lorsque la température dans le ballon atteint 15°C on bascule en mode équilibré et en dessous de 10°C, le mode chauffage est réenclenché.



Figure II.20 : Evolution de la température d'eau sortie ballon d'eau froide et de la basse pression

Un premier cycle a été effectué lorsque la température d'eau au niveau du ballon dépasse 15°C. Le fonctionnement en mode équilibré a duré 13 mn. La température dans le ballon baisse de 5°C et le mode chauffage est enclenché pendant une durée de 10 mn. L'énergie récupérée au sous-refroidisseur fait augmenter la température dans le ballon de 2 K. Lors de ce deuxième cycle, le basculement s'effectue à une température d'eau dans le ballon de 11°C afin d'éviter une prise de givre importante. En effet, il aurait fallu plus d'1 heure et 30 minutes de fonctionnement en mode chauffage pour arriver à une température de 15°C dans le ballon de stockage. Or lors du premier essai, on a constaté qu'audelà d'une heure en mode PAC air/eau une épaisse couche de givre commence à couvrir l'évaporateur à air.

On constate qu'après le deuxième basculement du mode équilibré au mode chauffage, la température dans le ballon est de 8°C. Après plus de 3 heures en mode chauffage, la température dans le ballon d'eau atteint 16°C. L'épaisse couche de givre sur les batteries rend quasiment impossible un dégivrage par thermosiphon diphasique.

On conclut que le rapport des durées de fonctionnement entre mode chauffage et mode équilibré restera toujours « déséquilibré ». La chaleur stockée grâce au sous-refroidissement sera toujours très inférieure à celle dont on a besoin pour fonctionner en mode équilibré et assurer un dégivrage. Le rapport est de 1/20 entre l'énergie récupérée par le sous-refroidisseur en mode chauffage et l'énergie nécessaire pour l'évaporateur en mode équilibré. La chaleur sensible (sans changement de phase) récupérée au sous-refroidisseur sera toujours inférieure à ce dont on a besoin pour évaporer (en latent) en mode équilibré.

Autrement dit, même si on réduit le temps de fonctionnement en mode pompe à chaleur à une demiheure voire moins, on aura que quelques minutes pour dégivrer, ce qui est insuffisant pour un dégivrage par thermosiphon.

#### II.3.4.4.3. Essai N°3 : Conditions optimales pour le thermosiphon

Pour pallier le déséquilibre entre modes équilibré et chauffage, la température du ballon d'eau froide a été augmentée à l'aide du VULCATHERM jusqu'à 25°C. On limite ainsi le temps de fonctionnement en mode chauffage afin d'obtenir une couche moyenne de givre et on peut assurer une température d'évaporation élevée lors du passage en mode équilibré. On conserve la même consigne de contrôle de la HP et l'ambiance des tests précédents.



Le passage en mode équilibré s'effectue après 1 heure et 30 minutes de fonctionnement en mode chauffage. La température du ballon augmente de 2 K en 52 minutes avec l'énergie récupérée par sous-refroidissement. Le Vulcatherm est enclenché pour chauffer le ballon d'eau froide et au bout de 30 mn la température du ballon atteint 25°C. Apres basculement en mode équilibré, la température du ballon atteint 5°C après 30 mn et la machine est arrêtée.

On ne constate aucune amélioration au niveau des batteries. La couche de givre reste toujours aussi importante malgré une basse pression de 5 bar abs au niveau de l'évaporateur à eau. La température d'évaporation est de 2,8°C avec des pics de 7°C. Le thermosiphon aurait dû s'enclencher au regard de l'écart de température entre l'évaporateur et les batteries à air.

Le débit de fluide frigorigène qui passe dans l'évaporateur et le condenseur lors du fonctionnement en mode équilibré a été calculé à partir du bilan de puissance sur l'eau et de la différence d'enthalpie entre les deux échangeurs. Le débit estimé dans l'évaporateur est de 0,07 kg/s et il est quasiment le même que celui qui circule dans le condenseur. L'erreur est de 3,1% entre le débit calculé dans les échangeurs et le débit donné par le logiciel du fabricant Select 7. Cette différence provient de la précision de la métrologie mais reste en dessous de l'incertitude maximale de 5% admise pour le calcul de la puissance calorifique.

On conclut qu'aucun débit ne circule dans le thermosiphon. On peut expliquer cela par la particularité du thermosiphon de la thermofrigopompe. Un thermosiphon classique fonctionne dans le cas d'un système fermé et sur un gradient de température important. Dans notre cas, l'écart de température entre le point froid (les batteries givrées) et le point chaud (évaporateur) est légèrement supérieur à 1 K en moyenne et n'excède pas 7 K au maximum. En plus, pour qu'un thermosiphon fonctionne, il faut que la pression motrice de la vapeur soit supérieure à la perte de charge dans le système. Dans la configuration actuelle, le circuitage des batteries crée des pertes de charge importantes et dans le cas où des vapeurs arriveraient à migrer dans les tubes horizontaux, l'absence de la force de gravité rend impossible le retour du liquide vers l'évaporateur. Il faut ajouter à cela, la dépression créée par l'aspiration du compresseur en bas du thermosiphon. En effet, lors du fonctionnement du thermosiphon, le compresseur est en marche et tend à aspirer les vapeurs provenant de l'évaporateur.

Le calcul du débit massique dans les deux échangeurs reste approximatif mais suffisant pour notre étude. L'évolution des pressions au sein de la phase vapeur, les phénomènes de cisaillement à

l'interface entre le liquide et la vapeur s'écoulant à contrecourant, les limites du pompage capillaire et les phénomènes de transfert de flux à l'évaporateur et au condenseur [LAT 2006] sont des paramètres à prendre en compte afin d'aboutir à un calcul plus élaboré.

A l'avenir, on peut imaginer un dégivrage par thermosiphon diphasique avec arrêt de la machine pour favoriser la migration de la vapeur. La durée de dégivrage sera plus longue et la production de chaud interrompue. Dans ce cas de figure, un dégivrage par convection naturelle ou ventilation forcée aura la même efficacité et le recours au thermosiphon diphasique ne sera plus justifié. Dans la suite de notre étude, cette solution de dégivrage sera définitivement écartée au profit de solutions mieux identifiées et de la recherche d'un optimum dans l'alternance entre mode équilibré et mode chauffage.

# II.4. Deuxième campagne d'essais, installation en version modifiée

En se basant sur les conclusions de la première campagne d'essais, des modifications ont été effectuées de la thermofrigopompe.

La première modification concerne la distribution de fluide frigorigène dans les batteries tubes et ailettes. En effet, lors des essais en mode chauffage avec dégivrage, l'accumulation du givre sur les deux batteries à air n'était pas homogène. La tuyauterie d'égalisation en sortie des détendeurs a donc été supprimée afin d'améliorer l'alimentation en fluide frigorigène des deux batteries à air.



Figure II.22 : Conduite à la sortie des détendeurs

La seconde modification concerne le dégivrage. La méthode par thermosiphon ayant montré ses limites, un dégivrage par passage en mode « rafraîchissement sans ventilation » a été retenu pour les essais de simulation de dégivrage. Ce mode de dégivrage correspond à l'effet d'une inversion de cycle dans une PAC air/eau traditionnelle, avec l'intérêt de ne pas reprendre de la chaleur au circuit de chauffage. De plus, une sonde de température a été rajoutée sur la crosse de l'évaporateur à air pour assurer une gestion dynamique du basculement en mode dégivrage.

La troisième modification concerne la gestion de la haute pression. A cet effet une stratégie de gestion de la haute pression basée sur le sous-refroidissement réel a été testée. Les deux sondes de température sur la boucle d'eau froide ont été déplacées sur le circuit frigorifique (sortie condenseur à eau et sur la ligne liquide). La température de bulle est calculée à partir de la valeur de la haute pression et de l'équation de température de saturation.

$$T_{bulle} = -4,44 \times 10^{+01} + 1,129 \times 10^{+01} \times Hp - 8,201 \times 10^{-01} \times Hp^{2} + 4,48 \times 10^{-02} \times Hp^{3} - 1,51 \times 10^{-03} \times Hp^{4} + 2,82 \times 10^{-05} \times Hp^{5} - 2,21 \times 10^{-07} \times Hp^{6}$$
(Equation II. 3)

Hp : haute pression (relative en bar)

En mode chauffage, la température de bulle est comparée à la température à la sortie du condenseur. L'écart entre les deux températures **doit être nul** afin d'assurer une condensation complète dans le condenseur. Quand l'écart est inférieur à zéro, l'automate commande l'ouverture de l'électrovanne Evrh pour augmenter la haute pression. Lorsque l'écart est supérieur à zéro, l'électrovanne EvrB s'ouvre, provoquant une chasse de gaz et une diminution de la haute pression. En pratique, l'écart est majoré de quelques degrés afin de limiter les ouvertures intempestives des électrovannes. En mode rafraîchissement et équilibré, l'écart est calculé à partir des températures de bulle et du fluide frigorigène sur la ligne liquide. Le système de contrôle de la haute pression sert, dans ces deux modes, à maintenir un sous-refroidissement nécessaire pour une alimentation en liquide du détendeur.

En mode équilibré, la valeur du sous-refroidissement est maintenue entre 5,5 et 7,5 K et entre 3 et 5,5 K en mode rafraîchissement. Le schéma ci-dessous présente la stratégie de contrôle de la haute pression.



# rigure 11.25: Strategie de regulation de la pression de cond

# II.4.1. Programme d'essais

La deuxième campagne d'essais englobe des essais de performances sur plusieurs scénarios de fonctionnement et un essai fonctionnel afin de caractériser le rôle de la bouteille de réserve liquide.

#### II.4.1.1. Essais de mesure des performances

Les conditions d'essais ont été définies de manière à reproduire une large plage de conditions d'utilisation de la thermofrigopompe pour chaque mode de fonctionnement. Un essai sans contrôle de la haute pression a été programmé pour chaque mode. L'essai 1 pour les différents modes a été retenu comme essai de référence pour le test sans contrôle de la haute pression. La désactivation du contrôle de la haute pression s'effectue par la fermeture (forçage à 0 sur l'interface PC de l'automate) des électrovannes d'injection de gaz chaude (Evrh) et de chasse de gaz de la bouteille liquide Evrb. Conformément aux recommandations de l'EN 14511, les débits d'eau et d'air définis dans l'essai N°1 (pour chaque mode) seront maintenus pour les essais suivants.

En mode chauffage, on fixe une température de  $15^{\circ}C$  (+/-1 K) dans le ballon d'eau froide au démarrage de l'essai.

Les conditions d'air à l'entrée des batteries et d'eau à la sortie du condenseur en mode chauffage sont présentées sur le Tableau II.6. Les essais 1, 2 et 3 sont à une température d'air de 7°C mais pour différentes températures en sortie condenseur. Une production d'eau à 35°C et 45°C (essais 1 et 2) correspondent au fonctionnement d'une PAC reliée à un plancher chauffant ou à des ventilo-convecteurs.

	Con	ditions air	Conditions eau			
ESSAIS	T° sèche (°C)	Humidité relative %	T° entrée (°C)	T° sortie (°C)		
Essai chauffage N°1	7	87	30	35		
Essai chauffage N°2	7	87	*	45		
Essai chauffage N°3	7	87	*	55		
Essai chauffage N°4	2	91	*	35		
Essai chauffage N°5	2	2 91		45		
Essai chauffage N°6	7	87	30	35		

Tableau II.6 : Essais en mode chauffage

Le scénario de fonctionnement avec une température d'eau en sortie à 55°C reproduit le comportement de la machine dans le cas d'une production d'eau chaude sanitaire (et/ou fonctionnement avec radiateurs). Deux essais à des conditions extrêmes de givrage (air à 2°C et 91% d'humidité relative) et à des températures d'eau en sortie de 35°C et 45°C ont été effectués. Ces tests incluent des phases de dégivrage par le passage en mode rafraîchissement sans ventilation. Enfin, l'essai N°6 semblable au premier test, est réalisé sans contrôle de la haute pression.

Le Tableau II.7, présente les conditions des essais en mode équilibré. Pour une température d'eau en sortie évaporateur de 7°C, des mesures ont été effectuées pour trois essais avec une température en sortie condenseur de 35°C, 45°C et 55°C. Un essai avec production d'eau froide à 18°C à une température d'eau à 23°C et 35°C en sortie condenseur a été effectué. Cet essai reproduit un fonctionnement dans le cas de production d'eau froide à une température moyenne pour un raccordement avec un système de poutre froide ou plafond rafraichissant. Le contrôle de la haute pression est désactivé lors de l'essai N°5.

ESSAIS	Conditions	eau froide	Conditions eau chaude			
ESSAIS	T° entrée (°C)	T° sortie (°C)	T° entrée (°C)	T° sortie (°C)		
Essai équilibré N°1	ré N°1 12 7		30	35		
Essai équilibré N°2	*	7	*	45		
Essai équilibré N°3	*	7	*	55		
Essai équilibré N°4	23	18	*	35		
Essai équilibré N°5	12	7	30	35		

Tableau II.7 : Essais en mode équilibré

Le Tableau II.8 présente les conditions des essais en mode rafraîchissement. L'humidité relative à l'entrée des échangeurs n'est pas contrôlée. Les trois premiers essais ont pour objectif d'évaluer les performances de la machine lors d'un fonctionnement avec une température d'eau froide à 7°C et pour différentes températures d'air. Un point de fonctionnement avec une température d'entrée d'eau froide à 23°C et de sortie à 18°C reproduit le comportement de la machine dans le cas d'un raccordement à un système de rafraîchissement convectif (poutre froide..). Enfin, un essai avec une température d'air en entrée condenseur de 35°C et 7°C en sortie d'eau froide sans contrôle de la haute pression a été réalisé (Essai N 5).

ESSAIS	Con	ditions air	Conditions eau			
ESSAIS	T° sèche (°C)	Humidité relative %	T° entrée (°C)	T° sortie (°C)		
Essai rafraîchissement N°1	35	nc	12	7		
Essai rafraîchissement N°2	ssai rafraîchissement N°2 30		*	7		
Essai rafraîchissement N°3	25	nc	*	7		
Essai rafraîchissement N°4	35	nc	23	18		
Essai rafraîchissement N°5	35	nc	12	7		

#### Tableau II.8 : Essais en mode rafraîchissement

#### II.4.1.2. <u>Résultats</u>

Les valeurs de contrôle pour chaque essai sont présentées en annexe II.4. Les valeurs mesurées et l'état à l'entrée et la sortie de chaque organe sont présentés en annexe II.5.

#### II.4.1.2.1. Mode chauffage

Les essais en mode chauffage ont été effectués avec un contrôle de la haute pression à partir de la mesure du sous-refroidissement du fluide frigorigène puisque le contrôle de la haute pression en fonction de la température d'eau à l'entrée du condenseur n'avait pas permis l'obtention d'un fonctionnement stable.

Les performances de la thermofrigopompe en mode pompe à chaleur sont présenté sur le Tableau II.9.

	Essai N°		1	2	3	4	5	6
	Régime		Transitoire (dégivrage)	Stabilisé	Stabilisé	Transitoire (dégivrage)	Transitoire (dégivrage)	Stabilisé
	Air e b	T° sèche (°C)	7	7	7	2	2	7
signe		HR (%)	87	87	87	91	91	87
Cons	Eau chaude	T° entrée (°C)	30	*	*	*	*	30
		T° sortie (°C)	35	45	55	35	45	35
Avec auxiliaires COP		СОР	2,90	2,46	2,00	2,35	1,94	2,2
Sans auxiliaires COP		4,03	3,25	2,52	3,38	2,76	3,21	
Puissance auxiliaires (kW)		1,25						

Tableau II.9: Performances en mode chauffage (2<sup>ème</sup> campagne d'essais)

Lors de l'essai sans contrôle de la haute pression, le sous-refroidissement en sortie condenseur diminue jusqu'à arriver à une valeur nulle. On remarque une légère amélioration (COP=2,9) des performances lors d'un fonctionnement avec contrôle de la haute pression sur fluide frigorigène. Néanmoins, les électrovannes (Evrh et Evrb) sont constamment sollicitées. On note 786 ouvertures de l'électrovanne Evrb et 150 de Evrh en 6 heures d'essai.



Le sous-refroidissement diminue avec l'augmentation de la température du ballon d'eau froide. Dans un premier temps, la température du ballon d'eau froide reste stable. Au bout d'une heure de fonctionnement, la température augmente sensiblement. Cela confirme la nécessité d'un passage périodique en mode équilibré afin de baisser la température du ballon.

Les essais N°1, 4 et 5 ont nécessité le passage par un mode dégivrage. La prise en givre était importante et le dégivrage par thermosiphon diphasique a montré ces limites. Un dégivrage par le passage en mode rafraîchissement sans ventilation a été retenu.

La Figure II.25 présente la stratégie du passage en mode dégivrage. Le passage en mode rafraîchissement sans ventilation s'effectue lorsque l'écart entre la température d'air et la température de rosée (T° de saturation BP) est supérieure à 12 K (cdt1). Le retour en mode chauffage est réalisé quand la température de crosse au niveau de l'évaporateur à air est supérieure à 15°C (cdt2), ce qui permet de s'assurer que la totalité du givre a été liquéfié.



La durée du dégivrage par cette technique est de 10 minutes lors de l'essai avec une température d'air de 7°C et de 7 minutes lors de l'essai à 2°C. Le givre est moins homogène lors de l'essai à 7°C d'air

mais une épaisse couche de givre se forme sur la face interne de la batterie B. Il faut remarquer que cette durée reste sensiblement supérieure à celle observée lors d'une inversion de cycle traditionnelle. En effet, les gaz chauds sont injectés dans le circuit HP des batteries à air et l'élimination du givre se produit par conduction entre les tubes HP et les tubes BP ( en nappes alternées) en contact avec les ailettes givrées. Néanmoins, cette technique permet un dégivrage efficace sans puisage dans le stock de chaleur précédemment constitué dans le ballon d'eau chaude.

Sur la Figure II.26, on remarque que malgré le passage par deux dégivrages (passage en mode rafraîchissement sans ventilation) la température du ballon continue d'augmenter par paliers et le sous-refroidissement diminue. Un passage en mode équilibré permettra de diminuer sensiblement la température au niveau du ballon d'eau froide et les performances moyennes de la machine seront sensiblement améliorées.

On note qu'aucune amélioration de la distribution du fluide frigorigène n'a été observée après suppression de la jonction à la sortie des deux détendeurs.



#### II.4.1.2.2. Mode équilibré

Le Tableau II.10 présente les performances de la thermofrigopompe en mode équilibré. Les essais en mode équilibré ont été réalisés avec un contrôle de la haute pression sur l'eau. Un essai avec un contrôle de la haute pression sur le fluide frigorigène a été effectué. On remarque qu'on atteint un COP supérieur à 5 lors de l'essai N°4. Le compresseur travaille avec un taux de compression moins élevé et sa consommation diminue. Lors de l'essai sans contrôle de la haute pression, on observe le même comportement qu'en mode chauffage sans contrôle. Les pressions diminuent et au bout d'une heure de fonctionnement, le sous-refroidissement est nul. Une légère amélioration est observée lors du fonctionnement avec contrôle de la HP sur fluide frigorigène. Lors de cet essai, le nombre d'ouvertures des électrovannes Evrh et Ervb est respectivement de 370 et 327 en 1h58.

	Essai N°			2	3	4	5	6
a	Equ froido	T° entrée (°C)	12	*	*	23	12	12
ign	Eau Iroide	T° sortie (°C)	7	7	7	18	7	7
suo	Eau chaudo	T° entrée (°C)	30	*	*	*	30	30
C	Eau chaude	T° sortie (°C)	35	45	55	35	35	35
aires	СОР		3,8	3,1	2,4	5,4	3,9	3,9
auxili	EER		3,0	2,3	1,6	4,7	3,1	3,2
Avec		TFP	6,8	5,4	4,0	10,1	7,0	7,0
aires	COP		4,4	3,5	2,7	6,3	4,6	4,5
auxili	EER		3,5	2,6	1,8	5,4	3,7	3,7
Sans	Subscription		7,9	6,1	4,5	11,7	8,2	8,2
Puissance auxiliaires kW					C	),55		

Tableau II.10: Performances er	équilibré (2 <sup>ème</sup>	campagne d'essais)
--------------------------------	-----------------------------	--------------------

# II.4.1.2.3. Mode rafraîchissement

Les essais en mode rafraîchissement ont été effectués sans contrôle de la haute pression. Le contrôle de la haute pression crée de fortes fluctuations des valeurs de contrôle à l'entrée de l'évaporateur à eau. Cela ne permettait pas de respecter les écarts admis dans la norme NF 14511. On remarque un sous-refroidissement nul lors de ces essais. Un essai (N°6) avec contrôle de la haute pression sur fluide frigorigène a été effectué. L'activation du contrôle a permis d'avoir un sous-refroidissement acceptable (3,38 K) mais nous oblige à travailler avec une haute pression relativement élevée soit 21,7 bars abs. L'électrovanne de chasse des gaz chauds (Evrb) est souvent sollicitée afin d'abaisser la haute pression (43 ouvertures en 3h d'essai).

Tableau II.11 : Performances en mode rafraîchissen	nent (2 <sup>ème</sup>	campagne d'essais)
--	------------------------	--------------------

Essai N°		1	2	3	4	5	6	
	Air	T° entrée (°C)	35	30	25	35	35	35
igne	Air	T° sortie (°C)	nc	nc	nc	nc	nc	nc
Cons	Eau froide	T° entrée (°C)	12	*[1]	*	23	12	12
		T° sortie (°C)	7	7	7	18	7	7
Avec auxiliaires		EER	1,84	2,35	2,77	2,12	1,95	1,98
Sans auxiliaires		EER	2,33	3,03	3,66	2,67	2,46	2,45
Puissance auxiliaires kW			1	1,	03	1	1	

nc : non contrôlée

#### II.4.2. Bouteille liquide et gestion de la haute pression

L'objectif de cet essai est de voir le comportement de la machine sans contrôle de la haute pression. La vanne manuelle en bas de la bouteille a été fermée afin d'isoler la bouteille du reste du circuit et un essai a été effectué en mode équilibré.

La Figure II.27 représente l'évolution de la surchauffe, du sous-refroidissement et du COP. On remarque qu'au bout d'une heure et 30 mn, le sous-refroidissement est nul et la surchauffe à l'aspiration du compresseur augmente jusqu'à 17 K. Apres ouverture de la vanne manuelle, la surchauffe se stabilise à 17 K mais le sous-refroidissement reste toujours nul. Dans l'installation actuelle, la bouteille liquide est connectée en dérivation, en partie basse, à la ligne liquide du circuit frigorifique. Cette configuration ne permet pas à la bouteille de jouer son rôle de stockage ou de déstockage du fluide frigorigène en fonction du volume interne du condenseur sans l'activation du contrôle de la HP. Une disposition de la bouteille liquide en série à la sortie du sous-refroidisseur sera plus adaptée afin d'assurer une alimentation continue en liquide du détendeur.



Un contrôle de la haute pression par variation du débit d'eau ou de la vitesse de rotation des ventilateurs à l'entrée du condenseur pourrait également être mis en œuvre dans un prochain prototype.

Il convient cependant de s'interroger sur la nécessité d'un contrôle de la haute pression car il induit une complexité de la régulation, du circuitage et l'utilisation très fréquente des électrovannes.

# II.5. Conclusion

Des essais complémentaires sur le prototype conçu au laboratoire LGCGM lors de la première thèse sur ce projet thermofrigopompe ont été réalisés au laboratoire du Pôle Cristal. Une première campagne d'essais a permis d'observer le comportement de la machine et d'étudier en détail l'efficacité de concepts originaux tels que le dégivrage par thermosiphon diphasique et le contrôle de la haute pression. Pour chaque mode de fonctionnement un essai s'inspirant de la norme EN14511 a été réalisé. Une métrologie a été mise en place sur le prototype afin d'établir les performances de référence pour les divers modes de fonctionnement.

On observe que les performances de la machine sont nettement inférieures à l'état de l'art des pompes à chaleur et des climatiseurs. Des erreurs de réalisation sont en causes :

- Un compresseur mal adapté,
- Des échangeurs sous-dimensionnés,
- Une consommation électrique des auxiliaires très élevée,
- Une gestion de la haute pression conduisant à des pertes d'énergie,
- Des pertes de charge importantes dans le circuit frigorifique.

La technique du dégivrage par thermosiphon diphasique a fait l'objet de plusieurs essais. Lors d'une prise en givre sévère des batteries à air, le dégivrage par thermosiphon ne permet pas de faire fondre le givre dans un laps de temps satisfaisant. De plus, le temps de fonctionnement pour chaque mode lors d'un fonctionnement alternant mode équilibré et mode chauffage est toujours déséquilibré. Le dégivrage par thermosiphon diphasique semblait une solution simple et élégante mais dans la configuration actuelle dans la TFP, son efficacité reste insuffisante.

Sur la base des conclusions de la première campagne d'essais, des modifications au niveau du circuit frigorifique et une nouvelle stratégie de dégivrage ont été mises en œuvre. La conduite reliant la sortie des deux détendeurs a été supprimée. Des sondes de température ont été déplacées pour les besoins du contrôle de la haute pression sur le fluide frigorigène. Des tests avec des scénarios de fonctionnement plus élargis ont été réalisés.

Un dégivrage par basculement en mode «rafraîchissement sans ventilation» est effectué lors des essais en mode chauffage à des conditions sévères. Par ailleurs, il a été constaté que la gestion de la haute pression (HP) cause une baisse des performances. Le contrôle de la haute pression sur le fluide frigorigène apporte une légère amélioration des performances et l'alimentation en liquide du détendeur est assurée. Néanmoins, les électrovannes du système de contrôle sont constamment sollicitées et cela peut poser des problèmes de fiabilité à long terme, de l'électrovanne elle-même ou des relais de l'automate.

Les résultats des essais de fonctionnement par mode seront utilisés pour la validation de modèles numériques. Ces modèles physiques serviront à dimensionner un deuxième prototype de thermofrigopompe.

La thermofrigopompe est une solution intéressante pour chauffer, climatiser et même produire de l'eau chaude sanitaire. Néanmoins, c'est la régulation qui permet d'assurer une combinaison gagnante et une performance saisonnière optimale. Le système de régulation doit être paramétré pour s'adapter aux besoins des utilisateurs et à la nature du bâtiment. Lors de cette campagne d'essai, l'absence d'une stratégie globale de contrôle/commande de la machine n'a pas permis d'effectuer des tests de transition entre modes lors d'un fonctionnement autonome de la TFP. Cet aspect devra être étudié avec le plus grand soin lors des prochaines étapes de cette étude.

Chapitre III : Sélection du fluide frigorigène, évolution de l'architecture de la TFP et choix d'un bâtiment cible

# III.1. Introduction

La conception d'une pompe à chaleur dépend fortement des propriétés du fluide frigorigène choisi. Ces substances, semblables à celles utilisées dans les circuits des systèmes frigorifiques à compression, sont le support du transfert de chaleur dans un cycle. Au départ, le choix d'un fluide frigorigène était souvent dicté par des considérations purement thermodynamique et technique : une température critique élevée, des pressions d'utilisations adaptées [MEU 2010], un taux de compression raisonnable, COP et puissance frigorifique volumique élevés et enfin la faisabilité d'un système en tenant compte de la compatibilité avec les huiles et les matériaux utilisés (cuivre, acier..). Cependant, certains fluides peuvent constituer un véritable danger pour la sécurité des personnes et des biens au regard de leurs toxicité et inflammabilité. Sur la base de ces critères les HCFC (hydro-chloro-fluoro-carbures) et les HFC (hydro-fluoro-carbures) étaient souvent sélectionnés. Les fluides frigorigènes les plus couramment utilisés, actuellement, pour les PAC sont le R407C, le R410A et le R134a (ce dernier est généralement employé dans les PAC de production d'eau chaude sanitaire). Les plus anciennes pompes à chaleur fonctionnent encore avec du R22<sup>2</sup>.

Actuellement, les politiques d'action en faveur de l'environnement ont imposé de nouvelles restrictions concernant les fluides de synthèse. Lors des prochaines révisions des réglementations concernant les fluides frigorigènes, l'utilisation des HFC sera très probablement restreinte, (ou soumise à taxation) notamment en Europe [REG 2013]. Cependant, la mise en place d'un protocole d'interdiction des HFC au niveau mondial reste hypothétique à moyen terme [COU 2011].

Dans ce contexte, l'utilisation des fluides naturels tels que le dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>, R744), l'ammoniac (NH<sub>3</sub>, R717) et les hydrocarbures (tels que le propane,  $C_3H_8$ , R290) est considérée aujourd'hui comme une alternative prometteuse en raison de leurs faibles impacts sur l'environnement. Largement utilisés dans les premières installations frigorifiques, les fluides naturels ont été remplacés dans les années 1930 par des fluides de synthèse. On note, ces dernières années, un intérêt croissant des chercheurs pour le retour vers ces fluides.

Dans le cadre d'une politique de développement durable, plusieurs organisations dans le monde œuvrent pour l'introduction de solutions de rechange aux HCFC et HFC. On cite Eurammon qui est une initiative conjointe d'entreprises, d'institutions et d'individus engagés à promouvoir l'utilisation de fluides naturels [EUR 2011]. Le projet européen SHERHPA<sup>3</sup> porte sur le développement de pompes à chaleur à faible consommation d'énergie utilisant des fluides frigorigènes en adéquation avec les futures exigences environnementales [SHE 2011]. L'organisation non gouvernementale (ONG) Greenpeace tente d'influencer les gouvernements afin de substituer de façon définitive les frigorigènes synthétiques par des fluides naturels. Des sites internet communautaires portent sur les fluides naturels : ammonia21.com, R744.com, hydrocarbons21.com... La conférence internationale nommée « Gustav Lorentzen » sur les fluides naturels rassemble les scientifiques travaillant sur ce domaine depuis 1994.

Plusieurs opérateurs sont en train de remplacer où d'adapter leurs anciennes installations. Certains fabricants commencent à proposer des composants adaptés aux fluides naturels. Mais cette solution reste à envisager avec prudence en raison des risques technologiques qui sont associés à ces fluides : inflammabilité, explosivité et toxicité.

Pour juger de l'opportunité d'utilisation des fluides naturels une analyse des travaux déjà effectués et des verrous technologiques est un préalable indispensable. La première partie de cette étude bibliographique traite des publications scientifiques sur des PAC aux fluides naturels. On verra par la suite les différents composants susceptibles d'être utilisés et disponibles sur le marché. Dans la deuxième partie, nous aborderons plus en détail l'intérêt d'une production simultanée de chaud et de

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> HCFC qui ne sera plus commercialisé en Europe à partir de 2015.

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Sustainable Heat and Energy Research for Heat Pump Applications

# *Chapitre III : Sélection du fluide frigorigène, évolution de l'architecture de la TFP et choix d'un bâtiment cible*

froid. Mais tout d'abord, nous présenterons une recherche d'antériorité de brevets qui vise à analyser l'état de la technologie des thermofrigopompes. Cette étape est cruciale avant l'entame d'un travail de recherche et développement. On présentera ensuite une revue bibliographique des travaux scientifiques sur les machines frigorifiques où les énergies frigorifique et calorifique sont toutes les deux valorisées. Enfin, des modèles de bâtiments (développé sous TRNSYS) et de thermofrigopompe (développé sous EES) sont présentés et des simulations annuelles sont réalisées. Ces résultats permettent d'identifier le type de bâtiment cible et le fluide frigorigène le plus adapté pour un futur prototype de thermofrigopompe.

# III.2. <u>Fluides naturels</u>

Tout d'abord, un bref historique sur l'évolution des fluides frigorigènes à travers le temps. Au tout début de la réfrigération ( $19^{eme}$  siècle), trois fluides frigorigènes sont largement utilisés : le dioxyde de soufre SO<sub>2</sub>, l'ammoniac NH<sub>3</sub> et le dioxyde de carbone CO<sub>2</sub>. Dans une moindre mesure, les hydrocarbures tels que le propane et l'isobutane ont également été utilisés comme fluide frigorigène à cette époque. Ces fluides naturels facilement disponibles présentent néanmoins des inconvénients (inflammabilité, toxicité...).

Au début des années 1930, apparaissent les premiers fluides synthétiques : les CFC (chlorofluorocarbures), suivis des HCFC dans les années 1950. « Inoffensifs » et plus simples à manipuler, ces fluides de synthèse présentaient une bonne alternative aux fluides naturels. Néanmoins, leurs molécules contiennent du chlore, lequel a était identifié comme catalyseur de la réaction de destruction de la couche d'ozone.

Une nouvelle génération de fluides frigorigènes est proposée par l'industrie chimique à la fin des années 1980 : les HFC (hydrofluorocarbures). Sans chlore, ces substances n'ont aucun effet sur la couche d'ozone. Cependant, ces dernières années (fin des années 1990), les HFC sont mis en cause dans le phénomène de réchauffement climatique en accentuant l'effet de serre. A ce titre, le protocole de Kyoto (ratifié en 1997 et entré en vigueur en 2005) classe ces substances dans la catégorie des gaz qui contribuent au réchauffement planétaire.

Les HFC apparaissent comme une alternative à moyen terme mais ne sont pas l'abri d'une future interdiction. Plusieurs opérateurs dans l'industrie et le tertiaire anticipent l'interdiction et s'orientent vers des fluides à faible impact environnemental tels que le  $CO_2$ , l'ammoniac... ou bien des fluides synthétiques, développées par l'industrie chimique, plus respectueux de l'environnement tels que les nouveaux fluides HFO (hydro-fluoro-oléfines). Un produit prometteur de la famille des HFO est le R1234yf [DAL 2010]. Ce nouveau fluide, dont le potentiel de destruction de la couche d'ozone (ODP) est nul et celui du réchauffement global (GWP) égal à 4, est destiné à remplacer le R134a (HFC avec un GWP<sub>100ans</sub> de 1300) dans l'industrie automobile en Europe [BRO 2010]. Cependant, bien qu'il offre des performances quasi identiques au R134a, sa manipulation reste délicate en raison de sa légère inflammabilité.

Au cours des dernières années, le retour aux fluides frigorigènes « naturels » devient une alternative prometteuse. Ils offrent des performances thermodynamiques meilleures mais leur développement à grande échelle reste limité. On note par exemple, que l'ammoniac est resté très largement utilisé en agroalimentaire (sur des installations contenant quelques centaines de kilogrammes à quelques tonnes de fluide) même après l'introduction des fluides artificiels. Dès 1994, Lorentzen [LOR 1994] a démontré l'intérêt d'utiliser le R744 comme frigorigène dans une installation de froid commercial qui combine la production d'eau chaude sanitaire et de froid en détente directe. S'ensuit un réel regain d'intérêt pour ce fluide de la part des scientifiques et des opérateurs, notamment en industrie automobile. Enfin, les hydrocarbures sont largement présents dans les appareils de réfrigération domestiques où l'on rencontre rarement de grosses charges en fluide (quelques dizaines de grammes).

# III.2.1. Contraintes en matière d'environnement et de sécurité

# III.2.1.1. Contraintes environnementales

Les premières règles de sélection de fluides frigorigènes étaient basées essentiellement sur des critères thermodynamiques et économiques (prix à l'achat et coût d'exploitation). Dans cette partie on abordera deux autres critères importants : l'impact sur l'environnement et les risques lors de la manipulation et l'exploitation des fluides. Tout d'abord, l'utilisation de fluides naturels comme solution de remplacement aux fluides synthétiques est étroitement liée aux actions menées

internationalement pour quantifier et limiter l'impact sur l'environnement d'un fluide frigorigène sans prise en compte des effets lors d'exploitation. Deux indices permettent de caractériser cet impact :

- ODP : Ozone Depletion Potential (Potentiel d'appauvrissement de l'ozone). C'est l'impact d'une molécule sur l'appauvrissement de la couche d'ozone. Il est calculé par rapport à une référence (généralement un CFC R11, R12) à laquelle on attribue un ODP égal à 1.
- GWP : Global Warming Potential (Potentiel de Réchauffement Global). Cet indice caractérise la participation de la molécule à l'effet de serre. Pour cet indice la molécule de référence est le CO<sub>2</sub> à laquelle on attribue un GWP égal à 1. Il est par ailleurs, calculé pour une durée déterminée (20, 100, 500 ans...)

L'indice TEWI (Total Equivalent Warming Impact : impact total équivalent sur le réchauffement) englobe l'effet direct du fluide frigorigène et l'effet indirect lors de l'exploitation de l'installation. Cela permet d'inclure les effets, sur une durée d'exploitation, du mode de production d'électricité, du taux de fuite annuel et de l'efficacité de l'installation.

 $TEWI = GWP \cdot m \cdot [L \cdot n + (1 - \alpha)] + n \cdot E \cdot \beta$ 

(Equation III.1)

- *L* : du taux de fuite annuel (%),
- *n* : de la durée de vie de l'installation (an),
- *m* : de la masse de frigorigène dans l'installation (kg),
- $\alpha$  : taux de récupération en fin de vie,
- *E* : de la consommation d'énergie annuelle de l'installation (kWh),
- $\beta$ : taux de CO<sub>2</sub> rejeté pour produire l'électricité (kg<sub>CO2</sub>/kWh).

# III.2.1.2. Contraintes de sécurité et classification

Deux paramètres sont à prendre en compte dans l'aspect sécurité de manipulation : l'inflammabilité et la toxicité. Le Tableau III.1 montre la concentration dans l'air (en partie par million) à partir de laquelle le fluide frigorigène devient toxique et les limites d'explosivité. Les limites inférieures d'explosivité (LIE) et supérieure d'explosivité (LSE) caractérisent l'intervalle d'explosivité du mélange fluide frigorigène à l'état gazeux et de l'air. Lorsque la concentration du gaz dans l'air est en dessous de la LIE ou au-dessus de la LSE, le risque d'amorce d'une explosion est faible.

Fluide	Formule chimique	GWP <sub>100</sub> (kg <sub>eq</sub> .CO <sub>2</sub> /kg)	ODP	LIE %(V/V)	LSE %(V/V)	Température d'auto inflammation (°C)	Odeur	Toxicité ppm
<b>R717</b> Ammoniac	NH <sub>3</sub>	0	0	15	28	630	Acre, irritante	25
R744 Dioxyde de carbone	CO <sub>2</sub>	1	0	Ininflammable		-	Aucune	5000
<b>R290</b> Propane	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	3	0	2,2	10	470	Légèrement désagréable	2500

Tableau III.1 : Caractéristiques de trois fluides frigorigènes naturels étudiés

LSE : limite supérieure d'explosivité

LIE : limite inférieure d'explosivité

V/V : pourcentage volume dans l'air

ppm : partie par million

L'ammoniac devient toxique à partir d'une concentration de 25 ppm. Sa température d'auto inflammation est assez élevée (630°C). Le dioxyde de carbone est ininflammable et indolore mais devient toxique à partir d'une concentration de 5000 ppm. Le R290 utilisé dans les systèmes de réfrigération est faiblement irritant voir indolore comparé au propane domestique qui est préalablement traité (ajout d'un agent odorant) afin de permettre une détection olfactive. Par ailleurs,

des détecteurs électroniques sont largement disponibles et détectent la présence du gaz avant d'atteindre la limite inférieure d'inflammabilité.

La Figure III.1 regroupe quelques caractéristiques pratiques de HFC (largement utilisés dans l'industrie du froid et des pompes à chaleur), d'un HFO et des 3 fluides naturels sujets de notre étude. L'impact sur la couche d'ozone est généralement égal à zéro pour le cas des HFC et des fluides naturels. Par contre, on constate que le GWP des fluides naturels est négligeable (dans le cas de l'ammoniac, égal à zéro). Avec un ODP de 0 et un GWP de 4, le HFO 1234yf est le seul fluide synthétique qui peut rivaliser avec les fluides naturels sur le plan environnemental mais reste sujet à discussion en raison de sa légère inflammabilité.



Dans l'ASHRAE standard 34 [ASH 1997], les fluides frigorigènes sont classés par rapport aux risques liés à leur utilisation. La classification de sécurité dans l'ASHRAE standard 34 consiste en une lettre majuscule et un chiffre. Cette classification englobe six groupes (A1, A2, A3, B1, B2, B3). Les fluides frigorigènes du groupe A1 sont les moins dangereux et le groupe B3 englobe les fluides les plus dangereux. Une nouvelle classe de fluide frigorigènes, la classe faiblement inflammable 2L, a été introduite en 2010 lors de la révision de l'ASHRAE standard 34. On note que le paramètre de toxicité est resté inchangé (A ou B). Le R744 et le nouveau fluide HFO1234yf sont classés respectivement B2L et A2L. La norme européenne EN378-1 [NOR 2012] reprend les 6 groupes de la classification de l'ancienne norme ASHRAE standard 34 -1997:

- A1 : faiblement toxiques et non inflammables.
- A2, B1et B2 : moyennement inflammables et /ou toxiques.
- A3 et B3 : hautement inflammables.

Sur cette base de comparaison, le  $CO_2$  se démarque des « anciens fluides frigorigènes ». Non inflammable, l'utilisation du  $CO_2$  reste très sûre. Par ailleurs, l'usage du  $CO_2$  est très intéressant vu qu'il n'est pas soumis à des règles de confinement et de recyclage qui nécessitent de disposer d'infrastructures coûteuses. Il convient cependant de noter que les pressions de fonctionnement élevées dans les cycles transcritiques peuvent constituer un danger lors du fonctionnement des installations. Ce critère n'est pas pris en compte dans la classification ASHRAE. Néanmoins, une analyse des risques de chaque composant (fournis par le fabricant du composant) et de la machine frigorifique dans son ensemble est nécessaire afin d'évaluer sa conformité avec la directive des équipements sous pression. Selon cette réglementation, le R290 et le R717 sont classés en catégorie 1 qui englobe les fluides dangereux (explosifs, inflammables, toxiques...). Le R744 appartient à la deuxième catégorie à savoir tous les autres fluides non dangereux.

La norme EN378-1 indique que, les locaux sont classés en trois catégories selon leurs conditions d'occupation et limite la charge en fluide frigorigène admise dans un local en fonction de son type d'occupation, du groupe de sécurité du fluide et de la technologie de l'équipement.

Le tableau III.2 donne la quantité autorisée dans les trois types de locaux définis dans la norme pour un système indirect lorsque tous les éléments contenant le fluide frigorigène sont à l'air libre au-dessus du sol. Aucune restriction de charge pour ce type d'installation n'est imposée dans le cas de l'ammoniac et du dioxyde de carbone. La charge d'un fluide classé A3, dans le cas du propane, est limité à 5 kg pour la catégorie d'occupation générale (type A) et 10 kg pour les locaux classés B.

	Fluides	R290	R744	R717
	Groupe de sécurité (EN 378 1-2012/ASHRAE 34 -2010)	A3	A1	B2(B2L)
	Directive équipement sous pression	1	2	1
upation	Occupation générale <b>A</b> (résidentiels, hôtels, écoles)	< 5 kg	Aucune restriction	Aucune restriction
Catégorie d'occi	Occupation surveillée <b>B</b> (bureaux, laboratoires, locaux de fabrication)	< 10 kg	Aucune restriction	Aucune restriction
	Occupation uniquement à accès réservé <b>C</b> (raffineries, entrepôts frigorifiques)	Aucune restriction	Aucune restriction	Aucune restriction

l'ableau III.2: Quantife de fluide dans les locaux de fyne A. B ef C (systèmes indu	
i ubicuu iiiimi vuuninte ue nunue uunis tes toeuun ue eppe ny b et e (systemes mun	ects

On trouve l'ammoniac principalement dans les installations de froid industriel de grande puissance. L'ammoniac est classé B2. Les installations frigorifiques sont mises en place de manière à éviter qu'elles soient endommagées par les opérations de circulation et de transport internes. Si une machine frigorifique fonctionnant à l'ammoniac est prévue dans des locaux de catégorie A (domestique, public...), les systèmes directs ou ouverts ne sont pas admis. Sauf, si la partie contenant le fluide frigorigène est implantée dans une salle annexe (salle des machines), l'installation ne doit pas dépasser 2,5 kg de fluide. Cette restriction freine le développement de systèmes à compression de vapeur à l'ammoniac de faible à moyenne puissance. On peut expliquer ce manque d'intérêt aussi par l'exagération des conséquences d'une éventuelle fuite dans l'installation. Il faut rajouter à cela la forte odeur qui caractérise l'ammoniac et les verrous technologiques liés à son caractère corrosif vis-àvis du cuivre que rencontrent aujourd'hui les professionnels pour adapter les composants [PAL 2010].

Les normes en vigueur dans le monde autorisent l'utilisation des hydrocarbures sans restriction si la charge est inférieure à 0,15 kg dans le cas de systèmes hermétiquement scellés (tous les joints sont soudés ou brasés) [GRA 2001]. Cette règle offre la possibilité d'utiliser les hydrocarbures dans les réfrigérateurs ménagers et les pompes à chaleur à très faible puissance. Par contre, il n'existe pas de consensus pour les systèmes de climatisation et de PAC de moyenne puissance. Certaines sociétés européennes proposent d'utiliser dans les équipements domestiques des charges d'hydrocarbures qui peuvent atteindre 1,5 kg. Le fabricant Allemand Dimplex commercialise des pompes à chaleur air/eau d'une puissance calorifique de 19 kW avec une charge en propane de 1 à 2,5 kg [PALH 2008].

Les appareils électriques et mécaniques, utilisés dans des atmosphères explosives, doivent remplir les conditions ATEX (Atmosphères Explosives). Des composants adaptés aux HFC peuvent être utilisés avec des hydrocarbures. En effet, la plupart des compresseurs au R22 sont compatibles avec les hydrocarbures mais avant toute utilisation, les fabricants de compresseurs doivent être consultés. La directive EN et IEC 60335-2-34 (norme internationale qui traite de la sécurité des motocompresseurs étanches de type hermétique et hermétique accessible) a été étendue à des fluides frigorigènes inflammables et exige une certification [COR 2008].

Il existe des méthodes d'analyse des risques liées à l'utilisation des fluides naturels basées sur des scénarios tirés de retours d'expérience lors d'exploitation de grosses installations industrielles (risque d'échelle en taille d'installations) [GUI 1999] [CLA 1995]. Un autre volet, non négligeable mais peu rencontré dans la littérature, est l'accroissement de petites d'installations qui peuvent engendrer des accidents plus importants (par effet dominos).

Il faut noter enfin, qu'une bonne conception des installations ramènera les risques d'utilisation des fluides naturels à un niveau acceptable. Mais le coût de réalisation et d'exploitation reste important. Ils constituent donc des solutions pour le long terme.

# III.2.2. Caractéristiques thermodynamiques

Les propriétés intrinsèques d'un fluide frigorigène influent considérablement sur la conception d'une pompe à chaleur. La figure ci-dessous présente le diagramme de saturation des trois fluides naturels étudiés. La forme de la courbe de saturation est un paramètre important à prendre en compte dans le choix d'un fluide frigorigène. Pour une pression de saturation de 20 bars, la température de condensation du R290 est de 44°C, du R717 de 38°C et du R744 de -28 °C. De ce fait, pour des applications de chauffage (ou production d'eau chaude sanitaire), le recours au CO<sub>2</sub> nécessite de travailler à des pressions très élevées (domaine supercritique). D'autre part, le R290 semble approprié pour des applications d'eau chaude sanitaire (production inférieure à 60°C) puisqu'on atteint des températures de condensation élevées avec des pressions de fonctionnement moindre.



La Figure III.3 présente la production frigorifique volumétrique (PFV) en fonction de la température. Par définition la PFV est la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur rapporté à l'unité de volume de vapeur aspiré au niveau du compresseur. C'est un paramètre important qui influe sur la taille des composants. Le fluide qui présente la meilleure production volumétrique frigorifique à une température donnée est incontestablement le R744. Cette caractéristique permet d'obtenir des composants de faible volume et donc de faible masse et de faible coût de matière.



Cela explique l'intérêt croissant de l'industrie automobile pour ce fluide, pour les applications de climatisation, qui offre un bon compris entre contrainte d'encombrement, sécurité et performances.

Le tableau ci-dessous regroupe quelques caractéristiques physico-chimiques des trois fluides frigorigènes étudiés. La pression et la température critiques d'un fluide vont déterminer sa zone d'application, même si ces critères ne sont pas suffisants. Le R717 est le fluide qui présente la température critique la plus élevée (132°C) alors qu'avec le R744, le domaine sous-critique est limité à 31°C. D'autres choix, associés aux propriétés thermo-physiques et thermodynamiques, sont détaillés pour chaque fluide ci-après.

	R744	R717	R290
Masse molaire (g/mol)	44,01	17,03	44,09
Température critique (°C)	31	132,4	96,6
Pression critique (bar)	73,82	112,8	42,5
Température au point triple (°C)	-56,6	-77,75	-188,15
Pression au point triple (bar)	5,185	0,06	1,685×10 <sup>-9</sup>
Viscosité (1,013 bar et 0 °C) (Pa. s)	1,372×10⁻⁵	9,8×10 <sup>-6</sup>	7,55×10 <sup>-6</sup>
Conductivité thermique (1,013 bar et 0 °C) mW m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	14,65	22,19	15,198
Rapport des chaleurs spécifiques (Gamma: Cp/Cv) (1,013 bar et 25 °C)	1,293759	1,309623	1,134441
Solubilité dans l'eau (1,013 bar et 0 °C) (vol/vol)	1,7163	862	0,039

Tableau III.3 : Caractéristiques physico-chimiques du R744	, R717 et R290 [DIO 2011], [AMM 2011]
[PROP 2011]	

# III.2.2.1. R744

Le CO<sub>2</sub> est plus connu dans l'industrie du froid par la référence R744. Ce fluide est caractérisé par une température critique faible de 31°C et une pression critique de 73,8 bar (très supérieure à la pression critique de la majorité des HFC).

Le R744 a une pression de saturation relativement plus élevée que celle des autres fluides naturels [BOU 2009]. Dans les cycles au R744, la température du système du côté haute pression est souvent supérieure à la température critique (31°C) compte tenu de la température habituelle des sources chaudes. En effet, le refroidissement du CO<sub>2</sub> se fait dans la zone supercritique. Or dans ce domaine, le dioxyde de carbone subit de grandes variations de la capacité thermique massique, de la conductivité thermique et de la viscosité.

Sur les cycles de réfrigération classiques, il existe quatre composantes essentielles : l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur. Dans les systèmes au CO<sub>2</sub>, un refroidisseur de gaz ou « gas cooler » remplace le condenseur puisque le fluide à l'intérieur évolue à des pressions supercritiques. La pression et la température au niveau du refroidisseur de gaz ne sont pas liées alors qu'elles le sont dans la zone subcritique ou deux phases cohabitent. Il est possible d'obtenir des températures élevées au refoulement du compresseur. C'est pourquoi, les pompes à chaleur fonctionnant au CO<sub>2</sub> peuvent avoir de meilleures performances, plus particulièrement pour la production d'eau chaude sanitaire [BYRP 2009]. En effet, le refroidissement progressif du CO<sub>2</sub> et le réchauffement progressif de l'eau sanitaire dans des proportions assez proches permettent d'aboutir à un échange thermique optimisé en termes d'écart moyen de température tout au long d'un échangeur de type contre-courant.

Les échanges avec la source chaude dans le domaine transcritique se font sans changement de phase. Dans ce domaine, le fluide est bivariant (variance égale à 2). La pression et la température sont indépendantes. Les isothermes dans le domaine supercritique (près du point critique) ont une forme non verticale (forme en S). A température constante, cela implique de grandes variations de l'enthalpie massique à la sortie du « refroidisseur de gaz » pour une légère variation de la haute pression. Cette caractéristique permet d'améliorer le coefficient de performance (COP). De ce fait, il est très important de déterminer la pression optimale qui correspond au COP maximal de l'installation. Déjà en 1928, Inokuty [TOU 1999] a présenté une méthode graphique applicable à un cycle théorique. Liao et al. [LIA 2000], Kauf [KAU 1999] ont élaboré des méthodes analytiques de détermination de la pression optimale.

De même, le volume massique du dioxyde de carbone est plus faible que celui de la plupart des autres fluides frigorigènes. Ainsi les installations fonctionnant au  $CO_2$  sont beaucoup plus compactes. Le taux de compression est plus faible à cause des pressions de travail élevées et implique l'utilisation de compresseurs de dimensions réduites. Hwang et Radermacher [HWA 1998] ont démontré que la forte puissance volumétrique qu'engendre le  $CO_2$ , permet de réduire considérablement les diamètres des conduites et la taille du compresseur.

# III.2.2.2. <u>R717</u>

Les excellentes performances thermodynamiques et de transport ont permis à l'ammoniac ( $NH_3$ / R717) de résister à l'entrée sur le marché des fluides synthétiques. D'autres avantages tels que la faible réaction à l'humidité, la disponibilité sur le marché et son bas prix ont rendu ce fluide très utilisé dans les installations de grosse puissance. En effet, les installations à l'ammoniac sont principalement des installations de froid industriel (tunnels de congélation, chambres froides...) contenant quelques centaines de kilogrammes à quelques tonnes de fluide.

Néanmoins, comme présenté plus haut, l'ammoniac reste toxique à 25 ppm (partie par million) et inflammable à 14,8 % avec l'air. Mais ce qui rend son utilisation délicate est sa forte odeur. Cela peut expliquer l'exagération populaire de la perception de ces dangers pour la santé. Le gaz est facilement détectable avec des capteurs à 5 ppm dans l'air [LOR 1995] et cette concentration n'est pas nocive. En général, si les exigences des règles de sécurité en vigueur sont respectées, les systèmes à l'ammoniac peuvent être très fiables et sûrs.

L'ammoniac a une chaleur latente de vaporisation extrêmement élevée (1371,2 kJ/kg à 1,013 bar et -33,5 °C) et offre donc plus de puissance frigorifique par unité de masse que de tout autre fluide frigorigène utilisé dans les systèmes traditionnels à compression de vapeur. Il dispose aussi d'une température critique élevée (132,4 °C), ce qui rend l'utilisation du R717 adapté à des applications de froid avec des températures ambiantes élevées.

La vitesse du son dans l'ammoniac est bien supérieure à celle observée sur les autres fluides frigorigènes. Par exemple, à -10 °C la vitesse du son de l'ammoniac est de 397,5 m/s alors qu'elle est de 146,9 m/s pour le HFC 134a et 143,4 m/s dans le cas du R404A. La combinaison d'une vitesse de son<sup>4</sup> et d'une chaleur latente élevées confère à l'ammoniac la possibilité de réduire les dimensions des tuyauteries et des échangeurs [PEA 2008].

La vitesse optimale du compresseur est inversement proportionnelle au carré de la masse molaire. De ce fait, pour la même puissance, le volume balayé d'un compresseur au NH<sub>3</sub> est divisé par 2 par rapport à un compresseur au R22 [LOR 1995]. Les compresseurs généralement utilisés dans les applications de PAC sont de type hermétique, où le moteur électrique (le plus souvent avec bobinage en cuivre) est refroidi par le fluide. Or, l'utilisation de l'ammoniac dans ce type de compresseurs n'est pas possible en raison de sa forte réaction avec le cuivre. Des compresseurs ouverts conçus pour fonctionner avec l'ammoniac sont disponibles. Cependant, les risques de fuites sont toujours présents dans ce type de compresseurs. Actuellement, les recherches se concentrent sur le développement

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Possibilité d'utiliser des vitesses de gaz élevées lors de la conception des conduites sans engendrer des pertes de charge excessives.

d'installations à l'ammoniac de moyenne à faible puissance. La tendance est à la réduction de la charge et l'optimisation des composants pour gagner en sécurité.

# III.2.2.3. <u>R290</u>

Plusieurs types d'hydrocarbures (HC) ont été utilisés comme fluides frigorigènes. Le propane (R290) et l'isobutane (R600a) étaient parmi ceux utilisés avant 1930. Durant ces dernières années, plusieurs autres types d'hydrocarbures sont apparus dans des installations frigorifiques. La grande majorité des installations où l'utilisation des hydrocarbures est potentiellement intéressante sont des installations domestiques (réfrigérateurs, climatiseurs) ou commerciales. L'isobutane (R600a) est l'hydrocarbure le plus fréquemment utilisé dans les réfrigérateurs. Actuellement, en Europe, le marché des appareils ménagers (réfrigérateurs, congélateurs) est dominé par des systèmes à l'isobutane. Le propane (R290) et le propylène (R1270) sont utilisés par de nombreux fabricants de pompe à chaleur. Ils sont également employés dans les climatiseurs et les systèmes de réfrigération commerciale.

Le tableau III.4 fournit une indication sur les domaines d'application de quelques hydrocarbures et les HFC également utilisés dans ces secteurs.

Fluide frigorigène	Domaine d'application	Equivalent
R600a (isobutane)	haute/moyenne température : applications domestiques	R12, R134a
R290	haute/moyenne/basse température : commerciales, industrielles,	R22, R404A, R407C,
(propane)	congélateurs, climatisation, PAC	R507A
R1270	haute/moyenne/basse température : réfrigération industrielle,	R22, R404A, R407C,
(propylène)	climatisation, pompes à chaleur, tertiaire, industrielles	R507A
R170 (éthane)	basse température : cascade	R13, R23, R503

Tableau III.4 : Domaines d'application	n des hydrocarbures	[GUI 2001]
--	---------------------	------------

Le niveau de pression du propane est très proche de celui du R22. Par exemple, à une température d'évaporation de -25 °C la pression de saturation du propane (2,01 bar) est presque égale à celle du R22 (2,00 bar). Le propane peut offrir des performances sensiblement équivalentes à celles du R22 et une très bonne compatibilité avec la plupart des composants habituellement utilisés pour des applications au R22. La densité du propane est beaucoup plus faible que celle du R22, ce qui amène à une réduction très importante du débit massique véhiculé par le compresseur (environ la moitié par rapport au R22) [COR 2002].

L'utilisation des hydrocarbures dans des applications de climatisation et de pompes à chaleur nécessite des améliorations en termes de conception et d'optimisation des composants afin de réduire la charge. Il faut également tenir compte des questions de responsabilité accrue du fabricant liées aux risques de sécurité d'usage de fluide frigorigène inflammable.

# III.2.3. Composants

Afin d'identifier les verrous technologiques majeurs pour chaque fluide naturel, il est important de rechercher la disponibilité sur le marché des composants adaptés. On est loin de l'époque où Neksa et al. [NEK 1998] ont dû utiliser dans leur prototype un ancien compresseur Sabroe  $CO_2$  de 1927. Actuellement, des fabricants commencent à fournir des composants avec un niveau de fiabilité correct. Différents choix possibles de composants sont présentés dans cette partie.

# III.2.3.1. Compresseur

Les performances d'un cycle sont étroitement liées à la technologie du compresseur. On dénombre trois grandes familles : hermétiques, semi-hermétiques et ouverts. Pour des applications de PAC de petite à moyenne puissance, on utilise souvent des compresseurs hermétiques de type scroll. Ce type de compresseur rotatif, emploie deux spirales intercalées pour aspirer et comprimer le fluide. Souvent,

une des spires est fixe, alors que l'autre se déplace excentriquement sans tourner, de sorte à aspirer, puis emprisonner et enfin comprimer des poches de fluide entre les spires. Dans un compresseur semihermétique ou à rotor chemisé, la coque est amovible pour faciliter l'accès au moteur électrique. Le bloc compresseur dans les compresseurs ouverts est découplé du moteur électrique. L'emploi de ce type de compresseurs devient intéressant quand le fluide frigorigène, de par ses propriétés chimiques, peut interagir avec les composants en cuivre du moteur électrique (cas de l'ammoniac). La Figure III.4 présente les domaines d'applications des technologies de compresseurs en fonction de la puissance. On remarque que pour notre gamme de puissance (15 kW à 20 kW) les compresseurs scroll sont les plus utilisés.



Les fabricants de composants commencent à intégrer dans leurs gammes de produits des compresseurs adaptés au  $CO_2$ . On peut citer Copeland qui a récemment commercialisé les modèles ZO34, ZO45, ZO58 et ZO104, une nouvelle gamme de compresseurs scroll au  $CO_2$  pour des installations subcritiques avec des puissances frigorifiques nominales de 8 à 22 kW. Le poids de ces compresseurs est ainsi de 30 % à 60 % inférieur à celui des compresseurs à pistons de puissance similaire. Ces compresseurs sont souvent utilisés pour des installations en cascade. Les compresseurs scroll au  $CO_2$  transcritiques chez Copeland sont à ce jour en phase de développement [EME 2007]. Sanyo Electric a développé, pour les besoins de sa PAC «Eco cute», un compresseur rotatif hermétique à 2 étages avec variation de vitesse de rotation (technologie inverter) mais peu d'informations ont été publiées sur ce type de compresseur (Figure III.5).



Dans la gamme de compresseurs semi-hermétiques. Dorin dispose d'une série de compresseurs avec un ou deux étages. Leur gamme englobe six familles de modèles dont deux pour des applications en transcritique. Les compresseurs du modèle CS sont adaptés à des applications en transcritique de pompes à chaleur au  $CO_2$  pour le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire. Dans ce modèle, Dorin commercialise sept compresseurs d'une puissance frigorifique (en fonction des conditions de fonctionnement) de 6,2 kW à 52,7 kW.

Depuis le début des années 1990, Bock travaille au développement de compresseurs dédiés aux processus transcritiques fonctionnant au  $CO_2$ . On retrouve chez ce fabricant une gamme assez large de compresseurs semi-hermétiques à piston pour des applications en subcritique et en transcritique. Des modèles semi-hermétiques pour  $CO_2$  en transcritique sont commercialisés par Bock d'un volume balayé de 6,2 m<sup>3</sup>/h à 20,1 m<sup>3</sup>/h.

Le fabricant allemand Bitzer commercialise la série Octagon de compresseurs à piston semihermétiques pour  $CO_2$  en subcritique pour des applications en cascade. Seize modèles sont disponibles avec une plage de puissance frigorifique de 4,4 à 80 kW.

En ce qui concerne l'ammoniac, alors que la technologie semble être bien maîtrisée pour les grosses puissances, il existe très peu de fabricants qui commercialisent des compresseurs compatibles avec des puissances de PAC. Néanmoins, Bock fabrique des compresseurs ouverts compatibles avec le R717 (série F-NH<sub>3</sub>). La gamme englobe six tailles de volume balayé allant de 10,5 à 178,4 m<sup>3</sup>/h. Le modèle F2 (volume balayé 10,5 m<sup>3</sup>/h) délivre une puissance frigorifique de 0,81 kW à 18,42 kW en fonction des températures de fonctionnement. La société autrichienne Frigopol fabrique des compresseurs semi-hermétiques à rotor chemisé pour les pompes à chaleur d'une puissance frigorifique de 3 kW à 21 kW. Les bobinages électriques du stator au niveau du moteur électrique sont situés à l'extérieur d'une chemise qui empêche toute réaction entre le fluide et l'enroulement en cuivre. Mycom a présenté un compresseur avec moteur en aluminium de type scroll et une isolation électrique des câbles compatible avec l'ammoniac [PAL 2010].

Bock propose la gamme EX-HG de compresseurs semi-hermétiques certifiés ATEX et sont en outre autorisés pour une utilisation avec les hydrocarbures. La gamme englobe six modèles avec une plage de volume balayé de 5,4 à 122,4 m<sup>3</sup>/h.

D'un point de vue technique, la plupart des composants utilisés dans les systèmes aux HFC peuvent également être utilisés avec les hydrocarbures [BYRG 2013]. Néanmoins, il faut noter que pour la gamme de puissance recherchée, il n'existe pas de compresseurs hermétiques spécialement destinés aux hydrocarbures.

# III.2.3.2. Echangeurs

Dans des machines au CO<sub>2</sub> transcritique, la pression au niveau des échangeurs de rejet de chaleur peut dépasser 100 bars (jusqu'à 140 bar dans certaines situations). Le fluide frigorigène passe progressivement d'un état de gaz supercritique à liquide supercritique. De ce fait, le condenseur est appelé « refroidisseur de gaz » ou « gas cooler ». Les bonnes propriétés de transfert de chaleur du dioxyde de carbone permettent de réduire considérablement les dimensions des échangeurs à micro-canaux en aluminium extrudé [DUC 2010].

Des fabricants d'échangeurs commencent à proposer des gammes standards (ou sur demande) de gas coolers. Alfa Laval (Figure III.6) fabrique une large gamme de refroidisseurs de gaz au  $CO_2$  à air avec des capacités allant de 15 à 750 kW avec des pressions de travail maximum de 120 bar. Récemment, des échangeurs à plaques brasées conçus pour des applications de pompes à chaleur au  $CO_2$  en transcritique sont disponibles chez ce fabricant. Kaori (Taiwan) fabrique des échangeurs à plaques brasées de 0,089 l à 0,679 l qui peuvent supporter jusqu'à 140 bars.

*Chapitre III : Sélection du fluide frigorigène, évolution de l'architecture de la TFP et choix d'un bâtiment cible* 



Les échangeurs utilisés avec des HFC sont conçus avec du cuivre et ne sont donc pas adaptés à une utilisation avec de l'ammoniac. Plusieurs entreprises fabriquent des échangeurs à plaques brasées au nickel dans des tailles adaptées à nos besoins. Cependant, la brasure au nickel n'est pas aussi résistante que celle au cuivre. La technologie « AlfaFusion » des échangeurs à plaques proposés par Alfa Laval semble plus intéressante puisque les échangeurs sont complètement soudés créant ainsi un bloc plus résistant tout en inox.

Les échangeurs aux hydrocarbures ont tendance à être pratiquement de mêmes dimensions et de même technologie que ceux utilisés pour les HFC fonctionnant à des pressions similaires. Swep et Alfa Laval proposent des échangeurs à plaques adaptés aux hydrocarbures (la série B de Swep et CB d'Alfa Laval). Enfin, plusieurs fabricants de batteries à air tels que Sierra, Eurocoil, LU-VE fabriquent des échangeurs à air sur demande en respectant les spécifications de leurs gammes d'ailettes et de tubes.

#### III.2.3.3. Organes de détente

Les vannes de détente thermostatiques sont les organes de détente les plus souvent utilisées dans les PAC. Ce sont des orifices réglables équipés d'un bulbe rempli d'un liquide volatile ayant une courbe de saturation similaire au fluide frigorigène du système.

Des détendeurs thermostatiques au  $CO_2$  ne semblent pas disponibles. Néanmoins des vannes de détente électroniques sont arrivées sur le marché. Dans ce type de vanne, le pointeau est positionné par un servomoteur pas à pas de grande précision avec un faible temps de réponse. Emerson Climate Technologies a lancé une série de détendeurs haute pression CX (Figure III.7). La pression de travail maximale de 120 bar rend les vannes de commande parfaitement adaptées aux applications du  $CO_2$ transcritique. En outre, la conception complètement hermétique assure une bonne étanchéité. La série comprend les modèles CX4, CX5, CX6 et CX7.



Figure III.7 : Vanne de détente électronique CX haute pression CO<sub>2</sub> Emerson

L'utilisation d'un éjecteur en tant qu'organe de détente constitue une solution prometteuse. Cet élément permet d'augmenter la pression du fluide frigorigène aspiré par le compresseur à l'aide de la récupération d'une partie de l'énergie de détente du  $CO_2$  [CHEN 2013].

Danfoss dispose d'une série de vannes de détente thermostatique TEA spécialement conçue pour les systèmes au R717. En fonction du diamètre de l'orifice sélectionné, cette vanne convient pour des puissances de 3 kW à 28 kW. Les composants de cette vanne sont adaptés pour une utilisation à l'ammoniac. La société italienne Carel a introduit sur le marché une petite vanne électronique pour l'ammoniac.



Figure III.8 : Vanne de détente Danfoss TEA R717

Les détendeurs thermostatiques pour les hydrocarbures sont disponibles auprès de fournisseurs de composants de contrôle. Des détendeurs thermostatiques avec une courbe de saturation proche (tel le R22 pour le cas du propane) peuvent être utilisés. Les détendeurs électroniques peuvent être utilisés avec des hydrocarbures mais doivent être conformes aux exigences des composants électriques de la norme IEC 60079-15 :2001 [COR 2008].

# III.2.3.4. Huiles

Dans un système à compression de vapeur, l'huile assure la lubrification des éléments mobiles dans le compresseur. Elle permet également de vérifier l'état du système, et devrait de ce fait être régulièrement contrôlée. La sélection de l'huile est souvent fonction de sa structure chimique et de son interaction avec le fluide frigorigène. Il est important d'avoir une huile miscible avec le fluide sélectionné pour assurer la lubrification du compresseur et éviter un dépôt d'huile dans les échangeurs. L'interaction de l'huile avec les éléments du circuit est un critère important à prendre en compte. Il est recommandé de consulter le fabricant du compresseur avant de choisir l'huile.

Des huiles traditionnellement utilisées dans les installations au HCFC (Poly Alpha Olefins PAO et Alkyl Benzenes AB) sont compatibles avec les applications au CO<sub>2</sub> malgré leurs mauvaises solubilités [KIM 2004]. Néanmoins, les fabricants de compresseurs proposent d'utiliser des huiles PAG (Polyalkylene glycols), POE (polyolester) et d'une manière plus limitée les huiles PAO [NAT 2009]. Les compresseurs Bock sont remplis d'une charge d'huile spéciale appelée Bock C55E. Il s'agit, d'après le fabricant, d'une huile ester synthétique totalement miscible avec le CO<sub>2</sub> et supportant de hautes températures. La gamme d'huile PAG Zerol RFL-EP a été spécialement développée par Shrieve Chemical Products pour des applications au CO<sub>2</sub>.

Le pouvoir de lubrification de l'ammoniac est très limité par rapport au HFC. Il est très important de sélectionner une huile avec une viscosité élevée pour empêcher l'accumulation de dépôts d'huile dans l'évaporateur. Il faut rajouter à cela, le risque d'explosion avec l'air du mélange huile + ammoniac à haute pression. On utilise le plus souvent des huiles minérales. Cependant, la viscosité de ce type
d'huile peut diminuer avec le temps [PEA 2007] ou au contraire augmenter s'il y a contamination de l'huile par l'eau. Des systèmes de retour d'huile automatiques vers le compresseur sont souvent utilisés dans les installations de grande puissance.

Mobil commercialise la série d'huiles Gargoyle Arctic SHC initialement conçue pour les installations industrielles à l'ammoniac mais peuvent être utilisées des applications de pompes à chaleur. Le fabricant Autrichien de compresseurs pour l'ammoniac Fripol préconise ce type d'huile. Plusieurs autres fabricants d'huiles (Mystik lubricants, BVA oils et CAMCO lubricants) proposent des produits adaptés à l'ammoniac.

Les hydrocarbures sont compatibles avec presque tous les lubrifiants couramment utilisés dans les systèmes de réfrigération. Cependant, le propane, est très soluble dans les huiles minérales et les alkylbenzène (AB) ce qui peut induire une réduction considérable de la viscosité. De ce fait, il est important de choisir une huile minérale avec une viscosité élevée. Les huiles à base de silicone ou de silicate (souvent utilisées comme additifs anti-mousse) ne sont pas compatibles avec les hydrocarbures.

# III.2.4. PAC, état de l'art

Au regard des durcissements des législations, un réel défi se pose aux fabricants de pompe à chaleur. Intégrer des fluides avec un faible impact sur l'environnement avec toutes les contraintes technologiques que cela implique, sans perdre en efficacité par rapport à des systèmes de chauffage classiques. Plusieurs types de pompes à chaleur existent, les PAC à compression de vapeur nécessitent un travail mécanique tandis que les systèmes à sorption (absorption, adsorption et à dessiccation) requièrent de l'énergie thermique externe. Chua et al. [CHU 2010] propose une classification des technologies des pompes à chaleur, à compression de vapeur, basée sur les développements récents dans le domaine.

Dans notre recherche bibliographique, nous allons nous limiter aux études et réalisations sur des PAC de petite à moyenne puissance utilisant des substances naturelles comme fluide frigorigène.

# III.2.4.1. <u>PAC au R744</u>

Une tendance actuelle dans l'industrie du froid et de la climatisation consiste en l'utilisation du  $CO_2$  comme fluide frigorigène en alternative aux HFC actuellement utilisés à large échelle. De nombreux travaux scientifiques traitent des pompes à chaleurs au  $CO_2$ . Ces travaux se concentrent sur le développement de modèles numériques de PAC ou sur la mise en œuvre de prototypes. Par ailleurs, plusieurs fabricants considèrent le  $CO_2$  comme une solution intéressante et s'attellent au développement de composants adaptés aux contraintes liées à l'utilisation du  $CO_2$  comme fluide actif. Des pompes à chaleur commercialisées au Japon sous le nom de « Eco cute » utilisent du  $CO_2$  comme fluide frigorigène. Ces machines fonctionnent à haute température, même avec des températures extérieures très basses. Cependant, elles nécessitent des pressions élevées, généralement supérieures à 100 bar.

Les travaux sur des machines frigorifiques au CO<sub>2</sub> ont réapparu au début des années 1990. Ce regain d'intérêt pour cet « ancien » fluide est une des conséquences du protocole de Montréal. En 1990, Lorentzen dépose le brevet d'un prototype utilisant un cycle transcritique au CO<sub>2</sub> [LOR 1990].

Plus tard, il présente, la possibilité d'utiliser le dioxyde de carbone comme frigorigène d'avenir [LOR 1994]. Neksa et al. [NEK 1998] ont fait une étude expérimentale d'une pompe à chaleur pour la préparation d'eau chaude sanitaire. Ils ont confirmé que le  $CO_2$  peut remplacer les fluides synthétiques à condition d'adapter les modèles des composants aux spécificités de fonctionnement du dioxyde de carbone. Les résultats expérimentaux ont démontré que la consommation d'énergie peut être réduite de 75% par rapport à un système de chauffage électrique ou à gaz avec une température d'eau chaude qui

peut atteindre 90°C. A partir de ces résultats, Skaugen et Svensson [SKA 1998] ont développé un modèle de simulation dynamique sous Matlab d'une pompe à chaleur transcritique.

Un modèle numérique en régime permanent d'une thermofrigopompe au  $CO_2$  transcritique a été présenté par Sarkar et al. [SAR 2004]. Leurs résultats démontrent que les propriétés thermophysiques du  $CO_2$  contribuent à l'élévation du COP système qui est défini comme la somme de la puissance froid et chaud sur la puissance absorbée au compresseur. La PAC développée dans leur étude peut atteindre 100 à 140°C en température de chauffage et peut constituer une solution dans le cas d'applications industrielles qui nécessitent la production de chaud et de froid.

Stene [STE 2005] propose une étude théorique et expérimentale d'une pompe à chaleur au  $CO_2$  qui combine la production d'eau chaude sanitaire et de chauffage. D'une puissance de 6,5 kW, la machine peut fonctionner en différents modes : chauffage, production d'eau chaude sanitaire ou production simultanée d'eau chaude sanitaire et chauffage. Cecchinato et al. [CEC 2005] ont comparé les performances, à l'aide d'un modèle numérique, d'une pompe à chaleur air/eau pour la production d'eau chaude sanitaire au  $CO_2$  avec une PAC de même configuration au R134a. Le refroidisseur de gaz est un échangeur à eau relié à un ballon de stockage. Ils ont démontré que le COP de la pompe à chaleur au  $CO_2$  est meilleur mais à condition d'optimiser le dimensionnement du circuit. Ils ont constaté (dans les 2 cas :  $CO_2$  et R134a) qu'une température d'entrée d'eau au refroidisseur de gaz ou au condenseur relativement basse favorise la stratification dans le ballon et contribue à l'amélioration du COP.

La modélisation du fonctionnement d'une PAC au  $CO_2$  en régime dynamique a été abordée par Haberschill et al. [HAB 2007]. Ils ont également réalisé un banc d'essais de pompe à chaleur air/eau au dioxyde de carbone. Le banc d'essais est équipé d'un compresseur semi-hermétique, d'un refroidisseur de gaz, d'un évaporateur à courant croisés, et d'un échangeur interne.

Cabello et al. [CAB 2007] ont évalué l'efficacité énergétique et la pression optimale d'une machine frigorifique mono-étagée au R744 transcritique. Les essais expérimentaux ont permis de calculer avec précision les pressions optimales et de les comparer avec les relations les plus communément utilisés (méthode graphique et analytique). Ils concluent que la pression optimale est fonction de la température du R744 à la sortie du refroidisseur de gaz et de la température d'évaporation.

Yokoyama et al. [YOK 2010] présentent une analyse numérique des performances d'une pompe à chaleur au  $CO_2$  pour la production d'eau chaude sanitaire suivant plusieurs scénarios de besoins. Le système est composé d'une PAC de 4,5 kW de puissance chaud et d'un réservoir de 370 l. Ils concluent que les scénarios de demandes d'eau chaude sanitaire n'ont pas d'effets significatifs sur le COP moyen et le système de stockage. Yang et al. [YAN 2010] ont élaboré un modèle numérique en régime permanent d'une PAC au  $CO_2$  eau/eau transcritique avec une turbine pour récupérer l'énergie de détente. Un générateur d'électricité est relié au système de détente pour la production d'électricité. Enfin, Minetto [MIN 2011] a développé une PAC air/eau pour la production d'eau chaude sanitaire pour le résidentiel. Il présente une méthode d'optimisation de la haute pression dans le refroidisseur de gaz pour une température d'eau chaude donnée, afin de maintenir un COP élevé.

En dépit du nombre important de publications, l'utilisation du dioxyde de carbone en tant que fluide frigorigène dans des PAC demeure relativement limitée. On peut citer comme cause la faible performance du cycle frigorifique dans certaines applications et les difficultés techniques liées aux hautes pressions de fonctionnement.

## III.2.4.2. PAC au R717

Apostol et al. [APO 2008] proposent d'utiliser un mélange d'ammoniac et de DME (éther méthylique CH<sub>3</sub>OCH<sub>3</sub>, isomère de l'alcool éthylique), le R723, afin d'augmenter les performances et de diminuer la part de la charge en ammoniac. Composé de 60% d'ammoniac et de 40% de DME. Ce fluide est utilisé par la société Autrichienne FRIGOPOL depuis 2003 [FRI 2011]. La miscibilité avec les l'huiles

et la capacité thermique sont améliorées par rapport au R717 pur. Plusieurs systèmes, d'une puissance frigorifique de 3 à 20 kW, ont été développés avec du R723 dans le cadre du projet européen OSCAR (Innovation in small capacity ammonia refrigeration plants) [FIN 2005].

Palm [PAL 2008] a évalué la disponibilité sur le marché des composants compatibles avec l'ammoniac pour une pompe à chaleur de faible puissance. Il décrit ensuite la conception d'une PAC eau/eau d'une puissance calorifique de 9 kW avec une charge en ammoniac de 100 g. Il met en évidence la difficulté de développement d'un système à l'ammoniac de faible puissance due à l'absence de composants adaptés, en particulier des compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques sur cette gamme de puissance.

Du fait des contraintes de toxicité et d'incompatibilité avec le cuivre, l'ammoniac est très peu développé dans les systèmes de petite à moyenne puissance. Il existe très peu de publications qui traitent de ce sujet.

## III.2.4.3. PAC au R290

Dans le cas des hydrocarbures, on utilise le plus souvent trois fluides : du propane (R290), du butane (R600) et de l'isobutane (R600a). Ce sont des fluides naturels organiques avec un très faible impact sur l'environnement. Ils présentent aussi de bonnes propriétés thermodynamiques mais sont dangereux par leur inflammabilité et soumis à des règlementations drastiques en France. L'industrie du froid s'est toujours méfiée de ces fluides, même s'ils sont réapparus récemment dans les réfrigérateurs domestiques. Leur utilisation future paraît peu probable dans des pompes à chaleur de faible puissance, vu le coût de la mise en sécurité de ce genre d'installations mais reste envisageable dans les installations de moyenne puissance.

Chang et al. [CHA 2000] ont étudié les performances d'une pompe à chaleur avec différents hydrocarbures (propane, isobutane, butane et propylène). Les coefficients de transfert de chaleur ont été analysés en mesurant leur moyenne sur des portions d'échangeurs. Ils ont démontré que les puissances calorifiques et frigorifiques de la PAC au R290 sont légèrement inférieures à celles du R22 avec un COP plus élevé. Ils ont démontré que les puissances délivrées par le circuit au R1270 sont plus élevées que celles délivrées par le R22 et que le COP est nettement amélioré. Fernando et al. [FER 2004] ont réalisé un prototype de pompe à chaleur d'une puissance calorifique de 5 kW avec une faible charge en propane. Les auteurs mettent en évidence sa capacité à fonctionner avec une charge de 200 g avec des conditions de températures extérieures d'un climat de Suède, sans réduction du COP.

Plus tard, Park et al. [PAR 2008] ont fait une évaluation expérimentale d'une pompe à chaleur eau/eau au R433A (mélange de 30% propylène et 70% propane) comme alternative au R22. Ils ont utilisé dans leur prototype un compresseur qui était initialement conçu pour le R22. Les résultats montrent que le COP du R433A est de 4,9% à 7,6% supérieur à celui du R22. Corberan et al. [CORJ 2008] ont proposé une méthode d'optimisation de la charge dans les composants d'une pompe à chaleur eau/eau au propane. Palm [PALH 2008] propose une liste non exhaustive des fabricants européens de pompes à chaleur au propane.

Les performances d'une PAC eau/eau avec un mélange R170/R290 ont été étudiées par Park et Dangsoo [PAR 2009]. Le mélange R170/R290 avait une température de refoulement compresseur entre 16,6 et 28,2 °C inférieure à celle du R22 dans les mêmes conditions de fonctionnement. Une baisse de la température de refoulement implique moins de sollicitations thermiques du compresseur et participe à augmenter sa durée de vie. Enfin, Yu et al. [YUJ 2009] ont effectué une analyse thermodynamique d'un cycle transcritique d'une pompe à chaleur haute température avec un mélange R32/R290. Ils sont parvenus à produire de l'eau chaude sanitaire à 90° C.

# III.2.5. Evaluation générale

Du fait du glissement de température qui a lieu pendant le rejet de chaleur, les pompes à chaleur au  $CO_2$  sont particulièrement efficaces pour le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire. Ce fluide fait l'objet d'un réel regain d'intérêt des chercheurs et dépasse de loin en termes de publications les autres fluides naturels. Du point de vue thermodynamique, le dioxyde de carbone est loin d'être le fluide naturel idéal. Pour cause, l'ammoniac est supérieur en termes de performances et dépasse bien d'autres fluides synthétiques. Cependant, à cause de la toxicité de l'ammoniac et de sa forte réaction avec le cuivre, son utilisation reste réservée au froid industriel.

La figure III.9 présente les performances des fluides étudiés basées sur le standard de comparaison d'un cycle avec une température d'évaporation de  $0^{\circ}$ C et à une température de condensation de  $40^{\circ}$ C (surchauffe et sous-refroidissement de 0 K). On remarque que les meilleures performances sont obtenues avec l'ammoniac. Néanmoins, pour une puissance de chauffage de 20 kW, le CO<sub>2</sub> présente le compresseur avec le plus faible volume balayé.





En conclusion, contrairement aux développements de systèmes au CO<sub>2</sub> ou à l'ammoniac qui nécessitent le recours à de nouvelles technologies (souvent très coûteuses), les hydrocarbures offrent une alternative intéressante malgré des normes sévères à cause des risques liés à l'inflammabilité. Le propane (R290) ou le cyclopropane (R270) peuvent être mis en œuvre dans des technologies maîtrisées. Le propane par exemple, délivre une puissance quasiment identique au R22 et de meilleures performances. C'est pour ces raisons qu'on retiendra le propane (R290) pour l'étude comparative avec le HFO 1234yf, fluide synthétique qui présente un GWP négligeable et des verrous technologiques faibles. Ces deux fluides ont un impact sur l'environnement très faible (ODP nul et GWP de 4 pour le R1234yf et 3 pour R290) mais leurs manipulations restent délicates à cause du risque d'inflammabilité.

# III.3. <u>Thermofrigopompes</u>

L'évolution des réglementations thermiques a contribué à l'amélioration de l'enveloppe extérieure des bâtiments et à la diminution des besoins en chauffage des bâtiments. Néanmoins, les surfaces vitrées ainsi que l'augmentation du nombre des équipements électriques et une occupation dense induisent un accroissement sensible des besoins en climatisation. De plus, les dernières études sur les bâtiments basse consommation en France (BBC) indiquent que la production d'eau chaude sanitaire (ECS) est amenée à devenir le premier poste de consommation d'énergie. Les recommandations de l'agence internationale de l'énergie dans la « feuille de route technologique » à l'horizon 2050 [STA 2007] préconisent le développement de systèmes capables de produire de l'eau chaude sanitaire, chauffer et climatiser simultanément. Ainsi, le poids des besoins simultanés en chauffage, rafraîchissement et eau chaude sanitaire est un facteur décisif dans le choix d'une solution technique. Une thermofrigopompe (TFP), machine frigorifique produisant simultanément de l'énergie frigorifique et calorifique, et adaptée à la production d'ECS, semble une solution intéressante.

# III.3.1. Brevets

Le premier brevet qui s'approche le plus d'un schéma de thermofrigopompe est recensé en 1952 (ZIMMERMAN US2581744). L'inventeur note que ce système est adapté aux climats extrêmes nordaméricains. Cette configuration comporte deux échangeurs fluide frigorigène/eau et un échangeur d'équilibrage sur air. Un des échangeurs à eau est relié à une conduite enterrée sous terre pour basculer en PAC eau/eau lors des périodes de froid extrême afin d'éviter une prise en givre sévère sur l'échangeur à air. Ce dispositif permet de s'affranchir d'un système de dégivrage et d'augmenter ainsi les performances de la machine. Dans ce brevet on ne relève aucune mention claire d'une production simultanée de chaud et de froid.

Un brevet qui décrit le fonctionnement d'une pompe à chaleur adaptée pour une production simultanée est déposé par HARNISH pour le compte de la société Westinghouse Electric Corporation (US3264839) en 1966 (Figure III.10). Cette pompe à chaleur est une combinaison d'une PAC eau/eau et d'une PAC air/eau. L'échangeur à air fonctionne soit en évaporateur en série avec l'évaporateur à eau lorsque les besoins en chaud sont supérieurs aux besoins en froid ou en condenseur (en plus de l'échangeur à eau) lorsque les besoins en froid sont supérieurs. Le fluide frigorigène sort en mélange liquide vapeur de l'évaporateur à eau. Ce mélange est déversé dans « une bouteille tampon ». Les vapeurs sont aspirées par le compresseur alors que le liquide en bas de la bouteille est réinjecté à l'aide d'une pompe (après détente) dans l'échangeur à air.



#### Chapitre III : Sélection du fluide frigorigène, évolution de l'architecture de la TFP et choix d'un bâtiment cible

Un schéma de pompe à chaleur destiné au chauffage (ou climatisation) et production simultanée d'eau chaude sanitaire (ECS) est présenté dans le brevet de Mitsubishi Denki Kabushiki Kaisha (US4592206) en 1986 (Figure III.11). On remarque dans cette configuration l'existence de trois types d'échangeurs : échangeurs à air intérieur, un échangeur à air extérieur et un échangeur en serpentin de production d'eau chaude sanitaire. Une vanne 3- voies en sortie compresseur distribue la vapeur, en fonction du mode, à l'échangeur de production d'eau chaude sanitaire ou à une vanne 4-voies. La combinaison des deux vannes permet le basculement entre les différents modes de fonctionnement.



Figure III.11 : Schéma de principe du brevet de Mitsubishi Denki Kabushiki Kaisha (US4592206)

On distingue quatre modes de fonctionnement : mode chauffage seul (condensation dans les échangeurs internes et évaporation dans l'échangeur à air externe), mode chauffage et production d'ECS (condensation dans les échangeurs internes ainsi que le serpentin et évaporation dans l'échangeur à air externe), mode rafraîchissement seul (condensation dans l'échangeur à air externe et évaporation dans les échangeurs internes) et mode rafraîchissement et production d'ECS (condensation dans le serpentin et évaporation dans les échangeurs internes). Il est noté qu'en mode production d'eau chaude sanitaire et chauffage, les échangeurs internes et l'échangeur d'ECS sont soit alimentés en parallèle, soit de manière alternative avec basculement suivant la température dans la pièce, en mode chauffage seul ou production d'ECS seule. On note enfin que trois autres configurations sont présentées dans ce brevet.

MATSUURA décrit dans le brevet (US5211023) en 1993, pour le compte de Union Kogyo Kabushiki Kaisha, un appareil de production de chaud et froid en simultané (Figure III.12). Ce schéma comporte un condenseur, un évaporateur et deux échangeurs d'équilibrage (sur air ou sur eau). Deux électrovannes 3-voies sont nécessaires (électrovanne haute température et basse température) afin de basculer sur l'un des échangeurs d'équilibrage lorsqu'il y a déséquilibre des besoins. Dans le même brevet un schéma est proposé où on apercoit que les deux échangeurs sont remplacés par un seul échangeur qui fonctionne, selon le mode, soit en évaporateur, soit en condenseur.

*Chapitre III : Sélection du fluide frigorigène, évolution de l'architecture de la TFP et choix d'un bâtiment cible* 



Un brevet d'un appareil de chauffage, refroidissement et déshumidification simultanés est présenté par JUNGWIRTH (US6751972) en 2004 (Figure III.13). On retrouve la même logique de fonctionnement décrite dans le brevet de MATSUURA avec deux échangeurs à eau pour la production d'eau (chaude ou froide) ainsi que deux échangeurs d'équilibrage sur air (évaporateur et condenseur). Une vanne 3-voies en sortie du compresseur alimente soit le condenseur à eau, soit le condenseur à air. On distingue quatre modes de fonctionnement : mode simultané (production d'eau chaude et d'eau froide), mode chauffage seul (avec condensation sur eau et évaporation sur air), mode refroidissement (évaporation sur air).



Figure III.13 : Schema de principe du brevet de Jungwirth (US6/519/2)

Le brevet de CLIMATIK Sarl (FR2886388) en 2005 décrit une thermofrigopompe similaire à celle du brevet MATSUURA (Figure III.13). Trois échangeurs sont nécessaires dans ce schéma : condenseur, évaporateur et un échangeur d'équilibrage sur air. Le passage du fluide frigorigène dans le condenseur à eau ou à air est commandé par une électrovanne 3-voies au refoulement du compresseur.

*Chapitre III : Sélection du fluide frigorigène, évolution de l'architecture de la TFP et choix d'un bâtiment cible* 



Figure III.14 : Schéma de principe du brevet de Climatik Sarl (FR2886388-2005)

Mobile confort holding (EP2085721-2009) a développé un dispositif multi-énergie à production simultané d'eau chaude, d'eau froide et d'électricité (Figure III.15). Ce système est constitué d'une pompe à chaleur et d'un système de production d'électricité (soit un moteur à combustion associé à un alternateur, pile à combustible ou panneaux solaires). Dans le cas d'une simultanéité des besoins les deux échangeurs à eau sont utilisés. Un troisième échangeur à air est utilisé en l'absence de besoins en chaud. La chaleur est récupérée du système de production d'électricité (du circuit de refroidissement et des gaz d'échappement du moteur dans le cas du moteur à combustion par exemple) afin d'évaporer le fluide frigorigène et ainsi produire de l'eau chaude à très haute température.



Figure III.15 : Schéma de principe du brevet de Mobile comfort holding (EP2085721)

L'ensemble des brevets présentent indéniablement des points communs. En premier lieu, on note l'utilisation de vannes 3-voies en sortie du compresseur. Si on exclut le brevet de Mitsubishi, on remarque aussi l'absence de la stratégie de régulation dans les autres brevets. En effet, la logique de contrôle-commande est l'aspect le plus important dans une machine qui comporte plusieurs modes de fonctionnement et sa divulgation (même dans un cadre protégé) est un pari risqué.

## III.3.2. Travaux scientifiques

Une des solutions pour la réduction de la consommation électrique est de produire simultanément de l'énergie calorifique et frigorifique avec la même énergie électrique absorbée au compresseur. Byrne [BYR 2009, BYRP 2009, BYR 2011a] a réalisé une étude expérimentale et numérique sur une technologie spéciale de pompe à chaleur appelée thermofrigopompe (TFP) de petite à moyenne puissance à équilibrage sur air. Cette machine propose une gestion intéressante de la boucle d'eau

froide comme stockage tampon d'énergie en période hivernale. L'eau froide est ensuite utilisée comme source froide à l'évaporation pour permettre une augmentation du COP par rapport à un fonctionnement avec évaporation sur air. Un prototype de TFP au R407C a été réalisé et testé expérimentalement. Des versions de cette TFP au R407C et au CO<sub>2</sub> ont également été simulées à l'aide du logiciel Trnsys [BYR 2012]. Cette PAC peut subvenir aux besoins simultanés en chaud et en froid qui peuvent apparaître en mi-saison ou en été.

Lecrivain et al. [LEC 1982] présente les performances d'une thermofrigopompe qui produit de l'eau chaude à 95°C et de l'eau glacée. La machine est composée de deux circuits frigorifiques en cascade. L'étage de production d'eau chaude est au R114 et celui de production d'eau froide fonctionne au R22. Un sous-refroidisseur sur l'étage R114 et un condenseur à air d'équilibrage sur le circuit R22 ont été ajoutés afin d'augmenter les performances et d'apporter plus de souplesse dans le fonctionnement. Cette solution a permis d'économiser annuellement 36 TEP (Tonnes équivalent pétrole) par rapport à une solution groupe frigorifique et chaudière au gaz naturel.

Ghosh et al. [GHO 1987] ont quantifié les avantages économiques dans l'introduction de systèmes de production simultanée de chaud et de froid en industrie. Ils présentent un temps de retour sur investissement (PBP : payback period) qui dépend du coût d'investissement, des économies annuelles réalisées grâce à la production simultanée et du capital annuel fixe. Ils ont constaté que pour des coûts d'électricité en Inde, une pompe à chaleur avec production simultanée a un temps de retour sur investissement inférieur à 18 mois.

Une installation de traitement d'air et de production d'eau chaude sanitaire est proposée par Gong et al. [GONG 2008]. Un prototype de 7 kW en puissance nominale froid a été réalisé. Les deux échangeurs à eau (de production ECS) et à air (d'équilibrage) sont disposés en série. Le prototype a été testé dans différents climats et le coefficient de performance atteint est de 6. Faisant suite à cette étude, une installation frigorifique au R22 d'une puissance de 1750 kW a été modifiée afin de produire en simultané de l'ECS et de l'eau glacée [GONG 2012]. Un échangeur de chaleur a été rajouté entre la sortie du compresseur et l'échangeur de production d'eau chaude sanitaire.

Une étude expérimentale et numérique est présentée dans la publication de Sarkar et al. [SAR 2010]. Ils ont développé une thermofrigopompe au  $CO_2$  dont tous les composants du prototype sont en acier inoxydable. Les auteurs ont utilisé un compresseur Dorin d'une puissance nominale de 2,5 kW à 2900 tr/mn. L'évaporateur et le refroidisseur de gaz sont des échangeurs à contre-courant coaxiaux. Un modèle de pompe à chaleur, basé sur les données expérimentales est présenté dans le papier.

Fatouh et Elgendy [FAT 2011] ont développé un prototype d'une PAC eau/eau au R134a. Cette dernière peut fonctionner en mode chauffage, rafraîchissement ou simultané. Le coefficient de performance en mode simultané est défini comme le rapport de la somme des puissances utiles sur la puissance électrique absorbée.

D'après cette revue bibliographique, les thermofrigopompes sont des solutions intéressantes pour chauffer, rafraîchir et même produire de l'eau chaude sanitaire. Le fonctionnement par mode (chauffage, rafraîchissement, simultané, ECS ...), commun à tous les systèmes rencontrés, met en œuvre des organes de commande à gérer par une régulation. Une stratégie de régulation optimisée permettra d'assurer une combinaison optimale entre les modes. Le système de régulation doit par ailleurs être paramétrable pour s'adapter aux besoins des utilisateurs et à la nature du bâtiment.

# III.4. Besoins simultanés

Le potentiel d'une thermofrigopompe dépend fortement de l'existence de besoins simultanés de chauffage et climatisation. Dans les bâtiments résidentiels fortement isolés, le recours au rafraîchissement est parfois nécessaire afin de pallier le phénomène de surchauffe. En effet, les températures réglementaires en période estivale (Tic) peuvent être largement dépassées en nombre d'heures comme en valeur.

De plus, des besoins en production d'eau chaude sanitaire existent et deviennent même prépondérants dans le résidentiel. Dans ce cas, une thermofrigopompe est alors envisageable. D'autres besoins simultanés peuvent apparaître dans des immeubles de bureaux fortement vitrés avec des façades moins ensoleillées que d'autres ou dans des magasins qui nécessitent du chauffage et des installations de froid alimentaire. Des solutions de traitement de données informatiques déportées dans des bâtiments de bureaux nécessitent d'importants besoins en rafraîchissement tout au long de l'année ainsi que des besoins de chauffage en hiver dans les autres zones. Par ailleurs, dans un souci d'efficacité énergétique, la production simultanée de chaud et de froid afin de satisfaire les besoins devient incontournable dans des procédés industriels, notamment en agroalimentaire.

Une analyse des besoins en chauffage et climatisation est abordée dans l'annexe 48 du Heat Pump Programme de l'Agence Internationale de l'Energie [STA 2007]. La chaleur maximale qui peut être récupérée dans le condenseur d'une installation de rafraîchissement est calculée en se basant le principe de la conservation de l'énergie: ((EER+1)/ EER × puissance frigorifique)). Pour les différents bâtiments étudiés, le potentiel de récupération varie de 0,5 % à 45 %. Pour un même type de bâtiment (bureaux fortement vitrés), le climat de Lisbonne a le potentiel de récupération le plus élevé.

Dans cette étude, différentes typologies de bâtiments sont envisagées et simulées sous TRNSYS afin d'évaluer leurs besoins de chauffage, de refroidissement et de production d'ECS. Le modèle utilisé est le TYPE 56, modèle de bâtiment multizone. Cette définition des besoins doit permettre d'identifier les types de bâtiment pour lesquels les bénéfices de la TFP seront maximaux. Les climats océanique, méditerranéen et continental, respectivement de Rennes, Marseille et Strasbourg, ont été retenus dans cette étude. La Figure III.16 présente l'évolution des températures extérieures moyennes mensuelles de ces trois villes qui sont représentatives de trois zones climatiques identifiées dans la RT 2012, respectivement H2a, H1b et H3.



# *Chapitre III : Sélection du fluide frigorigène, évolution de l'architecture de la TFP et choix d'un bâtiment cible*

Trois types de bâtiments sont étudiés : un bâtiment résidentiel collectif BBC, un magasin de distribution alimentaire, un immeuble de bureaux pour le petit tertiaire. La Figure III.17 présente les différents bâtiments modélisés en 3D. Le module Open studio [ENR 2012] installé sur Google Sketchup permet de modéliser en trois dimensions les zones thermiques des bâtiments. Cette méthode facilite la saisie des données géométriques des bâtiments dans TRNSYS (TYPE 56). Sur les façades exposées plein sud, des objets d'ombrage (arbres, bâtiments adjacents...), représentés en blocs violets sur la Figure III.17, ont été rajoutés afin de simuler la limitation des apports solaires par des masques proches et lointains. A partir des fichiers météorologiques, le modèle multizone permet de calculer les besoins en chauffage et rafraîchissement du bâtiment. Les consignes de chauffage et de rafraîchissement sont respectivement de 19 et 26 °C. Le pas de temps choisi est de 1 heure.



Le tableau III.5 regroupe la description des bâtiments étudiés avec les scénarios d'occupation et d'éclairage. L'orientation et l'utilisation définissent les zones thermiques. Une zone avec des apports internes importants (salles de serveurs informatiques) est prise en compte dans les bureaux. Cette zone nécessite un traitement impératif pour des raisons techniques, ce qui génère de forts besoins en rafraîchissement tout au long de l'année. L'apport des appareils électriques est supposé constant et égal à 230 W par unité, valeur par défaut pour un PC dans TRNSYS. La plage de fonctionnement des équipements électriques est similaire aux horaires d'occupation.

Tableau III.5 : Caractéristiques des bâtiments étudiés
--

			Gains						
Type de	Surfaco	Nombre de	Occupatio	on	_	Nombre			
bâtiment	(m²)	zones thermiques	Nombre de personnes	Horaires	Éclairage (W/m²)	d'équipements électriques (P = 230 W)			
Magasin	1467	5	134	8h-21h	10	9			
Bureaux	792	12	123	8h-20h	10	141			
Collectif BBC	675	15	24	6h-9h 18h-24h	5	64			

Les besoins en eau chaude sanitaire sont donnés en kWh par l'équation III.2 tirée du guide de calcul prévisionnel des consommations d'énergie édité par AICVF [AIC 2000]:

*Chapitre III : Sélection du fluide frigorigène, évolution de l'architecture de la TFP et choix d'un bâtiment cible* 

$$B_{ecs} = 1,163 \cdot V_{ecs} \cdot (T_{ecs} - T_{ef})$$

(Equation III.2)

Avec :

 $\begin{array}{l} T_{ecs}: Température d'eau chaude sanitaire produite (°C),\\ T_{ef}: Température moyenne d'eau froide sur la période (°C) (fonction de la région),\\ V_{ecs}: Volume d'ECS consommé sur la période (m<sup>3</sup>). \end{array}$ 

L'estimation d'un profil d'utilisation d l'eau chaude sanitaire est assez complexe. Les besoins sont fluctuants au cours d'une journée et dépendent fortement de la nature des besoins (nettoyage ménager, vaisselle...) ainsi que du comportement des usagers. Dans notre étude, les volumes en ECS sont estimés en litres par jour selon des estimations citées dans la littérature spécialisée :

- Magasin : 10 litres/jour et par employé à 45°C [REC 1996]
- Bureaux : 5 litres/jour et par employé à 60°C [AIC 2000]
- Collectif BBC : 40 litres/jour et personne à 60°C [REC 1996]

#### III.4.1. Taux de besoins simultanés

L'introduction d'un taux de besoins simultanés en chaud et en froid (TBS) permet de qualifier les bâtiments vis-à-vis de l'intérêt d'une thermofrigopompe (équation III.3). Plus le TBS sera élevé et plus la thermofrigopompe aura tendance à solliciter le mode simultané. Ce taux est défini comme le minimum entre le rapport et son inverse des besoins en chauffage et ECS sur les besoins en froid lors d'une journée.

$$TBS = \min(\frac{B_f}{B_c + B_{ecs}}, \frac{B_c + B_{ecs}}{B_f})$$

(Equation III. 3)

La moyenne du taux de besoins simultanés sur l'année permet d'identifier les bâtiments qui nécessitent le plus de production simultanée au cours d'une année avec :

- 0 % pas de simultanéité des besoins.
- 100% besoins simultanés en chaud et froid tout au long de l'année.

# III.4.2. <u>Résultats de simulation</u>

Pour le climat de Rennes les courbes du taux de besoins simultanés au cours d'une année pour les trois cas étudiés, collectif BBC, magasin et bureaux sont représentées sur les Figures III.18, III.19 et III.20.





On constate que les besoins en eau chaude sanitaire constituent une part importante des besoins énergétiques particulièrement dans le cas du collectif BBC. Le taux de besoins simultanés est très faible en période estivale dans le cas des bureaux et du magasin. Cela s'explique par d'importants besoins en rafraîchissement l'été à cause d'importants apports internes et de faibles besoins en eau chaude sanitaire. Entre le 129<sup>ème</sup> et 289<sup>ème</sup> jour, soit entre avril et septembre, le collectif BBC présente de forts taux de besoins simultanés en eau chaude sanitaire et rafraîchissement. En effet, l'amélioration de l'isolation du bâtiment entraine un phénomène de surchauffe l'été et donc le recours à un système de rafraîchissement. De plus, les besoins en eau chaude sanitaire qui diminuent certes en période estivale (l'eau froide du réseau est plus chaude) restent relativement importants tout au long de l'année.

Le tableau III.6 regroupe les taux de besoins simultanés moyens pour le collectif BBC, le magasin et les bureaux pour les trois climats :

	Magasin	Bureaux	Collectif BBC
Rennes	10,17%	28,17%	28,00%
Strasbourg	6,86%	22,57%	22,50%
Marseille	10,26%	24,37%	30,52%

Tableau III.6 : Taux de besoins simultanés annuels

Le taux de besoins simultanés (TBS) est plus important dans le cas des bureaux (forts besoins simultanés en chauffage et rafraîchissement) et du collectif BBC (besoins en eau chaude sanitaire élevés simultanément à des besoins de rafraîchissement en été) pour les différents climats. On constate que le collectif BBC présente le taux de besoins simultanés le plus important pour le climat de Marseille. En effet, le risque de surchauffe est plus important avec le climat méditerranéen de Marseille. Par ailleurs, le magasin enregistre le TBS le moins élevé à cause de la faible utilisation de l'eau chaude sanitaire.

Compte tenu de ces résultats, nous ne retiendrons pour l'étude comparative du couplage de la thermofrigopompe et des bâtiments que le collectif BBC et l'immeuble de bureaux. Le climat choisi est celui de Rennes. Le taux de besoins simultanés y est très proche dans les bâtiments de bureaux et l'immeuble collectif BBC. Il y sera plus intéressant d'étudier l'impact du type de bâtiment sur le fonctionnement de la TFP.

# III.5. Modèle de Thermofrigopompe

La thermofrigopompe modélisée reprend l'architecture du prototype élaboré lors de la première thèse (Figure III.21). Pour rappel, cette thermofrigopompe comporte trois modes de fonctionnement : mode simultané, mode chauffage et un mode rafraîchissement. La Figure III.21 présente un désurchauffeur adapté à la production d'eau chaude sanitaire qui n'a finalement pas été mis en place sur le circuit frigorifique du prototype N°1. Le présent modèle n'en tiendra pas compte.

*Chapitre III : Sélection du fluide frigorigène, évolution de l'architecture de la TFP et choix d'un bâtiment cible* 



rigure 111.21 : Schema complet du modele de thermorrigopompe de petite puissance à equinorage sur an

Trois modèles de thermofrigopompes sont développés dans cette section : un modèle au R407C basé sur le prototype réel et deux modèles qui reprennent la même architecture mais avec deux différents fluides (R1234yf et R290). En effet, ces deux fluides constituent deux alternatives crédibles au HFC usuels (R407C, R410A ou R134a) grâce à leur faible GWP ainsi qu'en termes de performance, tout en gardant l'intérêt de limiter les ruptures technologiques sur les composants.

Chaque composant de la thermofrigopompe est modélisé comme une entité indépendante fonctionnant en séquences de régimes permanents. Le solveur d'équation EES (Engineering Equation Solver) est utilisé pour la modélisation.

#### III.5.1. Thermofrigopompe au R407C

#### III.5.1.1. Modèle de compresseur

Le modèle de compresseur calcule le débit massique de fluide frigorigène, la puissance électrique et la température de refoulement. Ce modèle a comme données d'entrée les deux niveaux de pression (haute et basse pression) et la température à l'aspiration. Le débit massique est calculé à partir de la masse volumique à l'entrée du compresseur, du rendement volumétrique et du volume balayé (équation III.4).

 $\dot{m}_{\overline{y}} = \rho \cdot \eta_{vol} \cdot V_b$  (Equation III.4)  $\eta_{vol} = 1 - alpha \times (\sigma^{\gamma} - 1)$  (Equation III.5)

Avec :  $alpha = -0.0003 \times \sigma^2 + 0.004 \times \sigma + 0.02$  et  $\gamma$  : coefficient polytropique.

La température à la sortie du compresseur relevée expérimentalement a permis de déterminer le rendement isentropique qui tient compte de la création d'entropie durant la compression et des pertes thermiques. Il est fonction du taux de compression  $\sigma$  et de la surchauffe *Sur* à l'entrée de l'évaporateur (équation III.6).

$$\eta_{is} = -0,00703 \cdot \sigma^4 + 0,1092 \cdot \sigma^3 - 0,629 \cdot \sigma^2 + 1,572 \cdot \sigma + 0,0011 \cdot \text{Sur} - 0,59$$
 (Equation III.6)

La puissance thermodynamique est donné par les équations III.7 et III.8. Les points 1 et 2 correspondent respectivement à l'aspiration et au refoulement du compresseur.

$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W_{ih}}$$
(Equation III.7)
$$\dot{W}_{is} = \frac{1}{W_{is}} \times [b_{is} - b_{is}]$$
(Equation III.8)

La puissance réelle absorbée est déterminée à partir d'un rendement de compression établi à partir des résultats expérimentaux (équations III.9 et III.10) qui correspond aux pertes électriques et mécaniques du compresseur.

$$\eta_{comp} = -0,0034 \cdot \sigma^{4} + 0,054 \cdot \sigma^{3} - 0,32 \cdot \sigma^{2} + 0,81 \cdot \sigma + 0,0042$$
(Equation III.9)
$$\eta_{comp} = \frac{\dot{W}_{th}}{P_{compresseur}}$$
(Equation III.10)

#### III.5.1.2. Modèle des échangeurs

Les modèles d'échangeurs utilisent la moyenne logarithmique de l'écart de température DTLM comme méthode de calcul. Afin d'améliorer la convergence des calculs, les échangeurs sont constitués d'une seule zone. La puissance échangée dans un échangeur à contre-courant s'écrit selon les équations III.11, III.12 et III.13.

$\dot{Q} = U \cdot S \cdot DTLM$	(Equation III.11)
$\dot{Q} = \dot{m}_{so} \cdot Cp_{so} \cdot T_{so}$	(Equation III.12)

*Chapitre III : Sélection du fluide frigorigène, évolution de l'architecture de la TFP et choix d'un bâtiment cible* 

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\underline{f}} \cdot \underline{h}_{ff}$$
(Equation III.13)
$$DTLM = F \times \frac{(T_{\underline{r}-\underline{s}} - \underline{f}_{f}) - (T_{s-so} - T_{e-ff})}{\ln\left(\frac{T_{e-so} - T_{s-ff}}{T_{s-so} - T_{e-ff}}\right)}$$
(Equation III.14)

La moyenne logarithmique de l'écart de température d'un échangeur à contre-courant est donnée par l'équation III.14. Pour le cas de l'échangeur à air (à courants croisés) un facteur de correction F est pris en compte. La résolution du système d'équations composé des équations III.11 à III.14 permet d'obtenir la pression (haute dans le cas du condenseur et basse dans le cas de l'évaporateur) et les températures à la sortie des échangeurs. Les coefficients d'échange U des différents échangeurs sont obtenus à partir d'interpolations linéaires de résultats expérimentaux.

#### III.5.1.3. Validation

Une campagne d'essais avec des scénarios de besoins et de climats élargis a été menée selon la norme EN14511 [NFE 2004]. Ces essais ont été effectués dans la chambre climatique du laboratoire du Pôle Cristal à Dinan (Côtes d'Armor). Les résultats obtenus ont permis de valider les modèles développés sous le logiciel EES.

La Figure III.22 présente la comparaison du coefficient de performance (COP) et de l'efficacité énergétique de refroidissement (EER) expérimentaux et numériques pour les modes chauffage, simultané et rafraîchissement (voir paragraphe I.6. Calcul des performances).



Ces deux coefficients sont définis comme le rapport de la puissance utile (calorifique ou frigorifique) produite sous forme de chaleur (prise ou rejetée) par la TFP sur la puissance électrique absorbée par

l'ensemble du système. De ce fait, les puissances électriques absorbées par les pompes de circulation et les ventilateurs sont prises en compte (paragraphe I.6. Calcul des performances).

Les points expérimentaux concordent avec une erreur inférieure à 5% dans la gamme des points d'essais réalisés. Les performances en mode simultané sont supérieures à celles relevées dans les deux autres modes. Pour des essais au même régime (35°C sortie eau / 7°C entrée d'air ou eau), le COP est de 4 en mode chauffage contre 4,5 en mode simultané. Similairement, l'EER est de 3 en mode rafraîchissement contre 3,5 en mode simultané. Ceci est dû à une plus haute température d'évaporation avec l'eau qu'avec l'air pour une même température d'entrée de la source froide.

## III.5.2. Thermofrigopompes au R290 et R1234yf

En travaillant sur une architecture simplifiée (hors production d'ECS, sur un schéma de principe conforme au premier prototype), des composants adaptés au R1234yf et R290 ont été sélectionnés. Des modèles numériques de composants ont également été développés et consolidés en prenant appui sur les données des constructeurs (échangeurs, compresseurs).

#### III.5.2.1. Modèle de compresseur

La puissance nominale de la TFP est fixée à 20 kW chaud, pour correspondre à une machine dans la gamme « petit tertiaire » et « résidentiel collectif ». Le compresseur doit fournir une puissance calorifique de 20 kW à une température de condensation de 50 °C et d'évaporation de 0 °C avec un sous-refroidissement et une surchauffe de 5 K.

Les caractéristiques des compresseurs sélectionnés sont présentées dans le tableau III.7. Pour le propane, un compresseur semi-hermétique à pistons avec quatre cylindres de marque BOCK (référence HG34P315-4S) a été sélectionné. Cette gamme de compresseurs est spécialement conçue pour les hydrocarbures et certifiée ATEX. Actuellement, aucun compresseur adapté au R1234yf n'est disponible dans le marché pour cette gamme de puissance. Le ZH75K4E-TWD de Copeland initialement conçu pour le R134a a été sélectionné en l'absence d'un compresseur spécialement dédié au HFO. En effet, Le R134a et R1234yf possèdent des propriétés thermodynamiques similaires avec des différences en termes de GWP et d'inflammabilité.

Fluide	Référence	Puissance calorifique (kW) à T <sub>ev</sub> = 0°C/ T <sub>cd</sub> =50°C	COP à T <sub>ev</sub> =0°C/T <sub>cd</sub> =50°C	Volume balayé [m <sup>3</sup> /h]
R290	HG34P315-4S	20,00	3,68	27,3
R134a	ZH75K4E-TWD	20,20	3,75	28,8
R1234yf	ZH75K4E-TWD	18,67	3,61	28,8

Tableau III	. 7:	Caractéristiques	des	compresseurs
-------------	------	------------------	-----	--------------

On note cependant que le volume balayé du compresseur au R1234yf est 5,2% supérieur à celui au R290. On remarque aussi une perte de puissance calorifique par rapport au R134a qui délivre aux mêmes conditions 20,2 kW. Pour fournir 20 kW en puissance calorifique, il aurait fallu un volume balayé de 31,04 m<sup>3</sup>/h.

La Figure III.23 présente le coefficient de performance (sans auxiliaires) des deux compresseurs à une température de condensation de 50°C en fonction de la température d'évaporation. Le compresseur au propane montre un meilleur COP à des températures d'évaporation inférieures à 5°C. Les deux compresseurs présentent des performances similaires au-delà d'une température d'évaporation de 5°C.

*Chapitre III : Sélection du fluide frigorigène, évolution de l'architecture de la TFP et choix d'un bâtiment cible* 



Figure III.23 : COP en fonction de la température d'évaporation à  $T_{cd} = 50$  °C

Le modèle de compresseur calcule le débit massique, la consommation d'énergie électrique et la température de refoulement. Les données fournies par les fabricants sont utilisées pour établir des interpolations linéaires du rendement global et du rendement volumétrique. Le rendement global du compresseur exprime le rapport entre le travail isentropique et le travail de compression réelle et est, dans ce cas, égal au rendement isentropique.

$$\eta_{g} = \frac{\dot{W}_{is}}{P_{\text{compresseur}}}$$
(Equation III. 15)  
$$\dot{W}_{is} = \dot{m}_{ff} \cdot (\underline{h}_{zw} - \underline{h}_{z})$$
(Equation III. 16)

 $W_{is}$ : Puissance isentropique,  $h_{2is}$  et  $h_1$  sont respectivement l'enthalpie isentropique à la sortie du compresseur et l'enthalpie à l'aspiration du compresseur.

Le débit massique est calculé à partir du volume massique à l'aspiration, le rendement volumétrique et du volume balayé.

$m_{\overline{\mathcal{M}}} = \rho \cdot \eta_{vol} \cdot V_b$	(Equation III. 17)
$\eta_g = \mathbf{A} \cdot \sigma^4 + \mathbf{B} \cdot \sigma^3 + \mathbf{C} \cdot \sigma^2 + \mathbf{D} \cdot \sigma + \mathbf{E} \cdot T_{\overline{ev}} + T_{cd} \cdot \mathbf{F} + \mathbf{G}$	(Equation III. 18)
$\eta_{vol} = A1 \cdot \sigma^{\gamma} + B1 \cdot \gamma + C1 \cdot \sigma + D1$	(Equation III. 19)

Avec  $\sigma$ : taux de compression,  $\gamma$ : coefficient polytropique,  $T_{ev}$ : température d'évaporation,  $T_{cd}$ : température de condensation.

Les coefficients des rendements isentropique et volumétrique sont donnés dans le tableau III.8.

Compresseur	Α	В	С	D	Е	F	G	A1	B1	C1	D1
R1234yf ZH75K4E-TWD	-0,0008	0,0221	-0,2119	0,8713	0,0062	-0,0012	-0,5934	0,0072	0,8715	-0,0197	0
R290 HG34P315-4S	0	-0,0016	0,0267	-0,2548	-0,0143	0,0108	0,7512	-0,1290	0	0,1257	0,9010

Tableau III.8 : Coefficients du rendement global et du rendement volumétrique

#### III.5.2.2. Modèles des échangeurs

Dans la configuration de la thermofrigopompe sans production d'eau chaude sanitaire, quatre échangeurs sont nécessaires. Le condenseur, l'évaporateur et le sous-refroidisseur sont des échangeurs à plaques brasées. La batterie d'équilibrage sur air qui fonctionne soit en évaporateur (mode chauffage) soit en condenseur (mode rafraîchissement) est un échangeur à tubes et ailettes. La sélection des différents échangeurs est basée sur les caractéristiques du cycle frigorifique décrit ci-après :

- Le condenseur, le sous-refroidisseur et la batterie tubes/ailettes (évaporateur) sont sélectionnés pour un fonctionnement optimal en mode chauffage (température de condensation de 50°C et d'évaporation de 0°C.
- Le sous-refroidissement est de 2 K et la surchauffe de 5 K.
- La différence de température entrée/sortie eau est de 5 K pour les échangeurs à plaques.
- Le pincement est de 3 K pour les échangeurs à plaques et de 7 K pour l'échangeur à air.
- L'échangeur à air dispose de 4 circuits et 3 rangs de tubes de longueur 1 mètre.

Les échangeurs à plaques sélectionnés pour les deux fluides sont de marque SWEP, leurs références sont listées dans le tableau III.9.

	R1234yf / Puissance [kW]	R290 / Puissance [kW]
Condenseur	B25Tx30 / 18,69	B25Tx32 / 20,17
Sous-refroidisseur	E5ASW N*4 / 1,366	E5ASW N*4 / 1,261
Evaporateur	B80 42 / 15,29	B25T 30 / 16,35

Tableau III.9 : Echangeurs à plaques

Pour les condenseurs la sélection montre que 32 plaques sont nécessaires pour échanger la totalité de la puissance calorifique pour le R290 et 30 plaques pour le R1234yf. Le sous-refroidisseur est le même pour les deux fluides. Pour les évaporateurs, une surface de 2,4 m<sup>2</sup> est nécessaire afin d'échanger une puissance frigorifique de 15,29 kW pour le R1234yf et 1,76 m<sup>2</sup> est suffisante pour dissiper 16,35 kW dans le cas du R290.

Les caractéristiques des échangeurs à air sélectionnés pour les deux fluides avec les contraintes listées dans les hypothèses de départ sont données dans le tableau III.10.

Tableau III.1(	):	Echangeurs	tubes	et	ailettes
----------------	----	------------	-------	----	----------

	R290	R1234yf
Puissance à T <sub>ev</sub> =0°C et 7°C entrée d'air	16,31 kW	14,85 kW
Vitesse d'entrée d'air	2 m/s	2 m/s
Espacement entre ailettes	3,175 mm	3,175 mm
Nombre de tubes/rang	63	56
Surface d'échange totale	71,59 m²	63,55 m²
Surface frontale	1,6 m²	1,422 m²
Efficacité des ailettes	0,9	0,9

Pour la même géométrie (Figure III.24), l'échangeur à air au propane comporte 63 tubes/rang alors que celui au R1234yf 56 tubes/rang. Avec ce nombre de tubes, la taille de l'échangeur à air risque de poser des problèmes d'encombrement. En prenant en compte un espacement entre ailettes de 2 mm le nombre de tubes tombe à 45 avec une surface frontale de 1,23 m<sup>2</sup> pour le R290 et 39 avec une surface

*Chapitre III : Sélection du fluide frigorigène, évolution de l'architecture de la TFP et choix d'un bâtiment cible* 

frontale de 1 m<sup>2</sup> dans le cas du R1234yf. Néanmoins, on gardera cette géométrie pour notre comparaison afin d'utiliser la corrélation du coefficient d'échange coté air disponible dans EES et qui s'appuie sur des données expérimentales.



Figure III.24 : Géométrie de l'échangeur tubes/ailettes (EES)

La méthode du nombre d'unité de transfert (NUT) est utilisée pour l'analyse du transfert de chaleur dans l'évaporateur, le condenseur et le sous-refroidisseur. L'efficacité d'échange de chaleur est définie comme le rapport entre le flux de chaleur réel et le flux de chaleur maximal thermodynamiquement échangeable.

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{ec} - T_{ef})$$
(Equation III.20)

Le nombre d'unités de transfert de l'échangeur est défini par la relation:

$$NUT = \frac{U \cdot S}{C_{\min}}$$
(Equation III.21)  

$$C_{\min} = \min (\dot{m}_{g} C p_{g} \cdot \dot{m}_{c} C p_{c})$$
(Equation III.22)  

$$C_{\max} = \max (\dot{m}_{g} C p_{g} \cdot \dot{m}_{c} C p_{c})$$
(Equation III.23)

Pour les échangeurs à plaques le coefficient d'échange global est donnée par :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{hc_{eau}} + \frac{e_p}{\lambda_p} + \frac{1}{hc_{ff}}$$
(Equation III.24)

L'équation III.25 est utilisée pour le calcul du coefficient d'échange global pour les échangeurs tubes/ailettes [VDI 2010]:

$\frac{1}{U}$ =	$=\frac{1}{\alpha_v}$	$+\frac{S_{tube\_ex}}{S_{tube\_int}}\Big $	$\left(\frac{1}{hc_{ff}} + \frac{e_{tube}}{\lambda_{tube}}\right)$	(Equation III.25)
$\alpha_v$ =	= h <sub>air</sub>	$\left[\frac{1-\frac{S_{ail}}{S_{tube_i}}} ight]$	$\frac{1}{1}(1-\eta_{ail})$ Avec et	

Pour les échangeurs à contre-courants (équation III.26) et à courants croisées (équation III.27), l'efficacité est fonction du nombre d'unité de transfert

Confidentiel jusqu'au 28/11/2016

*Chapitre III : Sélection du fluide frigorigène, évolution de l'architecture de la TFP et choix d'un bâtiment cible* 

$\varepsilon = \frac{1 - e^{(-NUT \cdot (1 - C_r))}}{1 - C_r \cdot e^{(-NUT \cdot (1 - C_r))}}$	(Equation III. 26)
$\varepsilon = \begin{cases} si C correspond au fluide chaud : \\ 1 - e^{\frac{(1 - e^{-NUT \cdot C_r})}{C_r}} \\ si C correspond au fluide chaud : \\ \frac{(1 - e^{-C_r} + \frac{-NUT}{C_r})}{C_r} \\ \end{cases}$	(Equation III. 27)
et $C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$	

Les références des corrélations issues de la bibliographie sont listées dans le tableau III.11. Les corrélations lors de l'évaporation et de la condensation donnent le coefficient d'échange convectif. En évolution sensible, le coefficient d'échange convectif est calculé à partir du nombre de Nusselt. Le R1234yf étant un fluide récent, très peu d'études sont disponibles sur les caractéristiques de transfert de chaleur. Des corrélations valides pour le R134a ont été utilisées. Des facteurs de correction ont été introduits dans les corrélations afin de coller aux données des constructeurs. L'annexe III.1 présente le détail de ces corrélations.

	HFO 1234yf	R290		
Evaporation	Smith et al	Smith et al		
Lvaporation	[BAN 1998]	[BAN 1998]		
Condensation	Mc adams	Akers et al.		
Condensation	[ASH 1997]	[GIO 2010]		
Sonsiblo	Cooper and	Cooper and		
Sensible	Usher[BAN 1998]	Usher[BAN 1998]		

Tableau III.11 : Corrélations de transfert de chaleur

#### III.5.2.3. <u>Résultats</u>

Les résultats des calculs de performance **sans auxiliaires** (tableaux III.12, III.13 et III.14) sur de nombreux points de fonctionnement, dans les 3 modes, mettent en évidence des COP supérieurs avec le propane (R290). L'écart est d'autant plus significatif que les taux de compression sont plus faibles, ce qui est intéressant dans le cas d'une architecture bi-étagée.

 Tableau III.12 : Coefficients de performance en mode chauffage

Température d'entrée d'eau chaude	25	5°C	30	°C	35	9°C	40	°C	45	5°C	50	°C
Température d'entrée d'air	R290	R1234yf										
-15	3,56	3,51	3,24	2,85	2,96	2,59	2,72	2,39	2,50	2,23	2,29	2,08
0	4,59	3,96	4,15	3,94	3,78	3,58	3,46	3,24	3,18	2,93	2,93	2,65
7	5,04	4,25	4,54	4,34	4,12	3,98	3,76	3,63	3,45	3,29	3,18	2,97
15	5,73	4,66	5,10	4,85	4,60	4,48	4,18	4,12	3,82	3,77	3,51	3,43

Température de sortie d'eau froide	7°C		12	°C	23°C		
Température d'entrée d'air	R290	R1234yf	R290	R1234yf	R290	R1234yf	
25	3.86	3,59	4.24	3,93	5,26	4,70	
30	3,39	3,22	3,71	3,55	4,53	4,26	
35	2,99	2,85	3,27	3,17	3,96	3,84	

Température de sortie d'eau froide	СОР	à 7℃	EER	à 7℃	COP	à 12°C	EER a	à 12°C	COP	à 23°C	EER å	a 23°C
Température d'entrée d'eau chaude	R290	R1234yf	R290	R1234yf	R290	R1234yf	R290	R1234yf	R290	R1234yf	R290	R1234yf
25	4,94	4,68	3,94	3,68	5,39	5,04	4,39	4,04	6,64	5,93	5,64	4,93
30	4,45	4,31	3,45	3,31	4,83	4,67	3,83	3,67	5,81	5,48	4,82	4,48
40	3,67	3,57	2,67	2,57	3,94	3,91	2,94	2,91	4,63	4,65	3,63	3,64
50	3,14	2,97	2,14	1,97	3,37	3,28	2,37	2,28	3,90	*	2,90	*

Tableau III.14 : Performances en mode simultané

\*hors plage de fonctionnement du compresseur

# III.6. Couplage TFP et bâtiment

## III.6.1. Modélisation du couplage

La méthodologie de calcul des performances saisonnières est basée sur une interface EES-TRNSYS. Un modèle Trnsys (type 66c) permet le dialogue entre EES et Trnsys.

La Figure III.25 présente la stratégie de calcul EES/TRNSYS. La boucle de fluide frigorigène, considérée en régime permanent sur chaque pas de temps, est calculée dans EES alors que les ballons de stockage, le système de régulation et les besoins du bâtiment sont modélisés sous TRNSYS. Les fichiers de besoins sont obtenus par simulation dynamique avec le composant de bâtiment multizone type 56. Les modèles de ballons sont tirés de la bibliothèque TRNSYS. Ces ballons à quatre connexions prennent en compte la stratification de température. Le pas de temps de simulation est de 1 heure.



L'enclenchement d'un mode s'effectue lorsque la température de retour des ballons atteint un certain seuil. Des modèles de régulation tout ou rien avec différentiel sont utilisés (40/45°C pour le chauffage et 12/7°C pour le rafraîchissement). Lorsque la température de retour au ballon d'eau chaude descend en dessous de 40°C, la variable logique de besoin de chaud est à 1. Cette variable repasse à 0 lorsque la température de second ballon, lorsque la température de retour au ballon d'eau froide passe au-dessus de 12°C, la variable logique de besoin de froid est à 1. Cette variable repasse à 0 lorsque la température descend en-dessous de 7°C. La combinaison des besoins définit ensuite le mode de fonctionnement :

- Besoins de chaud seul : mode chauffage
- Besoins de chaud et de froid : mode simultané
- Besoins de froid seul : mode rafraîchissement

La puissance de chauffage de la TFP est partagée entre les postes chauffage d'ambiance et chauffage de l'eau chaude sanitaire. L'eau chaude sanitaire est préchauffée par la thermofrigopompe, avec la chaleur prélevée du réseau de chauffage grâce à un échangeur de chaleur, jusqu'à la température de

consigne de chauffage et un appoint électrique d'une puissance maximale de 5 kW ayant un rendement de 100% assure le reste des besoins.

Il n'y a pas d'appoint sur le circuit de chauffage. Le coefficient de performance saisonnier COPS est calculé par l'équation III.28. Il prend en compte les puissances thermiques et électriques (compresseur et auxiliaires) de la TFP et de l'appoint ECS.

$$COPS = \frac{\sum \text{Puissances thermiques}}{\sum \text{Puissances électriques absorbées}}$$
(Equation III. 28)

## III.6.2. Résultats concernant la nature du bâtiment

Les résultats de la campagne d'essais ont permis de valider les modèles numériques des trois modes de fonctionnement de la thermofrigopompe au R407C. Seuls les bureaux et le bâtiment collectif BBC sont retenus pour la comparaison. Les locaux commerciaux sont exclus du champ de l'étude, leur taux de besoins simultanés étant bas à cause des faibles besoins en ECS.

Le tableau III.15 présente le coefficient de performance saisonnier des deux bâtiments testés avec et sans la prise en compte des besoins d'ECS. Les besoins d'ECS sont 5 fois plus importants dans le cas du bâtiment collectif BBC pour les mêmes temps de fonctionnement annuels. Le coefficient de performance saisonnier intègre la production de chaleur et les consommations de l'appoint électrique pour l'ECS. Cet appoint a une efficacité limitée qui diminue le COPS, d'autant plus si les besoins d'ECS sont élevés (cas du collectif BBC). Si on exclut l'ECS du calcul, les COPS des deux bâtiments sont presque égaux. Dans le cas des bureaux, l'ajout des besoins d'ECS a tendance à augmenter le temps de fonctionnement dans le mode simultané. Pour le bâtiment collectif BBC, les besoins en ECS sont si élevés que le gain apporté par l'utilisation accrue du mode simultané devient négligeable par rapport à l'augmentation du temps d'utilisation de l'appoint ECS.

COPS	Bureaux	Collectif BBC
avec ECS	2,96	2,16
sans ECS	2,88	2,87

Tableau III.15 : Coefficient de performance saisonnier

#### III.6.3. Résultats concernant la stratégie de production d'ECS

Le bâtiment collectif BBC avec le climat de Rennes a été pris comme référence dans l'évaluation de l'impact de l'usage de la thermofrigopompe pour assurer une partie de la production d'eau chaude sanitaire en plus des besoins de chauffage et de rafraîchissement. Deux configurations sont simulées :

- Production d'eau chaude sanitaire assurée par préchauffage avec la TFP. L'appoint électrique assure le reste des besoins. La puissance nécessaire pour le préchauffage d'ECS est soustraite de la puissance calorifique totale.
- Production d'eau chaude sanitaire assurée uniquement par chauffe-eau électrique à accumulation.

Le tableau III.16 présente les résultats de simulations annuelles de la TFP couplée à un bâtiment résidentiel collectif BBC situé à Rennes. Les performances globales du système sont sensiblement améliorées par rapport à une configuration dans laquelle tous les besoins d'ECS sont assurés par l'énergie électrique. L'appoint électrique est beaucoup moins sollicité. Ainsi, une économie d'énergie de 40% est réalisée.

Svetàmo	Chauffage	TFP	TFP
Systeme	ECS	TFP + appoint	ballon électrique
Puissance	électrique		
absorbée par Appoint		13140	22192
(kWh)			
CC	OPS	2,16	1,23

Tableau III.16 : Résultats de simulations annuelles avec deux stratégies de production d'ECS

La Figure III.26 présente le pourcentage mensuel de la consommation électrique de l'appoint ECS et de la TFP dans chaque mode. On remarque que sans production d'ECS, la TFP est faiblement sollicitée en mode simultané : 2% du temps de fonctionnement annuel contre 17% avec production d'ECS. Le mode simultané est plus sollicité dans la période de mai jusqu'à septembre qui correspond à un taux de besoins simultanés élevé avec de fort besoins en rafraîchissement et en eau chaude sanitaire.



On conclut que la TFP est sous-dimensionnée par rapport aux besoins totaux du bâtiment, notamment pour les besoins en eau chaude sanitaire. L'appoint électrique est fortement sollicité pour élever la température de l'ECS de la consigne chauffage à la consigne ECS. Par conséquent, on préconisera pour le prochain prototype de TFP un mode adapté à la production d'eau chaude sanitaire. Cela permettra de s'affranchir de l'utilisation d'un appoint électrique.

#### III.6.4. <u>Résultats concernant le choix de fluide frigorigène</u>

D'après l'étude bibliographique, le développement de systèmes au dioxyde de carbone ou à l'ammoniac nécessite le recours à de nouvelles technologies (souvent très coûteuses). Le propane (R290) offre une alternative intéressante et se démarque des autres fluides naturels par la disponibilité des produits et une technologie maîtrisée. De ce fait, le propane ainsi que le nouveau fluide HFO R1234yf ont été retenus pour l'étude comparative.

La Figure III.27 présente de manière graphique le coefficient de performance saisonnier des deux thermofrigopompes (au R290 et R1234yf) couplées au bâtiment collectif BBC sans ECS (pour éviter le recours à l'appoint électrique d'ECS qui pourrait fausser la comparaison).



Le collectif BBC présente le taux de besoins simultanés le plus élevé. Par conséquent, ce bâtiment a été retenu comme référence pour l'étude comparative des thermofrigopompes au R290 et au R1234yf. On constate tout d'abord que le coefficient de performance saisonnier des deux thermofrigopompes est relativement élevé par rapport à la TFP au R407C (2,8). Ceci permet d'espérer une amélioration significative des performances d'un futur prototype correctement dimensionné. Se limitant à deux évolutions techniquement envisageables au R290 et au R1234yf, on constate que les performances d'une TFP avec le fluide naturel sont sensiblement meilleures.

L'impact environnemental est évalué par le TEWI (Total Equivalent Warming Impact). Cet indicateur prend en compte l'incidence directe des émissions de fluides frigorigènes et de l'incidence indirecte des émissions de  $CO_2$  dues à la production d'électricité consommée par l'installation. Pour notre étude comparative, on prendra comme hypothèses :

- Durée de vie de l'installation 20 ans,
- Taux de fuite annuel : 3%,
- Taux de récupération de fluide frigorigène lors du démontage de la TFP: 75%,
- Ratio de rejet de  $CO_2$  due à la production d'énergie en France : 0,18 kg  $CO_2$ /kWh [RIE 2010].

La charge en fluide frigorigène est calculée selon la méthode présentée par Rigot [RIG 1995] en se basant sur le volume des éléments sélectionnés. La majeure partie de la charge en fluide frigorigène d'une installation se situe dans le condenseur. L'échangeur à air en condenseur étant le cas le plus défavorable, la charge en fluide est calculé pour un fonctionnement en mode rafraîchissement.

Le tableau III.17 présente les résultats du calcul de la charge en kg et l'impact direct et indirecte des deux TFP en kg CO<sub>2</sub>.

	GWP₁₀₀ (kg CO₂)	Charge (kg)	Impact direct (kg CO <sub>2</sub> /kWh)	lmpact indirect (kg CO₂/kWh)
<b>TFP R290</b>	3	3,68	9	12699
TFP R1234yf	4	4,83	16	13724

Tableau III. 17 : Résultats sur l'impact direct et indirect sur l'environnement

La charge en fluide frigorigène dans l'installation au R1234yf est de 23 % supérieur à celle dans la thermofrigopompe au R290. La charge en fluide frigorigène de la thermofrigopompe au R1234yf étant plus élevée, l'impact direct en kg CO<sub>2</sub> est presque le double par rapport au R290. Cependant, l'impact direct est négligeable par rapport à l'impact indirect. Ce dernier est en grande partie lié à la consommation électrique de la TFP. En effet, la consommation électrique annuelle de la TFP au R290 est de 7% inférieure à celle de la TFP au R1234yf. La thermofrigopompe au R290 présente alors un plus faible TEWI et de ce fait, de meilleures performances environnementales (Figure III.28).



Afin de pallier le risque d'inflammabilité que présente le propane, un travail de réduction de la charge est indispensable, notamment dans le cas d'une TFP (nombre plus important de composants par rapport aux machines frigorifiques classiques). Une architecture simplifiée est présentée dans le chapitre IV qui permet une récupération efficace du fluide frigorigène lors des changements de mode.

# III.7. Conclusion

La rareté des combustibles fossiles a suscité un regain d'intérêt pour l'usage de pompes à chaleur. Les préoccupations relatives à l'environnement imposent de nouveaux critères de sélection des fluides frigorigènes. Certains pays comme le Danemark, la Suisse et l'Autriche prévoient déjà d'éliminer complètement les HFC. Les fluides naturels (dioxyde de carbone, ammoniac et hydrocarbures) semblent une alternative prometteuse et connaissent un regain d'intérêt depuis quelques années.

Malgré les nombreuses recherches dans le domaine, l'utilisation des fluides naturels sur le marché des PAC semble relativement faible. Deux influences prédominent : les verrous technologiques en l'absence de composants adaptés et le poids de la législation actuelle limitant l'utilisation de l'ammoniac et des hydrocarbures. Cependant, dans la logique de retour à des fluides naturels, les critères de sécurité des fluides toxiques ou inflammables sont actuellement en réévaluation continue. Le retour d'expérience est extrêmement faible puisque les critères d'évaluation des risques sont corrélés sur l'historique d'applications dans le domaine du froid industriel.

L'étude bibliographique sur les fluides naturels nous a donné une première vue sur les perspectives de construction d'un deuxième prototype de thermofrigopompe avec un fluide naturel. Le type de besoins (chauffage et climatisation ou production d'eau chaude sanitaire et chauffage) qui sera fonction de la cible produit est un autre critère à prendre en compte pour le choix du fluide et de la technologie associée.

Les thermofrigopompes sont des solutions intéressantes pour chauffer, rafraîchir et même produire de l'eau chaude sanitaire. Néanmoins, d'après l'analyse des brevets et des précédents travaux, c'est la gestion des organes de commande plus délicate que dans les PAC classiques et la stratégie de régulation qui permettra d'assurer une combinaison optimale.

Les besoins en chauffage, rafraîchissement et eau chaude sanitaire de trois types de bâtiments (collectif BBC, magasin et bureaux) situés dans différents climats sont obtenus par simulation sous TRNSYS. La nature du bâtiment ainsi que le climat influencent fortement le caractère simultané des besoins. Un indicateur de besoins simultanés (TBS) est présenté dans cette partie afin d'identifier le bâtiment le plus adapté à une solution de production simultanée. Avec le climat de Rennes, le bâtiment collectif BBC, à un taux de besoins simultanés de 28% (30% dans un climat méditerranéen), semble le plus adapté à une solution avec récupération d'énergie.

Une méthode de co-résolution numérique est développée sous deux environnements, EES et TRNSYS. Les résultats des simulations réalisées avec les modèles de composants de la TFP développés sous EES concordent avec les résultats d'essais expérimentaux avec une erreur inférieure à 5%. Les résultats de simulation de couplage thermofrigopompe-bâtiment montrent qu'une prise en compte d'une partie de la production d'eau chaude sanitaire par la thermofrigopompe améliore sensiblement les performances du système global. La prochaine étape de cette étude simulée est la prise en compte d'une stratégie de stockage/déstockage d'énergie dans le ballon d'eau froide en hiver. En mode chauffage, ce ballon est chauffé par l'énergie de sous-refroidissement du fluide frigorigène. En mode simultané, le ballon d'eau froide sert de source froide à l'évaporation. Ce fonctionnement alternatif permettra d'utiliser plus fréquemment le mode simultané et d'améliorer davantage les performances saisonnières du système.

Trois importantes conclusions découlent de cette étude :

- Les bâtiments BBC comportent le plus de besoins en simultané à cause d'importants besoins en rafraîchissement et en eau chaude sanitaire.
- Compte tenu de l'importance des besoins en ECS dans le bilan annuel, il est crucial d'inclure dans un futur prototype un mode de fonctionnement correctement dimensionné et adapté à la production d'eau chaude sanitaire.

Au vu des résultats de l'étude comparative, il est décidé de concevoir un prochain prototype de thermofrigopompe au propane. En effet, outre des performances saisonnières meilleures que le R1234yf, le propane présente des avantages supplémentaires : disponibilité avérée du fluide frigorigène, pas de contrainte sur la publication d'articles scientifiques car l'utilisation de ce fluide n'est pas limitée par des brevets, des composants adaptés et disponibles sur le marché.

Chapitre IV : Conception d'un prototype de thermofrigopompe au propane et essais expérimentaux

# IV.1. Introduction

Ce chapitre aborde la conception d'une thermofrigopompe au propane appliquée à un bâtiment. D'après l'étude comparative présentée dans le chapitre précèdent, il est apparu qu'un mode adapté à la production d'eau chaude sanitaire et l'utilisation du R290 comme fluide frigorigène sont deux points importants à inclure dans un futur prototype. Cependant, en se basant sur l'architecture du premier prototype, inclure un mode ECS induit une augmentation significative du nombre d'actionneurs. De plus, avec l'ajout de nouveaux composants, la gestion de la charge en fluide frigorigène peut apparaître délicate lors des changements de mode. De ce fait, une évolution de l'architecture du circuit frigorifique de la TFP est proposée avec un scénario de contrôle-commande adapté. Cette évolution parait séduisante puisqu'elle nécessite moins d'électrovannes.

Le circuit hydraulique et les éléments du circuit frigorifique correspondant à la nouvelle architecture sont détaillés. Les modes de fonctionnement permettant la production d'eau chaude pour le chauffage, d'eau froide pour le rafraîchissement et la production d'eau chaude sanitaire y sont développés. Dans un second temps, la stratégie de contrôle-commande et le dimensionnement des composants sont détaillés. Enfin, les résultats de tests effectués sur un prototype conçu dans le laboratoire du Pôle Cristal sont présentés. L'objectif de ces tests est la validation du concept de thermofrigopompe suivant la nouvelle architecture et la quantification des gains en performance par rapport au premier prototype. Ces essais se déclinent en deux parties :

- Essais de performances normalisés pour chaque mode de fonctionnement avec une comparaison avec le premier prototype.
- Essais de caractérisation (en régime transitoire) de la TFP afin d'analyser le fonctionnement de la TFP lors des phases de basculement et lors de la production d'eau chaude sanitaire.

# IV.2. Thermofrigopompe, nouvelle architecture

La thermofrigopompe (TFP), développée dans cette étude, est un système monobloc de production simultanée ou alternée d'eau chaude et d'eau froide qui peut être destiné au chauffage, au rafraîchissement et à la production d'ECS pour des bâtiments du secteur résidentiel et du petit tertiaire. La TFP présente plusieurs spécificités techniques dans la conception du circuit frigorifique, dans la gestion des modes et des séquences de fonctionnement. L'ajustement des productions de chaud et de froid aux charges du bâtiment s'effectue grâce à l'utilisation d'un échangeur d'équilibrage sur l'air extérieur fonctionnant soit en condenseur, soit en évaporateur. L'air extérieur a été choisi car c'est une source de chaleur inépuisable et accessible facilement. Un échangeur à plaques (échangeur ECS) est placé en série en amont de l'échangeur de chauffage et permet de produire de l'eau chaude à plus haute température. Les circuits hydrauliques de chauffage et d'ECS sont indépendants et le choix d'un de ces deux modes de production est réalisé par une logique de marche/arrêt des pompes de circulation.

La thermofrigopompe (Figure IV.1) est un système de production indirecte constitué de deux ensembles :

- La partie frigorifique englobe les différents échangeurs et le compresseur (non représenté) et ٠ permet la production de l'énergie thermique (calorifique ou frigorifique).
- La partie hydraulique constituée de circulateurs, d'électrovannes et de 3 ballons reliés aux différents réseaux de distribution (eau froide, eau chaude et eau chaude sanitaire).



Figure IV.1: Schéma de principe de la TFP

On distingue 6 modes de fonctionnement et un automate programmable contrôle l'enclenchement des différents modes selon l'évolution des besoins du bâtiment :

- Mode chauffage (Besoin en chauffage seul) : L'eau chaude est produite au niveau de l'échangeur à plaques chauffage et la récupération de chaleur au niveau de l'échangeur d'équilibrage sur air.
- Mode simultané (Besoins en chauffage et en froid) : Production d'eau chaude à l'échangeur à plaques chauffage et production d'eau froide au niveau de l'évaporateur à plaques.
- Mode rafraîchissement (Besoin en froid seul) : L'eau froide est produite au niveau de l'évaporateur à plaques et l'évacuation de la chaleur de condensation au niveau de l'échangeur d'équilibrage sur air.
- Mode production d'eau chaude sanitaire sur air (Besoin ECS seul) : L'eau chaude sanitaire est produite au niveau de l'échangeur à plaques et la récupération de chaleur est effectuée au niveau de l'échangeur d'équilibrage sur air.
- Mode production d'eau chaude sanitaire simultané (Besoins en ECS et froid) : La production d'ECS est réalisée au niveau de l'échangeur à plaques ECS et la production d'eau froide à l'évaporateur à plaques.
- Mode dégivrage (Besoin dégivrage échangeur d'équilibrage sur air) : Ce mode correspond à un fonctionnement en mode rafraîchissement sans ventilation afin de faire fondre le givre accumulé lors du fonctionnement en mode chauffage.

# IV.2.1. Circuit hydraulique

La partie production d'eau froide et d'eau chaude est découplée de la partie distribution à l'aide de trois ballons. La pompe eau chaude assure la circulation entre l'échangeur à plaques de chauffage (condenseur chauffage) et le ballon d'eau chaude. L'eau chaude sanitaire ECS est stockée dans un ballon et la circulation d'eau est assurée par la pompe ECS. La circulation entre le ballon d'eau froide et l'évaporateur est assurée par la pompe eau froide. Une conduite en dérivation sur la boucle d'eau froide relie le sous-refroidisseur au ballon d'eau froide. Deux électrovannes en entrée de l'évaporateur et du sous-refroidisseur permettent d'assurer (suivant le mode de fonctionnement) la connexion avec le ballon. L'ensemble ballon d'eau froide et électrovannes est appelé « dispositif de stockage ».

#### Dispositif de stockage

En période de chauffage, cette TFP offre la possibilité de stocker une certaine quantité d'énergie à basse température sur la boucle d'eau froide (Figure IV.2) à l'aide du sous-refroidisseur.



Figure IV.2 (a). L'électrovanne en entrée de l'évaporateur (Electrovanne Evap) est fermée et aucun débit ne circule dans l'échangeur. L'électrovanne à l'entrée du sous-refroidisseur (Electrovanne SR) est alimentée et permet la circulation d'un débit d'eau afin de récupérer l'énergie de sous-refroidissement. Figure IV.2 (b). Cette énergie stockée est utilisée en temps différé via l'évaporateur à eau, en inversant l'ordre d'ouverture et de fermeture des deux électrovannes, afin d'améliorer les performances par un relèvement de la température d'évaporation et éventuellement de dégivrer l'évaporateur à air sans puisage de chaleur dans le milieu à chauffer.

## IV.2.2. <u>Circuit frigorifique</u>

Une évolution de l'architecture du circuit frigorifique de la TFP est proposée avec un scénario de contrôle commande adapté (Figure IV.3). Cette nouvelle architecture, simplifiée avec l'utilisation de 2 électrovannes 4-voies à la place des 4 électrovannes 2-voies, permet de limiter le nombre d'actionneurs (gain de fiabilité et de coûts). Les deux électrovannes 4-voies sont pilotées par un automate pour gérer l'alimentation en fluide frigorigène des échangeurs.



La première électrovanne 4-voies (V4V 1) est raccordée au refoulement du compresseur afin d'alimenter en gaz chaud l'échangeur d'équilibrage sur air lors d'un fonctionnement en mode rafraîchissement ou les échangeurs à plaques lors d'un fonctionnement en mode chauffage ou ECS. La voie au milieu de la vanne est connectée à la bouteille anti-coup de liquide. Cette communication garantit une différence de pression nécessaire au déplacement du tiroir à l'intérieur de la vanne. La deuxième électrovanne 4-voies (V4V 2) est placée sur la ligne liquide et permet de distribuer le liquide au détendeur de l'évaporateur à plaques lors d'un fonctionnement en mode simultané (ou rafraîchissement) ou à l'échangeur d'équilibrage sur air lors d'un fonctionnement en mode chauffage. Enfin, la différence de pression dans la vanne est assurée par le raccordement de la voie du milieu de la vanne à la bouteille anti-coup de liquide.

Afin d'éviter l'installation d'électrovannes supplémentaires, des clapets anti-retour (CAR1, 2, 3 et 4) sont placés respectivement en sortie évaporateur, sortie condenseur chauffage à plaques et sortie échangeur d'équilibrage à air.

Une bouteille liquide de réserve est placée sur la ligne liquide commune à la sortie des condenseurs à plaques et du condenseur à air (utilisé lors d'un fonctionnement en mode rafraîchissement). Le sous-

refroidisseur est raccordé à la sortie de la bouteille liquide afin d'assurer une alimentation en liquide. Ce dispositif et un bon dimensionnement du condenseur à plaques de chauffage permettent de s'affranchir d'un système de contrôle de la haute pression qui nécessite l'installation d'électrovannes supplémentaires et de leurs dispositifs de commande. De plus, la gestion de la haute pression entrainait une baisse des performances du premier prototype (voir paragraphe : II.3.4.1.1. système de régulation de la haute pression).

L'échangeur d'équilibrage sur air fonctionne soit en condenseur soit en évaporateur. Le collecteur de l'échangeur est raccordé à la première vanne 4-voies (V4V1) et le distributeur est connecté à la sortie du détendeur. Une conduite munie d'un clapet (CAR 3) communique avec le distributeur par le biais d'un té. Cela permet lors d'un fonctionnement en condenseur le passage du fluide frigorigène en phase liquide par les bras du distributeur en sortie de l'échangeur.

# IV.3. Présentation des modes de fonctionnement

Dans cette partie, pour les différents modes de fonctionnement prévus, une figure du circuit frigorifique avec les différentes conduites mises en jeu et l'état des organes de la thermofrigopompe sont présentés. Sur les schémas attenants, les parties en traits grisés ne sont pas parcourues par le fluide frigorigène ou ne sont pas sollicitées (cas de l'échangeur ECS ou chauffage).

# IV.3.1. Mode chauffage

C'est un fonctionnement en pompe à chaleur air/eau classique qui correspond à un besoin en chauffage seul. Les deux vannes 4-voies ne sont pas alimentées. La position du tiroir de la vanne V4V1 assure la communication d'une part entre le refoulement du compresseur et les échangeurs à plaques et d'autre part entre l'échangeur d'équilibrage sur air et la bouteille anti-coup de liquide. De même, la vanne V4V2 permet de raccorder la sortie du sous-refroidisseur avec l'entrée du détendeur de l'échangeur à air et aussi d'isoler l'évaporateur à plaques.

Les gaz chauds en sortie du compresseur parcourent le condenseur ECS qui se comporte comme une simple conduite puisque la pompe ECS est à l'arrêt. La pompe d'eau chaude étant en marche, les gaz chauds condensent dans l'échangeur à plaques de chauffage. Une partie de l'énergie du liquide HP en sortie de la bouteille est récupérée par le sous-refroidisseur. L'électrovanne sur le circuit d'eau en entrée du sous-refroidisseur est ouverte (voir dispositif de stockage paragraphe IV.2.1.) et permet de stocker l'énergie de sous-refroidissement dans le ballon d'eau froide. Le mélange liquide-vapeur en sortie du détendeur s'évapore en passant par l'échangeur à air. Enfin, la vapeur en sortie de l'échangeur à air repassent par la vanne V4V1 et est aspirée dans la bouteille anti-coup de liquide.

Compresseur	Marche	
Ventilateur	Marche	V4V2
V4V1	Arrêt	
V4V2	Arrêt	
Pompe eau chaude	Marche	
Pompe eau froide	Marche	HEXP HEXP Chauffage
Pompe ECS	Arrêt	Eveporateur
Electrovanne Evap	Arrêt	
Electrovanne Sous-ref	Marche	
		Barrantin an Annual An Annual Comportessaur
	1.0	

Figure IV.4 : Schéma de fonctionnement et état des organes en mode chauffage

On note qu'aucun débit de fluide frigorigène ne parcourt l'évaporateur à eau mais ce dernier reste connecté à l'aspiration du compresseur par une conduite qui le relie à la bouteille anti-coup de liquide. Cette connexion, munie d'un clapet anti retour, permet de récupérer la charge piégée dans l'évaporateur et de s'affranchir d'un éventuel « pump down » lors des transitions entre modes.
Il convient également de noter que, si un besoin de chauffage seul intervient pendant une durée suffisamment longue, ce mode sera alterné avec un mode simultané qui permettra de récupérer l'énergie stockée grâce au sous-refroidisseur, ce qui permet un gain de performance significatif.

#### IV.3.2. Mode simultané

Le mode simultané est sollicité lorsqu'il existe un besoin concomitant en chaud et froid ou en alternance avec le mode chauffage (récupération d'énergie). La production d'eau chaude est assurée par l'échangeur à plaques de chauffage et la production d'eau froide par l'évaporateur à plaques. Ce qui correspond à un fonctionnement en thermofrigopompe eau/eau. La bobine de la vanne V4V1 n'est pas alimentée. De ce fait, le fluide frigorigène en sortie du compresseur suit le même parcours qu'en mode chauffage jusqu'à la vanne V4V2.

La vanne V4V2 alimentée met en connexion la ligne liquide en sortie du sous-refroidisseur et l'entrée du détendeur de l'évaporateur à plaques. Ainsi, l'entrée et la sortie de l'échangeur à air se retrouvent connectées avec la bouteille liquide et cette action permet la récupération de la charge qui pourrait se trouver piégée dans cette partie du circuit lors des changements de mode.

Sur la boucle d'eau froide, l'électrovanne en entrée du sous-refroidisseur est fermée. Le sousrefroidisseur se comporte alors comme une simple conduite puisqu'aucun débit d'eau ne le parcourt.



## IV.3.3. Mode rafraîchissement

Ce mode de fonctionnement est actionné lors d'un besoin en froid seul. L'eau froide est produite dans l'évaporateur à plaques et l'échangeur d'équilibrage sur air fonctionne comme un condenseur.

Les deux vannes 4-voies sont alimentées. La position du tiroir à l'intérieur de la vanne V4V1 permet le passage des gaz chauds dans l'échangeur à air. Le liquide HP en sortie de l'échangeur à air parcourt les brins du distributeur et alimente la bouteille liquide. Le tiroir de la vanne V4V2 permet d'alimenter en liquide le détendeur de l'évaporateur à plaques.



Figure IV. 6 : Schéma de fonctionnement et état des organes en mode rafraîchissement

Les condenseurs à plaques d'ECS et de chauffage ne sont pas sollicités dans ce mode et sont connectés à la bouteille anti-coup liquide afin de toujours récupérer la charge en fluide frigorigène.

## IV.3.4. Mode ECS simultané

Ce mode de fonctionnement correspond à un besoin simultané en eau chaude sanitaire et en eau froide. Le fonctionnement est le même que celui décrit en mode simultané mais se différencie de ce dernier par une simple logique de marche de la pompe ECS et d'arrêt de la pompe d'eau chaude. De ce fait, la condensation des gaz chauds en sortie du compresseur s'effectue dans l'échangeur à plaques ECS et l'échangeur à plaques chauffage se comporte comme une simple conduite.



rigure iv. 7. Schema de fonctionnement et état des organes en mode EC.

## IV.3.5. <u>Mode ECS sur air</u>

Du point de vue utilisateur, ce mode de fonctionnement correspond à un besoin en ECS seul. Le fonctionnement est le même qu'en mode chauffage, sauf en ce qui concerne les pompes ECS et eau chaude afin de permettre une condensation dans l'échangeur ECS. Pour ce mode, on note que la récupération d'énergie de sous-refroidissement, bien que réalisable, ne présente pas d'intérêt.



Figure IV.8 : Schéma de fonctionnement et état des organes en mode ECS sur air

# IV.3.6. <u>Mode dégivrage</u>

Lors d'un fonctionnement en mode chauffage, l'échangeur d'équilibrage sur air fonctionne comme évaporateur. Dans un intervalle de température extérieure compris entre 0°C et 6°C (ce qui correspond à 70 jours/an pour le climat de Rennes), le givrage à l'évaporateur dégrade sensiblement les performances de la pompe à chaleur. De ce fait, il devient primordial d'inclure un système de dégivrage performant afin d'assurer une production d'eau chaude continue. Une méthode de dégivrage s'apparentant à l'inversion de cycle a été retenue comme moyen d'élimination du givre de l'échangeur d'équilibrage sur air. En effet, l'échangeur d'équilibrage sur air fonctionne de manière réversible, soit en évaporateur soit en condenseur. Cela permet lors d'une inversion de cycle d'injecter directement les gaz chauds en sortie du compresseur dans l'échangeur à air. Dans cette séquence, l'évaporateur à plaques est relié au ballon d'eau froide. On utilise l'énergie précédemment récupérée du sousrefroidissement et stockée dans le ballon d'eau froide en mode chauffage. Cette méthode de dégivrage permet de ne pas puiser d'énergie dans le ballon de chauffage (donc un gain de performance appréciable) et d'éviter un risque d'un inconfort thermique (baisse rapide de température puis retour à la température normale) dans le milieu à chauffer (cas des circuits peu inertiels).

En mode dégivrage, la logique de fonctionnement de la TFP correspond à un mode rafraîchissement sans ventilation s'apparentant à une inversion de cycle. De ce fait, l'énergie de la condensation est utilisée pour le dégivrage de la batterie à air.



# IV.4. Logique de contrôle-commande

Le choix du mode de fonctionnement de la thermofrigopompe dépend des besoins du bâtiment. Un automate programmable gère les différents organes de la machine (présentés dans les figures IV.4 à IV.9 du paragraphe précèdent).



L'emplacement des sondes de température et de pression nécessaires pour la régulation est présenté sur la Figure IV.10. Des sondes de températures Teec, Teef et Tecs sont disposées respectivement dans les ballons d'eau chaude, d'eau froide et d'eau chaude sanitaire. Deux sondes de température sont mises en place à l'entrée de la batterie à air (Teea) et sur la surface d'un coude de l'échangeur (Tcross). Enfin, des capteurs de pression sont placés à l'aspiration et au refoulement du compresseur.

Les deux sondes de température (Teea et Tcross) ainsi que la pression à l'aspiration sont nécessaires pour la gestion (enclenchement et fin) du dégivrage.

La présence de besoins en chauffage, rafraîchissement et eau chaude sanitaire du bâtiment sont exprimés dans le langage de l'automate en variables booléennes et sont les résultats de thermostats différentiels. Les Figure IV.11 à IV.13 présentent les thermostats différentiels et comparateurs logiques exprimant les besoins avec une logique simple.



Lorsque la différence entre la température d'évaporation du fluide frigorigène (température de rosée calculée à partir de la pression à l'aspiration du compresseur) et la température d'air mesurée à l'entrée de l'échangeur dépasse un certain seuil (SDGIV), le mode dégivrage est enclenché (Figure IV.12). Le seuil SDGIV correspond à un fort pincement de température dans l'échangeur dû au givrage et au plus faible coefficient de transfert qui en découle. Lorsque la température de surface de la batterie à air (Tcross) est supérieure à un certain seuil (SFDGIV), la phase de dégivrage est arrêtée. Les deux conditions ne peuvent être validées en même temps car physiquement, la température de crosse sera forcément faible lorsque la batterie à air est givrée et le seuil SDGIV sera défini en conséquence. Le basculement en mode simultané lors du fonctionnement en mode chauffage est géré par un autre thermostat différentiel (Figure IV.13).





La régulation générale de la thermofrigopompe est exprimée en langage GRAFCET (Figure IV.14). Ce mode d'analyse graphique d'automatisme est adapté au fonctionnement séquentiel de la TFP. Chaque étape du GRAFCET est associée à un mode de fonctionnement de la TFP (marche/arrêt des différents organes). Le passage entre chaque étape est conditionné par la satisfaction de la condition de transition. Ces dernières sont le résultat de combinaisons logiques des différentes variables présentées dans le Tableau IV.1. Chaque variable peut prendre la valeur 1 ou 0 en fonction des comparateurs logiques. Par exemple, lorsque la température du ballon d'eau chaude descend sous la consigne moins le différentiel, la variable TCH prend la valeur 1, ce qui signifie un besoin chauffage.

#### Valeur Variables Description booléenne Besoin chauffage 1 TCH Plus de besoin chauffage 0 Besoin ECS 1 TECS Plus de besoin ECS 0 Besoin rafraîchissement 1 TRAF 0 Plus de besoin rafraîchissement DEG Dégivrage 1 ou 0 FDEG Fin du dégivrage 1 ou 0 Basculement simultané 1 BSC

Basculement chauffage

Arrêt

Marche

Tableau IV.	l:'	Valeurs	booléennes	des variables
-------------	-----	---------	------------	---------------

Les équations et indices des transitions sont détaillés dans le Tableau IV.2. La priorité absolue est la transition arrêt de la machine qui peut inclure des reports de défauts des composants (défaut compresseur, pressostats, absence de débit dans les échangeurs à plaques...). Une condition sur un non besoin en eau chaude sanitaire est incluse dans chaque transition afin de garantir une priorité à la production d'eau chaude sanitaire. Enfin, le dégivrage des batteries à air est prioritaire au basculement en mode simultané lors du fonctionnement en mode chauffage.

Les transitions entre modes s'effectuent sans arrêt du compresseur. L'état initial représente la phase arrêt de la machine. L'enclenchement (ou arrêt) de la machine s'effectue avec une entrée TOR (bouton marche/arrêt, tout ou rien). L'action ECS encadrée en pointillé est une étape non active (aucune modification de l'état des organes de la TFP). Cette étape est nécessaire afin de dissocier deux transitions successives. Les flèches correspondent à un retour à une étape associée à un mode dans le Grafcet.

AM

0

0

1

Transition	Indice	Equation
Marche	М	АМ
Arrêt	А	AM
Transition chauffage	ТСН	TCH× (TECS) TRAF) ×AM
Transition rafraîchissement	TRAF	$TRAF \times (TECS) \times (TCH) \times AM$
Transition simultané	TSIM	TRAF×TCH× (TECS) ×AM
Transition ECS	TECS	TECS×AM
Transition plus de chauffage	TPCH	(TECS) TCH) ×AM
Transition plus de rafraîchissement	TPRAF	$(\overline{\text{TECS}})$ $\blacksquare$ $\overline{\text{TRAF}}$ $\times \text{AM}$
Transition plus de simultané	TPSIM	$(\overline{\text{TECS}}) \times (\overline{\text{TRAF}}) \times (\overline{\text{TCH}}) \times \text{AM}$
Transition plus d' ECS	TPECS	(TECS) ×AM
Transition ECS et rafraîchissement	TECSR	TRAF×TECS×AM
Transition ECS et Plus rafraîchissement	TECSPR	TECS×(TRAF) ×AM
Transition Plus ECS et rafraîchissement	TPECSR	(TECS) ×AM×TRAF
Transition dégivrage	TDEG	DEG×AM
Transition plus de givre	TPDEG	FDEG×AM
Transition basculement simultané	TBAS	$BSC \times TCH \times (DEG) \times (TECS) \times AM$
Transition basculement chauffage	TBAC	$(BSC) \times TCH \times (DEG) \times (TECS) \times AM$

Tableau IV.2 : Equations des transitions entre modes





Confidentiel jusqu'au 28/11/2016

# IV.5. Dimensionnement de la TFP

Une étude comparative du chapitre III a permis d'identifier le fluide frigorigène à faible GWP le plus adapté. Ainsi, le propane (R290) a été choisi comme fluide frigorigène du nouveau prototype de thermofrigopompe. Dans un premier temps, la puissance nominale de la TFP a été fixée à 20 kW, pour être dans une gamme bâtiment de type petit tertiaire et résidentiel collectif. Compte tenu des besoins réduits dans les bâtiments BBC (ou conforme à la RT2012) et en prenant en compte les capacités du laboratoire du Pôle Cristal, le niveau de puissance calorifique de dimensionnement a été réduit à 12 kW. Ce choix comporte de nombreux avantages :

- Maîtrise du coût du prototype,
- Validation inchangée des principes de fonctionnement et du niveau de performance,
- Limitation de la charge à un niveau inférieur à un seuil de la réglementation [NOR 2008],
- Faciliter la recherche de composants.

Dans cette partie, les différents composants selon la nouvelle architecture sont dimensionnés. La première étape consiste à sélectionner un compresseur adapté au R290 qui délivre une puissance nominale dans la gamme de puissance retenue (12 kW). Ensuite, le dimensionnement des échangeurs suit la logique décrite dans la Figure IV.15. La sélection du condenseur de chauffage et de l'évaporateur à eau est réalisée en mode chauffage simultané (puissance calorifique maximum échangée en ce mode). L'évaporateur à air ainsi que le sous-refroidisseur sont sélectionnés en mode chauffage/air. Le condenseur de production d'eau chaude sanitaire est sélectionné en mode simultané ECS pour une production d'eau chaude à 60°C. Enfin, le choix des composants en mode rafraîchissement et ECS/air est fonction des 3 modes précédents.



Les échangeurs à plaques ainsi que l'échangeur à air sont sélectionnés selon les critères suivants :

- *Echangeurs à plaques* : Pincement de 3 K qui représente l'écart entre la température de sortie d'eau et la température de changement d'état, condensation dans le cas du condenseur ou d'évaporation dans le cas de l'évaporateur,
- *Echangeur à air* : Pincement de 7 K défini comme la différence entre la température d'entrée d'air et la température d'évaporation.

Un sous-refroidissement de 22 K en mode chauffage est retenu comme base de dimensionnement pour le sous-refroidisseur. Au-delà de cette valeur, le fonctionnement de la machine sera difficile à assurer.

# IV.5.1. Compresseur

Le compresseur sélectionné est de type semi-hermétique à piston et de marque BOCK (référence Bock HG34P/255-4 S). Cette série de compresseurs est spécialement conçue pour un fonctionnement aux

hydrocarbures avec une variante ATEX (ATmosphères EXplosives). Le prototype de thermofrigopompe est conçu pour un fonctionnement dans un milieu non industriel et de ce fait l'utilisation de composants ATEX n'est pas justifiée.



Le compresseur (Bock HG34P/255-4 S) dispose de 4 cylindres avec un volume balayé total de 22,1 m<sup>3</sup>/h à 1450 tr/min. La puissance calorifique nominale délivrée aux régimes de température d'évaporation ( $T_{ev}$ ) de -12°C et 38°C de condensation ( $T_{cd}$ ) est de 12 kW. La plage de fonctionnement du compresseur est assez large et englobe les régimes des différents modes de la TFP. Néanmoins, ce type de compresseur est dédié à des applications de réfrigération et les performances lors d'un fonctionnement en production d'eau chaude (chauffage et ECS) risquent d'être dégradées. Les caractéristiques détaillées du compresseur sont disponibles en annexe IV.1.

Une huile synthétique Polyalphaoléne (PAO) de référence (FUCHS Reniso SYNTH 68) est utilisée pour la lubrification du compresseur. Compte tenu de la haute solubilité du R290 dans ce type d'huile, le compresseur est équipé d'une résistance de carter qui fonctionne à l'arrêt. Enfin, pour notre application, le compresseur est commandé en tout ou rien. Cependant, un variateur de vitesse peut être adapté sur ce compresseur afin d'ajuster la puissance fournie par la TFP aux besoins du bâtiment (gain de rendement lors des fonctionnements à charge partielle). Cette possibilité n'a pas été retenue, car le temps nécessaire à la mise au point de la variation de vitesse aurait été conséquent, alors que l'objectif principal de la thèse ne porte pas sur ce point mais bien sur le développement d'une TFP préindustrielle. En plus, la variation de vitesse à moins d'intérêt lorsqu'on utilise des ballons de stockage.

## IV.5.2. Echangeurs

#### Echangeurs à plaques brasées

Les deux condenseurs (chauffage et production d'eau chaude sanitaire), l'évaporateur à eau et le sousrefroidisseur sont des échangeurs à plaques brasées de marque SWEP. L'échange de chaleur entre l'eau et le fluide frigorigène (R290) se fait à contre-courant. Les caractéristiques des échangeurs aux points de dimensionnement sont présentées dans le Tableau IV.3. Les caractéristiques détaillées des échangeurs à plaques sont disponibles en annexe IV.2.

Echangeur	Référence	Type d'échange (R290)	Régime d'eau : Tee/Tes (°C)	Tcd ou Tev (°C)	Surface d'échange (m <sup>2</sup> )	Sous- refroidissement ou surchauffe (K)	Puissance (kW)
Condenseur chauffage	B25Tx36	Latent	30/35	38	2,14	5	21,64
Condenseur ECS	B25Tx30	Latent	50/55	58	1,76	5	17,65
Sous- refroidisseur	B5ASHx14	Sensible	10/20	-	0,144	22	2,10
Evaporateur	B25Tx32	Latent	12/7	4	1,89	5	17,47

 Tableau IV.3 : Caractéristiques des échangeurs à plaques

#### Batterie d'équilibrage sur air

L'échangeur d'équilibrage sur air a été sélectionné en mode chauffage en tant qu'évaporateur. Cet échangeur est de type tubes / ailettes à courants croisées et muni d'ailettes planes. La puissance frigorifique nominale délivrée par l'échangeur est de 12,9 kW correspondant à un régime de -7,5°C en température d'évaporation et 38°C en condensation. La température d'air à l'entrée de l'échangeur est à 0°C avec un débit de 7950 m<sup>3</sup>/h. Afin de passer la totalité de la puissance, 120 tubes rainurés d'1 m de longueur et de diamètre extérieur de 12,7 mm sont nécessaires. Ces tubes sont disposés en 4 rangées parallèles. Néanmoins pour limiter les pertes de charge dans le circuit frigorifique, la distribution du fluide est partagée en 5 circuits. Les pertes de charge sur l'air est estimée à 100 kPa. En se basant sur cette géométrie, l'échangeur a été construit par l'entreprise Sierra.

GEOMETRIE			
Nombre de tubes / rang	30	27,5	<mark>Min_</mark> 20
Nombre de rangs	4		
Nombre circuits	5		
Longueur des tubes	1 m	<u></u>	
Diamètre extérieur	12,7 mm		
Epaisseur des tubes	0,61 rainuré		
Espacement entre ailettes	2,4 mm		Min 50 Min 50
Epaisseur ailettes	0,2 mm		



## IV.5.3. Accessoires et tuyauteries

La vitesse d'entrainement d'huile dans les tuyauteries et la perte de charge sont prises en compte dans le choix des différents diamètres des tubes. Un module de calcul développé sous EES permet d'identifier le diamètre optimal en fonction du régime de fonctionnement. Les organes de détente (détendeur thermostatique à charge croisée) en amont de l'évaporateur à eau et de la batterie à air sont dimensionnés respectivement en mode simultané et chauffage selon les puissances frigorifiques nominales. Enfin, les deux vannes 4-voies sont sélectionnées en fonction des tuyauteries et des tableaux de sélection fournis par le constructeur.



### IV.5.4. Evaluation de la charge

La charge en fluide frigorigène dans l'installation est estimée selon la méthode présentée par Rigot [RIG 1995]. Le volume interne des composants est calculé à partir des schémas fournis par les constructeurs. Une modélisation en 3D de la TFP a été réalisée afin de prendre en compte le tracé pour un calcul précis du volume interne des canalisations. La charge en fluide frigorigène - calculée en mode rafraîchissement<sup>5</sup> - est estimée à 4 kg (annexe IV.4).



## IV.5.5. <u>Auxiliaires</u>

La circulation d'eau entre les différents échangeurs et les ballons dans le circuit hydraulique est assurée par trois pompes de circulation : chauffage, rafraîchissement et eau chaude sanitaire. A partir des débits nominaux des échangeurs à plaques (voir annexe IV.2), un calcul des pertes de charge sur les trois réseaux a été réalisé pour la sélection des pompes. La référence des pompes et les courbes caractéristiques sont présentées en annexe IV.5.

Enfin, le ventilateur est de marque Embpapst de référence « W3G630-GQ37-21 », dimensionné à partir du débit d'entrée d'air nominal (7950  $m^3/h$ ) en mode chauffage et d'une perte de charge de 100 kPa.

#### IV.5.6. Automate programmable

Pour la régulation, le choix de l'automate s'est porté sur un modèle « Free smart SMP 55 » de marque Eliwell, muni d'une extension de référence « SE655 ». Les capteurs de pression et de température sont connectés aux entrées analogiques de l'ensemble « automate+extension ». Les capteurs de température dans les ballons et sur l'échangeur à air sont des sondes résistives type NTC. Les deux prises de pression (aspiration et refoulement compresseur) sont reliées à des capteurs résistifs équipés d'une sortie courant.

Des entrées numériques (tout ou rien) permettent de raccorder :

- Le bouton marche/arrêt
- Un bouton sélection hiver/ été
- Un défaut compresseur (à partir de la carte MP10 : protection échauffement du moteur)

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> Ce mode est celui qui nécessitera la charge la plus élevée, en raison notamment du volume interne du condenseur (batterie tube et ailettes dans ce mode).

Des sorties numériques (tout ou rien) pour le contrôle des :

- Contacteurs compresseur, ventilateurs et des trois pompes (chauffage, rafraîchissement, ECS)
- Electrovannes 4-voies sur le circuit frigorifique et électrovannes 2-voies sur le circuit hydraulique

Une sortie analogique est également utilisée pour le contrôle de la vitesse de rotation du ventilateur.

Le logiciel « FREE Studio » permet de programmer en utilisant un (ou une combinaison) des 5 langages de programmation (Langage Ladder, Grafcet ou boîtes fonctionnelles, Texte structuré, Liste d'instructions) définis dans la norme IEC 61131-3 [JAR 1999]. La ressource du programme général de la TFP est en SFC « sequential function char » issue du langage GRAFCET. Les étapes du GRAFCET et les transitions sont développées en FBD « Boîtes fonctionnelles » qui permettent de programmer les actions sur les composants et les conditions à l'aide de blocs graphiques. Un mode débogage permet de forcer les sorties ou de changer les consignes sans intervenir sur l'interface de l'automate.

# IV.6. Essais en chambre climatique

Le programme d'essais se décline en deux étapes. Une première étape consiste en des tests de performance à pleine charge, en s'inspirant de la norme d'essai EN14511 pour les modes chauffage, simultané et rafraîchissement. Les résultats de ces essais seront utilisés pour la validation des modèles numériques et doivent permettre de cartographier toute la plage de fonctionnement de la TFP. La Figure IV.19 présente la cartographie des points d'essais en fonction de la plage de fonctionnement (trapézoïde en bleu) du compresseur (Bock EX-HG34P/255-4 S). Les points d'essais effectués lors de la première campagne d'essais ont été repris afin de comparer les performances des deux prototypes. En mode chauffage, des points d'essais avec des températures négatives ont été rajoutés afin de permettre de caractériser le fonctionnement de la machine dans des conditions extrêmes.



La deuxième campagne d'essais consiste en des essais fonctionnels afin d'étudier le comportement de la machine :

- Analyse de la migration du fluide frigorigène lors des basculements entre modes,
- Analyse du basculement entre mode simultané et chauffage : l'utilisation du stockage tampon constitue un élément clef différenciant de notre concept de TFP,
- Optimisation de la stratégie de dégivrage.

Deux tests inspirés de la norme EN16147 (spécifiques aux pompes à chaleur destinées à la production d'ECS) ont également été effectués pour caractériser le mode de production d'eau chaude sanitaire dans le cas d'un fonctionnement en mode PAC EAU/EAU (ECS simultané) et PAC AIR/EAU (ECS/AIR) :

- Essai de montée en température du ballon ECS.
- Essai avec soutirage (100 ou 200 litres).

#### IV.6.1. Banc expérimental

Le montage du prototype a été réalisé dans les locaux du Pôle Cristal à Dinan. Le circuit frigorifique est scindé en deux parties sur un châssis en acier galvanisé. La première partie, en bas du châssis, comporte les différents échangeurs à plaques, le compresseur et l'armoire électrique sur une surface de 1,8 m<sup>2</sup>. Cette surface s'est avérée largement suffisante malgré une disposition « dispersée » des éléments. Les différents éléments ont été volontairement « non compactés » afin de faciliter l'intervention sur le circuit frigorifique et la pose des différents capteurs de pression et de température. L'échangeur d'équilibrage à air et le ventilateur sont disposés dans la partie supérieure du châssis.



Figure IV.20 : Photographies du prototype de TFP



Figure IV.21 : Photographie d'implantation de la TFP dans les enceintes climatiques

## IV.6.2. <u>Métrologie</u>

Le circuit frigorifique raccordé au circuit de chauffage et de rafraîchissement est placé dans une enceinte climatique « positive » de 160 m<sup>3</sup>. Le ballon d'eau chaude sanitaire est déporté dans une autre enceinte climatique « négative » de 17 m<sup>3</sup> afin de maintenir une ambiance à 20°C [NF 2011]. Le ballon d'eau froide est raccordé à un thermorégulateur de chauffage à eau « VULCATHERM 10801 » qui délivre une puissance nominale de chauffage de 20 kW. Ce dispositif permet de réguler la boucle d'eau froide et de simuler des besoins en rafraîchissement. Sur la boucle de chauffage, un refroidisseur de liquide d'une puissance nominale de 25 kW « Trane VXA 100BE » est découplé du réseau d'eau qui circule dans le condenseur de chauffage par le biais d'un échangeur à plaques de référence « Swep B12LX30 ». Une vanne 3-voies, placée en amont d'un ballon tampon, permet de réguler la température d'eau à l'entrée du condenseur et de simuler ainsi les besoins en chauffage dans un bâtiment. Le circuit hydraulique comporte :

 8 mesures de température avec des sondes PT100, à l'entrée et à la sortie de chaque échangeur à plaques, à l'entrée de l'appoint en eau de ville et au soutirage du ballon d'eau chaude sanitaire,



• 4 débitmètres pour la mesure du débit d'eau chaude, d'eau froide, d'eau chaude sanitaire et sur le soutirage utilisé pour le comptage du volume d'eau soutirée.



10 thermocouples de type T et 5 thermocouples de type K sont placés à l'entrée et à la sortie de chaque élément du circuit frigorifique. Toutes les sondes ne sont pas nécessaires pour tracer les cycles thermodynamiques. Néanmoins, elles peuvent prévenir d'une pré-détente liée à un filtre colmaté, une vanne 4-voies défectueuse ou un clapet anti-retour bloqué. Enfin, 6 transmetteurs de pressions piézoélectriques sont placés à l'aspiration et au refoulement du compresseur et à l'entrée et à la sortie des deux détendeurs.

4 sondes de température PT100 sont implantées à l'entrée de la batterie à air et une sonde PT100 à la sortie. Deux capteurs sont placés à l'entrée et à la sortie de la batterie à air pour la mesure de l'hygrométrie par des hygromètres capacitifs et à titre indicatif la vitesse d'air par des anémomètres. Enfin, un thermocouple de type T implanté sur une des crosses mesure la température de surface de la batterie à air.



Figure IV.24 : Implantation des capteurs sur la batterie à air

## IV.6.3. Détermination de la charge en R290

Plusieurs essais dans différents modes de fonctionnement ont été réalisés de manière à déterminer la charge en fluide frigorigène maximum. L'un des enjeux était notamment de rester inférieur à 5 kg pour éviter des contraintes d'usage supérieures [NOR 2008].



Dans un premier temps, une charge de 4 kg a été introduite dans la machine (Figure IV.25). Le mode rafraîchissement est considéré comme celui ayant le plus besoin de fluide, en raison du volume interne du condenseur (batterie à ailettes). Avec 4 kg de R290, un sous-refroidissement faible de 1 à 2°C était constaté. Avec 4,6 kg, l'évolution était peu sensible, par contre lors du passage en mode équilibré Figure IV.26, on a constaté une hausse importante de la haute pression et du sous-refroidissement, indiquant qu'une partie non négligeable du condenseur à plaques était mal utilisée en raison d'une surcharge.



Figure IV.26 : Evolution des pressions lors d'essais d'optimisation de la charge en mode simultané

Un retour à 4 kg a permis de retrouver des performances satisfaisantes. Au minimum, une charge de 3,5 kg pourrait permettre de fonctionner, mais avec un risque avéré de « flash-gas » en fonctionnement en mode rafraîchissement. La bouteille liquide joue un rôle important et permet de stocker ou déstocker la charge lors des changements de modes de fonctionnement.

#### IV.6.4. Essais de mesure des performances en régime stationnaire

L'objectif de ces essais en chambre climatique est de mesurer les performances du prototype, pour chaque mode, en respectant les conditions de la norme EN14511 [NFE 2004]. Les performances sont calculées à partir de relevés d'essais en régime stationnaire. Une période de stabilisation des conditions de 30 mn précède la période d'1 h d'acquisition en régime établi. Le pas d'acquisition des données est de 10 s. Les auxiliaires sont pris en compte dans le calcul du COP et de l'EER (voir paragraphe : I.6. Calcul des performances).

Les pompes d'eau froide et d'eau chaude sélectionnées sont surdimensionnées par rapport aux besoins réels d'un réseau hydraulique d'une PAC à cause de pertes de charges élevées (coudes pour PT100, régleurs, échangeur d'équilibrage, vanne trois voies...). La prise en compte des puissances électriques mesurées de ces deux pompes dans le calcul des performances ne permet pas une estimation exacte des gains énergétiques de la TFP. De ce fait, la quote-part des puissances électriques dédiée à ces deux auxiliaires est estimée d'après la méthode présentée dans la norme EN14511. Les pertes de charge dans les deux réseaux sont supposées égales à 12 mètres de colonne d'eau (valeur maxi). Le détail des calculs est présenté en annexe IV.6.

#### IV.6.4.1. Essais en mode chauffage

La Figure IV.27 présente les coefficients de performance (COP) en mode chauffage du premier prototype (P1 au R407C) et du deuxième prototype (P2 au R290). Plusieurs essais ont été réalisés dans une plage de températures d'air comprise entre -7°C et 15°C et pour 3 températures de production d'eau chaude (35, 45 et 55°C).



On constate une amélioration importante par rapport au prototype P1, avec un gain sur le COP de 18 à 25%. Les résultats obtenus montrent des performances intéressantes, surtout si on considère les résultats sans la consommation des auxiliaires (la puissance consommée aux auxiliaires représente 22% de la puissance électrique totale absorbée par la TFP). A un régime de production d'eau chaude de 35°C, la puissance calorifique produite est de 11 kW à -7°C d'air extérieur et 17,5 kW à 7°C. Un élément apparait clairement comme une piste d'amélioration : les pertes de charge sur la ligne d'aspiration. En effet, on constate que la température de saturation de la BP est inférieure de 2°C à la température d'évaporation. Les résultats d'essais détaillés en mode chauffage sont présentés en annexe IV.7.

#### IV.6.4.2. Essais en mode rafraîchissement

Deux séries d'essais correspondant à deux régimes d'eau froide (entrée/sortie : 12°C/7°C et 20°C/14°C) ont été réalisées pour différentes températures d'air (25, 30 et 35°C) (Figure IV.28).



L'efficacité énergétique de refroidissement (EER) du deuxième prototype (P2) est de 20 à 30% plus élevée que celle du premier prototype (P1). La puissance consommée aux auxiliaires représente 18% de la puissance électrique totale absorbée par la TFP. Les performances obtenues sont très encourageantes et proches des EER d'installations de rafraîchissement aux HFC disponibles dans le catalogue de certification Eurovent [EUR 2012]. La puissance frigorifique délivrée varie suivant les régimes de 13,4 à 19 kW. On constate que le sous-refroidissement est très faible, de l'ordre de 2 K. Néanmoins, aucun phénomène de flash-gaz (baisse soudaine de la BP et arrêt du compresseur) n'a été observé lors du fonctionnement de la machine en mode rafraîchissement. Les résultats d'essais détaillés en mode rafraîchissement sont présentés en annexe IV.7.

#### IV.6.4.3. Essais en mode simultané

En mode simultané, le coefficient de performance TFP ( $COP_{TFP}$ ) est défini comme la somme du coefficient de performance (COP) et de l'efficacité énergétique de refroidissement (EER). En effet, en mode simultané les deux puissances frigorifique et calorifique sont valorisées. La Figure IV.29 présente le coefficient de performance TFP en mode simultané des deux prototypes pour deux régimes de température d'eau froide, 15 et 7°C, et des températures de production d'eau chaude de 35, 45 et 55°C.



Les résultats obtenus montrent des performances intéressantes, surtout si on considère les résultats sans la consommation des auxiliaires (la puissance consommée aux auxiliaires représente 11% de la puissance électrique totale absorbée par la TFP), en gardant à l'esprit que le modèle de compresseur utilisé est loin d'être optimisé pour ces régimes (notamment température d'évaporation > 0°C voire 10°C). On constate une amélioration significative du COP par rapport au prototype N°1, de l'ordre de 14 à 16 %. Ces essais montrent que la puissance calorifique varie entre 16 et 23 kW et la puissance frigorifique entre 10 et 18 kW. Les résultats d'essais détaillés en mode simultané sont présentés en annexe IV.7.

# IV.6.5. Essais en régime transitoire

L'objet de cette partie est l'analyse du comportement de la TFP lors des basculements entre modes. Plusieurs essais ont été nécessaires afin d'optimiser ces deux aspects novateurs développés dans cette thèse : les séquences de fonctionnement alterné entre modes chauffage et simultané et la stratégie de dégivrage sans puisage d'énergie dans le ballon d'eau chaude. Cependant, l'étude préalable du comportement des vannes 4-voies, notamment sur la ligne liquide et de la migration du fluide frigorigène est indispensable.

## IV.6.5.1. Analyse des transitions entre modes

L'objectif est l'analyse du comportement de la TFP lors du passage d'un mode chauffage à simultané et d'un mode rafraîchissement à simultané et les retours aux modes initiaux.



#### IV.6.5.1.1. Mode chauffage à simultané et retour au mode chauffage

La Figure IV.31 présente les pressions dans le circuit de fluide frigorigène et la température d'eau à la sortie du condenseur lors de la transition entre modes chauffage et simultané. Le démarrage de la TFP s'effectue en mode chauffage. Les deux électrovannes 4-voies ne sont pas alimentées. L'eau chaude (TsCD) est produite dans le condenseur de chauffage avec un régime de 30/35°C.



Le passage en mode simultané s'effectue en actionnant l'électrovanne 4-voies (V4V 2) sur la ligne liquide et sans arrêt du compresseur. Le fluide frigorigène en sortie de la bouteille liquide parcourt le sous-refroidisseur sans échange de chaleur et alimente le détendeur de l'évaporateur à eau. La production d'eau chaude n'est pas interrompue mais on remarque que la température de production d'eau chaude lors du passage en mode simultané est plus élevée (de l'ordre d'1°C). En effet, les puissances mises en jeux en mode simultané sont plus importantes à cause d'un faible pincement dans l'évaporateur à eau et de la basse pression plus élevée du fait d'une température de source plus élevée. Les pressions en entrée et sortie du détendeur de la batterie à air (P3 et P5) chutent à la valeur de la basse pression. Cela signifie que la batterie à air est bien connectée à la basse pression du circuit et que la charge en fluide frigorigène contenue dans cet échangeur peut être récupérée dans la bouteille liquide.

Sur l'ensemble de cette séquence, les variations de pression en régime établi dans chaque mode sont limitées. Entre 15 et 20 minutes, une baisse puis une remontée rapide de la basse pression révèle une légère instabilité au niveau du détendeur. Cela se traduit par une augmentation de la haute pression de 0,5 bar qui s'atténue progressivement dans un intervalle de temps inférieur à 10 mn. Les variations de haute et basse pression suivant un changement de mode durent environ 2 mn. Dans le sens mode simultané à mode chauffage, une chute rapide mais modérée de la basse pression, semblable à celle subie durant le mode chauffage, est détectée 4 mn après début de la transition. Le comportement de la machine lors de ces transitions est jugé tout à fait satisfaisant malgré les migrations importantes de fluide frigorigène à l'intérieur de la machine.

#### IV.6.5.1.2. Mode rafraîchissement à simultané et retour au mode rafraîchissement

Les pressions lors du passage du mode rafraîchissement à simultané et dans l'autre sens sont représentées sur la Figure IV.32. Le démarrage s'effectue en mode rafraîchissement. Les deux électrovannes 4-voies sont alimentées. Le tiroir à l'intérieur des électrovannes se déplace sous l'effet de la différence de pression. Cela permet l'alimentation des deux échangeurs utiles : le condenseur à air (batterie à air) et l'évaporateur à eau. Le passage en mode simultané s'effectue sans arrêt du compresseur et de la pompe rafraîchissement en actionnant la pompe de circulation chauffage et en désactivant l'électrovanne 4-voies en sortie compresseur de manière simultanée. La production de froid n'est pas interrompue (voir température dans le ballon d'eau froide TbEF). L'échangeur à air en mode simultané étant inactif, les pressions à l'entrée de l'échangeur (P3 et P5) se maintiennent au même niveau que la basse pression (P1).



Figure IV.32 : Evolution des pressions lors du passage du mode rafraîchissement à simultané et retour

La variation de la température du ballon d'eau froide TbEF entraîne ici une variation des températures de fonctionnement qui vont s'adapter aux températures de source. La basse pression semble trouver un maximum vers 4 bar. Le système de détente parait atteindre sa limite d'ouverture car la haute pression grimpe malgré une température d'air quasiment constante. Les temps de transition entre modes sont également inférieurs à 2 mn.

#### IV.6.5.2. Analyse des basculements entre modes chauffage et simultané

Plusieurs essais ont été réalisés afin d'identifier l'influence des différents paramètres et d'optimiser les durées de fonctionnement entre les deux modes (chauffage et simultané), avec l'objectif d'améliorer les performances. Les différents paramètres étudiés sont :

- L'ambiance dans la chambre climatique : essais à 7°C et 2°C.
- Le régime de température de basculement dans le ballon d'eau froide.
- Le débit d'eau parcourant le circuit d'eau froide.

La température de production d'eau chaude lors des essais de basculement est de 35°C avec un débit de 3,03 m<sup>3</sup>/h. On appellera « cycle de basculement » un fonctionnement en mode chauffage suivi d'un mode simultané. Le COP cycle est défini comme la moyenne pondérée par le temps des COP des deux modes de fonctionnement. Lors de ces essais, la durée d'acquisition est de 4 heures avec un pas de 10 secondes.

#### IV.6.5.2.1. Essais à une ambiance de 7°C (6°C température humide)

La Figure IV.33 présente la température dans le ballon d'eau froide et le COP lors d'un fonctionnement de la TFP en mode chauffage avec basculement (AB) et sans basculement (SB). L'évolution commence par une période stable qui correspond à la montée en température progressive des 300 l du ballon d'eau froide. Ensuite, la mesure de température donne une valeur qui augmente car le volume entier du ballon a été réchauffé par l'énergie de sous-refroidissement. Le débit d'eau parcourant le sous-refroidisseur est de 0,2 m<sup>3</sup>/h. La température de consigne de basculement dans l'automate a été réglée à 10°C avec un différentiel de 10 K pour obtenir un régime de 10/20°C. On remarque que le COP lors du basculement en mode simultané est de 26% supérieur au COP lors du fonctionnement en mode chauffage. De ce fait, l'allongement de la durée de fonctionnement du mode simultané lors d'un cycle est nécessaire pour l'amélioration des performances. Les COP lors d'un fonctionnement avec basculement et sans sont respectivement de 3,47 et 3,3. La durée de fonctionnement en mode chauffage est de 1h25mn et de 13mn en mode simultané.



Un essai avec un régime de basculement 15/25°C a été réalisé. On remarque sur la Figure IV.34 que le COP de cycle du régime à 15/25°C est très proche du COP à 10/20°C. Cependant, la durée du cycle

est beaucoup plus longue. La durée de fonctionnement en mode chauffage pour atteindre la température de 25°C est de 2h18mn.



L'amélioration du COP avec un régime de basculement chauffage-simultané à 7°C de température d'air n'est pas significative. Néanmoins, le passage par un mode simultané est nécessaire afin d'abaisser la température du ballon et d'assurer ainsi un bon sous-refroidissement.

## IV.6.5.2.2. Essais à une ambiance de 2 °C (1 °C température humide)

Des essais dans une ambiance de 2°C ont été réalisés avec différents régimes de basculement et de débits au sous-refroidisseur. Cette série d'essais vise à observer le comportement de la thermofrigopompe en régime transitoire lors d'une prise en givre de la batterie. L'objectif est la vérification de l'efficacité du dégivrage par passage en mode simultané. En effet, lors du fonctionnement en mode chauffage à basse température d'air et humidité élevée, de la vapeur d'eau contenue dans l'air humide condense sur la surface de la batterie à air à température négative. L'eau sous forme liquide cristallise lorsque la température de surface est en dessous de 0 °C et une épaisse couche de givre se forme. Cela engendre une dégradation des échanges thermiques entre l'air et le fluide frigorigène et ainsi une baisse des performances globales de la machine. Plusieurs méthodes de dégivrage sont utilisées dans les PAC air/eau ou air/air (gaz chaud, résistance électrique, inversion de cycle, convection naturelle à l'arrêt de la machine...). Néanmoins, ces techniques de dégivrage engendrent une forte dégradation des performances puisqu'elles nécessitent soit l'arrêt de la production ou l'apport d'énergie supplémentaire. La méthode abordée dans cette partie s'inspire de celle développée dans la précédente thèse [Byrne, 2011b]. L'énergie de sous-refroidissement stockée dans le ballon d'eau froide est utilisée lors du basculement en mode simultané mais sans présence d'un phénomène de thermosiphon. C'est une approche séduisante du dégivrage puisqu'aucune énergie supplémentaire n'est nécessaire ou soutirée au milieu à chauffer et de plus, il n'y a pas d'interruption de la fonction chauffage.

Tout d'abord, des essais avec un régime de basculement 10/20°C : avec ventilation (AV) et sans ventilation (SV) ont été réalisés. Lors du passage en mode simultané, l'échangeur à air n'est plus parcouru par le fluide frigorigène et la pression à son niveau est égale la pression d'évaporation dans l'échangeur à eau. En plus, l'activation du ventilateur permet de faire fondre le givre par convection forcée. La Figure IV.35 présente la vitesse d'air lors du basculement et l'écart de température entre la

température d'air et de rosée. La couche de givre fond totalement à la fin du basculement avec ventilation alors qu'une épaisse couche de givre persiste lorsque le basculement s'effectue sans ventilation (Figure IV.36). Ces observations sont confirmées par l'écart de températures (et vitesses d'air) qui revient au même niveau qu'au démarrage lors de l'essai avec ventilation alors que l'écart décroche fortement lorsque la ventilation n'est pas activée. Le dégivrage par basculement avec ventilation est ainsi validé mais son efficacité reste à confirmer sur plusieurs cycles de fonctionnement.







Sur plusieurs cycles successifs, des essais avec deux débits d'eau froide différents  $(0,2 \text{ m}^3/\text{h} \text{ et } 1 \text{ m}^3/\text{h})$  et différents régimes de basculement (7/12, 10/15 et 15/20 °C) ont été réalisés. La Figure IV.37 présente l'évolution du COP pour les différents essais sur 5 cycles avec ventilation. On constate une forte dégradation du COP à partir du troisième cycle, signe que le dégivrage est insuffisant. La plus importante chute du COP est constatée lors de l'essai à un régime de basculement de 15/20°C avec un débit de 0,2 m<sup>3</sup>/h. En effet, le basculement étant indépendant de l'état réel du givre sur la batterie, mais fonction des consignes de températures du ballon d'eau froide, l'enclenchement du dégivrage survient après une prise de givre sévère. Le changement du débit (1 m<sup>3</sup>/h) au sous-refroidisseur permet de

diminuer la durée des cycles qui passent avec un régime de 10/15°C à 40 mn (Figure IV.38). En effet, la taille du ballon de stockage engendre des pertes de chaleur importantes et une stratification n'est pas souhaitable.



Le débit d'1 m<sup>3</sup>/h qui correspond au débit de chargement du ballon d'eau froide s'approche du débit de décharge (2,7 m<sup>3</sup>/h) lors du passage en mode simultané. L'idéal serait de fonctionner en mode chauffage avec un débit de 0,2 m<sup>3</sup>/h et de garder le même débit à l'évaporateur lors du basculement avec un régime de fonctionnement 10/15°C. Mais cela engendrerait un différentiel très important entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur (de l'ordre de 50 K) avec risque de prise en givre de l'échangeur qui nécessiterait une protection antigel au-delà de 33%. Ainsi, le régime de fonctionnement à 1 m<sup>3</sup>/h et un régime de 10/15°C présente le meilleur compromis entre durée de fonctionnement et dégradation du COP, par rapport aux autres régimes, tout en restant insuffisant sur une longue durée.



En conclusion, un dégivrage par basculement en simultané semble intéressant à faible prise de givre mais face à des conditions sévères cette méthode reste insuffisante sur une longue durée de fonctionnement. Cela nous oblige à introduire une autre méthode de dégivrage, par inversion de cycle, qui sera fonction de la prise de givre réelle sur la batterie d'air.

#### IV.6.5.3. Essais avec dégivrage par inversion de cycle

Une électrovanne (Figure IV.39) a été ajoutée entre la sortie du distributeur et l'entrée de l'évaporateur à eau afin de bipasser le détendeur de la batterie à air lors du basculement en mode dégivrage (inversion de cycle sans ventilation). L'ouverture de l'électrovanne en mode dégivrage permet de récupérer la charge liquide en fluide frigorigène accumulée dans l'évaporateur lors du mode chauffage.



Plusieurs essais ont été réalisés afin d'optimiser le dégivrage, avec l'objectif d'améliorer les performances et d'identifier l'influence des différents paramètres de régulation :

- L'écart entre température de rosée et la température d'air.
- Seuil de basculement en mode équilibré.
- Température de surface de la batterie (seuil de fin du dégivrage).

Les essais ont été effectués pour une température d'air de 2°C (1°C humide) et une température de sortie condenseur de 35°C. Un cycle inclut un fonctionnement en mode chauffage suivi d'un dégivrage. Tout d'abord, il a été observé à la suite des essais que le coefficient de performance de la machine reste constant tout au long du fonctionnement. C'est le signe d'un dégivrage complet de la batterie (Figure IV.40).



On constate qu'un différentiel de 11 K entre la température de rosée et la température d'air entrée batterie donne de meilleurs résultats. Un différentiel de 9 K ou de 12 K est pénalisant (basculement fréquent à 9 K sans réel besoin de dégivrage et perte des performances sensible avant d'arriver à 12 K). La Figure IV.41 présente l'évolution de la température dans le ballon d'eau froide lors d'un fonctionnement en mode chauffage avec passage en mode dégivrage. On observe une augmentation sensible sur plusieurs cycles successifs de la température du ballon d'eau froide malgré le passage en mode dégivrage.



Un essai avec un seuil de basculement en mode dégivrage de 11 K et basculement en mode simultané lorsque la température dans le ballon d'eau froide atteint 16°C a été réalisé. Cela permet de maintenir la température d'eau dans le ballon d'eau froide comprise entre 10 et 16°C. On observe un cycle de fonctionnement qui inclut tous les cycles (chauffage-dégivrage), un mode simultané. Cela permet d'abaisser la température de l'eau dans le ballon d'eau froide (entre 10°C et 16°C) et d'améliorer les performances par rapport à un dégivrage sans basculement en mode simultané (Figure IV.42).





#### IV.6.5.4. Essais de production d'eau chaude sanitaire

L'eau chaude sanitaire est produite par condensation du fluide frigorigène dans l'échangeur ECS. La sonde de température de régulation est placée en bas du ballon d'eau chaude sanitaire (Figure IV.43). La consigne d'arrêt de production de l'eau chaude sanitaire est de 52°C avec un différentiel de 5 K conforme aux règles de l'art. Quatre sondes de température (PT100) sont placées sur le ballon d'eau chaude sanitaire afin de représenter l'évolution de la stratification de température dans le ballon. Le débit d'eau chaude sanitaire parcourant l'échangeur ECS est de 0,4 m<sup>3</sup>/h.



Figure IV.43 : Implantation des sondes de température sur le ballon ECS (300 l)

Le ballon ECS est placé à l'intérieur d'une chambre climatique dans laquelle la température est maintenue à 20°C. Comme présenté auparavant, deux modes permettent de produire l'eau chaude sanitaire :

- Mode ECS simultané qui produit aussi du froid au niveau de l'évaporateur à eau,
- Mode ECS/ air avec une évaporation au niveau de la batterie d'air.

Plusieurs essais ont été effectués afin de caractériser ces deux modes de production d'ECS. Le protocole d'essai s'inspire de la norme EN 16147 en vigueur pour caractériser ce type de système [NF

2011]. Lorsque la température dans le ballon est totalement homogène à la température du réseau d'eau, on lance la TFP jusqu'à atteindre la température de consigne ( $52^{\circ}$ C). Juste après, on soutire le tiers de l'eau chaude sanitaire du ballon d'ECS (100 l). La TFP redémarre pour ensuite s'arrêter lorsque la consigne est de nouveau atteinte. On répète la même procédure immédiatement après mais pour une quantité d'eau chaude soutirée de 200 litres. En mode ECS simultané, les essais sont réalisés avec un régime d'eau à l'évaporateur de 10/7°C alors qu'en mode ECS/air, les essais sont effectués selon trois climats qui correspondent à des températures d'air à l'entrée de l'évaporateur à air de 20°C, 7°C et 2°C.

La Figure IV.44 présente l'évolution de la température de refoulement du compresseur pour les différents essais. Les modes donnant les puissances de chauffage les plus élevées sont ECS AIR 20 (°C) et ECS SIM 10/7 (°C). Dans ces modes, l'eau sanitaire est chauffée plus rapidement et à des niveaux de température plus élevés. On note que la température ne dépasse pas 100°C avec une valeur maximum de 91°C lors de l'essai en mode ECS sur air à 2°C. La haute pression atteint 24 bar en pression absolue mais reste en dessous de la limite de sécurité du pressostat (26 bar).



IV.6.5.4.1. Mode ECS simultané

Les Figures IV.45, IV.46 présentent, respectivement, les performances de la TFP et l'évolution des températures dans le ballon en mode ECS simultané. On remarque que les performances restent constantes (COP=3 et EER =2,2) avant la variation de la température à l'entrée de l'échangeur ECS. Les performances de la machine se dégradent alors jusqu'à atteindre un COP (et EER) de 27% inférieur à celui d'avant la phase de décrochage de la température à l'entrée de l'échangeur ECS. Cette dégradation est directement liée à l'augmentation de l'écart entre la haute pression et la basse pression. Le temps nécessaire pour atteindre la température de consigne est de 48 mn. Ensuite, deux soutirages de 100 l et 200 l ont été réalisés et le temps nécessaire pour atteindre la consigne après soutirage est respectivement de 11 mn et 29 mn. Ces temps de montée en température sont très faibles par rapport aux caractéristiques des ballons thermodynamiques classiques du fait de la plus forte puissance de la machine qui a été déterminée pour satisfaire aussi des besoins en chauffage. Par ailleurs, le décalage des montées en température suivant la hauteur de la sonde dans le ballon ECS montre une certaine stratification de température malgré un débit de  $0,4 \text{ m}^3/h$ .



IV.6.5.4.2. Mode ECS sur air

La Figure IV.47 présente le COP, la puissance ainsi que le temps nécessaire pour fournir 300 l d'ECS en mode ECS/air pour 3 ambiances. Le COP varie entre 2,1 et 2,8 pour des températures d'air entre 2°C et 7°C. Le temps de fonctionnement est assez proche de celui observé en mode ECS simultané à 7°C et 20°C. Par contre, 20 mn de plus sont nécessaires lorsque la température d'air est de 2°C. La TFP fournit moins de puissance à basse température (12,3 kW à 2°C contre 18,7 kW à 20°C) et la présence de givre dégrade sensiblement les performances malgré un basculement en mode dégivrage.



Les durées de montée en température après soutirage de 100 l et 200 l sont présentées dans le Tableau IV.5. On constate qu'après un soutirage de 100 l le temps nécessaire pour atteindre la consigne est relativement proche (environ 10 mn). Néanmoins, le soutirage de 200 l à une température de 2°C nécessite un fonctionnement de presque une heure. Lors de cet essai, la prise en givre de la batterie était sévère et un passage par un dégivrage était nécessaire afin de garantir un bon fonctionnement de la TFP. La sonde de température ECS étant placée en bas du ballon et le brassage dans le ballon n'étant pas contrôlé, les résultats montrent des valeurs proches pour 20°C et 7°C et très différentes pour 2°C. De plus, le temps de montée en température à 2°C devrait être plus élevé qu'à 7 et 20°C après un soutirage de 100 l. Ces résultats sont soumis à une assez forte incertitude et peuvent donc être considérés seulement comme représentatifs des ordres de grandeur des temps de montée en température.

Température d'air	20°C	7°C	2°C
Temps montée en température après soutirage <b>100 l</b> (HH:MM:SS)	00:11:46	00:13:34	00:08:52
Temps montée en température après soutirage <b>200 l</b> (HH:MM:SS)	00:20:26	00:20:42	00:57:08

Tableau IV.5 : Durée de montée en température après soutirage

# IV.7. Conclusion

En s'appuyant sur les conclusions de l'étude comparative, un prototype de thermofrigopompe au R290 avec une architecture simplifiée a été construit et testé dans le laboratoire du Pôle Cristal.

Deux vannes 4-voies permettent de distribuer le fluide dans les échangeurs mis en jeu dans les différents modes. Cette configuration simplifie le passage d'un mode à un autre par rapport à une solution à 4 électrovannes 2-voies. Le nombre d'actionneurs est donc limité. De plus, cette configuration ne nécessite que deux sorties automate.

Un système de contrôle-commande a été développé spécialement pour cette thermofrigopompe. Il est basé sur une structure Grafcet et utilise des comparateurs alimentés par mesures de température pour définir les transitions entre états de la machine.

Les vannes 4-voies permettent de connecter les échangeurs non utilisés à la basse pression du circuit frigorifique dans chaque mode de fonctionnement par la ligne secondaire de la vanne 4-voies alors que la ligne primaire de la vanne 4-voies met en connexion les composants utilisés du cycle frigorifique.

Cette spécificité de l'architecture agit comme un tirage au vide dans les parties non utilisées du circuit et permet de réintégrer le fluide frigorigène dans les parties utiles du circuit en évitant le piégeage de fluide. Cette caractéristique de la thermofrigopompe est intéressante avec du propane, fluide inflammable, et a permis de limiter la charge à 4 kg.

Les essais ont permis de quantifier les performances de la TFP en modes chauffage, rafraîchissement et simultané. Les résultats obtenus montrent des performances intéressantes avec une amélioration significative du COP (EER) par rapport au premier prototype, de l'ordre de 10 à 30%. Certains éléments pénalisent encore les performances, notamment en mode chauffage, ce qui explique que les COP à pleine charge sont encore inférieurs aux standards du marché. Des points d'améliorations sont d'ores et déjà identifiés :

- Sélectionner un compresseur optimisé pour les régimes HP/BP rencontrés : le compresseur à pistons semi-hermétique utilisé sur notre prototype est optimisé pour des applications de réfrigération,
- Réduire les pertes de charge sur la ligne d'aspiration du compresseur en travaillant sur une disposition plus compacte des composants et une réduction des accidents,
- Réduire la consommation des auxiliaires : en diminuant les singularités sur le circuit hydraulique et en incluant des pompes à haute efficacité énergétique (vitesse de rotation asservie et moteurs électriques à aimants permanents).

L'intérêt du basculement en mode simultané lors du fonctionnement en mode chauffage a été démontré. Les résultats montrent qu'avec un régime de température d'eau et un débit adapté au niveau du stockage tampon, un gain en performance est réalisé. Néanmoins, cet élément clef différenciant de notre concept de TFP reste insuffisant pour assurer un dégivrage « passif » efficace de la batterie à air à basse température et humidité élevée. Le procédé de dégivrage choisi pour la thermofrigopompe est un mode spécial correspondant au mode rafraîchissement sans ventilation. La logique de dégivrage de la thermofrigopompe ne consomme pas de chaleur issue de la boucle d'eau chaude comme dans un système par inversion de cycle classique ni d'énergie auxiliaire supplémentaire. Les résultats d'essais montrent une conservation des performances sur plusieurs cycles de givrage-dégivrage. Enfin les essais en mode ECS ont permis de clarifier ce mode de fonctionnement avec les différents COP et le temps de montée en température du ballon.

Chapitre V : Modélisation du 2<sup>ème</sup> prototype, simulation des performances saisonnières

# V.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la modélisation de la TFP au propane selon la nouvelle architecture validée expérimentalement et à la simulation des performances saisonnières de la machine couplée à deux types de bâtiments (résidentiel collectif et bureaux). Tout d'abord, chaque composant de la TFP est modélisé séparément et les résultats sont validés par comparaison avec les mesures obtenues au cours d'essais en chambre climatique. Pour chaque mode de fonctionnement, un modèle de machine frigorifique pour le calcul des performances est construit à partir des modèles de composants. La simulation des composants et des cycles thermodynamiques est réalisé avec le logiciel EES.

Un bâtiment résidentiel collectif et un immeuble de bureaux ont été choisis dans l'étude comparative, ceci afin d'évaluer l'influence de la nature des besoins sur les performances de la TFP. Un système de référence composé d'une PAC réversible pour le chauffage, le rafraîchissement et d'un ballon thermodynamique pour l'ECS est couplé aux deux types de bâtiments. Les performances de ce système sont comparées à celles de la TFP. Cela permet de quantifier le gain énergétique réalisé par la TFP par rapport aux PAC disponibles sur le marché. Un modèle global développé sous TRNSYS qui comprend les différents modes des machines frigorifiques, les besoins des bâtiments, la régulation et enfin les ballons de découplage permet de simuler les performances annuelles pour différents climats et scénarios de puisage d'ECS. Enfin, les émissions de  $CO_2$  sur une durée de 15 ans de la TFP et du système de référence sont comparées, en utilisant l'indicateur TEWI.

# V.2. Modélisation et validation

## V.2.1. Modèle des composants frigorifiques de la TFP au R290

Les composants frigorifiques sont modélisés sous EES et validés par les données expérimentales. Les hypothèses de modélisations sont les suivantes :

- Les modèles des machines frigorifiques fonctionnent en régime permanent sur chaque pas de temps : les régimes transitoires (démarrage, arrêt, changement de mode...) ont une influence négligeable sur les performances saisonnières et ne sont pas modélisés,
- Les pertes de charge du fluide frigorigène dans chaque composant est prise en compte (échangeurs, ligne liquide, aspiration du compresseur...),
- L'influence de l'huile n'est pas prise en compte dans les modèles physiques (cependant on peut considérer que l'ajustement des modèles avec les données expérimentales permet de l'intégrer).

## V.2.1.1. Compresseur

Le modèle de compresseur utilisé dans cette partie reprend le modèle présenté dans le chapitre II et calcule à partir du taux de compression et de la température à l'aspiration :

- Le débit massique (kg/s),
- La température de refoulement du compresseur (°C),
- La puissance électrique absorbée (kW).

Le débit volumique du compresseur - donnée par la documentation constructeur  $(22,1 \text{ m}^3/\text{h})$  - rentre dans le calcul du débit de fluide frigorigène. Les rendements volumétrique, isentropique et mécanique sont déterminés à partir des résultats expérimentaux :

Volumétrique :	$\eta_{vol} = 1 - 0.135 \times (\sigma^{\gamma} - 1)$	(Equation V.1)
Isentropique :	$\eta_{is} = 0.50909 + 0.1024 \times \ln(\sigma)$	(Equation V.2)

Mécanique :

$$\eta_{mec} = 1.32 + \sigma^{-0.4}$$

#### (Equation V.3)

Le débit massique, la température de refoulement du compresseur et la puissance électrique absorbée sont comparés aux données expérimentales sur les figures ci-dessous. Le modèle de compresseur est très satisfaisant pour le débit massique (erreur inférieure à 5%) et la température de refoulement (écart maximum de +5 K). Pour la puissance électrique, on observe une dispersion supérieure pour quelques points ( $\pm 10\%$ ), notamment due à des fonctionnements du compresseur « hors plage ». On constate cependant un écart inférieur à 5% en moyenne, ce qui reste satisfaisant.







#### V.2.1.2. Echangeurs

La méthode du nombre d'unités de transfert (NUT) est utilisée pour la modélisation des échangeurs. A partir des caractéristiques géométriques (surface d'échange) et du type d'échangeur (à plaques ou à tubes et ailettes) ces modèles permettent de calculer la température de condensation (cas des condenseurs), d'évaporation (cas des évaporateurs) et le sous-refroidissement (cas du sous-refroidisseur). Les modèles d'échangeurs sont à une seule zone qui englobe les différentes étapes de changement de phase du fluide frigorigène (voir paragraphe III.5.2.2.Modèles des échangeurs équations III.20 à III.27).

Le coefficient d'échange global est déterminé à partir des températures mesurées par le calcul du DTLM à l'entrée et la sortie de l'échangeur et de la puissance échangée. Pour le cas de l'échangeur à air (à courants croisés) le facteur de correction F est pris en compte.

$$DTLM = F \cdot \frac{(T_{e^{-so}} - T_{s-ff}) - (T_{s-so} - T_{e-ff})}{\ln\left(\frac{T_{e^{-so}} - T_{s-ff}}{T_{s-so} - T_{e-ff}}\right)}$$
(Equation V.4)  
$$\dot{Q} = \dot{m}_{e^{-so}} \cdot C_{p_{so}} \cdot T_{so}$$
(Equation V.5)

$$\dot{Q} = U \cdot S \cdot DTLM$$
 (Equation V.6)

Des régressions linéaires donnent le coefficient d'échange global ( $kW/m^2 K$ ) en fonction du débit de fluide frigorigène (valide pour un débit compris entre 0,019 kg/s et 0,062 kg/s) mesuré pour chaque échangeur :

•	Condenseur chauffage à plaques :	(Equation V.7)
•	Condenseur ECS à plaques :	(Equation V.8)
•	Echangeur d'équilibrage à air en mode condenseur :	
		(Equation V.9)
•	Echangeur d'équilibrage à air en mode évaporateur :	
		(Equation V.10)
---	------------------------	-----------------
•	Evaporateur à plaques:	(Equation V.11)
•	Sous-refroidisseur:	(Equation V.12)

Les pertes de pression (bar) sont obtenues à partir des relevés de pressions. Cette perte de pression est exprimée (sur la ligne liquide et à l'aspiration du compresseur) en fonction du débit massique du fluide frigorigène:

•	Ligne liquide :	(Equation V.13)	)

• Aspiration compresseur :

La Figure V.4 présente la comparaison de la haute pression calculée et expérimentale pour les condenseurs. Les écarts entre modélisation et valeurs expérimentaux sont inférieurs à 3%. De la même manière, la basse pression modélisée est comparée aux résultats expérimentaux sur la Figure V.5. On note encore une bonne concordance avec une erreur relative inférieure à 2%. Enfin, sur la Figure V.6, on observe juste sur deux points un écart de  $\pm$  5 K sur le sous-refroidissement calculé par rapport aux résultats expérimentaux. Ces deux points correspondent à un fonctionnement en mode chauffage à une température d'air à 2°C. L'accumulation de givre sur la surface externe de l'échangeur d'équilibrage sur air au cours d'une heure de fonctionnement engendre une baisse des performances et des phases transitoires dues aux ouvertures et fermetures successives du détendeur. Ces phases transitoires ne sont pas prises en compte dans les modèles et cela engendre de légers écarts par rapport aux résultats expérimentaux.



(Equation V.14)



Figure V.5 : Comparaison de la basse pression expérimentale et modélisée



Les modèles numériques avec des coefficients issus d'interpolations de nombreux essais en régime établi concordent de manière très satisfaisante avec les résultats expérimentaux. La caractérisation des échangeurs est simplifiée et permet de s'affranchir de l'utilisation de corrélations. Les corrélations font appel à plusieurs propriétés thermo-physiques du fluide frigorigène répertoriées dans des tables au niveau logiciel. Ces appels sont assez consommateurs en temps de calcul. Le fait de s'en affranchir permet d'apporter plus de robustesse aux modèles globaux en améliorant la convergence et le temps de calcul. Cependant, ces modèles semi-empiriques ne sont pas transposables directement à d'autres composants et sont limités à la présente thermofrigopompe. Une modification du débit d'eau ou d'air, de la surface d'échange pour une éventuelle étude paramétrique nécessitera une réévaluation des coefficients ou le recours à des corrélations validées par les essais expérimentaux.

## V.2.2. Modèles de TFP par mode de fonctionnement

Dans cette partie les modèles des composants développés auparavant sont assemblés d'après les modes de fonctionnement de la TFP. L'organigramme de calcul des modèles de TFP pour chaque mode est présenté. Les performances (COP, EER) <u>sans auxiliaires</u> des modèles pour chaque mode de fonctionnement sont comparées aux résultats expérimentaux.

## V.2.2.1. Mode chauffage

Le schéma de calcul en mode chauffage est présenté sur la Figure V.7. Le modèle de compresseur calcule le débit de fluide frigorigène à partir des valeurs de haute pression et basse pression obtenues à partir des modèles d'échangeurs. L'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur à air est calculée par le modèle de sous-refroidisseur (détente isenthalpique). La surchauffe dans l'évaporateur et le sous-refroidissement au condenseur à plaques sont des données d'entrées du modèle.

Les données de performances en sortie du modèle sont la puissance électrique, la puissance de chauffage et la puissance de sous-refroidissement. La comparaison de ces performances modélisées avec les valeurs expérimentales est présentée sur la Figure V.8. Les points expérimentaux concordent avec une erreur généralement inférieure à 5%.





## V.2.2.2. <u>Mode simultané</u>

La Figure V.9 présente le schéma de calcul des performances en mode simultané. Ce modèle calcule la puissance électrique absorbée par le compresseur, la puissance de chauffage produite au niveau du condenseur et la puissance de rafraîchissement au niveau de l'évaporateur. Le débit de fluide frigorigène nécessaire au niveau des modèles d'échangeurs est calculé par le modèle de compresseur. Le sous-refroidissement et la surchauffe sont des données d'entrée du modèle.

La comparaison des performances en mode simultané (ratio entre la somme des puissances thermiques et électrique absorbée) est présentée sur la Figure V.10. Les points expérimentaux concordent de manière très satisfaisante avec les résultats de modélisation avec une erreur en moyenne de 1% et une erreur maximale de 3%. Ce décalage est observé au point de fonctionnement avec une température de sortie d'eau froide à 15°C et d'eau chaude à 35°C.



Figure V.9 : Organigramme de calcul en mode simultané





## V.2.2.3. Mode rafraîchissement

Le schéma de modélisation du mode rafraîchissement est présenté sur la Figure V.11 et comporte le modèle compresseur, le modèle d'échangeur d'équilibrage sur air et le modèle d'évaporateur. Les données de sortie du modèle sont la puissance électrique absorbée par le compresseur et la puissance frigorifique. De la même manière que les autres modes, la surchauffe et le sous-refroidissement sont des paramètres d'entrés au niveau des modèles d'échangeurs.

Les performances issues du modèle de calcul sont en concordance avec les résultats expérimentaux (Figure V.12) avec une erreur moyenne inférieure à 5 %.







## V.2.2.4. Modes eau chaude sanitaire

L'organigramme de calcul en mode ECS sur air et ECS simultané est présenté respectivement sur la Figure V.13 et Figure V.14. La différence entre les deux modèles ECS/AIR et ECS simultané se situe au niveau du modèle de l'évaporateur. En mode ECS/air, c'est le modèle d'échangeur d'équilibrage en mode évaporateur (échangeurs tubes et ailettes) qui est pris en compte alors qu'en mode ECS simultané c'est le modèle d'évaporateur à plaques.

Les données de performances en sortie du mode ECS sur air sont la puissance électrique consommée par le compresseur et la puissance thermique de production d'eau chaude sanitaire. Pour le mode ECS/simultané, les données de performances en sortie du modèle sont la puissance électrique, la puissance d'ECS et la puissance de rafraîchissement.

Les points des performances modélisées sont comparés aux données expérimentales sur la Figure V.15. Les écarts sont généralement inférieurs à 5 % avec un point de décrochage à 10%. Cet écart s'explique par le fait que pour ce mode on dispose de beaucoup moins de données enregistrées dans des conditions stabilisées comparativement aux autres modes.





## V.2.3. Validation des modèles de ballons (EES-TRNSYS)

Les modèles de ballons sont issus de la bibliothèque TRNSYS (type 60). Le type66 permet la liaison entre les logiciels EES et TRNSYS. Il assure la communication entre les modèles de TFP développés avec EES et les ballons avec TRNSYS.

Le type 60 modélise un réservoir de stockage de fluide stratifié qui prend en compte des composants internes optionnels (présence d'échangeurs internes, résistance électrique...). C'est un modèle multicouche à N couches isothermes de volume constant (Figure V.16). Le nombre de couches N varie entre 1 et 100 et détermine le degré de stratification. Si le ballon est composé d'une seule couche (N=1), le ballon est considéré comme idéalement brassé sans effet de stratification alors que dans le cas d'un ballon idéalement stratifié le nombre N tend vers 100.

En l'absence d'échangeur interne et de résistance électrique, le bilan énergétique d'une couche i peut s'écrire, de manière générale, sous la forme [BLA 2010] :

$$(M_i C_P) \frac{dT}{dt} = \phi_{amb} + \phi_{cond} + \phi_{inject\acute{e}}$$

#### (Equation V. 15)

Avec Mi : la masse du volume i en (kg), Cp : la chaleur massique du fluide (Wh/kg.K),  $\Phi_{amb}$  : le flux convectif échangé avec l'ambiance (W),  $\Phi_{cond}$  : le flux conductif entre chaque couche (W),  $\Phi_{injecté}$  : flux lié à une injection d'eau froide ou chaude dans le ballon (W).

L'emplacement des entrées et des sorties d'eau dans les ballons est pris en compte dans les modèles. Les paramètres de calibration des modèles sont :

- Le nombre de couches de stratification (fonction du débit),
- La destratification, paramètre permettant de prendre en compte le brassage dans le ballon,
- L'isolation des ballons (pertes de chaleur).



## V.2.3.1. <u>Remarques générales</u>

Les ballons tampons comportent quatre piquages avec un débit primaire (côté production TFP) et un débit secondaire (côté réseaux de distribution). Le débit secondaire est de 10% inférieur au débit primaire. Les volumes des ballons ont été fixés à 300 l pour l'eau chaude de chauffage et l'eau froide de refroidissement. Cette contenance est calculée à partir des formules de dimensionnement des volumes tampons [REGA 2013] qui prennent en compte la puissance nominale de la PAC (17 kW en mode chauffage à 7°C de température d'entrée d'air et 35°C en sortie d'eau chaude), le temps

minimum de fonctionnement et le différentiel de régulation. Par ailleurs, cette taille permet un encombrement raisonnable dans les batiments.



Pour les ballons ECS, la contenance est fixée en fonction du régime de puisage d'eau chaude sanitaire : 600 litres pour une demande de 600 l/jour et 1200 litres pour un besoin de 1200 l/jour. Ces volumes journaliers de puisage correspondent à des estimations basse et haute de consommation par personne (paragraphe V.3.1.1).

## V.2.3.2. Validation du modèle de ballon d'eau froide

Les figures ci-dessous présentent l'évolution de la température modélisée et expérimentale à l'entrée et la sortie du ballon d'eau froide lors d'une séquence de fonctionnement en mode chauffage à 7°C de température d'air et 35°C en production d'eau chaude, suivie d'un mode simultané qui survient lorsque la température du ballon atteint le seuil de basculement. Un fonctionnement en mode chauffage avec un débit de 0,2 m<sup>3</sup>/h parcourant le sous-refroidisseur est présenté sur la Figure V.18 et avec un débit de 1 m<sup>3</sup>/h sur la Figure V.19. Le basculement en mode simultané survient lorsque la température dans le ballon atteint 20°C pour un débit de 0,2 m<sup>3</sup>/h et 15°C pour un débit de 1 m<sup>3</sup>/h. On obtient des résultats intéressants, notamment lorsque le débit est important (1 m<sup>3</sup>/h) dans les phases de stockage/déstockage. Pour un débit de stockage de 0,2 m<sup>3</sup>/h, on observe que le décrochage de la température modélisée en sortie du ballon survient plus tôt mais avec une pente moins raide. Cela permet d'avoir la même durée de montrée en température malgré un décrochage décalé de la température modélisée. En phase de déstockage (simultané) on observe une bonne concordance entre les températures modélisées et expérimentales.



On remarque sur la Figure V.19 (débit de stockage 1 m<sup>3</sup>/h) que les températures à l'entrée et à la sortie du ballon d'eau froide modélisées suivent la même évolution que les températures mesurées. L'écart entre la modélisation et l'expérience sur l'énergie stockée en mode chauffage est de 2,5 %. Néanmoins, les pics résultants des variations internes de fonctionnement de la TFP sont lissés dans notre modèle de simulation notamment en phase de déstockage avec un écart sur la quantité de chaleur échangée qui atteint 10%.

Ceci peut probablement s'expliquer par des perturbations extérieures difficiles à prendre en compte dans notre modèle :

- Utilisation des températures à l'entrée et à la sortie de l'échangeur sous-refroidisseur pour qualifier le ballon. Or, il y a une certaine longueur de tuyauterie entre la sortie du ballon et l'entrée de l'échangeur, induisant nécessairement une perte,
- Utilisation de deux pompes en série sur ce réseau hydraulique lors des essais afin d'obtenir le débit nécessaire.



## V.2.3.3. Validation du modèle de ballon d'ECS

La Figure V.20 présente l'évolution de la température en haut du ballon et en bas du ballon d'eau chaude sanitaire comparée aux résultats de la modélisation lors d'un fonctionnement en mode ECS simultané.

L'évolution des températures modélisées concordent avec les valeurs expérimentales. La valeur de consigne dans le ballon ECS est atteinte au même moment. L'écart entre l'énergie stockée calculée et modélisée est inférieur à 5%. Le comportement des ballons de stockage étant validé pour une utilisation en froid et en eau chaude sanitaire, le comportement simulé pour des températures modérées en mode chauffage n'a pas été comparé à des résultats expérimentaux.



## V.3. Simulation des performances saisonnières

L'objectif de cette étude est l'évaluation des performances annuelles (appelées aussi performances saisonnières) de la TFP couplée à différents types de bâtiment. Ces performances sont comparées à une solution PAC air/eau réversible représentative de l'offre existante sur le marché, de marque CARRIER modèle RQ 017, pour le chauffage et le rafraîchissement et un système de production d'ECS thermodynamique indépendant. Une production d'eau chaude sanitaire par effet Joule simple fausserait la comparaison en raison de l'importance de la consommation d'ECS dans le bilan de consommation des bâtiments basse consommation. L'étude comparative prend en compte aussi l'influence du climat. Ainsi, les bâtiments étudiés seront simulés avec trois climats différents correspondant à des zones climatiques distinctes (Rennes, Marseille et Strasbourg).

Les besoins annuels (chauffage, rafraîchissement et ECS) de bâtiments basse consommation conformes à la RT2012 (bureaux et résidentiel collectif) sont simulés sous TRNSYS. Le pas de temps choisi pour les simulations annuelles est de 1 mn. En effet, un pas de temps de simulation plus important génère une surestimation des puissances thermiques (jusqu'à 10% sur la puissance ECS avec un pas de temps de 5 mn). Néanmoins, avec un pas de temps d'une minute la méthode de co-résolution EES-TRNSYS devient moins robuste (divergence) et le temps de calcul est beaucoup plus long. Pour cette raison, les performances de la TFP et de la PAC sont modélisées sous forme de régressions linéaires et intégrées dans un modèle global sous TRNSYS (voir Figure V.21).

Les besoins annuels des bâtiments précédemment simulés sous TRNSYS avec le modèle de bâtiment multizone « Type 56 » sont disponibles sous forme de fichiers « Type 9a ». Les puissances instantanées contenues dans ces fichiers servent au calcul de la température de retour du bâtiment par un bilan de puissance avec la température de départ des ballons. Les températures de retour des ballons côté production sont reliées à des thermostats dans la Macro « REGUL » et gèrent l'enclenchement et l'arrêt des modes de fonctionnement de la TFP ou de la PAC. Des modèles de température d'eau froide de réseau et de « Profil soutirage » sont connectés au modèle de ballon ECS. La production d'eau chaude sanitaire est prioritaire par rapport aux demandes en chauffage ou rafraîchissement dans le cas de la TFP. Pour la PAC, le mode de production prioritaire est le chauffage. Enfin, un fichier météo est connecté aux différents modes mettant en jeu un échangeur à air.



Figure V.21 : Schéma de modélisation sous TRNSYS de l'ensemble bâtiment-machine frigorifique

Pour les performances du système thermodynamique de production d'eau chaude sanitaire adjoint à la PAC CARRIER, les données de performances existantes issues de la documentation de constructeurs sont peu utilisables, il a été décidé de prendre un coefficient de performance annuelle constant (incluant les auxiliaires) de **2**.

## V.3.1. Modélisation des bâtiments

Un bâtiment résidentiel collectif et un immeuble de bureaux ont été choisis pour l'étude comparative. Le modèle de bâtiment multizone « Type 56 » sous TRNSYS permet, en fonction des conditions extérieures de température et de rayonnement, de calculer les besoins de chauffage et de rafraîchissement. La construction du modèle est réalisée avec Trnsys3D (Figure V.22) ce qui permet de faciliter la saisie de l'orientation des façades, des zones thermiques et l'ajout de bâtiments adjacents (ombrage).



Le Tableau V.1 présente les caractéristiques des deux bâtiments en termes de surface de plancher, de nombre de zones thermiques considérées dans la simulation, de gains thermiques internes et de ventilation.

Une surventilation nocturne de mai à fin août est nécessaire afin de limiter les besoins en rafraîchissement et d'assurer une température de confort sans dépasser le seuil des 50 kWh/ (an·m<sup>2</sup>) de la RT2012. Pour le cas du résidentiel collectif, la ventilation est portée à 1,5 volume/heure uniquement pour le climat de Marseille. Dans le cas des bureaux la surventilation est nécessaire pour les trois climats.

Les équipements électriques sont supposés avoir une puissance nominale de 230 W, puissance d'un PC par défaut dans TRNSYS, et sont activés en fonction des horaires d'occupation. L'infiltration d'air dans les bâtiments est supposée constante et égale à 0,1 volume/heure. Enfin, la consigne de chauffage est de 19°C avec un réduit à 17°C hors période d'occupation et le rafraîchissement de 26°C avec une veille à 30°C.

	Surface (m <sup>2</sup> )	Nombre de zones thermiques					
Type de bâtiment			Occupation		Éclairage	Nombre d'équipements	Ventilation (Volume/h)
			Nombre de personnes	Horaires	(W/m²)	(P = 230 W)	
Bureaux	792	12	68	8h-20h	5	68	0,6
Résidentiel Collectif	675	15	24	6h-9h 18h-24h	5	64	1

Tableau V.1: Caractéristiqu	es des bâtiments
-----------------------------	------------------

## V.3.1.1. Evaluation des besoins en eau chaude sanitaire

Dans le cas du résidentiel collectif, la consommation d'eau chaude sanitaire est élevée. Deux scénarios de puisage journalier d'eau chaude à 55°C sont pris en compte dans notre étude : une hypothèse « basse » avec une consommation de 600 litres/jour (à raison de 25 litres par jour et par personne) et une hypothèse « haute » de 1200 litres/jour (50 litres/jour par personne). L'évaluation exacte de la

demande d'ECS est très difficile à définir et dépend fortement des habitudes des occupants. Il existe relativement peu d'informations librement consultables et fiables sur le ratio de consommation d'ECS par personne. Des ratios journaliers de consommation sont disponibles dans la littérature [REC 1996] [BRA 1996] mais font référence à des études réalisées dans les années 1970 et sont en décalage avec l'accroissement continu de la consommation d'ECS observé ces dernières années. Le profil de soutirage est tiré des données de l'AICVF [AIC 1991] (Figure V.23).

Pour le cas des bureaux, la consommation d'eau chaude sanitaire est nettement moins impactante, aussi on a considéré 5 litres/jour par employé, à raison de deux soutirages par jour de 7h à 9h et de 19h à 21h.



## V.3.1.2. <u>Besoins thermiques et degrés de couverture</u>

Les besoins en eau chaude sanitaire, chauffage et rafraîchissement pour les deux bâtiments sont listés dans le Tableau V.2. Les besoins en eau chaude sanitaire représentent le poste le plus important dans le cas du résidentiel collectif et cela pour les deux types de soutirages. On observe une légère baisse des besoins en ECS à Marseille, en raison d'une température d'eau du réseau plus élevée.

Dans le cas des bureaux, les besoins les plus importants en chauffage et production d'eau chaude sanitaire sont enregistrés sous le climat de Strasbourg qui est le climat le plus froid. Les besoins en rafraîchissement restent relativement élevés sous le climat de la ville de Marseille, malgré une surventilation nocturne de 2,5 volume/heure.

Type de bâtiment	Site	ECS	Chauffage	Rafraîchissement
	Rennes	16721/29452*	4033	4439
<b>Résidentiel collectif</b>	Marseille	15869/28166*	1755	11291
	Strasbourg	17028/29942*	9986	4147
	Rennes	3581	5173	1559
Bureaux	Marseille	3390	1575	3735
	Strasbourg	3628	13734	2072

Tableau V.2 : Besoins thermiques en kWh des bâtiments en fonction du climat

<sup>\* 600</sup> litres/1200 litres

Les puissances calorifiques à une température de production d'eau chaude de 35°C délivrées par la TFP et la PAC référence (marque Carrier modèle RQ 017) en fonction de la température d'air extérieur sont présentées sur la Figure V.24 (résidentiel collectif) et la Figure V.25 (bureaux). On constate qu'elles sont assez similaires, ce qui renforce la validité des comparaisons effectuées.

Les deux machines frigorifiques délivrent la même puissance avec un décalage de 8% pour des températures d'air extérieur inférieures à -7°C. Les courbes de besoins des deux bâtiments en fonction du climat sont présentées sur les mêmes figures. Ainsi, le dimensionnement varie en fonction du climat et on note pour le logement résidentiel collectif une couverture des besoins de 55 % de la puissance de chauffage nécessaire au point de dimensionnement pour Strasbourg, 100 % de la puissance de chauffage nécessaire au point de dimensionnement pour Rennes et supérieure à 100 % de la puissance de chauffage nécessaire au point de dimensionnement pour Marseille.

De même, pour les bureaux BBC, les deux solutions (PAC ou TFP) couvrent 38 % de la puissance de chauffage nécessaire au point de dimensionnement pour Strasbourg, 60 % de la puissance de chauffage nécessaire au point de dimensionnement pour Rennes et au-delà de 100 % de la puissance de chauffage nécessaire au point de dimensionnement pour Marseille.

Un appoint électrique est mis en place sur la boucle de chauffage pour couvrir le reste des besoins en chauffage. Les besoins en rafraîchissement, à une température de sortie d'eau froide à 18°C, des deux bâtiments sont couverts en totalité par les deux machines. Pour le climat de Marseille, des pics de besoins supérieurs à la puissance délivrée par les deux machines apparaissent à des températures d'air supérieures à 30°C, mais pendant une durée inférieure à 8h/an et ils sont lissés avec l'inertie du ballon d'eau froide. Cela permet de s'affranchir d'un appoint en rafraîchissement sur la boucle d'eau froide.





## V.3.2. Interpolation des performances des deux solutions

La PAC réversible (RQ 017) et la TFP (mode chauffage sur air) sont comparées en termes de COP sur la Figure V.26 et d'EER sur la Figure V.27. Par souci d'homogénéité avec les données du constructeur, seule la puissance électrique consommée par le ventilateur est prise en compte dans le calcul du COP et de l'EER.

On constate que les performances individuelles de la PAC référence sont supérieures à celles de la TFP. En moyenne, le COP de la PAC (RQ 017) est supérieur de 14% par rapport à celui de la TFP en mode chauffage. De même, l'EER est de 20% supérieur à celui enregistré pour la TFP.





L'ensemble des résultats expérimentaux (TFP) et des données constructeurs (RQ 017) permettent de caractériser l'ensemble des modes de fonctionnement sous forme d'interpolations dérivant le fonctionnement des deux machines. Ces interpolations donnent la puissance thermique (calorifique, frigorifique ou sous-refroidissement) et la puissance électrique absorbée (de l'ensemble compresseur et ventilateur). Ces régressions sont fonction, selon le mode, des températures d'entrée des échangeurs (température d'entrée d'air, d'eau froide, d'eau chaude, d'ECS ou de sous-refroidissement).

Les puissances absorbées par les auxiliaires, notamment les différentes pompes sur les réseaux primaires, sont calculées à partir des équations de la norme EN 14511 et prises en compte dans le calcul du **coefficient de performance saisonnier**.

## V.3.2.1. Thermofrigopompe

## V.3.2.1.1. Mode chauffage

Les interpolations des puissances calorifique, de sous-refroidissement et électrique absorbée en mode chauffage sont présentées sur la Figure V.28. Ces puissances sont fonction de la température d'entrée eau chaude (Teec), d'entrée d'air (Tea) et d'entrée sous-refroidisseur (Tesr). Sur les graphiques, les interpolations sont réalisées avec une température d'entrée d'eau au sous-refroidisseur de 10°C. Les résultats de quelques points d'essais sont représentés sur les figures.



## V.3.2.1.2. Mode simultané

Les interpolations des puissances calorifique, frigorifique et électrique absorbée en mode simultané sont présentées sur la Figure V.29 . Ces puissances sont fonction de la température d'entrée eau chaude (Teec) et d'entrée eau froide (Teef).

$$\dot{Q}_c = 1, \dots, T_{m} - 0.13 T_{ef} + 16,01$$

(Equation V. 19)





V.3.2.1.3. Mode rafraîchissement

Les interpolations des puissances frigorifique et électrique absorbée en mode rafraîchissement sont présentées sur la Figure V.30. Ces puissances sont fonction de la température d'entrée eau froide (Teef) et d'entrée d'air (Tea).

$\dot{Q}_{f} = -157_{cu} \pm 0.417_{ef} + 14,63$	(Equation V. 22)
$P_{elec \ rafraichissement} = 0.09 T_{ea} + 0.02 T_{eef} + 1.23$	(Equation V. 23)



#### V.3.2.1.4. Mode ECS/AIR

Les interpolations des puissances calorifique et électrique absorbée en mode ECS/ air sont présentées sur la Figure V.31. Ces puissances sont fonction de la température d'entrée d'eau chaude sanitaire (Teecs) et d'entrée d'air (Tea).



## V.3.2.1.5. Mode ECS simultané

Les interpolations des puissances calorifique, frigorifique et électrique absorbée en mode ECS simultané sont présentées sur la Figure V.32. Ces puissances sont fonction de la température d'entrée d'eau chaude sanitaire (Teecs), d'entrée eau froide (Teef).

$$\dot{Q}_{c} = -14T_{ev} + 0.53T_{evs} + 13,13$$
(Equation V. 26)  

$$\dot{Q}_{f} = -16T_{ev} + 0.38T_{evs} + 11,05$$
(Equation V. 27)  

$$P_{elec ECS/simultane} = 0,05T_{eef} + 0,11T_{eecs} + 2,36$$
(Equation V. 28)



## V.3.2.2. <u>PAC réversible</u>

## V.3.2.2.1. Mode chauffage

Les régressions des puissances calorifique et électrique absorbée de la PAC (RQ 017) en mode chauffage sont présentées sur la Figure V.33. Ces puissances sont fonction de la température d'entrée eau chaude (Teec) et d'entrée d'air (Tea).



## V.3.2.2.2. Mode rafraîchissement

Les régressions des puissances frigorifique et électrique absorbée en mode rafraîchissement de la PAC (RQ 017) sont présentées sur la Figure V.34. Ces puissances sont fonction de la température d'entée eau froide (Teef) et d'entrée d'air (Tea).



## V.3.3. <u>Résultats</u>

Les simulations ont été effectuées avec l'hypothèse d'émetteurs de type rayonnant (ex : plancher chauffant/rafraîchissant) avec des températures de départ d'eau chaude à 35°C et d'eau froide à 18°C. Ces consignes de températures sont constantes et indépendantes de la température d'air extérieur. Le différentiel de régulation est de 5°C. Le plancher chauffant n'est pas modélisé et est supposé satisfaire parfaitement à la totalité des besoins. Les pertes de chaleur du réseau de chauffage sont négligées. Le fonctionnement en modes alternés (chauffage avec stockage dans le ballon d'eau froide suivi d'un mode simultané) lors de la saison de chauffe est pris en compte dans la régulation au niveau de TRNSYS.

Le coefficient de performance saisonnier pris en compte pour la comparaison est défini comme le ratio de la somme des puissances thermiques utiles produites par les machines frigorifiques (chauffage, rafraîchissement et ECS) sur la somme des puissances électriques absorbées par les machines frigorifiques et les auxiliaires (pompes de circulation sur le côté primaire). La puissance de l'appoint électrique de rendement 100% est également prise en compte au numérateur et au dénominateur dans le calcul du COPS.

$$COPS = \frac{\sum \text{Puissances thermiques}}{\sum \text{Puissances électriques absorbées}}$$

(Equation V.33)

## V.3.3.1. <u>Bâtiment résidentiel collectif</u>

Les comparaisons des COPS des deux solutions (TFP ou PAC RQ17 + PAC thermodynamique) pour un profil de soutirage d'ECS de 600 litres/jour et 1200 litres/jour sont présentées respectivement sur la Figure V.35 et la Figure V.36.

Pour les climats de Marseille et Rennes, les performances annuelles de la TFP sont clairement supérieures à celle de la PAC et cela malgré des performances instantanées inférieures (voir les Figures V.26 et V.27). En effet, avec un soutirage journalier de 600 litres, on note un gain significatif du COPS de + 0,4 à Rennes alors que les performances instantanées de la TFP sont de 14 à 20% inférieures à celles de la PAC Carrier. L'écart est d'autant plus important pour un soutirage à 1200 litres. Le COPS de la TFP est alors supérieur de 25% à celui de la PAC pour le climat de Marseille. On observe ces gains élevés parce que les cas de simultanéités des besoins entre ECS et rafraîchissement sont plus importants dans le cas d'un climat méditerranéen. Ainsi le mode ECS simultané est beaucoup plus sollicité (à raison de 11% du temps de fonctionnement global de la TFP). De plus, l'appoint en chauffage est très peu sollicité dans les deux cas de soutirage.

L'intérêt de la TFP diminue pour les régions à climat froid. Aucun gain n'est observé avec la TFP pour un climat de Strasbourg et cela pour les deux profils de soutirages. L'origine de cette baisse des performances est la priorité au mode de production d'eau chaude sanitaire qui vient en concurrence de la satisfaction de besoins de chauffage, ce qui nécessite le recours à l'appoint au chauffage lors de la montée en température du ballon d'eau chaude sanitaire. En effet, avec l'hypothèse haute en consommation d'ECS (1200 litres à Rennes) on observe un fonctionnement à 70 % du temps en mode ECS. Dans ce cas de figure particulier, la dissociation de la production d'eau chaude sanitaire et du chauffage en deux systèmes indépendants est un atout.

Néanmoins, une régulation plus adaptée qui prend en compte le changement de climat peut résoudre le problème et on peut prévoir des gains en performance plus importants. L'échangeur de chauffage peut servir aussi pour la récupération de l'énergie de désurchauffe qui est plus significative pour des températures de condensation élevées. En plus, un meilleur dimensionnement de la TFP qui permettrait de couvrir l'intégralité des besoins en chauffage et eau chaude sanitaire à Strasbourg aurait donné de meilleurs résultats.

Pour le bâtiment situé à Rennes, la part du chauffage et du rafraichissement dans le coefficient de consommation en énergie primaire (Cep) est de 12 kWh  $_{EP}$ / (m<sup>2</sup>.an). Néanmoins, la part de l'eau chaude sanitaire est de 27 kWh  $_{EP}$ / (m<sup>2</sup>.an) pour un soutirage de 600 litres/jour et de 37 pour un soutirage de 1200 litres/jour. Il faut rappeler aussi, que le Cep<sub>max</sub> pour les logements collectifs est porté à 57,5 kWh  $_{EP}$ / (m<sup>2</sup>·an) jusqu'au 1<sup>er</sup> janvier 2015. De ce fait, les performances de la TFP cadrent avec les exigences de consommation énergétique imposées par la RT2012.





# bâtiment résidentiel collectif avec soutirage de 1200 litres/jour

## V.3.3.2. <u>Immeuble de bureaux</u>

La Figure V.37 présente les résultats des simulations des performances annuelles des deux solutions couplées à des bureaux. La thermofrigopompe n'apporte aucun gain significatif par rapport à la solution PAC réversible. Cependant, ces résultats restent intéressants puisqu'en performances individuelles, le COP et l'EER de la TFP sont inférieurs à ceux de la PAC. Ceci permet d'espérer qu'une TFP « améliorée » en performances individuelles permettrait d'offrir des performances annuelles supérieures. Le taux de besoins simultanés des bureaux est très faible avec de forts besoins en rafraîchissement ou chauffage et de faibles besoins en ECS. La concomitance des besoins est rare et les modes de production simultanée de la TFP sont très faiblement sollicités (9% du taux de fonctionnement global de la TFP).



bureaux

A l'inverse, si on intègre une salle informatique qui génère des besoins de rafraîchissement tout au long de l'année, le gain de performance est très élevé (Figure V.38). La pompe à chaleur CARRIER n'est pas simulée dans ce cas car le surplus de besoins de rafraîchissement entraînerait l'obligation de

mettre en place un groupe froid supplémentaire. La comparaison serait donc faussée. On note un COP saisonnier supérieur à 4 avec un pic de 4,4 pour le climat de Rennes. Le gain énergétique est fonction de l'importance des besoins simultanés traduit par un accroissement du taux de besoin simultané (comme défini au chapitre III). Dans ce cas de figure on observe au minimum 27% de temps de fonctionnement en simultané (modes simultané et ECS simultané sur la Figure V.39), avec un serveur informatique dégageant 3 kW en continu, soit 30% maximum des besoins de rafraîchissement journaliers du bâtiment.



informatique



## V.3.3.3. <u>Alternance des modes chauffage et simultané</u>

Le coefficient de performance annuelle et la puissance électrique absorbée par la TFP couplée à un bâtiment de bureaux situé à Rennes sont présentés dans le Tableau V.3 et cela avec la prise en compte dans un premier temps de l'alternance entre modes chauffage et simultané lors de la saison de chauffage et dans un second temps sans prise en compte. Pour rappel, lorsque la TFP fonctionne en mode chauffage, la puissance de sous-refroidissement est stockée dans le ballon d'eau froide. Lorsque la température atteint 16°C dans le ballon, la TFP bascule en mode simultané jusqu'à une température de 10°C. Un gain significatif a été observé lors des essais expérimentaux sur plusieurs cycles chauffage-simultané. L'objet de ces simulations est de quantifier ce gain sur le COP tout au long de l'année.

L'alternance des modes chauffage sur air et simultané grâce au stockage d'énergie dans le ballon d'eau froide confirme nettement son avantage. Le gain évalué est de + 0,4 sur le COP saisonnier qui induit une économie d'énergie de 14%.

Tableau V.3 : Coefficients de	performance et consommations élec	triques avec et sans alternance

	Sans alternance	Avec alternance
COPS	2,54	2,92
Consommation électrique (kWh)	6231	5444

## V.3.3.4. Impact environnemental

Afin d'apprécier l'influence des deux solutions (TFP ou PAC carrier +PAC ECS) sur l'environnement, une comparaison des émissions de  $CO_2$  (TEWI) (voir paragraphe III.2.1. Contraintes en matière d'environnement et de sécurité) est réalisée suivant les hypothèses suivantes :

- Durée de vie de l'installation : 15 ans,
- Taux de fuite annuel : 3%,
- Taux de récupération de fluide frigorigène lors du démontage des deux machines : 75%,
- Ratio de rejet de  $CO_2$  dû à la production d'énergie électrique en France : 0,18 kg  $CO_2$ /kWh.

La charge en fluide frigorigène de la TFP au propane est de 4 kg. La PAC (RQ 017) Carrier fonctionne au R410A avec une charge de 6,4 kg. Les hypothèses de charge en fluide frigorigène du ballon thermodynamique autonome sont ajustées suivant le soutirage à 4 kg pour 600 l/jour et 6 kg pour 1200 l/jour. Le fluide frigorigène du ballon thermodynamique est le R134a.

La thermofrigopompe permet une réduction significative des émissions de  $CO_2$  par rapport à la combinaison des deux PAC. La réduction la plus importante est observée sur le site de Marseille avec -40%, suivie de Rennes avec -33% et enfin Strasbourg avec -22%. La réduction des émissions indirectes générées lors de l'exploitation correspondent au site avec le gain énergétique le plus élevé (Marseille dans notre cas). Néanmoins, la réduction de l'impact direct n'est pas négligeable puisque l'utilisation du propane permet de diviser les émissions directes de  $CO_2$  par 1500 par rapport à la solution avec les deux PAC. Cette diminution de l'impact direct est due aux caractéristiques thermodynamiques et environnementales du propane (GWP de 3 et masse volumique faible par rapport au HFC).



## V.4. Conclusion

Ce chapitre précise les hypothèses retenues pour la modélisation des composants de la TFP. Les résultats des modèles concordent avec les points d'essais avec une erreur globalement inférieure à 5%. De même, les performances obtenues à partir des modèles de chaque mode, constitués de l'assemblage des modèles de composants, concordent avec les performances enregistrées au laboratoire.

La partie production de la thermofrigopompe est découplée de la partie distribution des bâtiments par des ballons. La méthode de co-résolution numérique sous les environnements EES et TRNSYS est utilisée pour la simulation du couplage TFP-bâtiment. L'évolution des températures simulées dans les ballons concorde de manière générale avec l'évolution des températures observées lors des essais. Le choix d'un pas de temps de simulation plus fin induit des erreurs de convergence et un temps de simulation plus important. L'utilisation des modèles des machines frigorifiques sous forme d'interpolations linéaires permet la simulification de la méthode de simulation. Ainsi, un seul modèle global sous TRNSYS est utilisé pour la simulation des performances annuelles.

Le gain de la TFP par rapport à l'utilisation d'une PAC réversible et d'un ballon thermodynamique varie en fonction du climat et du type de bâtiment, résidentiel collectif ou bureaux. Un maximum d'écart de +0,5 sur le coefficient de performance saisonnier est observé pour un climat méditerranéen (Marseille) dans le cas du bâtiment résidentiel collectif en faveur de la TFP. Pour des climats froids (Strasbourg), aucune amélioration n'est enregistrée et cela à cause de l'utilisation importante de l'appoint électrique de chauffage lors de demandes en production d'ECS et d'un sous dimensionnement de la TFP. Pour le cas des bureaux, les performances sont sensiblement les mêmes malgré des performances instantanées de la PAC de référence bien supérieures à celles de la TFP. L'ajout d'une zone informatique qui nécessite une climatisation tout au long de l'année permet d'atteindre des COP annuels supérieurs à 4. Le gain en performance énergétique engendré par un usage important des séquences chauffage-simultané tout au long de l'année a été quantifié. Ce gain représente +0,4 sur le COP annuel. Avec ces simulations, on montre qu'une thermofrigopompe au propane est pour des bâtiments résidentiels neufs répondant aux exigences de la nouvelle réglementation thermique RT 2012, une solution intéressante. Enfin, on vérifie que le choix de cette solution de thermofrigopompe au propane dans le cas de bâtiments résidentiels induit une diminution significative des émissions de CO<sub>2</sub>, comparativement à une solution par PAC réversible.

Au vu des résultats, l'emploi d'une TFP semble plus approprié à un bâtiment résidentiel collectif avec de forts besoins en ECS et en rafraîchissement. Néanmoins, la piste des bureaux semble aussi intéressante dans le cas de zones nécessitant un fort besoin en rafraîchissement tout au long de l'année.

# Conclusion générale et perspectives du projet

Dans les bâtiments fortement isolés (conséquence de l'entrée en vigueur de la RT2012) tels qu'on les retrouve de plus en plus en Europe, le recours au rafraîchissement est parfois nécessaire afin d'éviter d'éventuelles surchauffes en mi-saison et en été. Parallèlement, les besoins en eau chaude sanitaire deviennent prépondérants, notamment dans les bâtiments à usage résidentiel, par rapport aux besoins de chauffage. Une thermofrigopompe (TFP), machine thermodynamique produisant simultanément de l'énergie frigorifique et calorifique, semble alors une solution intéressante.

Les essais complémentaires effectués sur le premier prototype de thermofrigopompe ont permis de mesurer les performances, en chambre climatique, selon des points normalisés. Chaque mode de fonctionnement (mode chauffage, mode équilibré et rafraîchissement) a été caractérisé. Des essais approfondis sur les innovations majeures du 1<sup>er</sup> prototype ont démontré les points suivants :

- Lors d'une prise en givre sévère des batteries à air, le dégivrage par thermosiphon diphasique ne permet pas de faire fondre le givre dans un laps de temps satisfaisant,
- Des problèmes de dimensionnement existent : le compresseur est mal adapté, les échangeurs sont sous-dimensionnés,
- Le système de gestion de la haute pression, basé sur une bouteille liquide placée en dérivation et un jeu d'électrovannes, entraine une dégradation des performances,
- Le fonctionnement par alternance de modes, mode chauffage avec stockage de l'énergie du sous-refroidissement puis passage en mode équilibré, permet de réaliser un gain significatif de performance. Ce fonctionnement a été retenu pour le second prototype mais en incluant une automatisation du procédé et une amélioration du dimensionnement du sous-refroidisseur.

La conception d'une pompe à chaleur dépend des propriétés du fluide frigorigène choisi. Ces substances sont le support de transfert de chaleur dans un cycle frigorifique de production de froid ou de chaud. Une étude bibliographique sur les pompes à chaleur utilisant des fluides naturels (dioxyde de carbone, ammoniac et hydrocarbures) a dressé un état des lieux des possibilités de construction d'un prototype de thermofrigopompe (TFP) avec un fluide naturel. L'analyse des travaux sur les pompes à chaleur et des composants pour fluides naturels a permis d'identifier le propane (R290) comme le fluide naturel le plus adapté pour une industrialisation à moyen terme. En effet, malgré des restrictions en termes de charge à cause de son inflammabilité, le R290 présente des avantages supplémentaires : disponibilité avérée du fluide frigorigène, pas de contrainte sur la publication d'articles scientifiques car l'utilisation de ce fluide n'est pas limitée par des brevets, des composants adaptés et disponibles sur le marché.

Les besoins en chauffage, rafraîchissement et eau chaude sanitaire de trois types de bâtiments situés dans différents climats sont obtenus par simulation sous TRNSYS. La nature du bâtiment ainsi que le climat influencent fortement le caractère simultané des besoins. Un indicateur de besoins simultanés (TBS) a été défini afin d'identifier le bâtiment le plus adapté à une solution de production simultanée. Avec le climat de Rennes, le bâtiment résidentiel collectif BBC, à un taux de besoins simultanés de 28% (30% dans un climat méditerranéen), semble le plus adapté à une solution de production simultanée de chaud et de froid.

Des modèles numériques de composants adaptés au R290 et au HFO R1234yf ont été construits à partir de données des fabricants. Ces modèles ont permis de construire deux modèles de TFP selon l'architecture du premier prototype. Le R1234yf, nouveau fluide synthétique de la famille des HFO, a été retenu pour l'étude comparative avec le R290 avec des performances environnementales assez proches du R290 (GWP de 4 pour le R1234yf et GWP de 3 pour le propane). De plus, ce fluide synthétique offre la possibilité d'utiliser des composants disponibles sur le marché et sans rupture technologique importante. L'étude comparative a permis d'identifier le propane comme étant le fluide qui présente les meilleures performances énergétiques et environnementales en terme de de TEWI.

Enfin, deux axes ont été identifiés à la suite de cette étude comparative pour aboutir à un prototype de thermofrigopompe industrialisable :

- Un travail sur l'architecture du cycle frigorifique permettra de réduire la charge en fluide frigorigène afin de respecter les restrictions de charge imposées aux fluides inflammables.
- Compte tenu de l'importance des besoins en ECS dans le bilan annuel des bâtiments résidentiels collectifs, un mode de fonctionnement adapté à la production d'eau chaude sanitaire sera inclus dans le second prototype.

Un travail sur l'architecture du cycle frigorifique a été nécessaire afin de répondre aux impératifs de simplification et de réduction de la charge de propane. Cette nouvelle architecture nécessite deux électrovannes 4-voies et inclut un mode adapté à la production d'eau chaude sanitaire. Le nouveau prototype de TFP fonctionne suivant les trois modes du 1<sup>er</sup> prototype et produit également l'eau chaude sanitaire selon deux modes : le mode ECS seul ou le mode ECS simultané intégrant une fonction rafraîchissement. Lors d'un changement de mode, la charge de fluide frigorigène présente dans les composants non utilisés est toujours récupérée. Le système de régulation de la haute pression a été abandonné et remplacé par une bouteille liquide à l'entrée du sous-refroidisseur. En mode chauffage, l'énergie de sous-refroidissement est stockée dans le ballon d'eau froide pour fonctionner ensuite en mode simultané.

Une méthode de dimensionnement de la TFP selon la nouvelle architecture a été élaborée. La sélection du condenseur chauffage et de l'évaporateur est réalisée en mode simultané (puissance calorifique maximum échangée en ce mode). L'évaporateur à air ainsi que le sous-refroidisseur sont sélectionnés en mode chauffage/air. Le condenseur de production d'eau chaude sanitaire est sélectionné pour une production d'eau à 60°C. Enfin, le choix des composants en mode rafraîchissement est fonction des 3 modes précédents. Une bouteille liquide est placée en sortie des condenseurs à plaques et du condenseur à air (lors d'un fonctionnement en mode rafraîchissement). Enfin, pour vérifier les performances, d'autres tests ont été menés sur le deuxième prototype. Les essais ont démontré les résultats suivants :

- Le fonctionnement sans système de haute pression est possible et cela juste en utilisant une bouteille liquide en sortie du sous-refroidisseur et en améliorant le dimensionnement des échangeurs,
- La faisabilité de l'utilisation de deux vannes 4-voies, notamment la vanne 4-voies sur la ligne liquide,
- La récupération de la charge en propane lors des changements de modes qui permet un fonctionnement pour tous les modes avec une charge limitée égale à 4 kg (une charge plus faible est envisageable avec une architecture compacte),
- L'intérêt du basculement en mode simultané lors du fonctionnement en mode chauffage avec un gain en performance non négligeable.

Cependant plusieurs points ont été identifiés comme pistes d'amélioration :

- La sélection d'un compresseur optimisé pour les régimes de haute pression et basse pression des PAC: le compresseur à piston semi-hermétique utilisé sur notre prototype est optimisé pour des applications de réfrigération.
- La réduction des pertes de charge sur la ligne d'aspiration du compresseur : en travaillant sur une disposition plus compacte des composants et une réduction des singularités.
- La réduction de la consommation des auxiliaires : en diminuant les singularités sur le circuit hydraulique et en incluant des pompes à haute efficacité énergétique (vitesse de rotation asservie et moteurs électriques à aimants permanents).

Les résultats de la campagne d'essais de performances du 2<sup>ème</sup> prototype ont permis de calibrer les modèles de composants et de machines frigorifiques pour chaque mode de fonctionnement. Un bâtiment résidentiel collectif et un immeuble de bureaux ont été choisis dans l'étude comparative, ceci afin d'évaluer l'influence de la nature des besoins sur les performances de la TFP. Les performances annuelles simulées par la méthode de co-résolution (EES-TRNSYS) de la TFP sont comparées à une solution référence qui combine une PAC air/eau réversible pour le chauffage, le rafraîchissement et un ballon thermodynamique pour l'ECS.

Les résultats des simulations montrent que la TFP délivre de meilleures performances saisonnières que la solution de référence et semble plus adaptée pour un bâtiment résidentiel collectif. Néanmoins, le positionnement de la thermofrigopompe dans un marché dominé par le gaz naturel pour le chauffage semble risqué. En revanche, pour le secteur des bureaux où une grande variété de systèmes thermodynamiques est déjà utilisée, la TFP apparaît comme un système bien adapté. Ces bâtiments nécessitent un confort optimal l'été (recours au rafraîchissement des locaux). De plus, les résultats des simulations ont démontré que la piste des bureaux est intéressante dans le cas de zones nécessitant un fort besoin en rafraîchissement tout au long de l'année. Ainsi, on pourra s'inscrire dans la tendance actuelle du marché du petit tertiaire avec des solutions multifonctions: pour le chauffage, refroidissement et la production d'eau chaude sanitaire

Enfin, un brevet portant sur la nouvelle architecture a été déposé (numéro de dépôt du brevet 1357482). Cela s'inscrit dans les perspectives de l'étude qui sont :

- Rechercher des partenaires industriels pour une cession de licence et une commercialisation du produit,
- Installer la TFP dans un bâtiment afin de quantifier les performances in situ et optimiser la régulation de la machine.

## Références

- [ADE 2005] ADEM, Stratégie utilisation rationnelle de l'énergie : les bâtiments, Version Juin 2005.
- [AIC 1991] AICVF, *Guide de l'eau chaude sanitaire dans les bâtiments résidentiels et tertiaires*, conception et calcul des Installations, 1991.
- [AIC 2000] AICVF : Association des ingénieurs en climatique, ventilation et froid, *Volume 6, bâtiments non résidentiels*, Juillet 2000.
- [AMM 2011] Ammoniac, Air liquide, Encyclopédie des gaz : http://encyclopedia.airliquide.com/
- [ANN 2012] Annexe à L'arrêté Portant Approbation De La Méthode De Calcul Th-BCE 2012
- [APO 2008] Apostol V., Popescu G., Pop H., Feidt M., Popescu T., *Thermodynamic analysis of new eco-refrigerants ammonia and dimethylether blends*, TERMOTEHNICA ,2008
- [ASH 1997] ASHRAE, *ASHRAE Handbook Fundamentals (SI Edition)*, Edition of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Chapter 18, 1997
- [ASS 2011] Association française pour les pompes à chaleur /Pac et Clim'Info, *la climatisation les pompes à chaleur : les chiffres du marché français de janvier à décembre 2010*, Février 2011
- [BAN 1998] Bansal P. K. and Purkayastha B., *An NTU- model for alternative refrigerant*, Int J. Refrig. Vol. 21, No. 5, pp. 381–397, 1998
- [BLA 2010] Bladin D., Modélisation et validation expérimentale de nouveaux concepts de ballons solaire à forte stratification, INSA Lyon, 2010.
- [BON 2010] Bonjour J., Lefèvre F., Sartre V., Bertin Y., Romestant C., Ayel V., Platel V., *Systèmes diphasiques de contrôle thermique : Thermosiphons et caloducs*, Technique d'ingénieur, 2010
- [BOU 2009] Bouziane A., Amélioration de l'efficacité des machines frigorifiques au CO<sub>2</sub> à l'aide d'un éjecteur, UMBB/Ecole des mines de Nantes, 2009
- [BRA 1996] Braud P., *Eau chaude sanitaire,* Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique, 1996.
- [BRO 2010] Brown J.S., Zilio C., Cavallini A., *Thermodynamic properties of eight fluorinated olefins*, International journal of refrigeration, Volume 33, pp. 235-241, 2010
- [BYR 2009] Byrne P., *Etude expérimentale et simulée d'une thermofrigopompe de petite à moyenne puissance à équilibrage sur air*, INSA de Rennes, 2009
- [BYR 2011a] Byrne P., Miriel J., Lénat Y.: *Experimental study of a heat pump for simultaneous heating and cooling –Part 1: Basic concepts and performance verification*, Applied Energy, Volume 88, pp. 1841-1847, 2011
- [BYR 2012] Byrne P., Miriel J., Lénat Y., *Modelling and simul ation of a heat pump for simultaneous heating and cooling*. Building Simulation: An International Journal, Volume 5, pp. 219–232, 2012
- [BYRG 2013] Byrne P., Ghoubali R., Miriel J, *Scroll compressor modelling for heat pumps using hydrocarbons as refrigerants*, accepted for publication in International Journal of Refrigeration, 2013.
- [Byrne 2011b] Byrne P., Miriel J, et Lénat Y., Experimental Study Of An Air-Source Heat Pump For Simultaneous Heating And Cooling – Part 2: Dynamic Behaviour And Two-Phase Thermosiphon Defrosting Technique, Applied Energy,: volume 88, 3072-3078,2011.

- [BYRP 2009] Byrne P., Miriel J., Lénat Y., *Design and Simulation of a Heat Pump for Simultaneous Heating and Cooling using HFC or CO2 as a Working Fluid*, International journal of refrigeration, Vol. 32, pp. 1711-1723, 2009
- [CAB 2007] Cabello R., Sanchez D., Llopis R., Torrella E., *Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO*<sub>2</sub> *refrigerating plant working in transcritical conditions*, Applied thermal engineering, Volume 28, pp. 1596-1604,2008
- [CAR 2010] Cardonnel C., *Au rythme de la RT2012*, Chaud froid performance N°737 Septembre 2010
- [CEC 2005] Cecchinato L., Corradi M., Fornasieri E., Zamboni L., *Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: A comparison with the traditional solution*, International journal of refrigeration, Volume 28, pp.1250-1258, 2005
- [CHA 2000] Chang Y.S., Kim M.S., Ro S.T, *Performance and heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in a heat pump system*, International Journal of Refrigeration, Volume 23, pp. 232-242, 2000
- [CHEN 2013] Chen X., Omer S., Worall M., Riffat S., Recent developments in ejector refrigeration technologies, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 19, pp. 629–651, March 2013.
- [CHU 2010] Chua K. J., Chou S.K., Yang W. M., Advances in heat pump systems : A review, Applied energy, Volume 87, pp. 3611-3624,2010
- [CLA 1995] Claret J.C, *.Retour d'expérience L'ammoniac et la refrigeration,* SEI / BARPI ED0389 Février 1995
- [COM 2012] Comprendre la réglementation thermique 2012, <u>http://www.plan-batiment.legrenelle-environnement.fr</u>, 2012
- [COR 2002] Corberan J.M., Développement D'une Pompe à Chaleur Performante Utilisant Le Propane Comme Réfrigérant, INTERCLIMA 2002, Paris 2002.
- [COR 2008] Corberan J.M., Segurado J., Colbourne D., Gonzalvez J., *Review of standards for the use of hydrocarbon refrigerants in A/C, heat pump and refrigeration equipement*, International journal of refrigeration, Volume 31, pp.748–756, 2008
- [CORJ 2008] Corberan J. M., Martinez I. O., Gonzalvez J, *Charge optimisation study of a reversible water-to-water propane heat pump* International Journal of Refrigeration, Volume 31, pp. 716–726, 2008
- [COU 2011] Coulomb D., *Cancun après Copenhague*, Revue Générale du Froid et Conditionnement d'air, No.1110, pp. 26-27, janvier-février 2011
- [DAL 2010] Dalang F., Le HFO-1234yf dans l'environnement, Néo 21,2010.
- [DIO 2011] Dioxyde de carbone, Air liquide, Encyclopédie des gaz :, <u>http://encyclopedia.airliquide.com/</u>
- [DUC 2010] Ducoulombier M., *Ebullition convective du dioxyde de carbone-étude expérimentale en micro-canal*, INSA Lyon, 2010
- [EME 2007] <u>emersonclimate.eu</u>, *Efficacité énergétique des applications subcritiques Compresseurs scroll au CO2 Copeland*, 2007
- [ENR 2012] www.energyplus.gov
- [EUR 2011] Eurammon ,http://www.eurammon.com/englisch/html/index.html
- [FAT 2011] Fatouh M., Elgendy E., *Experimental investigation of a vapor compression heat pump used for cooling and heating applications*, Energy 1-8,2011

- [FER 2004] Fernando P., Palm B., Lundqvist P., Granryd E, *Propane heat pump with low refrigerant charge: design and laboratory tests*, International Journal of Refrigeration, Volume 27, pp. 761–773, 2004
- [FIN 2005] Final Report : *Innovation in Small Capacity Ammonia Refrigeration Plants*, Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH (D) -Danish Technological Institute,2005
- [FRI 2011] Frigopol <u>http://www.frigopol.com/</u>
- [GHO 1987] Ghosh S., Devotta S., Patwardhan V. S., *The Economics Of Heat Pump Systems For Simultaneous Heating And Cooling*, Pergamon Journals Ltd, 1987
- [GIO 2010] Giovanni A.L., *Heat transfe rand pressure drop during hydrocarbon refrigerant condensation inside a brazed plate heat exchanger*, Int J. Refrig. Vol. 33, pp.944–953, 2010
- [GONG 2008] Guangcai Gong, Wei Zeng, Liping Wang, Chih Wub, A new heat recovery technique for air-conditioning/heat-pump system, Applied Thermal Engineering 28, 2360–2370, 2008
- [GONG 2012] Guangcai G., Chen F., Su H., Zhou J., *Thermodynamic simulation of condensation heat recovery characteristics of a single stage centrifugal chiller in a hotel*, Applied Energy 91 326–333, 2012
- [GRA 2001] Granryd E., *Hydrocarbons as refrigerants-an overview* International journal of refrigeration, Volume 24, pp.15–24, 2001
- [GRE 2012] Grenelle de l'environnement 2012, *Retour d'expérience dans les bâtiments basse consommation et risques de non qualité*, Juin 2012
- [GUI 1999] Guilpart J., *Évaluation des risques lies aux fluides frigorigènes naturels*, Techniques de l'Ingénieur Traité Génie énergétique, 1999
- [GUI 2001] Guidelines for the use of Hydrocarbon Refrigerants in Static Refrigeration and Air Conditioning Systems, Air Conditioning and Refrigeration Industry Board ISBN 1872719139139, pp.3, 2001
- [HAB 2007] Haberschill P., Guitari I., Lallemand A., *Comportement Dynamique d'une Pompe à Chaleur au CO2 en Cycles Sous Critique et Transcritique*, International journal of refrigeration, Volume 30, pp. 732-743, 2007
- [HWA 1998] Hwang Y., Radermacher R., *Theoretical evaluation of carbon dioxide refrigeration cycle*, International journal of HVAC&R, Volume 4,pp 245-264,1998
- [INI 2010] Initiation aux pompes à chaleur : Compresseurs, CETIAT, 2010
- [JAR 1999] Jargot P, *Langages de programmation pour API. Norme IEC 1131-3*, Techniques de l'Ingénieur, traité Informatique industrielle, 1999.
- [KAU 1999] Kauf F., Determination of the optimum high pressure for transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycles, International journal of thermal sciences, Volume 38, pp. 325-330, 1999
- [KIM 2004] Kim M. H., Petersen J., Bullard C. W., Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems, Progrees in energy and combustion science, Volume 30, pp.119–174, 2004
- [KMD 2010] Kinab E., Marchio D., Rivière P., Zoughaib A., *Reversible heat pump model for* seasonal performance optimization Review Article Energy and Buildings, Volume 42, Pages 2269-2280, 2010
- [LAT 2006] LATAOUI Z., Contribution à l'étude des transferts thermiques au sein des caloducs rainurés: Identification de la position du front d'assèchement, Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, 2006

- [LEC 1982] Lecrivain E., Laroche G. et Vallot A., *La production sirnultanee d'eau glacee et d'eau chaude 95°C par une thermofrigopompe d'une laiterie,* Revue Internationale du Froid, 1982.
- [LIA 2000] Lia S. M., Zhao T. S., Jakobsan A., *A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles*, Applied thermal engineering, Vol. 20, p.831-841,2000.
- [LOR 1990] Lorentzen G., Transcritical vapour compression device, Patent WO 90/07683, 1990.
- [LOR 1994] Lorentzen G., *Revival of carbon dioxide as a refrigerant,* International journal of refrigeration, Volume 17, pp.292–301, 1994
- [LOR 1995] Lorentzen G., *The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament,* International journal of refrigeration, Volume 18, pp. 190-197, 1995
- [MAD 2007] Madani H., Claesson J., Lundqvist P., *Capacity control in ground source heat pump* systems: Part I: modeling and simulation, Vol. 34, pp. 1338-1347, 2011
- [MEU 2010] Meunier F., Rivet P., Terrier M.F., Froid industriel, DUNOD, pp.66, 2010
- [MIN 2011] Minetto S., *Theoretical and experimental analysis of a CO<sub>2</sub> heat pump for domestic hot water*, International journal of refrigeration, Volume 34, pp. 742-751, 2011
- [MINE 2011] Ministère de l'Écologie, du Développement durable, des Transports et du Logement, *Réglementation thermique 2012 : un saut énergétique pour les bâtiments neufs*, Avril 2011.
- [NAT 2009] Natural Refrigerant Co<sub>2</sub>, Walter Reulens, ISBN 9789081346733, 2009
- [NAV 2007] Naveteur J., Bruss C., *Chauffage et Rafraîchissement de la CAF de Lyon : une Réussite Exemplaire !*, Revue Générale du Froid & du Conditionnement d'Air, No. 1079, pp. 23-26, décembre 2007
- [NEK 1998] Neksa P., Reksad H., Zekeri G.R., Schiefloe P. A., *CO*<sub>2</sub> heat pump water heater : charcateristics, system design and experimental results,. International journal of refrigeration, Volume 21, pp. 172-179, 1998
- [NF 2011] NF EN 16147, Essais et exigences pour le marquage des appareils pour eau chaude sanitaire, Mars 2011
- [NFE 2004] NF EN 14511-3., *Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération. Partie 3 : Méthodes d'essai,* AFNOR, 2004
- [NOR 2012] Norme européenne EN 378-1:2008 ; *Exigences de sécurité et d'environnement-Partie* 1 : *Exigences de base, définitions, classification et critères de choix*, AFNOR, pp.18, 2008
- [PAL 2008] Palm B., *Ammonia in low capacity refrigeration and heat pump systems*, International journal of refrigeration, Volume 31, pp.709-715, 2008
- [PAL 2010] Palm B., *Mise en œuvre de systèmes de faible puissance à l'ammoniac*, Revue Générale du Froid et Conditionnement d'air,N°1108,pp.27-36, novembre 2010.
- [PALH 2008] Palm B., *Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems – A review*, International journal of refrigeration, Volume 31, pp.552–563, 2008
- [PAR 2008] Park K.J., Shim Y. B., Jung D., *Performance of R433A for replacing HCFC22 used in residential air-conditioners and heat pumps*, Applied Energy, Volume 85,pp.896–900, 2008
- [PAR 2009] Park K.J., Dongsoo J., *Performance of heat pumps charged with R170/R290 mixture*, Applied Energy, Volume 86, pp. 2598–2603, 2009

- [PEA 2007] Pearson A., L'allongement de la durée de vie des systèmes frigorifiques à ammoniac : Partie II, IIF/IIR, Bulletin 2007-4
- [PEA 2008] Pearson A., *Review- Refrigeration with ammonia*, International journal of refrigeration, Volume 31, pp.545-551, 2008
- [PRI 2007] Pridasawas W., Lundqvist P., A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejectorrefrigeration system with iso-butane as a refrigerant, International Journal of Refrigeration, Vol. 5, pp. 840–850, 2007
- [PROP 2011] Propane, Air liquide, Encyclopédie des gaz : <u>http://encyclopedia.airliquide.com/</u>
- [REC 1996] Recknagel H., Sprenger E., Schramek E.-R., *Recknagel, Manuel Pratique du Génie Climatique : Chauffage et Production d'eau chaude sanitaire,* PYC Edition, pp. 222, 1996
- [REG 2013] Réglementation F-Gaz, www.afce.asso.fr/projets/download/download-3
- [REGA 2013] Régles de l'art grenelle environnement, *Conception et dimensionnement des volumes tampons*, AQC, Février 2013.
- [RIE 2010] Riederer P., Partenay V., *Méthodologie De Suivi Des Performances De Pompes A Chaleur. CSTB*, 2010.
- [RIG 1995] Rigot G., Prédiction de la charge en fluide frigorigène des échangeurs frigorigènes fonctionnant en régime diphasique et établi, 19th International Congress of Refrigeration. Volume III, 1995
- [RPF 2013] La revue pratique du froid, *Dossier climatisation : la climatisation des bâtiments tertiaires encadrée*, Mars 2013.
- [SAN 2011] SANYO CO<sub>2</sub> rotary 2 stage compression compressors <u>http://jp.sanyo.com/comp-unit/english/co2/about.html</u>
- [SAR 2004] Sarkar J., Bhattacharyya S., Gopal M. R., *Simulation of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications*, International journal of refrigeration, Volume 27, pp. 830-838, 2004
- [SAR 2010] Sarkar J., Bhattacharyya S., Gopal M. R., *Performance of a Transcritical CO2 heat pump for simultaneous Water cooling and Heating*, International Journal of Engineering and Applied Sciences 6,2010
- [SCE 2011] Scénario négaWatt 2011, Association négaWatt, 2011
- [SEL 2013] Select 7, Selection software, Emerson Climate Technologies, 2013.
- [SHE 2011] Sustainable Heat and Energy Research for Heat Pump Applications, <u>http://sherhpa.fiz-karlsruhe.de/</u>
- [SKA 1998] Skaugen G., Svensson M. C., *Dynamic modeling and simulation of Trans Critical CO*<sub>2</sub> *Heat pump Unit*. IIF-IIR -Oslo Norway, 1998.
- [SSP 2013] SSP G7, SWEP International AB, 2013
- [STA 2007] Stabat P., Subtask 1: Analysis of building heating and cooling demands, IEA Annex 48, 2007.
- [STA 2013] <u>http://www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr/</u>
- [STE 2005] Stene J., *Residential CO2 heat pump system for combined space heating and hot water heating*, International journal of refrigeration, Volume 28, pp.1259-1265, 2005
- [TOU 1999] Toublanc C., Les perspectives du dioxyde de carbone comme fluide frigorigène, CNAM Paris, pp. 16, 2002

- [VDI 2010] Verlag Berlin Heidelberg, VDI Heat Atlas, 2010
- [YAN 2010] YANG J. L., Ma Y.T., Li M.X., Hua J., *Modeling and simulating the transcritical CO*<sub>2</sub> *heat pump system*, Energy ,Volume 35, pp. 4812-4818, 2010
- [YOK 2010] Yokoyama R., Wakui T., Kamakari J., Takemura K. , *Performance analysis of a CO*<sub>2</sub> heat pump water heating system under a daily change in a standardized demand , Energy, Volume 35, 718–728, 2010
- [YUJ 2009] Yu J., Xu Z., Tian G., *A thermodynamic analysis of a transcritical cycle with refrigerant mixture R32/R290 for a small heat pump water heater*, Energy and Buildings, Volume 42, pp.2431-2436, 2010
## Nomenclature

abs	Valeur absolue	
BBC	Bâtiment basse consommation	
BP	Basse pression	(bar)
С	Débit de capacité calorifique	$(J.s^{-1}.K^{-1})$
CAR	Clapet anti-retour	
CCH	Consigne eau chaude	
CECS	Consigne eau chaude sanitaire	
COP	Coefficient de performance	
COP_TFP	Coefficient de performance en mode simultané	
COPS	Coefficient de performance saisonnier	
Ср	Chaleur spécifique	$(J.kg^{-1}.K^{-1})$
CRAF	Consigne eau froide	
CSR	Consigne basculement	
DIFCH	Différentiel thermostat chauffage	
DIFECS	Différentiel thermostat ECS	
DIFRAF	Différentiel thermostat rafraîchissement	
DIFSR	Différentiel thermostat sous-refroidisseur	
DTLM	Moyenne logarithmique de l'écart de température	(K)
e	épaisseur	(m)
ECS	Eau chaude sanitaire	
EER	Efficacité énergétique de refroidissement	
EES	Engineering Equation Solver	
Evap	Evaporateur	
F	Facteur de correction	
h	Enthalpie	$(J.kg^{-1})$
hc	Coefficient d'échange par convection	$(W.m^{-2}.K^{-1})$
HEXP	Echangeur à plaques	× /
HP	Haute pression	(bar)
'n	Débit massique	$(kg.s^{-1})$
NUT	Nombre d'unité de transfert	
Р	Pression	(bar)
P1	Prototype TFP au R407C	
P2	Prototype TFP au R290	
P <sub>elec</sub>	Puissance électrique	(W)
Puiss	Puissance	(W)
Ò	Puissance thermique	(W)
E DT	Déclementation thermique	$(\mathbf{w})$
KI C	Surface d'écharge	(
S	Surface d'échange	(m-)
SDGIV	Seuil debui degivrage	
SFDGIV	Seun nin de degivrage	$(\mathbf{V})$
SK	Sous-refroidisseur	(K) (V)
Sur	Surchauffe	$(\mathbf{K})$
		$(\mathbf{C})$
	I nermoirigopompe	$(\mathbf{W}_{m}^{-2} \mathbf{V}^{-1})$
	Vorne guetre voieg	(w.m.)
v4v Vol	value quate voies	$(m^{3})$
	Volume Humiditá rolativo	(11)
ПК	numune relative	(70)

## Lettres grecques

Δ	différentiel rendement	
	taux de compression	
ρ	masse volumique	$(kg.m^{-3})$
	efficacité	
λ	conductivité thermique	$(W.m^{-1}.K^{-1})$
γ	coefficient polytropique	

# Indices / Exposants

a	air
ail	ailette
asp	aspiration
b	balayé
bar abs	pression absolue
barG	pression relative
bEF	eau ballon eau froide
c	chaud
cd	condensation
cond	conduction
cross	crosse
cs	consigne
e	entrée
ec	eau chaude
ecs	eau chaude sanitaire
ee	entrée d'eau
ef	eau froide
EF	énergie finale
elec	électrique
EP	énergie primaire
es	sortie d'eau
ev	évaporation
ex	extérieur
EXP	expérience
f	froid
ff	fluide frigorigène
g	global
int	intérieur
is	isentropique
mec	mécanique
MOD	modélisation
р	plaque
r	rosée
ref	refoulement
S	sortie
SC	source chaude
sCD	eau sortie condenseur
SEF	sortie eau froide
SO	source
sr	sous-refroidisseur
th	thermodynamique
vol	volumétrique

## Annexes

- Annexe I.1 : Organes du circuit frigorigène et circuit hydraulique
- Annexe II.1 : Courbes de performance des pompes
- Annexe II.2 : Tableau détaillé de l'instrumentation
- Annexe II.3 : Etat à l'entrée /sortie de chaque élément
- Annexe II.4 : Valeurs des consignes
- Annexe III.1: Corrélations
- Annexe IV.1 : Caractéristiques du compresseur
- Annexe IV.2 : Caractéristiques des échangeurs à plaques
- Annexe IV.3 : Plan de l'échangeur d'équilibrage sur air
- Annexe IV.4 : Calcul de la charge en fluide frigorigène
- Annexe IV.5 : Courbes caractéristiques des auxiliaires
- Annexe IV.6 : Calcul de la puissance absorbée par les pompes de circulation (norme EN14511)
- Annexe IV.7 : Résultats d'essais de mesure des performances

## Annexe I.1 : Organes du circuit frigorifique et circuit hydraulique

Le groupe frigorifique de la TFP comprend :

- 1. un compresseur : Scroll et de marque Copeland (référence ZB38KCE-TFD).
- 2. un condenseur, évaporateur et sous-refroidisseur à eau : Echangeurs à plaques brasées de marque Alpha Laval.
- 3. l'échangeur d'équilibrage sur air construit par l'entreprise Morgana constitué de deux batteries.
- 4. quatre électrovannes de marque Danfoss : trois sur ligne liquide et une en amont du condenseur à air.
- 5. trois détendeurs : un détendeur à l'entrée de l'évaporateur à plaque et deux détendeurs à l'entrée de l'évaporateur à air de marque Danfoss.
- 6. trois vannes manuelles pour isoler les différentes parties du circuit.
- 7. une vanne de charge en fluide frigorigène sur la ligne liquide et une vanne de charge d'huile au niveau du compresseur.
- 8. deux clapets anti retour sur la ligne liquide et deux clapet anti retour en refoulement compresseur et au picage vers la bouteille liquide.
- 9. deux électrovannes sur le système de contrôle de la haute pression et une électrovanne de dégivrage par gaz chaud.
- 10. une bouteille anti coup liquide.
- 11. deux électrovannes en bas de la bouteille anti-coup liquide pour l'évacuation d'une quantité trop importante de liquide vers l'évaporateur.
- 12. un filtre deshydrateur et un voyant liquide.
- 13. une électrovanne pour le retour d'huile.
- 14. l'armoire électrique qui comprend les organes électriques de l'installation qui sont commandés par un automate Télémécanique TSX Micro 3721.
- 15. deux ventilateurs.

Le circuit hydraulique qui est constitué de :

- 1. deux ballons de 300 litres.
- 2. une pompe d'eau chaude qui assure la circulation entre le ballon d'eau chaude et le condenseur à eau.
- 3. une pompe d'eau froide qui assure l'alimentation de l'évaporateur à partir du ballon d'eau froide en fonctionnement rafraîchissement. Le sous-refroidisseur est connecté en parallèle et alimenté par la même pompe en fonction de l'ouverture et fermeture de l'électrovanne.
- 4. une vanne à boisseau à l'entrée du sous-refroidisseur.



Annexe II.1 : Courbes de performance des pompes

Annexe II.2	: Tableau	détaillé	de l'instrumentation
-------------	-----------	----------	----------------------

Capteur		précision	Туре	Unités
Basse pression (aspiration compresseur)	BP	0,5%	Manomètre électronique	bar
Haute pression (refoulement compresseur)		0,5%	Manomètre électronique	bar
Pression bouteille liquide	PBL	0,5%	Manomètre électronique	bar
Pression ligne liquide	PL	0,5%	Manomètre électronique	bar
Humidité relative entrée batterie d'air 1	HR1	+/- 3	Hygromètre capacitif	% H relative
Humidité relatives sortie batterie d'air 2	HR2	+/- 3	Hygromètre capacitif	% H relative
Température refoulement compresseur	K01	+/- 1,5	Thermocouple type K	°C
Température fluide sortie ss refroidisseur	K02	+/- 1,5	Thermocouple type K	°C
Température fluide sortie condenseur (entrée ss ref)	K03	+/- 1,5	Thermocouple type K	°C
Température fluide entrée condenseur (sortie Evap A)	K04	+/- 1,5	Thermocouple type K	°C
Température fluide entrée condenseur à air	K05	+/- 1,5	Thermocouple type K	°C
Température fluide entrée évaporateur à air A	K06	+/- 1,5	Thermocouple type K	°C
Température fluide entrée évaporateur à air B	K07	+/- 1,5	Thermocouple type K	°C
Température fluide sortie évaporateur à air (sortie Evap B)	K08	+/- 1,5	Thermocouple type K	°C
Température fluide sortie évaporateur	K09	+/- 1,5	Thermocouple type K	°C
Température fluide entrée évaporateur	K10	+/- 1,5	Thermocouple type K	°C
Température aspiration compresseur	K11	+/- 1,5	Thermocouple type K	°C
Température fluide sortie condenseur à air	K12	+/- 1,5	Thermocouple type K	°C
Température haut bouteille	K13	+/- 1,5	Thermocouple type K	°C
Température bas de bouteille	K14	+/- 1,5	Thermocouple type K	°C
Température ligne liquide	K15	+/- 1,5	Thermocouple type K	°C
Température entrée batterie 1 d'air A	PTA1	+/- 0,1	PT100	°C
Température entrée batterie 1 d'air B	PTA2	+/- 0,1	PT100	°C
Température entrée batterie 2 d'air A	PTB1	+/- 0,1	PT100	°C
Température entrée batterie 2 d'air B	PTB2	+/- 0,1	PT100	°C
Température sortie ventilateurs 1	PTS1	+/- 0,1	PT100	°C
Température sortie ventilateurs 2	PTS2	+/- 0,1	PT100	°C
Température entrée eau condenseur	PTC1	+/- 0,1	PT100	°C
Température sortie eau condenseur	PTC2	+/- 0,1	PT100	°C
Température entrée eau froide	PTF1	+/- 0,1	PT100	°C
Température sortie eau froide	PTF2	+/- 0,1	PT100	°C
Débit d'eau boucle eau chaude	Qc	0,005	Débitmètre électromagnétique	m <sup>3</sup> /h
Débit d'eau boucle eau froide	Qf	0,005	Débitmètre Ultrason	m <sup>3</sup> /h
Puissance absorbée	Р	+/- 0,5 %	Wattmètre de précision	Kilowatt
Tension	Ι	+/- 0,5 %	Wattmètre de précision	Volt
Intensité	V	+/- 0,2 %	Wattmètre de précision	Ampère

# Annexe II.3 : Etat à l'entrée /sortie de chaque élément

	Température à l'aspiration (°C)	3,2		Température d'entrée (°C)	66,5
Température à l'aspiration (°C)3,2Température au refoulement (°C)66,52Pression au refoulement (bar abs)16,44Pression à l'aspiration (bar abs)4,0Rapport de compression5,10Surchauffe à l'aspiration (K)6,7Puissance absorbée par le compresseur (kW)3,44Température entrée Batterie A (°C)-2,5Température entrée Batterie B (°C)-2,7Température sortie Batterie B (°C)0,7Différence de température (K)3,2Température sortie Batterie B (°C)0,7Différence de température (K)3,2Pression entrée (bar abs)4,98Pression sortie (bar abs)4,98Pression sortie (bar abs)4,65Surchauffe sortie évaporateur (K)0,14		Température à la sortie (°C)	29,7		
seu	Pression au refoulement (bar abs)	16,44		Différence de température (K)	36,8
ores	Pression à l'aspiration (bar abs)	4,0		Température entrée eau (°C)	30,7
oml	Rapport de compression	5,10	eur	Température <sup>°</sup> sortie eau (°C)	35,4
C	Surchauffe à l'aspiration (K)	6,7	ense	Débit d'eau (m <sup>3</sup> /h)	2,44
	Puissance absorbée par le compresseur (kW)	3,44	ond	Pression d'entrée (bar abs)	16,44
	Température entrée Batterie A (°C)	-2,5	Ū	Pression à la sortie (bar abs)	16,43
Température entrée Batterie B (°C)-2,7Température sortie Batterie A (°C)0,7PTempérature sortie Batterie B (°C)0,7DébiDifférence de température (K)3,2Température entrée moyenne d'air (°C)7,6Température sortie moyenne d'air (°C)5,6Différence	Température entrée Batterie B (°C)			Sous-refroidissement sortie condenseur (K)	7,1
	Température sortie Batterie A (°C)	0,7		Puissance calorifique (kW)	13,28
	Température sortie Batterie B (°C)	0,7		Débit de fluide frigorigène (kg/s)	0,06
	Température à l'entrée (°C)	29,7			
	Température entrée moyenne d'air (°C)	7,6	7,6	Température à la sortie (°C)	23,4
orat	Température sortie moyenne d'air (°C)	5,6	eur	Différence de température (K)	6,3
apc	Pression entrée (bar abs)	4,98	liss	Pression à la sortie (bar abs)	16,42
E	Pression sortie (bar abs)		roid	Température d'entrée eau (°C)	23,1
	Surchauffe sortie évaporateur (K)	0,14	s ref	Température de sortie eau (°C)	25,2
			Š	Débit eau (m <sup>3</sup> /h)	0,26
	Titre entrée évaporateur			Sous-refroidissement (ligne liquide)	12,8
				Puissance de sous-refroidissement	
				(kW)	0,53

# Mode chauffage

Bilan						
Puissance totale absorbée (kW) avec auxiliaires	Débit calculé (kg/s)	Débit select (kg/s)	Erreur			
4,69	0,06	0,06	5,6%			

	Température à l'aspiration (°C)	7,8
eur	Température au refoulement (°C)	71,5
ress	Puissance absorbée par le compresseur (kW)	3,53
Idu	Pression au refoulement (bar abs)	17,00
C	Pression à l'aspiration (bar abs)	4,50
	Surchauffe à l'aspiration (K)	8,1
	Température d'entrée (°C)	71,5
	Température à la sortie (°C)	29,5
•	Pression d'entrée (bar abs)	17,00
seul	Pression à la sortie (bar abs)	17,00
den	Sous-refroidissement (K)	9,0
OU	Puissance calorifique (kW)	16,29
	Température entrée eau (°C)	30
	Température sortie eau (°C)	35
	Débit d'eau (m <sup>3</sup> /h)	2,6
	Température d'entrée (°C)	-2,6
	Température à la sortie (°C)	7,0
-	Pression d'entrée (bar abs)	4,95
iteu	Pression à la sortie (bar abs)	4,85
00ra	Température entrée eau (°C)	12
var	Température sortie eau (°C)	7
H	Débit d'eau (m <sup>3</sup> /h)	2,03
	Surchauffe sortie évaporateur (K)	7,3
	Puissance frigorifique (kW)	12,50

# Mode équilibré

Bilan							
Puissance totale absorbée (kW)	Débit calculé (kg/s)	Débit select (kg/s)	Erreur	Bilan totale W			
4,08	0,08	0,07	7,2%	-248,74			

	Température à l'aspiration (°C)	9,5
IL	Température au refoulement (°C)	82,4
sser	Pression au refoulement (bar abs)	19,7
pre	Pression à l'aspiration (bar abs)	4,56
om	Rapport de compression	4,31
Ŭ	Surchauffe à l'aspiration (K)	9,4
	Puissance absorbée par le compresseur (kW)	3,96
	Température d'entrée (°C)	80,1
.Ľ	Température à la sortie (°C)	43,6
àA	Différence de température (K)	36,5
eur	Température entrée moyenne d'air (°C)	35,0
ense	Température sortie moyenne d'air (°C)	39,4
ond	Pression d'entrée (bar abs)	19,68
Ŭ	Pression à la sortie (bar abs)	19,59
	Sous-refroidissement (K)	0,9
	Température d'entrée (°C)	-1,51
	Température à la sortie (°C)	8,23
	Différence de température (K)	9,75
5	Température entrée eau (°C)	10,56
ıteu	Température sortie eau (°C)	7,08
012	Débit d'eau (m <sup>3</sup> /h)	2,33
lval	Pression d'entrée (bar abs)	5;01
Ť	Pression à la sortie (bar abs)	4;91
	Puissance frigorifique (kW)	9,47
	Surchauffe sortie évaporateur (K)	6,03
	Titre entrée évaporateur	0,34

# Mode rafraîchissement

Bilan						
Puissance totale absorbée (kW) avec auxiliaires	Débit calculé (kg/s)	Débit select (kg/s)	Erreur			
4,98	0,065	0,067	4,4%			

## Annexe II.4 : Valeurs des consignes

Les températures et débits de consigne pour chaque mode ont été maintenus dans les tolérances (chiffre en vert). Le système de régulation de la haute pression est en cause de fluctuation périodique des grandeurs de contrôle (en rouge). On note aussi que sur l'essai 4 en mode équilibré l'écart entre la température d'entrée d'eau et la consigne est important. Le débit délivré par la pompe d'eau froide était au maximum malgré la réduction des accidents et une température d'eau à l'entrée de l'évaporateur proche de la consigne était difficile à atteindre.

	Essai N°		1	2	3	4	5	6
	Air	T° seche(°C)	7	7	7	2	2	7
gne		HR %	87	87	87	91	91	87
Consi	Fau abauda	T° entrée (°C)	30	*[6]	*	*	*	30
	Lau chaute	T° sortie (°C)	35	45	55	35	45	35
		Mini	29,1	39,9	50,0	30,2	40,8	29,2
	$1^{\circ}$ Entree (°C)	Maxi	30,5	41,0	50,9	31,1	41,6	30,7
	( )	Moyenne	29,8	40,4	50,5	30,6	41,2	30,2
	The desired	Mini	34,1	44,7	54,6	34,3	44,5	33,1
	1° Sortie	Maxi	35,5	45,8	55,7	35,6	45,6	35,3
_	$(\mathbf{c})$	Moyenne	34,8	45,2	55,2	35,0	45,0	34,2
Eau		Mini	4,6	4,6	4,4	3,9	3,4	3,1
	$\Delta T(K)$	Maxi	5,6	5,0	4,9	4,8	4,3	5,1
		Moyenne	5,0	4,8	4,7	4,3	3,9	4,0
	Débit (m3/h)	Mini	2,21	2,20	2,14	2,13	2,22	1,92
		Maxi	2,26	2,32	2,29	2,24	2,34	1,99
		Moyenne	2,23	2,29 (+3%)	2,24	2,22	2,31 (+4%)	1,97
	T° Sèche entrée air batterie (°C)	Mini	6,4	6,9	6,6	1,4	1,4	7,3
		Maxi	7,8	7,7	7,2	2,5	2,6	8,4
		Moyenne	7	7,1	6,8	2,1	2	7,7
	T° Humide	Mini	5,5	6,0	5,7	0,6	0,3	6,3
	entrée air	Maxi	6,7	6,6	6,2	1,9	1,9	7,8
	batterie (°C)	Moyenne	6,0	6,2	5,9	1,3	1,2	7,0
Ŀ.	T° Sortie air	Mini	3,8	4,3	4,2	-0,9	-1,1	4,9
A	batterie - Aval	Maxi	5,1	5,2	4,9	0,5	0,5	7,0
	ventilateurs (°C)	Moyenne	4,4	4,6	4,5	-0,2	-0,2	5,8
		Mini	2,0	2,1	4,2	1,7	1,8	1,4
	$\Delta T(K)$	Maxi	3,2	2,9	4,9	2,8	2,9	2,5
		Moyen	2,5	2,5	4,5	2,2	2,2	1,9
	Débit (m3/h)				7900			·

#### Chauffage

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> Le débit défini dans l'essai N°1 sera maintenu conformément aux recommandations de l'EN 14511

	Essa	ui N°	1	2	3	4	5	6
le	Fou froido	T° entrée (°C)	12	*[7]	*	23	12	12
ign	Lau Irolue	T° sortie (°C)	7	7	7	18	7	7
suo	Fau abauda	T° entrée (°C)	30	*	*	*	30	30
U	Lau chaude	T° sortie (°C)	35	45	55	35	35	35
		Mini	11,7	11,1	10,6	23,8	11,7	11,8
	T° Entrée (°C)	Maxi	12,2	11,7	11,1	24,4	12,2	12,3
		Moyenne	11,9	11,5	10,8	24,1	12,0	12,1
		Mini	6,8	6,7	6,8	17,7	6,8	6,7
de	T° Sortie (°C)	Maxi	7,2	7,2	7,3	18,3	7,1	7,2
roi		Moyenne	6,9	7,0	7,0	18,0	7,0	6,9
au f		Mini	4,9	4,4	3,7	6	4,9	5,1
Ē	$\Delta T(K)$	Maxi	5,1	4,6	3,9	6,2	5,1	5,4
		Moyenne	5,0	4,5	3,8	6,1	5,0	5,1
		Mini	1,98	2,02	2,02	2,54	1,99	2,01
	Débit (m3/h)	Maxi	2,09	2,12	2,11	2,67	2,09	2,115
		Moyenne	2,03	2,07	2,07	2,61	2,04	2,062
		Mini	29,6	39,8	49,9	27,7	29,5	29,5
	T° Entrée (°C)	Maxi	30,9	40,4	51,1	28,1	30,9	31,0
		Moyenne	30,2	40,1	50,5	28,0	30,2	30,3
		Mini	34,6	44,3	54,2	34,8	34,4	34,6
de	T° Sortie (°C)	Maxi	35,8	45,5	55,8	35,3	35,8	36,0
hau		Moyenne	35,2	45,0	55,0	35,1	35,1	35,3
n c		Mini	4,7	4,5	3,9	6,9	4,7	5,1
Ea	$\Delta T(K)$	Maxi	5,2	5,1	4,9	7,3	5,1	5,0
		Moyen	5,0	4,8	4,5	7,1	4,9	4,3
		Mini	2,58	2,53	2,58	2,58	2,59	2,47
	Débit (m3/h)	Maxi	2,61	2,61	2,63	2,62	2,63	2,60
		Moyenne	2,59	2,59	2,60	2,60	2,61	2,58

# Mode équilibré

<sup>&</sup>lt;sup>7</sup> Le débit défini dans l'essai N°1 sera maintenu conformément aux recommandations de l'EN 14511

	Essai N°		1	2	3	4	5	6
e	Air	T° entrée (°C)	35	30	25	35	35	35
ign	AII	T° sortie (°C)	nc	nc	nc	nc	nc	nc
ons	Eau fueide	T° entrée (°C)	12	*[8]	*	23	12	12
	Lau iroide	T° sortie (°C)	7	7	7	18	7	7
		Mini	11,7	12,5	13,1	22,5	11,8	11,8
	Température Entrée (°C)	Maxi	12,0	13,1	13,6	23,1	12,4	12,3
		Moyenne	11,8	12,8	13,3	22,9	12,1	12,0
		Mini	6,5	6,8	6,8	17,4	6,6	6,8
le	Température Sortie (°C)	Maxi	7,6*	7,4*	7,2	18,3	7,2	7,1
roic		Moyenne	6,9	7,0	7,0	18,0	7,0	6,9
au f		Mini	4,2*	5,6	6,2	4,7	4,9	5,0
H	$\Delta T(K)$	Maxi	5,3	5,9	6,4	5,1	5,3	5,2
		Moyenne	4,9	5,8	6,3	4,9	5,1	5,1
		Mini	1,51	1,56	1,57	1,81	1,57	1,74
	Débit (m <sup>3</sup> /h)	Maxi	1,60	1,65	1,66	1,89	1,65	1,84
		Moyenne	1,55	1,61	1,62	1,85	1,61	1,789
	T ( )	Mini	34,4	29,8	24,9	34,4	34,4	35,12
	I emperature Entrée air batterie (°C)	Maxi	35,4	30,6	25,5	35,5	35,2	35,28
		Moyenne	34,9	30,2	25,1	35,0	34,7	35,00
	Temnérature	Mini	39,2	34,8	29,9	39,8	39,4	40,17
	Sortie air batterie –	Maxi	40,1	35,4	30,6	40,5	40,1	40,35
vir	Aval ventilateurs (°C)	Moyenne	39,6	35,1	30,2	40,2	39,7	40,05
V		Mini	4,5	4,7	4,8	4,9	3,9	4,95
	$\Delta T(K)$	Maxi	5,0	5,2	5,3	5,5	4,5	5,18
		Moyen	4,7	4,9	5,0	5,2	4,1	5,0
		Mini						
	Débit (m <sup>3</sup> /h)	Maxi			79	900		
		Moyenne						

## Mode rafraîchissement

nc: Non contrôlé

<sup>&</sup>lt;sup>8</sup> Le débit défini dans l'essai N°1 sera maintenu conformément aux recommandations de l'EN 14511

## Annexe II.5 : Valeurs mesurées

# Mode chauffage

	Essai N°	1	2	3	4	5	6
	T° aspiration (°C)	5,2	5,2	4,7	0,0	-0,4	8,1
	T refoulement (°C)	65,7	78,3	94,4	65,8	80,5	70,2
seur	P refoulement (bar abs)	15,2	19,3	23,8	14,9	18,9	13,9
res	P aspiration (bar abs)	4,137	4,286	4,264	3,541	3,597	3,517
dmo	Rapport de compression	4,512	5,564	6,973	5,457	6,887	5,132
Ŭ	Surchauffe à l'aspiration (K)	7,9	7,0	6,6	7,1	6,3	15,4
	Puissance absorbée (kW)	3,118	3,922	4,815	3,015	3,785	2,878
	Pourcentage auxiliaires						
	T° entrée Batterie A (°C)	-1,8	-0,4	-1,2	-7,0	-6,1	-2,5
	T° entrée Batterie B (°C)	-2,01	-1,3	-1,4	-6,8	-6,3	-3,9
	T° sortie Batterie A (°C)	3,3	3,5	2,7	-2,4	-2,8	7,44
	T° sortie Batterie B (°C)	3,7	3,8	3,1	-1,7	-2,2	7,5
Air	Delta T (k)	5,5	4,2	4,3	5,3	3,9	10,0
teur à	T° entrée moyenne air (°C)	7,2	7,1	6,8	2,1	2,2	7,7
ipora	T° sortie moyenne air (°C)	5,2	4,7	4,5	0,7	0,4	5,8
Eva	Pression entrée (bar abs)	5,093	5,242	5,220	4,497	4,553	4,473
	Pression Sortie (bar abs)	4,763	4,912	4,890	4,167	4,223	4,143
	Surchauffe sortie évaporateur (K)	6,2	5,4	4,8	5,0	4,2	14,7
	Puissance calorifique (kW)	-	-	-	-	-	-
	Titre entrée évaporateur	0,20	0,21	0,21	0,18	0,21	0,32
	Débit fluide frigorigène (kg/s)	-	-	-	-	-	
	T° entrée (°C)	65,7	78,3	94,4	65,8	80,5	70,2
	T sortie (°C)	31,9	41,9	50,4	30,8	40,4	31,6
	Delta T (k)	33,8	36,4	43,9	35,0	40,1	38,6
	T° Entrée eau (°C)	29,8	40,4	50,5	30,7	41,1	30,2
	T° Sortie eau (°C)	34,6	45,2	55,2	34,7	44,8	34,2
ur	Débit eau (m <sup>3</sup> /h)	2,227	2,286	2,242	2,212	2,307	1,977
asu	Pression entrée (bar abs)	15,156	19,283	23,759	14,866	18,885	13,916
Conde	Pression abs Sortie (bar abs)	15,150	19,276	23,753	14,860	18,879	13,910
J	Sous refroidissement sortie condenseur (K)	1,6	1,7	2,5	2,4	2,8	0,0
	Puissance calorifique (kW)	12,567	12,753	12,157	10,199	10,465	9,237
	Débit fluide frigorigène (kg/s)	0,062	0,066	0,064	0,049	0,052	0,047

	T°Entrée (°C)	31,9	41,9	50,4	30,8	40,4	31,6
	T°sortie (°C)	23,6	26,3	26,3	17,1	22,1	30,0
	Delta T (K)	8,3	15,7	24,1	13,7	18,2	1,6
eur	Pression entrée (bar abs)	15,150	19,276	23,753	14,860	18,879	13,910
diss	Pression sortie (bar abs)	15,140	19,267	23,743	14,850	18,869	13,901
froi	T°entrée eau (°C)	18,9	18,7	15,1	13,2	15,8	16,0
ref	T°sortie eau (°C)	25,4	30,1	31,3	19,5	25,5	26,5
Ň	Débit eau (m <sup>3</sup> /h)	0,188	0,200	0,196	0,217	0,198074	0,200474
	Sous refroidissement (ligne liquide)	8,9	17,0	26,1	14,4	19,5	0,5
	Puissance sous- refroidisseur (kW)	1,523	2,646	3,716	1,660	2,401	2,440
u	Puissance totale absorbée (kW) Avec auxiliaires	4,368	5,172	6,065	4,265	5,035	4,128
Bila	Débit calculé (kg/s)	0,062	0,066	0,064	0,049	0,052	0,047
	Débit select (kg/s)	0,0631	0,0608	0,0611	0,0526	0,0516	0,0509
	Erreur	2,38%	7,46%	4,45%	6,45%	1,63%	7,68%

# Mode équilibré

	Essai N°	1	2	3	4	5	6
	T° aspiration (°C)	7,2	8,6	8,7	18,8	7,4	7,8
	T° refoulement (°C)	71,1	84,8	102,3	63,3	67,9	70,1
'n	P refoulement (bar abs)	16,7	20,473	25,13	16,07	15,74	16,2
esse	P aspiration (bar abs)	4,388	4,464	4,41	6,46	4,40	4,420
ompre	Rapport de compression	4,632	5,622	7,077	2,761	4,337	4,440
Ŭ	Surchauffe à l'aspiration (K)	8,3	9,2	9,6	8,3	8,4	8,7
	Puissance absorbée (kW)	3,406	4,134	5,030	3,380	3,259	3,332
	T° Entrée (°C)	71,1	84,8	102,3	63,3	67,9	70,1
	T° sortie (°C)	29,9	39,5	49,4	30,0	30,0	30,2
	Delta T (k)	41,2	45,3	52,9	33,3	37,9	39,9
	T° Entrée eau (°C)	30,2	40,1	50,5	28,0	30,2	30,3
nr	T° Sortie eau (°C)	35,2	45,0	55,0	35,1	35,1	35,3
ense	Débit eau (m <sup>3</sup> /h)	2,590	2,590	2,600	2,600	2,610	2,579
Conde	Pression entrée (bar abs)	16,691	20,473	25,13	16,07	15,74	16,185
	Pression Sortie (bar abs)	16,685	20,467	25,12	16,06	15,74	16,179
	Sous refroidissement (K)	7,9	7,1	6,5	5,3	5,3	6,3
	Puissance calorifique (kW)	14,944	14,341	13,43	21,32	14,91	14,947
	Débit fluide frigorifique (kg/s)	0,0710	0,0705	0,068	0,105	0,072	0,0699
	T° Entrée (°C)	-3,2	-2,3	-2,1	7,4	-3,1	-3,3
	T° sortie (°C)	4,6	8,2	8,3	19,3	4,9	5,7
	Delta T (k)	7,8	10,5	10,4	11,9	8,0	9,0
•	T° Entrée eau (°C)	11,9	11,5	10,8	24,1*	12,0	12,1
teur	T° Sortie eau (°C)	6,9	7,0	7,0	18,0	7,0	6,9
ora	Débit eau (m <sup>3</sup> /h)	2,030	2,070	2,070	2,610	2,040	2,062
Evap	Pression abs entrée (bar abs)	4,838	4,914	4,86	6,91	4,85	4,9
	Pression abs Sortie (bar abs)	4,740	4,815	4,76	6,81	4,75	4,77
	Surchauffe sortie (K)	5,7	8,8	9,3	8,8	5,9	6,6
	Puissance frigorifique (kW)	11,812	10,781	9,09	18,36	11,92	12,33
	Débit fluide frigo (kg/s)	0,071	0,070	0,07	0,10	0,07	0,0724
	Titre entrée évaporateur	0,24	0,31	0,39	0,18	0,24	0,22
_	Puissance absorbée (kW) avec auxiliaires	3,956	4,684	5,58	3,93	3,81	3,88
ilan	Débit calculé (kg/s)	0,071	0,071	0,07	0,10	0,072	0,07
В	Débit select (kg/s)	0,0666	0,066	0,06	0,10	0,07	0,0674
	Erreur	7%	8%	8%	1%	6%	3,7%

# Mode rafraîchissement

	Essai N°	1	2	3	4	5	6
	T° aspiration (°C)	11,9	11,3	8,2	24,0	12,0	2,4
	T° refoulement (°C)	86,6	79,0	68,8	97,3	86,5	80,1
eur	P refoulement (bar abs)	19,7	17,8	15,9	20,0	19,8	21,9
esse	P aspiration (bar abs)	4,310	4,333	4,375	4,451	4,354	4,692
mpr	Rapport de compression	5,636	5,044	4,428	5,505	5,610	5,669
C	Surchauffe aspiration (K)	13,4	12,7	9,4	24,7	13,3	1,6
	Puissance absorbée (kW)	3,829	3,548	3,217	3,934	3,874	4,322
	T° Entrée (°C)	83,9	76,6	66,7	94,2	83,9	77,5
	T° sortie (°C)	43,2	39,3	34,7	40,8	39,9	45,3
Air	Delta T (k)	40,7	37,4	32,0	53,4	44,0	32,2
ur à	T° Entrée air (°C)	34,9	30,2	25,1	35,0	34,7	35,1
nseu	T° Sortie air (°C)	39,6	35,1	30,1	40,2	39,7	40,2
onde	Pression entrée (bar abs)	19,657	17,809	15,943	19,996	19,814	21,930
0	Pression sortie (bar abs)	19,569	17,721	15,855	19,908	19,726	21,842
	Sous-refroidissement (K)	0,624	0,397	0,531	0,532	0,506	3,385
	T° Entrée (°C)	-3,0	-3,0	-3,0	-2,1	-2,7	-1,0
	T° sortie (°C)	9,2	10,4	4,8	24,1	10,9	4,1
	Delta T (k)	12,2	13,4	7,8	26,2	13,7	5,1
	T° entrée eau (°C)	11,8	12,8	13,3	22,9	12,1	12,0
	T° sortie eau (°C)	6,9	7,0	7,0	18,0	7,0	6,9
'n	Débit eau (m <sup>3</sup> /h)	1,554	1,608	1,616	1,848	1,606	1,789
orate	Pression entrée (bar abs)	4,760	4,783	3,825	4,901	4,804	5,142
vap	Pression sortie (bar abs)	4,662	4,684	3,727	4,803	4,705	5,044
Ð	Surchauffe sortie évaporateur (K)	10,8	11,8	6,0	24,72	12,3	3,3
	Puissance frigorifique (kW)	8,929	10,776	11,774	10,505	9,554	10,608
	Débit fluide frigorigène (kg/s)	0,060	0,069	0,074	0,066	0,064	0,074
	Titre entrée évaporateur	0,35	0,32	0,28	0,35	0,35	0,33
u	Puissance totale absorbée (kW) Avec auxiliaires	4,859	4,578	4,247	4,964	4,904	5,352
Bila	Débit calculé (kg/s)	0,060	0,069	0,074	0,066	0,064	0,074
	Débit select (kg/s)	0,0619	0,0635	0,0663	0,0612	0,0626	hors limite
	Erreur	2,53%	9%	10,9%	7,5%	2,2%	-

## **Annexe III.1: Corrélations**

#### Smith et al :

0,005395

Mc Adams :

**Cooper and Usher:** 

: Facteur de correction de Seider-Tete négligé

Akers et al :

3,578

: Nombre d'ébullition

: Nombre Prandtl,

Nombre de Reynolds

: Conductivité thermique (W/mK)

: Diamètre (m)

: Viscosité dynamique (Pa-s)

: Masse volumique (kg/m<sup>3</sup>)

: Nombre de Nusselt

Indices : L : liquide, hydraulique

Nombre de cylindres / Alésage / Course	4 / 45 mm / 40 mm
Volume déplacé 50/60 Hz (1450/1740 <sup>1</sup> /min)	22,10 / 26,60 m³/h
Tension	220-240 V ∆ / 380-420 V Y - 3 - 50 Hz 265-290 V ∆ / 440-480 V Y - 3 - 60 Hz
	265-290 V Δ / 440-480 V Y - 3 - 60 H
Courant de service max.	21,1 / 12,2 A
Puissance absorbée max.	7,2 kW
Courant au démarrage (blocage rotor)	132,0 / 76,0 A
Protection de moteur	MP10
Protection boîte à bornes	IP 66
Poids	96 kg
Pression de service max. admissible (LP/HP)	19 / 28 bar
Raccord conduite d'aspiration SV	28 mm - 1 1/8 "
Raccord conduite de refoulement DV	22 mm - 7/8 "
Lubrification	Pompe à huile
Type d'huile R290, R600a, R1270	FUCHS Reniso SYNTH 68
Charge d'huile	1,3 Ltr.
Dimensions Longeur / Largeur/ Hauteur	540 / 285 / 315 mm

## Annexe IV.1 : Caractéristiques du compresseur Bock HG34P/255-4 S



# Annexe IV.2 : Caractéristiques des échangeurs à plaques

#### CONDENSEUR CHAUFFAGE- Design ECHANGEUR DE CHALEUR : B25Tx36

Nom du fluide Côté 1 :R290 (Propane) Nom du fluide Côté 2 :Eau Flow Type :Counter-Current

SPECIFICATIONS		CÔTÉ 1		CÔTÉ 2
Puissance	kW		21.64	
Température entrée	°C	58.50		30.00
Température de condensation	°C	38.00		
Sous-refroidissement liquide	K	5.00		
Température sortie	°C	33.01		35.00
Débit	kg/s	0.05800		1.036
Fluide condensé	kg/s	0.05800		
Pertes de charge maxi.	kPa	50.0		50.0
ÉCHANGEUR A PLAQUES		CÔTÉ 1		CÔTÉ 2
Surface d'échange	m²		2.14	
Flux de chaleur	kW/m²		10.1	
DTLM	К		5.20	
Coef. Transfert Thermique (dispo./requis)	W/m²,°C		1940/1940	
Pertes de charge - totales	kPa	1.60		34.1
- dans les ports	kPa	-0.150		2.51
Pression sortie	kPa	1300		
Nombre de canaux		17		18
Nombre de plaques			36	
Facteur d'encrassement	m²,°C/kW		0.000	
Diamètre des tubulures	mm	24.0		24.0
Vitesse de port – Entrée	m/s	4.62		2.30
119±1	4	+0,4 84,6 -1,3	I	
**************************************		6±1		
F1				
	-NOTE 1			
20 4				
o o			Þ	
<del>-                                   </del>	ļ	đ I	Ш	

#### CONDENSEUR ECS- Design ECHANGEUR DE CHALEUR : B25Tx30

#### Nom du fluide Côté 1 :R290 (Propane) Nom du fluide Côté 2 : Eau Flow Type :Counter-Current

	CÔTÉ 1		CÔTÉ 2
kW		17.65	
°C	82.00		50.00
°C	58.00		
К	5.00		
°C	53.00		55.00
kg/s	0.05100		0.8442
kg/s	0.05100		
kPa	50.0		50.0
	CÔTÉ 1		CÔTÉ 2
m²		1.76	
kW/m²		10.0	
K		5.15	
W/m²,°C		1910/1940	
kPa	1.03		31.4
kPa	-0.0634		1.67
kPa	2030		
	14		15
		30	
%		0	
m²,°C/kW		-0.008	
mm	24.0		24.0
mm	From 7.57 to 16.9		
mm	From 3.88 to 12.3		
			1900
m/s	2.48		1.89
	kW °C °C Kg/s kg/s kPa m² kW/m² K W/m²,°C kPa kPa kPa kPa kPa kPa kPa kPa kPa	COTE 1 kW °C 82.00 °C 58.00 K 5.00 °C 53.00 kg/s 0.05100 kg/s 0.05100 kPa 50.0 CÖTÉ 1 m <sup>2</sup> kW/m <sup>2</sup> K W/m <sup>2</sup> ,°C kPa 1.03 kPa -0.0634 kPa 2030 14 % m <sup>2</sup> ,°C/kW mm 24.0 From 7.57 to 16.9 From 3.88 to 12.3 m/s 2.48	COTE 1kW17.65°C82.00°C58.00K5.00°C53.00kg/s0.05100kg/s0.05100kPa50.0CÖTÉ 1m²1.76kW/m²10.0K5.15W/m²,°C1910/1940kPa1.03kPa-0.0634kPa20301430%0mm24.0mm24.0mmFrom 7.57 to 16.9mm12.3m/s2.48





#### SOUS-REFROIDISSEUR ECHANGEUR DE CHALEUR : B5ASH N-Wx14/1P-SC-M (4\*3/4"&16)

#### Nom du fluide Côté 1 : R290 (Propane) (Liquid) Nom du fluide Côté 2 : Eau Flow Type : Contre-Courant

SPECIFICATIONS Puissance Température entrée Température sortie Débit Pertes de charge maxi. Nombre d'unités thermiques	kW °C °C kg/s kPa	<b>CÔTÉ 1</b> 35,33 15,33 0,03859 50,0 2,11	2,101	<b>CÔTÉ 2</b> 10,00 20,00 0,05019 50,0 1,06
<b>ÉCHANGEUR A PLAQUES</b> Surface d'échange Flux de chaleur MTD O.H.T.C. (available/required)	m² kW/m² K W/m²,°C	CÔTÉ 1	0,144 14,6 9,47 1740/1630	CÔTÉ 2
Pertes de charge- totales - dans les ports Diamètre des tubulures Nombre de canaux Nombre de plagues	kPa kPa mm	0,895 0,0355 16,0 6	14	0,316 0,0297 16,0 7
Marge de surpuissance Facteur d'encrassement Nombre de Reynolds Vitesse de port	% m²,°C/kW m/s	1810 0,391	7 0,038	171 0,250





#### ÉVAPORATEUR - Design ECHANGEUR DE CHALEUR : B25Tx32

#### Nom du fluide Côté 1 :R290 (Propane) Nom du fluide Côté 2 : Eau Flow Type :Counter-Current

SPECIFICATIONS		CÔTÉ 1		CÔTÉ 2
Puissance	kW		17.47	
Qualité de vapeur à l'entrée		0.21		
Qualité de vapeur en sortie		1.00		
Température entrée	°C	4.71		12.00
Température d'évaporation	°C	4.00		
Surchauffe	К	5.00		
Température sortie	°C	9.00		7.00
Débit	kg/s	0.05830		0.8331
- vapeur entrée	kg/s	0.01224		
Fluide vaporisé	kg/s	0.04606		
Pertes de charge maxi.	kPa	50.0		50.0
ÉCHANGEUR A PLAQUES		CÔTÉ 1		CÔTÉ 2
Surface d'échange	m²		1.89	
Flux de chaleur	kW/m²		9.2	
DTLM	К		5.20	
Coef. Transfert Thermique (dispo./requis)	W/m²,°C		1810/1780	
Pertes de charge - totales	kPa	12.2		28.6
- dans les ports	kPa	0.833		1.61
Pertes de charges dans les distributeurs	kPa	0.000 - 0.000		
Pression sortie	kPa	531		
Nombre de canaux		15		16
Nombre de plaques			32	
Marge de surpuissance	%		0	
Facteur d'encrassement	m²,°C/kW		0.011	
Nombre de Reynolds				694
Vitesse de sortie	m/s	11.4		1.84
<u>= 119±1</u>		+0,4 75,7 -1,1	-l	
		6±1		
			Tf1	
		ř II		
N	OTE 1			
4 61				
• • •			þ	
			hu	



Annexe IV.3 : Plan de l'échangeur d'équilibrage sur air

# Annexe IV.4 : Calcul de la charge en fluide frigorigène

	diamètre intérieur (mm)	longueur (m)	volume interne (m3)	Masse v fluide	olumique (kg/m3)	Taux de re	mplissage	Cm (kg)
				liquide	vapeur	liquide	vapeur	
Surchauffe dans évapo (15%)			0.00026	$\ge$	11.22	$\ge$	1	0.0029
Evaporateur			0.00145	523.3	11.5	0.01	0.99	0.0242
Bouteille anti coups			0.00019	>	11.22	$\ge$	1	0.0021
désurchauffe condenseur (15%)	11.8	132	0.00217	>	28.47	$\ge$	1	0.0616
condenseur (70%)			0.01010	458.8	33.85	0.3	0.7	1.6303
sous ref dans condenseur (15%)			0.00217	468.4	$\ge$	1	$\ge$	1.0142
Bouteille liquide phase gazeuse			0.00464	$\ge$	63.3	$\left.\right\rangle$	1	0.2937
Bouteille liquide phase liquide			0.00116	468.4	$\ge$	1	$\ge$	0.5433
Sous refroidisseur B5ASH			0.000132	468.4	$\ge$	1	$\geq$	0.0618
Désydrateur + V4V			0.00023	468.4	$\geq$	1	$\geq$	0.1077
Condenseur chauffage B25Tx36			0.00194	$>\!$	11.5	$\left. \right\rangle$	1	0.0223
Condenseur ECS B25Tx30			0.00160	$>\!$	11.5	>	1	0.0184
canalisation aspiration 7/8	19.94	3	0.00094	$>\!$	11.22	$\wedge$	1	0.0105
canalisation aspiration 5/8	13.87	2	0.00030	$>\!$	11.22	$\geq$	1	0.0034
canalisation refoulement 5/8	13.87	2	0.00030	$\geq$	28.47	$\left.\right>$	1	0.0086
canalisation refoulement 3/4	16.95	1	0.00023	$>\!$	28.47	$\left. \right\rangle$	1	0.0064
canalisation ligne liquide 1/2	10.7	4	0.00036	468.40	$>\!$	1	$>\!$	0.1685
canalisation sortie détente 3/8	10.7	0.2	0.00002	523.3	11.5	0.01	0.99	0.0003
								3.980





# Annexe IV.6 : Calcul de la puissance absorbée par les pompes de circulation d'après la norme EN14511

La pompe de circulation fait partie intégrante de l'appareil

: Débit volumique d'eau [m<sup>3</sup>/s] : Perte de charge dans le réseau [Pa]

Rendement de la pompe de circulation de liquide



Puissance absorbée par les pompes = ------ [W]

Puissance absorbées par les pompes chauffage et rafraîchissement en fonction du débit et des pertes de charge

Exemple de détermination de la puissance électrique consommée par les pompes de circulation d'après l'EN14511 :

La puissance électrique consommée par la pompe d'eau chaude avec un débit de 3 m<sup>3</sup>/h est de 0,33 kW pour une perte de charge de 12 mH<sub>2</sub>O. Cela concorde avec la puissance électrique **mesurée** (pour le même débit) avec un Wattmètre qui est de 0,32 kW.

## Mode chauffage

ESSAIS		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
AIR	T° Entrée (°C)	7.1	7.0	2.1	2.0	2.0	-7.0	-7.3	-6.9	15.1	15.2	15.1
	HR Entrée (%)	86.3	85.8	82.0	84.0	82.5	70.4	70.6	71.0	69.9	73.6	71.2
	T° Sortie (°C)	3.3	3.3	-1.0	-0.9	-0.7	-10.3	-10.3	-9.7	9.2	9.8	9.5
	HR SORTIE (%)	95.2	95.0	91.7	91.9	82.5	84.4	83.3	82.0	93.6	94.8	93.2
	ΔT (K)	3.8	3.7	3.2	2.9	2.8	3.3	3.0	2.8	5.9	5.4	5.5
	Débit (m <sup>3</sup> /h)						7973					
Eau chaude	T° Entrée (°C)	30.1	40.6	30.8	41.1	51.5	31.8	42.2	52.5	24.0	39.4	29.0
	T° Sortie (°C)	35.1	45.1	35.0	45.0	55.0	34.9	45.0	55.0	30.0	45.0	35.0
	ΔT (K)	5.0	4.5	4.2	3.9	3.5	3.2	2.9	2.5	6.1	5.6	6.0
	Débit (m <sup>3</sup> /h)	3.056	3.079	3.083	3.022	3.035	3.027	3.032	3.056	3.059	3.056	2.990
		1	2	2	4	-	(	-	0	0	10	11
	ESSAIS	1	2	3	4	5	0	/	8	9	10	11
BP asp (barG)		3.35	3.40	2.65	2.71	2.74	1.72	1.75	1.77	4.10	4.38	4.20
HP ref (barG)		12.30	15.45	12.00	15.20	19.04	11.56	14.70	18.33	11.24	15.76	12.68
HP liquide (barG)		11.78	15.09	11.73	15.06	18.97	11.54	14.77	18.45	10.32	15.08	11.78
Sous- refroidissement (K)		15.0	22.7	19.7	28.4	38.5	24.2	32.9	42.1	11.9	20.2	19.2
Sur	chauffe totale (K)	8.1	7.7	8.5	8.4	8.8	10,0	10.2	10.3	8.9	7,0	8.1
Pu	iss_abs totale (kW)	5.60	6.10	5.44	5.84	6.24	5.08	5.39	5.65	5.34	6.34	5.75
Pui	ss_abs au aux (kW)	1.43	1.43	1.43	1.43	1.43	1.52	1.52	1.52	1.43	1.43	1.52
Pu	iss_CD (kW)	17.77	16.26	15.08	13.53	12.24	11.11	10.04	8.91	21.56	19.85	20.68
C	OP_sans aux	4.26	3.48	3.76	3.07	2.55	3.12	2.60	2.16	5.51	4.04	4.89
(	COP proto 1	2.69	2.32	2.24	1.95							
(	COP (AUX EN14511)	3.4	2.8	3.0	2.5	2.1	2.3	2.0	1.7	4.3	3.3	3.8

#### Mode rafraîchissement

ESSAIS		1	2	3	4	5	6
	T° Entrée (°C)	35.1	30.0	25.0	35.0	30.1	24.8
	T° Sortie (°C)	41.6	36.6	32.0	42.9	37.9	32.7
IR	ΔT (K)	6.5	6.6	7.0	7.9	7.9	7.9
[ <b>V</b> ]	Débit (m <sup>3</sup> /h)	7973	7973	7973	7973	7973	7973
DE	T° Entrée (°C)	12.0	12.7	13.0	20.6	21.2	21.2
IO	T° Sortie (°C)	6.9	7.0	6.9	13.9	14.0	14.0
FR	ΔT (K)	5.1	5.7	6.1	6.7	7.2	7.2
Eau	Débit (m <sup>3</sup> /h)	2.243	2.244	2.235	2.239	2.248	2.237
	ESSAIS	1	2	3	4	5	6
BP asp (barG)		3.76	3.76	3.73	4.83	4.69	4.36
HP ref (barG)		14.00	12.41	11.08	14.68	13.03	11.43
HP liquide (barG)		13.30	11.72	10.38	13.63	12.02	10.53
Sous- refroidissement (K)		1,2	1,2	1,1	1,3	1,1	1,1
Surchauffe totale (K)		8,0	9,2	9,6	9,0	14,8	16,7
Puiss_abs totale (kW)		5.72	5.42	5.13	5.95	5.59	5.19
Puiss_abs au aux (kW)		1.31	1.31	1.31	1.31	1.31	1.31
Puiss_Ev (kW)		13.39	14.85	15.82	17.46	18.71	18.73
EER_sans aux		3.04	3.62	4.15	3.76	4.37	4.82
	EER proto 1	1.73	2.21	2.59			
EER (AUX EN14511)		2.5	2.9	3.3	3.1	3.6	3.8

ESSAI		1	2	3	4	5
	T° Entrée (°C)	12.0	11.4	10.5	20.0	19.2
Eau fueide	T° Sortie (°C)	7.1	7.2	7.1	15.1	15.1
Eau froide	ΔΤ (K)	4.9	4.2	3.4	4.9	4.2
	Débit (m3/h)	2.706	2.717	2.720	3.160	3.177
	T° Entrée (°C)	30.0	40.4	51.0	39.1	49.5
Eau chaude	T° Sortie (°C)	35.0	45.0	55.1	45.0	54.9
	Débit (m <sup>3</sup> /h)	3.414	3.419	3.408	3.413	3.418
ESSAI		1	2	3	4	5
BP asp	3.72	3.70	3.70	4.95	4.93	
HP ref	12.79	16.44	21.60	16.32	20.70	
HP liquid	12.25	16.12	21.42	15.62	20.21	
Sous-refroidi	7,8	11,5	14,9	8,7	12,7	
Surchauffe	8,2	7,8	7,4	7,2	6,8	
Puiss_abs to	5.24	5.87	6.39	6.07	6.78	
Puiss_abs au	0.96	0.96	0.96	0.99	0.99	
Puiss_E	15.42	13.38	10.85	18.01	15.44	
Puiss_C	19.95	18.29	16.09	23.10	21.11	
COP p	3.5	2.9	2.3			
EER p	2.8	2.2	1.5			
COP_sa	4.66	3.73	2.96	4.55	3.64	
EER_sa	3.60	2.73	2.00	3.54	2.67	
COP (AUX	4.2	3.4	2.7	4.1	3.3	
EER (AUX	3.2	2.5	1.8	3.2	2.4	
COP TFP (AU	7.4	5.8	4.5	7.3	5.8	
COP TFP (P1)		6.3	5.0	3.8		

#### Mode simultané

INSA de RENNES Service des Formations

# AVIS DU JURY SUR LA REPRODUCTION DE LA THESE SOUTENUE

Titre de la thèse: .

Développement d'un prototype préindustriel de thermofrigopompe de petite à moyenne puissance

Nom Prénom de l'auteur : GHOUBALI REDOUANE

Membres du jury :

- Monsieur MIRIEL Jacques - Madame FOURNNAISON Laurence

- Monsieur MARCHIO Dominique

- Monsieur LANOS Christophe

- Monsieur BYRNE Paul

- Monsieur HABERSCHILL Philippe

Président du jury :

Vluniaigo UNARCERIO

Date de la soutenance : 28 Novembre 2013

Reproduction de la these soutenue

Thèse pouvant être reproduite en l'état

Thèse pouvant être reproduite après corrections suggérées

Fait à Rennes, le 28 Novembre 2013

Signature du président de jury

Madio

Le Directeur, M'hamed DRISSI