



HAL
open science

Etude expérimentale et numérique d'une thermofrigopompe de petite à moyenne puissance à équilibrage sur air

Paul Byrne

► **To cite this version:**

Paul Byrne. Etude expérimentale et numérique d'une thermofrigopompe de petite à moyenne puissance à équilibrage sur air. Thermique [physics.class-ph]. INSA de Rennes, 2009. Français. NNT : . tel-00702941

HAL Id: tel-00702941

<https://theses.hal.science/tel-00702941>

Submitted on 11 Jun 2012

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

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



THESE INSA Rennes
sous le sceau de l'Université européenne de Bretagne
pour obtenir le titre de

DOCTEUR DE L'INSA DE RENNES
Spécialité : *Génie Civil*

présentée par

Paul Byrne

ECOLE DOCTORALE
Sciences De La Matière

Etude expérimentale et simulée d'une thermofrigopompe de petite à moyenne puissance à équilibrage sur air

Soutenance le 23.11.2009
devant le jury composé de :

Jean Lebrun

Professeur à l'Université de Liège / *président*

Dominique Marchio

Professeur à l'Ecole des Mines de Paris / *rapporteur*

Philippe Haberschill

Maître de Conférences HDR à l'INSA de Lyon / *rapporteur*

Christophe Lanos

Professeur à l'Université de Rennes1 / *examineur*

Yves Lénat

Ancien Maître de Conférences à l'ENSAIS de Strasbourg / *Co-directeur de thèse*

Jacques Miriel

Professeur à l'Université de Rennes1 / *Directeur de thèse*

Avant-propos

Suite à l'obtention du diplôme d'ingénieur INSA en mécanique et automatique en septembre 2004, deux opportunités s'offraient à moi. Devais-je suivre la plupart de mes collègues insaliens et rejoindre la capitale pour y gagner ma vie dans le domaine de la mécanique ou bien devais-je continuer mes études vers le doctorat en tentant de m'orienter vers l'énergétique et peut-être rester en Bretagne ? Les racines (et une fille) ont été les plus fortes et la passion pour la recherche a ainsi pu grandir en moi dans ma région natale dans un domaine qui me correspond.

En mars 2005, j'intègre l'équipe Matériaux et Thermo-Rhéologie du Laboratoire de Génie Civil et de Génie Mécanique de l'Institut National des Sciences Appliquées de Rennes (ou en sigles, l'équipe MTRhéologie du LGCGM de l'INSA de Rennes) pour y effectuer un stage de master sur la performance énergétique des bâtiments sous la direction de Jacques Miriel alors chef du département génie civil de l'IUT de Rennes devenu depuis directeur de l'IUT. Jacques Miriel me propose quelques mois plus tard de développer le projet d'un ancien collègue, Yves Lénat, sous la forme d'une thèse. Le projet contient une partie simulée et une partie expérimentale.

J'accepte le challenge et me plonge dans le vif du sujet. Durant deux ans, je m'attelle à la recherche bibliographique, à la maîtrise des logiciels de simulation, je présente mes travaux et je prends des contacts dans des conférences, j'apprends en parallèle le métier d'enseignant grâce à des vacations dans le département génie civil de l'IUT de Rennes. A cette période et jusqu'au bout de mes presque quatre années de thèse, mes collègues, dont Florence Collet et Laurent Serres, apportent les réponses à mes questions et me conseillent dans mes travaux, surtout en ce qui concerne la partie simulée.

Au bout de nombreuses démarches infructueuses auprès d'entreprises du domaine des pompes à chaleur, un prototype financé par des fonds du laboratoire est construit en 2008 par l'entreprise Socafroid de Dinan avec l'appui technique de Claude Tanguy du Lycée La Fontaine des Eaux. Gérard Colas et Olivier Bourget, frigoristes courageux et virtuoses du chalumeau de Socafroid, réalisent la machine frigorifique et assurent sa mise en fonctionnement. Avec l'aide de Daniel Génouel, Guy Bianeis, Patrice Le Paugam, Patrice Canevet, les fabuleux techniciens du département, un circuit hydraulique est réalisé pour finaliser le prototype. Entouré de toutes ces personnes et de mon ami stagiaire Jean-François Simon, devenu ingénieur en froid grâce à ce stage, je mets en place le montage qui me permet de présenter les résultats expérimentaux de ces travaux.

Je profite de cet avant-propos pour remercier les membres du jury de ma thèse : Messieurs Jean Lebrun, Dominique Marchio, Christophe Lanos, Philippe Haberschill, mon directeur de thèse, Monsieur Jacques Miriel, mon mentor en matière de froid et co-encadrant de ma thèse, Monsieur Yves Lénat, ainsi que les autres personnes citées ci-dessus et ci-dessous pour leur soutien et leur participation à cette histoire passionnante.

A ma fille, ma femme, à ma famille, à mes amis,

Mots clés

Thermofrigopompe, pompe à chaleur, machine frigorifique, réfrigération, chauffage, rafraîchissement, eau chaude sanitaire, production simultanée, conception, modélisation, simulation, prototype, fluides frigorigènes, R407C, CO₂

Keywords

Heat pump, refrigeration, heating, cooling, domestic hot water, simultaneous production, design, modelling, simulation, prototype, refrigerants, R407C, CO₂

Résumé

Les nouveaux bâtiments sont sujets à un renforcement de l'isolation thermique, à une augmentation des surfaces vitrées et à un accroissement des apports internes dus à des appareils électriques de plus en plus nombreux (ordinateurs, électroménager...). Cette tendance conduit à une diminution des demandes de chauffage mais peut engendrer des demandes de rafraîchissement en mi-saison et en période estivale. Les besoins en chauffage et en rafraîchissement deviennent plus équilibrés sur une journée et sur l'année en général. De plus, l'eau chaude sanitaire (ECS) occupe une place de moins en moins négligeable dans les besoins énergétiques totaux, ce qui provoque une simultanéité partielle des besoins en chaud et en froid dès que des demandes de rafraîchissement apparaissent. Une thermofrigopompe (TFP), machine frigorifique produisant de l'énergie calorifique et frigorifique de manière simultanée, associée à un stockage tampon d'énergie devient alors une solution intéressante.

La TFP de petite à moyenne puissance est un système de production d'eau chaude et d'eau froide utilisant l'air comme source gratuite, destiné au chauffage, au rafraîchissement et à la production d'ECS pour des bâtiments du secteur résidentiel et du petit tertiaire. Elle présente plusieurs spécificités techniques dans la conception du circuit frigorifique, dans la gestion des modes de fonctionnement et des séquences de dégivrage. 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 air extérieur fonctionnant soit en condenseur, soit en évaporateur. En période de chauffage, cette TFP offre également la possibilité de stocker une certaine quantité d'énergie sur la boucle d'eau froide à l'aide d'un sous-refroidisseur. Cette énergie stockée est utilisée en temps différé à l'évaporateur à eau afin d'améliorer les performances par un relèvement de la température d'évaporation et éventuellement de dégivrer l'évaporateur à air sans arrêter la production de chaleur. L'énergie de dégivrage est apportée par un thermosiphon diphasique formé entre les deux évaporateurs à des températures différentes. La présence d'un sous-refroidisseur impose le contrôle de la haute pression pour assurer une condensation totale du réfrigérant dans le condenseur utile. Le système de contrôle de pression est constitué d'une bouteille contenant du réfrigérant à l'équilibre liquide / vapeur connectée en partie basse à la ligne liquide et en partie haute au refoulement du compresseur et à un point en basse pression du circuit. Une injection de gaz provenant du refoulement du compresseur entraîne une augmentation de la haute pression. Une chasse vers la basse pression provoque une diminution de la haute pression du système.

Une étude expérimentale a été menée sur une machine prototype de TFP au R407C pour des conditions variables de fonctionnement en températures d'air et d'eau et pour les différents modes possibles (chauffage, rafraîchissement et production simultanée). Les performances obtenues expérimentalement sont en accord avec celles annoncées par le logiciel de sélection développé par le constructeur du compresseur. L'étude expérimentale a également permis d'observer le dégivrage par thermosiphon, de vérifier le bon fonctionnement du système de gestion de la pression de condensation et des séquences alternées en période hivernale (1 : mode chauffage avec stockage de chaleur sur la boucle d'eau froide par sous-refroidissement. 2 : mode équilibré utilisant une évaporation par l'énergie stockée sur la boucle d'eau froide, plus performant, avec dégivrage éventuel).

Le fonctionnement de la TFP a été modélisé avec deux réfrigérants : le HFC R407C et le CO₂. Dans le contexte actuel animé par d'éventuelles décisions politiques concernant l'impact des gaz à effet de serre sur le réchauffement climatique, le dioxyde de carbone est un fluide intéressant d'abord pour son faible impact environnemental (ODP nul et GWP_{100ans} = 1) et pour les caractéristiques particulières du cycle thermodynamique utilisé (cycle transcritique). En effet, une grande quantité d'énergie est récupérable par sous-refroidissement du fluide frigorigène et de l'ECS à haute température peut être produite de manière performante. Dans des simulations annuelles, les TFP au R407C et au CO₂ sont comparées à des pompes à chaleur réversibles sur les critères de performance, d'économie d'énergie et d'impact environnemental. Le concept de cette TFP offre clairement une amélioration des performances par rapport à une pompe à chaleur réversible classique et l'utilisation du dioxyde de carbone présente de bonnes perspectives de développement.

Abstract

Nowadays, the trend which combines a reinforcement of thermal insulation of buildings and an increase of internal gains due to more and more electric devices (such as computers, domestic appliances...) leads to a decrease of heating loads but can generate cooling loads in mid-season and summer. Heating and cooling loads become more and more balanced during a day and during a year in general. Moreover, domestic hot water (DHW) production takes an increasing part in the total energy needs, which provokes a partial simultaneity of heating and cooling needs as soon as cooling is required. A heat pump producing heat and cold simultaneously associated to a short time energy storage system appears then as an interesting solution.

The Heat Pump for Simultaneous heating and cooling¹ (HPS) developed by our research team is a hot and cold water production system designed to carry out space heating, space cooling and DHW production for hotels, luxury dwellings and smaller office buildings. The key features of the concept reside in the conception of the frigorific circuit and in the control of the operating modes and the defrosting sequence. Heat and cold productions are adapted to building loads using an ambient air (free source easily available) balancing coil, working either as a condenser or an evaporator. During the heating period, the HPS stores some energy, obtained by subcooling of the refrigerant, on the cold water loop. This energy is used subsequently at the water evaporator in order to improve the performance by an increase of the evaporating temperature and if necessary, to carry out defrosting without stopping the heat production. The defrosting energy is provided by a thermosiphon formed between the two evaporators at different temperatures. The use of a subcooler imposes a high pressure control system to ensure a complete condensation in the useful water condenser. The high pressure control system is composed of a two-phase refrigerant receiver connected at the top part to the compressor discharge line and to a low pressure point of the circuit and at the bottom part to the liquid line of the refrigerant circuit. Injecting hot gas from the compressor discharge line into the receiver will increase the high pressure and driving out gas from the receiver towards the low pressure point will decrease the high pressure of the system.

Experiments have been carried out on a R407C HPS prototype for variable operating conditions in terms of air and water temperatures and possible modes of operation (heating, cooling and simultaneous production). The prototype performance is in accordance with what is announced by the selection software of the compressor manufacturer. The experimental study has also enabled to observe the thermosiphon defrosting technique and to verify the proper operation of the high pressure control system and the alternated winter sequence (1: heating mode with storage on the cold loop of heat recovered by subcooling of the refrigerant. 2: simultaneous production mode using the previously stored energy at the evaporation, more efficient and with possible defrosting).

The operation of the HPS has been modelled using two working fluids: HFC R407C and CO₂. Within the present context livened up by possible political measures concerning the impact of greenhouse gases on global warming, carbon dioxide is an interesting working fluid for its low environmental impact (ODP = 0 and GWP_{100years} = 1) and for the particular characteristics of the thermodynamic cycle used (transcritical cycle). Indeed a high amount of energy is recoverable by subcooling and DHW can be produced in an efficient way. In annual simulations R407C and CO₂ HPSs are compared to standard reversible heat pumps in terms of performance, energy savings and environmental impact. This concept of HPS clearly offers an improvement compared to a standard reversible heat pump and the use of carbon dioxide as a working fluid presents good perspectives of development.

¹ A paper presenting the system in English is available in the Internal Journal of Refrigeration [BYR 2009].

Table des matières

Introduction générale.....	11
Chapitre I : Etude bibliographique	13
I.1. Introduction.....	14
I.1.1. Les débuts du froid.....	14
I.1.2. L'évolution de la réfrigération	14
I.1.3. Quelques éléments de thermodynamique.....	15
I.2. Description du cycle frigorifique à compression de vapeur	17
I.2.1. Schéma de principe	17
I.2.2. Diagramme de Mollier	18
I.2.3. Evaluation de la performance.....	18
I.3. Les composants du cycle frigorifique.....	20
I.3.1. Le compresseur	20
I.3.1.1. Calcul de la puissance électrique absorbée	21
I.3.1.2. Précautions de fonctionnement	22
I.3.2. Les échangeurs de chaleur	22
I.3.2.1. Equations de transfert utilisées	23
I.3.2.2. Condenseur	25
I.3.2.3. Evaporateur	26
I.3.3. Le dispositif de détente et la régulation du groupe frigorifique	28
I.3.3.1. Principe de fonctionnement	28
I.3.3.2. Capillaire.....	29
I.3.3.3. Détendeur thermostatique	29
I.3.3.4. Détendeur électronique	30
I.3.3.5. Détendeur automatique	30
I.3.4. Les composants de contrôle et de sécurité	30
I.3.4.1. Voyant liquide.....	30
I.3.4.2. Bouteille séparatrice.....	30
I.3.4.3. Réservoir de liquide	30
I.3.4.4. Pressostat HP BP.....	30
I.3.4.5. Bouteille anti-coup de liquide	31
I.4. Les évolutions du cycle frigorifique	31
I.4.1. Les améliorations progressives	31
I.4.1.1. Multiplication des échangeurs	31
I.4.1.2. Echangeur interne	31
I.4.2. Les thèmes de recherche sur les composants du cycle frigorifique	32
I.4.2.1. Echangeurs de chaleur	32
I.4.2.2. Injection de vapeur durant la compression	32
I.4.3. L'utilisation du cycle frigorifique en pompe à chaleur	32
I.4.3.1. Intérêt des pompes à chaleur et aspects réglementaires	33
I.4.3.2. Sources de chaleur	34
I.4.3.3. Unités terminales	34
I.4.3.4. Givrage et dégivrage des pompes à chaleur sur air extérieur.....	35
I.4.3.5. Pompes à chaleur réversibles	35
I.4.4. La production simultanée de chaud et de froid	37
I.4.4.1. Besoins simultanés de chaud et de froid	37
I.4.4.2. Réalisations de thermofrigopompes.....	37
I.4.5. La simulation numérique.....	38

I.5. Les fluides frigorigènes.....	39
I.5.1. Quelques repères temporels	39
I.5.1.1. 1 ^{ère} génération : ce qui fonctionnait.....	39
I.5.1.2. 2 ^{ème} génération : sécurité et durabilité.....	39
I.5.1.3. 3 ^{ème} génération : protection de la couche d'ozone	40
I.5.1.4. 4 ^{ème} génération : réduction de l'impact sur le réchauffement de la planète	41
I.5.2. Le R407C et les HFC.....	42
I.5.3. Le dioxyde de carbone et les fluides naturels	43
I.5.4. Tableau comparatif du R407C et du CO ₂	45
I.6. Conclusion	46
Chapitre II : Thermofrigopompes au HFC et au CO₂	47
II.1. Introduction	48
II.2. Les objectifs de la machine.....	48
II.2.1. Simplicité et modularité.....	49
II.2.2. Production simultanée ou non de chaud et de froid.....	49
II.2.3. Amélioration des performances hivernales.....	50
II.2.4. Amélioration des performances par la gestion de la pression de condensation.....	50
II.2.5. Récapitulatif des objectifs.....	51
II.3. Du schéma de base au nouveau schéma de TFP	51
II.3.1. Schéma de base d'une thermofrigopompe.....	51
II.3.2. Evolution des échangeurs	52
II.3.3. Schéma simplifié de la TFP de petite à moyenne puissance à équilibrage sur air.....	53
II.4. Les composants de la thermofrigopompe au HFC.....	53
II.4.1. Le compresseur.....	55
II.4.2. L'échangeur d'équilibrage sur air.....	55
II.4.3. L'évaporateur à eau pour la production d'eau de rafraîchissement	56
II.4.4. Le circuit spécifique au caloduc gravitaire pour le dégivrage	56
II.4.5. Le désurchauffeur pour la préparation d'eau chaude sanitaire	58
II.4.6. Le condenseur à eau pour la production d'eau de chauffage.....	59
II.4.7. Le sous-refroidisseur	59
II.4.8. La bouteille liquide et la gestion de la pression de condensation	60
II.4.8.1. Schéma de la bouteille liquide.....	60
II.4.8.2. Principe de régulation.....	60
II.4.8.3. Injection de gaz chauds dans la bouteille liquide	61
II.4.8.4. Chasse de gaz de la bouteille liquide vers la partie basse pression du circuit	61
II.4.8.5. Répartition des puissances calorifiques de chauffage et de production d'ECS	62
II.5. Les modes de fonctionnement	63
II.5.1. Mode 1 : priorité au froid.....	64
II.5.2. Mode 2 : équilibré avec priorité au froid	65
II.5.3. Mode 3 : équilibré avec priorité au chaud	66
II.5.4. Mode 4 : équilibré avec priorité au chaud et dégivrage.....	67
II.5.5. Mode 5 : priorité au chaud.....	68
II.5.6. Mode 6 : maintien ECS.....	69
II.5.7. Les transitions entre modes.....	70
II.5.7.1. Du mode 0 au mode n.....	70
II.5.7.2. Du mode n au mode 0.....	70
II.5.7.3. Transitions entre modes.....	71
II.6. L'adaptation du concept au dioxyde de carbone	72
II.6.1. Les enjeux de l'utilisation du dioxyde de carbone.....	72

II.6.2. L'adaptation des échangeurs.....	73
II.6.2.1. Gas cooler à eau.....	73
II.6.2.2. Gas cooler à air.....	75
II.6.3. Les principaux modes de fonctionnement de la TFP au CO ₂	75
II.6.3.1. Mode 1.....	75
II.6.3.2. Mode 2.....	76
II.6.3.3. Mode 3.....	77
II.6.3.4. Mode 4.....	77
II.6.3.5. Mode 5.....	78
II.7. Conclusion.....	79
Chapitre III : Etude expérimentale d'un prototype au R407C	81
III.1. Introduction.....	82
III.2. Présentation du prototype.....	83
III.2.1. Banc expérimental.....	83
III.2.2. Les spécificités du prototype.....	86
III.2.2.1. Echangeur d'équilibrage sur air.....	86
III.2.2.2. Technique de dégivrage.....	86
III.2.2.3. Système de stockage et de dissipation d'énergie.....	87
III.2.2.4. Système de régulation de la haute pression.....	87
III.2.2.5. Caisson sur le circuit d'air.....	89
III.2.2.6. Régulation – commande.....	90
III.2.2.7. Métrologie.....	91
III.2.3. Mise en marche du prototype.....	92
III.2.3.1. Charge en fluide frigorigène.....	92
III.2.3.2. Protocole général de mise en marche de la machine.....	94
III.2.4. Déroulement de l'étude expérimentale.....	95
III.3. Validation du fonctionnement	95
III.3.1. Validation des modes de fonctionnement.....	95
III.3.1.1. Fonctionnement en mode chauffage.....	96
III.3.1.2. Fonctionnement en mode rafraîchissement.....	98
III.3.1.3. Fonctionnement en mode équilibré.....	100
III.3.2. Remarques sur les échangeurs.....	102
III.3.3. Remarques sur les débits des sources.....	102
III.3.4. Remarques sur le compresseur.....	103
III.4. Validation du comportement dynamique.....	104
III.4.1. Etude de la régulation de la pression de condensation.....	104
III.4.1.1. Mise en évidence de l'intérêt de la régulation de la haute pression.....	104
III.4.1.2. Equation de la consigne de haute pression.....	107
III.4.1.3. Régulation automatique de la haute pression.....	110
III.4.2. Transitions entre modes.....	113
III.4.2.1. Transitions entre le mode équilibré et le mode chauffage en période hivernale.....	113
III.4.2.2. Transitions entre le mode équilibré et le mode rafraîchissement en période estivale.....	114
III.4.3. Phases de dégivrage.....	116
III.5. Comparaison des performances avec les données constructeur	119
III.5.1. Traitement des données.....	119
III.5.1.1. Données constructeur.....	119
III.5.1.2. Traitement des mesures expérimentales.....	119
III.5.2. Evolution du débit massique en fonction des températures de fonctionnement.....	121
III.5.3. Evolution des puissances en fonction des températures de fonctionnement.....	122
III.5.4. Performances par mode de fonctionnement.....	124

III.5.4.1. Mode chauffage.....	124
III.5.4.2. Mode rafraîchissement	125
III.5.4.3. Mode équilibré	125
III.6. Conclusion	127
Chapitre IV : Modélisation de thermofrigopompes au HFC et au CO₂....	129
IV.1. Introduction.....	130
IV.2. Outils numériques.....	130
IV.2.1. Trnsys.....	130
IV.2.2. Visual fortran	131
IV.2.3. Refprop.....	131
IV.3. Modélisation des composants frigorifiques	131
IV.3.1. Compresseurs	132
IV.3.2. Echangeurs de chaleur.....	134
IV.3.2.1. Evaporateurs.....	135
IV.3.2.2. Condenseur au HFC.....	137
IV.3.2.3. Gas cooler au CO ₂	140
IV.3.2.4. Coefficients d'échange.....	142
IV.4. Modélisation des thermofrigopompes au HFC et au CO₂	142
IV.4.1. Validation du modèle de thermofrigopompe au HFC.....	142
IV.4.1.1. Validation des modèles	143
IV.4.1.2. Puissance de sous-refroidissement.....	148
IV.4.2. Machines optimisées du point de vue du dimensionnement : modélisation finales.....	149
IV.4.2.1. Modifications pour le modèle de TFP au R407C.....	149
IV.4.2.2. Modifications pour le modèle de TFP au CO ₂	150
IV.4.2.3. Modèles de pompes à chaleur air / eau réversibles	153
IV.4.2.4. Tableaux de puissances	155
IV.4.3. Comparaison des performances en régime permanent.....	158
IV.4.3.1. Facteurs de performance	158
IV.4.3.2. Résultats	158
IV.5. Conclusion	160
Chapitre V : Etude simulée des performances des thermofrigopompes au HFC et au CO₂ couplées à un bâtiment.....	161
V.1. Introduction	162
V.2. Modélisation des installations de chauffage et de rafraîchissement... 163	163
V.2.1. Modèles globaux	164
V.2.1.1. Description des modèles globaux	164
V.2.1.2. Organigrammes de fonctionnement	165
V.2.1.3. Remarques sur le couplage de l'installation au bâtiment	167
V.2.2. Modèles de thermofrigopompes	167
V.2.2.1. Tableaux des puissances thermiques et électriques.....	167
V.2.2.2. Régulation – commande.....	167
V.2.2.3. Production d'eau chaude sanitaire.....	168
V.2.3. Boucles d'eau	169
V.2.4. Débit d'air.....	169
V.2.5. Modèle de givrage – dégivrage	169
V.2.5.1. Dégivrage des thermofrigopompes.....	169
V.2.5.2. Dégivrage des pompes à chaleur	170

V.3. Modélisation du bâtiment et de son environnement	170
V.3.1. Description du bâtiment étudié.....	170
V.3.1.1. Matériaux des parois	172
V.3.1.2. Composition des parois	172
V.3.1.3. Description des zones thermiques	172
V.3.1.4. Linéiques	173
V.3.1.5. Vitrages	174
V.3.1.6. Perméabilité.....	174
V.3.1.7. Ventilation.....	174
V.3.1.8. Occupation.....	174
V.3.1.9. Eclairage.....	174
V.3.1.10. Appareils électriques	174
V.3.2. Villes d’implantation des bâtiments et climats.....	175
V.3.2.1. Rennes	175
V.3.2.2. Marseille.....	176
V.3.2.3. Bruxelles.....	176
V.3.2.4. Dimensionnement des installations en fonction des besoins.....	177
V.4. Performances des thermofrigopompes au HFC et au CO₂	178
V.4.1. Vérification du fonctionnement du modèle.....	178
V.4.1.1. Enclenchement des modes.....	178
V.4.1.2. Phases de dégivrage.....	180
V.4.2. Résultats des simulations annuelles.....	181
V.4.2.1. Productions d’énergie thermique.....	181
V.4.2.2. Consommations électriques.....	182
V.4.2.3. Coefficients de performance et rendement exergetique	184
V.4.2.4. Impacts environnementaux.....	186
V.5. Conclusion.....	188
Conclusion générale et perspectives du projet	189
Références	191
Nomenclature.....	197
Annexes.....	201

Introduction générale

Une thermofrigopompe (TFP) est une machine frigorifique produisant de manière simultanée du chaud et du froid. Les installations de thermofrigopompes existantes sont de forte puissance et destinées à satisfaire aux besoins en chauffage et en rafraîchissement de procédés industriels, d'immeubles de bureaux de grande surface ayant de forts apports internes ou encore de complexes sportifs intégrant piscine et patinoire. D'autres bâtiments, de plus petites dimensions, peuvent avoir de tels besoins simultanés en chaud et en froid, en mi-saison et en été, pour la production d'eau chaude sanitaire, le chauffage et le rafraîchissement de locaux. L'objectif de la thermofrigopompe de moyenne puissance à équilibrage sur air est la production d'eau chaude de chauffage, d'eau chaude sanitaire et d'eau froide de rafraîchissement avec une machine simple de mise en œuvre sur un réseau de distribution d'eau. L'objectif sous-jacent est l'optimisation des énergies produites pour améliorer les performances et réduire les consommations d'électricité.

Ce mémoire est composé de cinq chapitres présentant la thermofrigopompe développée par notre équipe de recherche et les travaux de recherche expérimentale et simulée autour de ce sujet.

Le premier chapitre est une étude bibliographique sur la réfrigération et les pompes à chaleur. Il détaille les outils nécessaires à la compréhension du sujet et des démarches utilisées. Il porte sur le froid et les notions de thermodynamique associées, les installations frigorifiques, leurs composants et l'évolution des fluides frigorigènes.

Le deuxième chapitre présente le concept de thermofrigopompe de moyenne puissance adaptée à deux fluides frigorigènes, un HFC classique et le dioxyde de carbone. Il détaille les éléments des circuits frigorifiques envisagés avec des propositions de solutions techniques pour les deux fluides et les stratégies de fonctionnement.

Le troisième chapitre présente l'étude expérimentale réalisée sur une maquette de thermofrigopompe au HFC R407C. L'objectif de cette étude est de valider les principes de fonctionnement de la machine et de mesurer ses performances.

Le quatrième chapitre présente la modélisation des thermofrigopompes au HFC et au CO₂. Une modélisation avec le logiciel Trnsys est proposée. Les modèles sont validés grâce aux mesures relevées lors des essais expérimentaux et aux données du logiciel de sélection du constructeur du compresseur frigorifique mis en œuvre sur le prototype.

Le cinquième et dernier chapitre présente une étude simulée des installations de thermofrigopompes au R407C et au CO₂ couplées à un bâtiment de type hôtel. Ces installations sont comparées à des pompes à chaleur réversibles de même puissance. Les performances annuelles des installations sont également comparées pour trois climats différents : océanique pour la ville de Rennes, méditerranéen pour la ville de Marseille et continental pour la ville de Bruxelles.

Chapitre I : Etude bibliographique

Des origines de la réfrigération aux dernières avancées des machines frigorifiques

I.1. Introduction

L'équipement frigorifique fait aujourd'hui partie de notre vie quotidienne. Par ses nombreuses applications, il assure une qualité de vie en constante amélioration. Il permet à l'homme de congeler, de surgeler et de conserver des produits alimentaires, mais aussi de rafraîchir et de chauffer des ambiances. En introduction, cette étude bibliographique présente les débuts du froid, l'évolution de la réfrigération et les notions de thermodynamiques utilisées dans ce mémoire. Elle détaille ensuite le cycle frigorifique, ses utilisations en réfrigération, en pompe à chaleur, en thermofrigopompe et les dernières avancées technologiques des composants. Enfin, elle présente l'évolution des fluides frigorigènes qui a accompagné celle des machines frigorifiques. L'accent est mis sur les notions théoriques utilisées dans les chapitres suivants et sur le comportement thermodynamique des machines fonctionnant avec le R407C et le CO₂, fluides frigorigènes étudiés pour la thermofrigopompe présentée dans ce mémoire.

I.1.1. Les débuts du froid

Dès la préhistoire, l'homme a compris que ses aliments se conservent mieux dans le froid [THE 1978]. Il a d'abord utilisé les grottes pour conserver le gibier. L'abaissement de température dans les grottes dû à l'évaporation de l'eau et à la détente de l'air dans les crevasses communiquant avec l'extérieur, associé à des parois isolantes de forte épaisseur, en fait des réfrigérateurs géants. Très tôt, on utilise aussi les deux phénomènes physiques que sont la vaporisation de l'eau et le rayonnement de la terre vers l'espace. Une fresque égyptienne du III^{ème} millénaire avant J.C. montre un esclave agitant un éventail devant des jarres en terre, accélérant ainsi la vaporisation de l'eau au travers de vases en poterie poreuse. Au cinquième siècle avant J.C., le grec Protagoras rapporte que dans la vallée du Nil, les égyptiens plaçaient des récipients sur les toits des maisons et utilisaient le rayonnement thermique nocturne de la terre vers l'espace pour produire de la glace. Un poème chinois de 1100 avant JC fait déjà référence à des « glaciers ». Pendant des siècles, des convois ont ravitaillé en glace les empereurs de la Rome antique, les califes de Damas et Bagdad ou les sultans du Caire. Une technique, déjà utilisée en Inde au IV^{ème} siècle, consistait à ajouter à l'eau certains sels afin d'abaisser sa température. Les mélanges réfrigérants représentaient une étape intermédiaire entre froid naturel et froid artificiel. Ces mélanges, utilisés pour les recherches scientifiques dès le XVII^{ème} siècle, ont permis par exemple de congeler le mercure à -40°C et d'établir le zéro du thermomètre de Fahrenheit.

I.1.2. L'évolution de la réfrigération

C'est à partir de 1755 que l'on réussit à « fabriquer » les basses températures [THE 1978]. De 1755 à 1875, les premières machines frigorifiques sont mises au point par quelques précurseurs. Parallèlement à ce génie inventif, les branches de la physique sur lesquels reposent les divers procédés de production de froid continuent à perfectionner les machines frigorifiques. En 1755, William Cullen fabrique le premier appareil produisant de la glace, par vaporisation de l'eau sous pression réduite. En 1805, l'inventeur américain Oliver Evans décrit le premier cycle à compression de vapeur mais c'est son ami Jacob Perkins qui dépose, en 1834, le premier brevet de machine frigorifique. Celle-ci fonctionnait avec de l'éther diéthylique comme fluide frigorigène. Entre 1850 et 1875, le cycle d'Evans-Perkins connaît un développement progressif grâce par exemple aux travaux de James Harrison qui mit au point le premier compresseur fiable. L'industrialisation des machines utilisant un cycle à compression de vapeur commencera vraiment en 1876 avec Carl von Linde et la première machine à ammoniac industrialisée. Dans le même temps, d'autres appareils de production de froid voient le jour, tels que la machine frigorifique à détente d'air préalablement comprimé, inventée par John Gorrie en 1844, la machine à absorption, inventée par Ferdinand Carré en 1859 et la machine à vaporisation d'eau sous vide inventée en 1866 par Edmond Carré. Le XX^{ème} siècle a ensuite vu le développement de la chaîne du froid pour les transports, l'entreposage et les meubles frigorifiques de vente ou à usage domestique. A l'époque, les fluides naturels utilisés présentaient tous des inconvénients sur les plans de la sécurité des personnes ou de la performance, sans qu'aucun d'entre eux ne puisse être privilégié. Après la première guerre mondiale, l'intérêt se porte sur les hydrocarbures halogénés (dérivés fluorés, chlorés

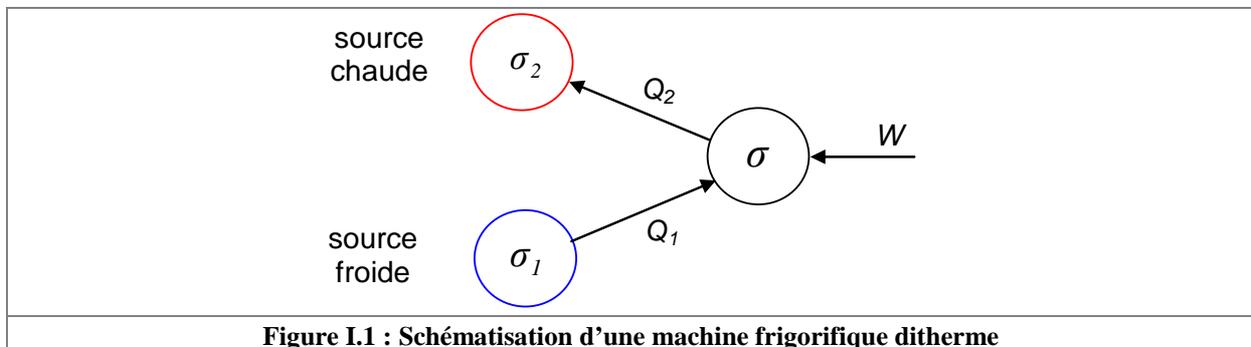
et bromés) qui offrent de bonnes performances sans risque de toxicité et d'inflammabilité. En 1893 et 1907, Frédéric Swarts publie les premiers résultats des études sur le R12, un des fluides les plus utilisés dans l'histoire de la réfrigération, mais il faudra attendre les années 1930 pour voir une production industrielle se mettre en place aux Etats-Unis et la fin de la seconde guerre mondiale pour que leur usage se répande dans d'autres pays. Depuis les années 1980, du fait des préoccupations liées à l'impact environnemental des fluides frigorigènes, les substances naturelles ont connu un regain d'intérêt auprès des industriels et de la communauté scientifique.

I.1.3. Quelques éléments de thermodynamique

L'évolution des machines frigorifiques n'a pu se faire sans la naissance et l'évolution de la thermodynamique, science des phénomènes qui dépendent de la température et de ses variations [BER 1989] [FLE 1968] [THE 1978]. La conservation de l'énergie totale d'un système fermé (équation I.1) est le premier principe de la thermodynamique, formulé en 1842 par Julius Robert von Mayer et vérifié par le travail expérimental de James Prescott Joule en 1843.

$$\Delta E = \sum Q + \sum W \quad (\text{Equation I.1})$$

La quantité de chaleur Q et le travail mécanique W y sont définis comme des formes d'énergie équivalentes. Dès 1824, Sadi Carnot pose les bases de la thermodynamique dans son mémoire intitulé *Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance* [CAR 1824]. Il conclut à l'impossibilité de produire un travail mécanique sans la présence de deux sources de chaleur à températures différentes. Le déséquilibre de température est donc indissociable de la création de mouvement. La figure I.1 schématise le principe d'une machine frigorifique ditherme idéale σ qui correspond au moteur thermique ditherme idéal inversé. A partir d'un travail mécanique W , elle réalise un transfert de chaleur d'une source froide σ_1 à une température T_1 vers une source chaude σ_2 à une température T_2 plus élevée.



Les transformations mises en jeu sont dites « réversibles », donc quasi-statiques et inversables par une modification infiniment lente des conditions extérieures. Elles sont constituées d'une suite d'états d'équilibre infiniment voisins et caractérisées par des phénomènes dissipatifs nuls. C'est grâce à la définition de ce cycle et au fait que les pertes de chaleur, caractérisées par les frottements entre les particules solides ou fluides sont inévitables lors d'une transformation, que l'idée du second principe de la thermodynamique est née. Il apporte à la thermodynamique la notion d'irréversibilité d'une transformation par l'intermédiaire de l'entropie. Rudolf Clausius démontre en 1865 que le rapport d'une quantité d'énergie échangée par un système sur la température absolue de ce système correspond à la variation d'une fonction d'état, c'est-à-dire que la variation de cette fonction lors d'une transformation ne dépend que des états initial et final. Il nomme cette fonction « entropie » et lui attribue la lettre S .

$$\Delta S = \frac{Q}{T} \quad (\text{Equation I.2})$$

Cette équation permet d'imaginer qu'un système est à l'équilibre lorsque son entropie est maximale, donc lorsque la quantité de chaleur échangée est maximale mais aussi lorsque la température du système est minimale. Cette deuxième affirmation peut être représentée par le fait que plus la température d'un fluide est faible et plus il est stable car son agitation moléculaire est faible. Par opposition au premier principe qui est un principe de conservation, le second principe de la thermodynamique est un principe d'évolution. Toute transformation s'effectue avec augmentation du désordre global dans l'ensemble comprenant le système et le milieu extérieur (équation I.3). Si la transformation est réversible, la variation d'entropie globale est nulle, si elle n'est pas réversible, il y a création d'entropie. Dans le cas d'un cycle, la variation d'entropie du système seul, composée d'une partie échangée et d'une partie créée est nulle (équation I.4). D'après le second principe, l'entropie créée lors du cycle est donc positive ou nulle. Cette équation mène à l'inégalité de Clausius (équation I.5).

$$\Delta S_{global} = \Delta S_{système} + \Delta S_{extérieur} \geq 0 \quad (\text{Equation I.3})$$

$$\Delta S_{cycle} = \Delta S_{échangée} + \Delta S_{créée} = 0 \quad (\text{Equation I.4})$$

$$\Delta S_{échangée} = \sum \frac{Q}{T} \leq 0 \quad (\text{Equation I.5})$$

Le cycle de Carnot correspondant à une machine thermique idéale est représenté dans un diagramme température-entropie sur la figure I.2. Il est composé de quatre transformations réversibles : une compression isentropique, une détente isotherme, une détente isentropique et une compression isotherme.

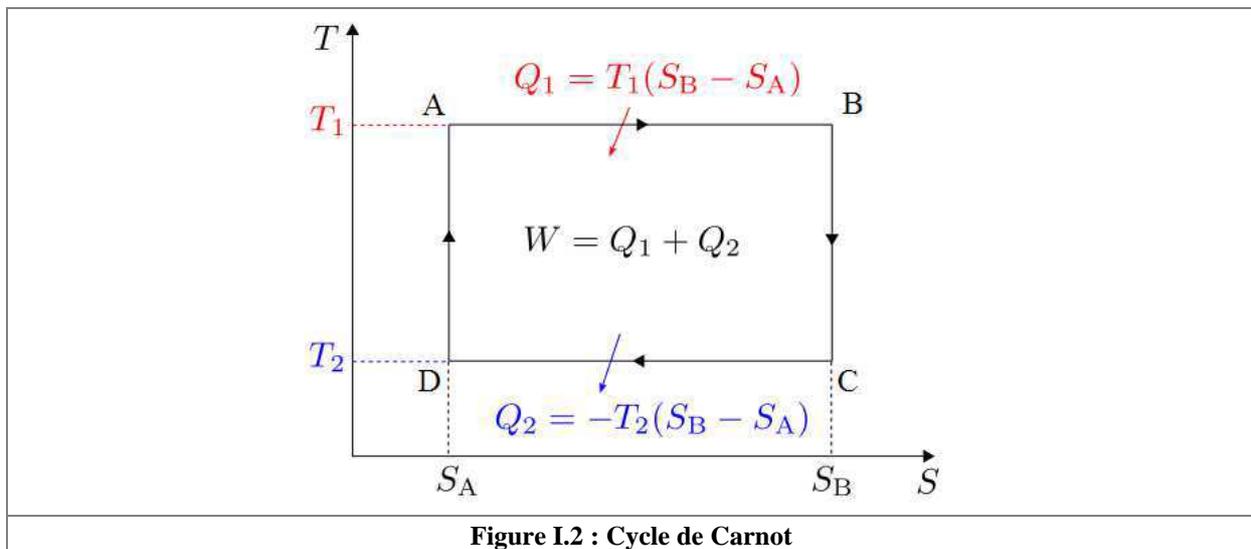


Figure I.2 : Cycle de Carnot

Dérivée de l'inégalité de Clausius, l'efficacité de ce cycle sans irréversibilité, appelé « rendement de Carnot », est l'efficacité maximale que l'on peut obtenir d'une machine thermique (équation I.6).

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (\text{Equation I.6})$$

Liée à la notion d'irréversibilité d'une transformation et de pertes d'énergie est apparu le concept d'exergie [OCA 1981] [ADE 2007] [LEP 2006]. L'exergie correspond au travail maximum qui peut être extrait d'un système lorsqu'il se met à l'équilibre thermodynamique avec son environnement. Un travail est donc de l'exergie pure et l'exergie E correspond à une quantité de chaleur Q , convertible en

travail, multipliée par la valeur absolue du rendement de Carnot pour un transfert, dans le cas d'une machine frigorifique, entre le réfrigérant à la température T et une température de référence T_0 correspondant à l'environnement extérieur (équation I.7). En pratique, la température du réfrigérant T est généralement déterminée par la moyenne logarithmique de la température du fluide au long de l'échangeur \bar{T} .

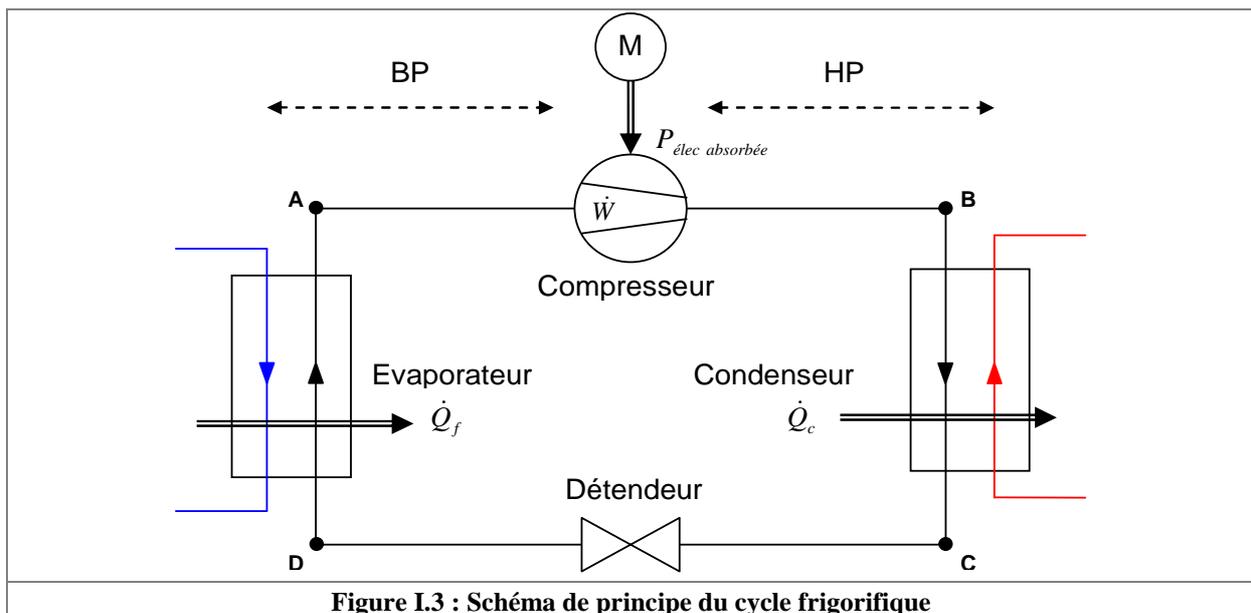
$$E = Q \cdot \left| 1 - \frac{T_0}{T} \right| \quad (\text{Equation I.7})$$

I.2. Description du cycle frigorifique à compression de vapeur

Les cycles frigorifiques ont évolué grâce aux découvertes successives des inventeurs et des thermodynamiciens. Après la seconde guerre mondiale, les systèmes à absorption fonctionnant avec de l'ammoniac envahissent le marché des grosses installations de l'industrie agroalimentaire. Mais dans de nombreux domaines utilisant de petites unités de froid comme la réfrigération domestique ou commercial, le cycle frigorifique à compression de vapeur s'impose de façon éclatante grâce à sa fiabilité [THE 1978]. Cette partie présente d'abord le schéma simplifié du cycle frigorifique à compression de vapeur. Puis, les composants frigorifiques associés à chaque transformation du cycle sont détaillés. Le dernier point traite des évolutions de la recherche sur le cycle frigorifique concernant les composants et les utilisations du cycle. Dans un premier temps, les transformations du cycle frigorifique de base sont présentées de manière schématisée dans un diagramme thermodynamique, dit diagramme de Mollier [THE 1978].

I.2.1. Schéma de principe

Afin de réaliser les quatre transformations du cycle frigorifique, la machine frigorifique (figure I.3) dispose d'un évaporateur, d'un compresseur, d'un condenseur et d'un dispositif de détente [MEU 2005]. Les puissances mises en jeu sont un travail mécanique de compression du fluide frigorigène grâce à une puissance électrique à l'alimentation du compresseur et à deux puissances thermiques, calorifique et frigorifique, respectivement au condenseur et à l'évaporateur. La détente est généralement isenthalpe, donc sans échange de chaleur. Cependant certains dispositifs de détente permettent de réaliser une récupération de travail mécanique.



I.2.2. Diagramme de Mollier

Le cycle frigorifique simplifié peut être représenté sur un diagramme pression-enthalpie (diagramme de Mollier). L'enthalpie est une variable d'état qui représente la quantité de chaleur disponible dans une certaine masse de fluide frigorigène. L'enthalpie spécifique, en abscisse du diagramme, correspond à l'enthalpie d'1 kg de fluide frigorigène. La figure I.4 est un exemple de cycle frigorifique sur le diagramme de Mollier du réfrigérant R134a. Le diagramme de Mollier est divisé en plusieurs zones. La zone centrale en forme de « cloche » correspond aux couples {pression, enthalpie} pour lesquels le fluide frigorigène se trouve sous la forme d'un mélange liquide / vapeur. Le sommet de la « cloche » se nomme « point critique ». Au-dessus de la pression au point critique, le fluide se trouve à l'état supercritique et en dessous, à l'état subcritique. Le cycle frigorifique classique utilise le réfrigérant à l'état subcritique. La courbe de saturation en liquide (enthalpies les plus faibles) se nomme « courbe de bulle ». La courbe de saturation en gaz (enthalpies les plus élevées) se nomme « courbe de rosée ». Entre ces deux courbes, la fraction de vapeur (ou de liquide) évolue progressivement suivant l'enthalpie. Le cycle frigorifique idéal comprend une évaporation à pression constante, une compression isentrope, une condensation à pression constante et une détente du fluide frigorigène. Durant l'évaporation, le réfrigérant capte de la chaleur à une source froide. Durant la compression, le réfrigérant subit une augmentation de pression et d'enthalpie. Durant la condensation, le fluide frigorigène restitue de la chaleur à une source chaude. Enfin, le réfrigérant subit une perte de pression par détente isenthalpe afin de redescendre à sa pression initiale.

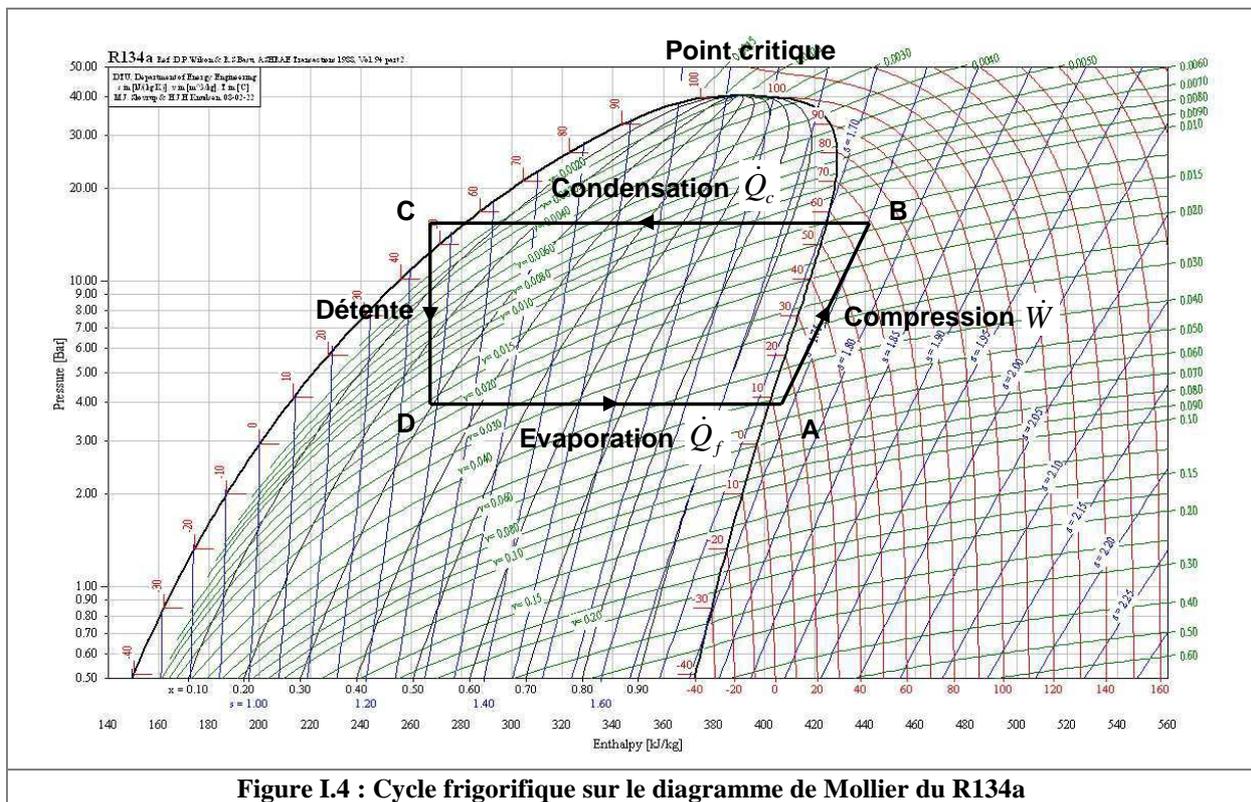


Figure I.4 : Cycle frigorifique sur le diagramme de Mollier du R134a

I.2.3. Evaluation de la performance

Plusieurs coefficients permettent d'évaluer les performances énergétiques d'une machine à compression de vapeur. En général, la performance d'un système est définie par le rapport de la puissance utile produite par la machine sous forme de chaleur prise ou rejetée par le réfrigérant sur la puissance absorbée par la compression sous forme de travail mécanique ou d'énergie électrique. Sur une période de fonctionnement, le rapport de puissance peut être remplacé par un rapport de l'énergie utile sur l'énergie électrique absorbée.

Dans le cas des machines frigorifiques, la performance est évaluée le plus souvent par deux COP (Coefficient of Performance, Coefficient Opérationnel de Performance ou COefficient de Performance) :

- le COP en fonctionnement froid généralement appelée efficacité frigorifique dans l'industrie ;
- le COP en fonctionnement chaud généralement appelé COP pour les pompes à chaleur.

Le COP froid ou efficacité énergétique est le rapport de la puissance frigorifique sur la puissance électrique absorbée au compresseur (équation I.8). Depuis l'essor des pompes à chaleur, ce coefficient est de plus en plus appelé COP froid ou EER aux Etats-Unis (Energy Efficiency Ratio) [ASH 2004] [JEN 2008]. En effet, la performance des pompes à chaleur, appelée COP chaud [WHI 2002] [JEN 2008] [KIM 2004], est déterminée par le rapport de la puissance calorifique récupérée sur la puissance électrique absorbée au compresseur (équation I.9).

Dans le cas des thermofrigopompes, les productions simultanées de chaud et de froid peuvent être des puissances utiles. La machine doit satisfaire aux besoins d'une charge composée de deux contributions :

$\dot{Q}_{c\text{-charge}}$ en chaud et $\dot{Q}_{f\text{-charge}}$ en froid.

La thermofrigopompe a son ratio propre de production qui dépend des conditions d'environnement :

$\dot{Q}_{c\text{-machine}} / \dot{Q}_{f\text{-machine}}$.

Les deux ratios de puissances « charge » et « machine » sont généralement différents. Pour satisfaire aux besoins de la charge, la TFP devra donc fonctionner suivant divers modes :

- si $\dot{Q}_{c\text{-charge}} / \dot{Q}_{f\text{-charge}} = \dot{Q}_{c\text{-machine}} / \dot{Q}_{f\text{-machine}}$, fonctionnement en mode équilibré,
- si $\dot{Q}_{c\text{-charge}} / \dot{Q}_{f\text{-charge}} > \dot{Q}_{c\text{-machine}} / \dot{Q}_{f\text{-machine}}$, fonctionnement en alternance entre le mode équilibré et le mode production de chaud,
- si $\dot{Q}_{c\text{-charge}} / \dot{Q}_{f\text{-charge}} < \dot{Q}_{c\text{-machine}} / \dot{Q}_{f\text{-machine}}$, fonctionnement en alternance entre le mode équilibré et le mode production de froid.

La TFP pourra donc toujours s'adapter au ratio de puissances de la charge en faisant varier les proportions de temps d'utilisation des divers modes. L'usage de ces machines n'étant pas très répandu, il est possible de définir un coefficient de performance de production simultanée en considérant que la puissance utile est la somme de celles disponibles à l'évaporateur et au condenseur². Pour les besoins notre étude, on appellera ce coefficient COP chaud + froid (équation I.10).

$$COP \text{ ou } COP_{\text{froid}} = \frac{\dot{Q}_f}{P_{\text{élec absorbée}}} \quad (\text{Equation I.8})$$

$$COP_{\text{chaud}} = \frac{\dot{Q}_c}{P_{\text{élec absorbée}}} \quad (\text{Equation I.9})$$

$$COP_{\text{chaud+froid}} = \frac{\dot{Q}_c + \dot{Q}_f}{P_{\text{élec absorbée}}} \quad (\text{Equation I.10})$$

Un autre coefficient de performance permettant d'évaluer la performance des systèmes frigorifiques est le COP de Carnot calculé à partir des températures des sources chaude et froide en Kelvin [MEU 2005]. On peut ainsi déterminer trois coefficients pour les performances en froid (équation I.11), en chaud (équation I.12) et en production simultanée (équation I.13). En pratique, le coefficient de performance de Carnot correspond aux performances d'une machine fonctionnant suivant un cycle frigorifique idéal.

² Ce coefficient correspond à une valeur de performance instantanée et en aucun cas à des performances globales de fonctionnement

$$COP_{Carnot-froid} = \frac{T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}} \quad (\text{Equation I.11})$$

$$COP_{Carnot-chaud} = \frac{T_{sc}}{T_{sc} - T_{sf}} \quad (\text{Equation I.12})$$

$$COP_{Carnot-chaud+froid} = \frac{T_{sc} + T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}} \quad (\text{Equation I.13})$$

Ajouter des énergies ou des puissances calorifique et frigorifique est assez délicat du fait de leurs natures quelque peu différentes. La communauté scientifique préfère travailler avec l'exergie qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique idéalement récupérable [MEU 2005]. Les rendements exergetiques sont les rapports des exergies thermiques sur l'énergie mécanique (équations I.14, I.15 et I.16) [SAR 2006]. La température de référence T_0 choisie est celle de l'environnement extérieur, donc pour notre installation, celle de l'air extérieur. Sarkar et al. utilisent la moyenne logarithmique pour évaluer la température des sources.

$$\eta_{ex-froid} = \frac{Q_f}{W} \left| 1 - \frac{T_0}{T_{sf}} \right| \quad (\text{Equation I.14})$$

$$\eta_{ex-chaud} = \frac{Q_c}{W} \left| 1 - \frac{T_0}{T_{sc}} \right| \quad (\text{Equation I.15})$$

$$\eta_{ex-chaud+froid} = \frac{Q_c}{W} \left| 1 - \frac{T_0}{T_{sc}} \right| + \frac{Q_f}{W} \left| 1 - \frac{T_0}{T_{sf}} \right| \quad (\text{Equation I.16})$$

I.3. Les composants du cycle frigorifique

Quatre composants principaux sont associés au cycle frigorifique : le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur. Il existe par ailleurs des éléments de contrôle et de sécurité permettant de prolonger la durée de vie des machines frigorifiques et des composants annexes permettant d'améliorer les performances du cycle frigorifique.

I.3.1. Le compresseur

Le compresseur est l'élément qui assure la circulation et l'augmentation de pression du fluide dans le circuit [ENE 2003]. Il est constitué d'un moteur électrique entraînant un arbre sur lequel est fixé une cloison mobile. Dans le cas de compresseurs volumétriques (compresseurs scroll, à piston, à membrane, à vis, à lobes, à palettes, à anneau liquide...), le fluide frigorigène sous forme gazeuse est confiné pendant un intervalle de temps dans un espace compris entre cette cloison mobile et une cloison fixe. Les deux cloisons se rapprochant, le volume de l'espace diminue et le fluide subit une augmentation de pression et de température. Dans le cas de compresseurs dynamiques (compresseurs axiaux et centrifuges), la pression augmente par un processus de transfert de la quantité de mouvement de la cloison mobile au fluide frigorigène. Les compresseurs sont classés en trois familles : hermétiques, semi-hermétiques et ouverts. Les compresseurs hermétiques, d'entretien difficile, sont utilisés dans les installations de faible puissance. Ils sont confinés dans une enceinte soudée contenant le réfrigérant et l'huile lubrifiante. Les compresseurs semi-hermétiques disposent d'une coque amovible boulonnée pour faciliter l'inspection et la maintenance. Le moteur électrique des

compresseurs ouverts se trouve à l'extérieur du bloc du compresseur. L'arbre d'entraînement entre le moteur et le bloc compresseur est équipé d'un joint étanche.

Les compresseurs frigorifiques fonctionnent généralement en tout ou rien ou marche-arrêt. C'est le cas pour les compresseurs à piston. Une modulation de puissance peut être réalisée sur les pompes à chaleur disposant de plusieurs compresseurs en parallèle. L'enclenchement successif des compresseurs est commandé par exemple, par une régulation sur la température de retour de la boucle d'eau à chauffer [CIA 2006]. Les compresseurs à vitesse variable sont équipés d'un motoréducteur permettent d'adapter de manière progressive la production d'énergie frigorifique ou calorifique aux besoins [MAT 2007]. Cette technologie, appelée « inverter », particulièrement adaptée aux compresseurs scroll, permet de réduire les niveaux de bruits et de vibration. Elle offre également de meilleures performances que les compresseurs frigorifiques contrôlés en tout ou rien malgré des rendements isentropique et volumétrique plus faibles à vitesse réduite [CUE 2009]. Les phases de mise en marche et d'arrêt des compresseurs sont pénalisantes pour les performances globales et la fiabilité du compresseur et de la machine en général. Leur nombre doit être limité autant que possible.

I.3.1.1. Calcul de la puissance électrique absorbée

Du point de vue thermodynamique, la puissance mise en jeu à la compression (équation I.17) est définie par le produit du débit massique de réfrigérant par la différence d'enthalpie entre les points A et B du diagramme de Mollier (figure I.4).

$$\dot{W} = \dot{m}_r \cdot (h_B - h_A) \quad (\text{Equation I.17})$$

La puissance de compression (équation I.18) s'exprime à partir du coefficient d'évolution polytropique n (pour une transformation avec échange thermique entre le fluide et son environnement)

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} \cdot BP \cdot \frac{\dot{m}_r}{\rho} \cdot \left[\left(\frac{HP}{BP} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{Equation I.18})$$

Pour les compresseurs à piston, un rendement volumétrique η_{vol} (équation I.19) peut être défini. Il dépend du rapport des pressions, d'un coefficient β lié aux pertes de charges à l'aspiration du compresseur et aux échanges thermiques avec l'extérieur et du taux d'espace mort τ_{em} . Ce dernier paramètre est le rapport entre le volume de fluide aspiré et le volume de la chambre de compression dit « volume balayé » V_b [LEN 2004]. Pour les autres types de compresseurs, le rendement volumétrique pourra être défini avec un taux d'espace mort fictif, obtenu par corrélation des résultats expérimentaux.

$$\eta_{vol} = 1 - \beta - \tau_{em} \cdot \left(\frac{HP}{BP} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (\text{Equation I.19})$$

Le débit massique de fluide frigorigène peut être calculé à partir de la masse volumique à l'aspiration, du rendement volumétrique et du volume balayé (équation I.20).

$$\dot{m}_r = \rho \cdot \eta_{vol} \cdot V_b \quad (\text{Equation I.20})$$

La puissance électrique absorbée par le compresseur intègre un rendement électrique et un rendement mécanique (équation I.21).

$$P_{elec} = \frac{\dot{W}}{\eta_{elec} \cdot \eta_{mec}} \quad (\text{Equation I.21})$$

La compression engendre un frottement des molécules de fluide frigorigène et donc une création d'entropie. Un rendement isentropique (relatif à une évolution isentrope) tient compte de ce phénomène (équation I.22). h_{B-is} correspond à l'état du réfrigérant pour le point B, en fin de compression sur le diagramme de Mollier (figure I.4), si la compression était isentropique [MEU 2005].

$$\eta_{is} = \frac{h_{B-is} - h_A}{h_B - h_A} \quad (\text{Equation I.22})$$

I.3.1.2. Précautions de fonctionnement

Le compresseur comporte des pièces mécaniques qui doivent être lubrifiées pour diminuer les frottements et assurer une durée de vie satisfaisante à ce composant. Une huile compatible est ajoutée au fluide frigorigène. A moins que la machine soit équipée d'un récupérateur d'huile, celle-ci parcourt l'intégralité du circuit. La conception du circuit doit donc prévoir des diamètres suffisamment faibles pour assurer une vitesse de circulation supérieure à la vitesse minimale d'entraînement de l'huile. Une autre solution technique est la mise en place d'un séparateur d'huile [ZEH 2004] au refoulement du compresseur. Ce système piège l'huile et la réinjecte à l'aspiration. Seul le fluide frigorigène parcourt alors le circuit.

Le compresseur supporte difficilement une fraction de liquide, même faible, dans le fluide frigorigène aspiré. Ce phénomène s'appelle un « coup de liquide ». Généralement, le dispositif de détente régule la pression pour garantir une surchauffe minimale des vapeurs par rapport à la température d'ébullition du réfrigérant (paragraphe I.3.3.). Une bouteille anti-coup de liquide peut également garantir l'alimentation uniquement en vapeur du compresseur. Les phases liquide et vapeur sont séparées par gravité et l'aspiration du compresseur est connectée à la partie haute de la bouteille.

I.3.2. Les échangeurs de chaleur

Il existe de nombreux types d'échangeur de chaleur en fonction des fluides utilisés et des domaines d'application (figure I.5). Les éléments de théorie des échangeurs adaptés aux fluides frigorigènes, présentés dans cette partie, sont utilisés dans les calculs des chapitres suivants.

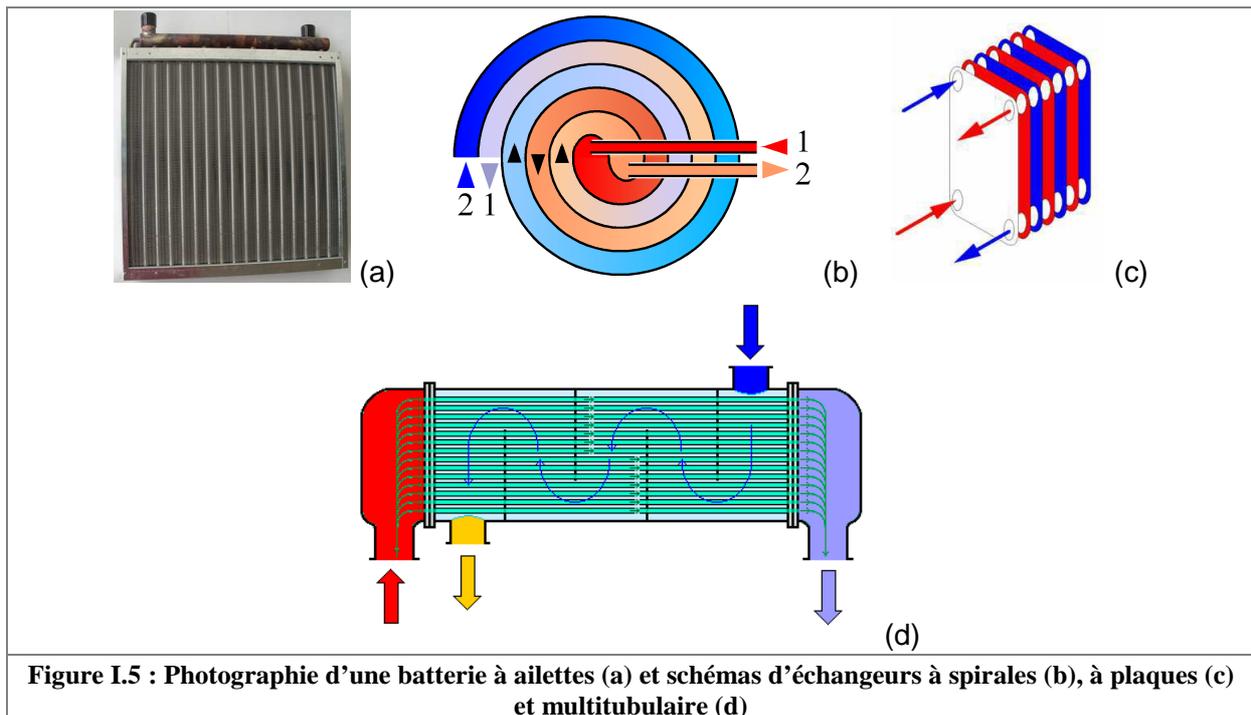


Figure I.5 : Photographie d'une batterie à ailettes (a) et schémas d'échangeurs à spirales (b), à plaques (c) et multitubulaire (d)

Les batteries à ailettes sont utilisées pour les échanges entre de l'air et un liquide ou un fluide en changement de phase. Les ailettes permettent d'augmenter la surface d'échange côté air et donc l'efficacité globale des batteries [XIE 2009]. Les échangeurs à plaques brasées offrent la meilleure efficacité pour les échanges entre deux liquides ou un liquide et un fluide en changement de phase. Les échangeurs à spirales et multitubulaires offrent un bon compromis entre robustesse et efficacité d'échange.

I.3.2.1. Equations de transfert utilisées

En régime permanent, les puissances mises en jeu dans un échangeur de chaleur peuvent se déterminer de deux manières :

- à partir des équations faisant intervenir les températures des sources ou les enthalpies du fluide frigorigène en entrée et en sortie d'échangeur (équations I.36 à I.39 des paragraphes I.3.2.2. et I.3.2.3. consacrés au condenseur et à l'évaporateur),
- à partir des dimensions de l'échangeur, de la surface d'échange, des diamètres hydrauliques, de la technologie mise en œuvre et des caractéristiques des matériaux. Dans ce cas, plusieurs outils peuvent être utilisés dont la moyenne logarithmique de l'écart de température et la méthode du nombre d'unités de transfert (NUT).

I.3.2.1.1. Ecart de température logarithmique

L'évolution de l'écart de température entre deux fluides au fur et à mesure de sa progression dans un échangeur est de type logarithmique (figure I.6). T_{ce} , T_{cs} , T_{fe} et T_{fs} sont respectivement les températures d'entrée et de sortie du fluide chaud et du fluide froid. La relation de la puissance échangée [MEU 2005] fait intervenir une différence de température caractéristique moyenne appelée moyenne logarithmique de l'écart de température *DTLM* ou *ΔTLM* (équation I.24).

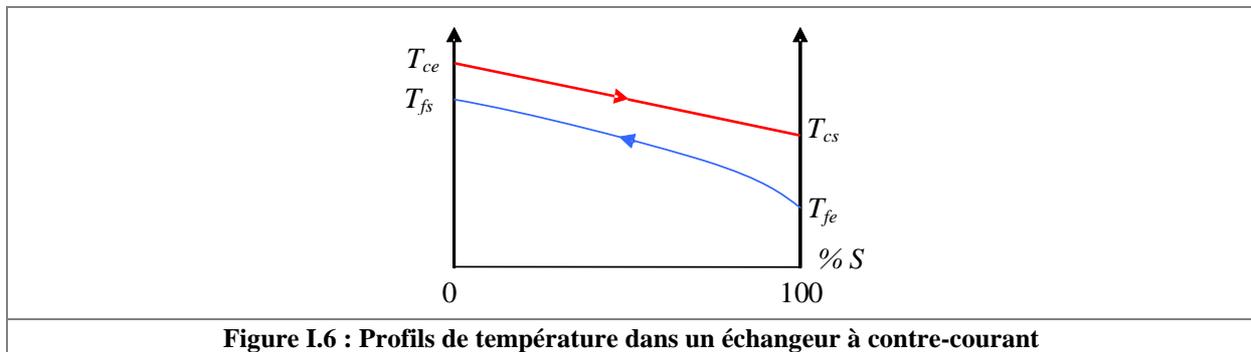


Figure I.6 : Profils de température dans un échangeur à contre-courant

En considérant que le coefficient d'échange U est constant sur toute la surface de l'échangeur, que le régime d'écoulement est permanent et en négligeant les pertes thermiques (isolation parfaite), la puissance échangée dans un échangeur à contre-courant ou à courants croisés s'écrit selon l'équation I.23 en utilisant le *DTLM* (équation I.24).

$$\dot{Q} = U \cdot S \cdot DTLM = U \cdot S \cdot \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} \quad (\text{Equation I.23})$$

$$DTLM = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} \quad (\text{Equation I.24})$$

Cette relation est valable pour des débits constants et pour un coefficient d'échange U constant. Si les variations de ce coefficient sont importantes au fur et à mesure de l'évolution de la température ou du changement d'état du fluide, il faut passer à un modèle d'échangeur discrétisé ou zonal. Ce modèle est généralisable aux condenseurs et aux évaporateurs soit par un modèle zonal (évaporation – surchauffe pour l'évaporateur ou désurchauffe – condensation – sous-refroidissement pour le condenseur) soit par un modèle simplifié en négligeant les zones de transfert de chaleur sensible [MEU 2005].

I.3.2.1.2. Nombre d'unités de transfert et efficacité d'échangeur

La puissance échangée peut encore être calculée par l'équation I.25 en fonction de l'efficacité de l'échangeur, du débit de capacité calorifique minimal et de la différence de température d'entrée des deux fluides. L'efficacité d'échange de chaleur est définie comme le ratio entre le flux de chaleur réel et le flux de chaleur maximum thermodynamiquement échangeable pour les conditions d'entrées et de débits fixées.

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{m}C_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{Equation I.25})$$

L'efficacité s'exprime à partir de deux nombres sans dimensions : le rapport des débits de capacité calorifique minimal et maximal (équation I.26 et I.27) et le nombre d'unités de transfert NUT (équation I.28) [ASH 1989]. L'efficacité s'écrit de différentes manières selon que l'échangeur est de type courant parallèle ε_{cp} (équation I.29), contre-courant ε_{cc} (équation I.30) ou courants croisés ε_{cx} (équation I.31).

$$\dot{m}C_{\min} = \min(\dot{m}_1 \cdot Cp_1, \dot{m}_2 \cdot Cp_2) \quad (\text{Equation I.26})$$

$$\dot{m}C_{\max} = \max(\dot{m}_1 \cdot Cp_1, \dot{m}_2 \cdot Cp_2) \quad (\text{Equation I.27})$$

$$NUT = \frac{U \cdot S}{\dot{m}C_{\min}} \quad (\text{Equation I.28})$$

$$\varepsilon_{cp} = \frac{1 - \exp\left[-NUT \cdot \left(1 + \frac{\dot{m}C_{\min}}{\dot{m}C_{\max}}\right)\right]}{1 + \frac{\dot{m}C_{\min}}{\dot{m}C_{\max}}} \quad (\text{Equation I.29})$$

$$\varepsilon_{cc} = \frac{1 - \exp\left[-NUT \cdot \left(1 - \frac{\dot{m}C_{\min}}{\dot{m}C_{\max}}\right)\right]}{1 + \frac{\dot{m}C_{\min}}{\dot{m}C_{\max}} \cdot \exp\left[-NUT \cdot \left(1 - \frac{\dot{m}C_{\min}}{\dot{m}C_{\max}}\right)\right]} \quad (\text{Equation I.30})$$

$$\varepsilon_{cx} = \begin{cases} \text{si } \dot{m}C_{\max} \text{ correspond au fluide chaud :} \\ 1 - \exp\left[-\left(1 - \exp\left[-NUT \cdot \frac{\dot{m}C_{\min}}{\dot{m}C_{\max}}\right]\right) \cdot \frac{\dot{m}C_{\max}}{\dot{m}C_{\min}}\right] \\ \text{si } \dot{m}C_{\min} \text{ correspond au fluide chaud :} \\ \frac{\dot{m}C_{\max}}{\dot{m}C_{\min}} \cdot \left(1 - \exp\left[-\left(1 - \exp\left[-NUT\right]\right) \cdot \frac{\dot{m}C_{\min}}{\dot{m}C_{\max}}\right]\right) \end{cases} \quad (\text{Equation I.31})$$

I.3.2.1.3. Relation simplifiée

La relation simplifiée [LEN 2004] souvent utilisée par les installateurs pour le dimensionnement des échangeurs exprime la puissance en fonction de la différence de température d'entrée des deux fluides, de la surface d'échange S et d'un coefficient de transfert de chaleur U normalisé pour le dimensionnement (équation I.32). Cette équation ne prend pas en compte l'évolution du coefficient U suivant les régimes de fonctionnement. Elle est utilisée pour des régimes de fonctionnement nominaux.

$$\dot{Q} = U \cdot S \cdot \Delta T \quad (\text{Equation I.32})$$

I.3.2.1.4. Détermination du coefficient global d'échange

Le coefficient global d'échange U s'écrit de différentes manières suivant le type d'échangeur. Pour les échangeurs à plaques, ce coefficient dépend des coefficients de transfert thermique par convection à l'intérieur du circuit de fluide frigorigène hc_i , à l'extérieur hc_e , côté fluide source, l'épaisseur e et la conductivité thermique de la paroi λ_p (équation I.33). L'équation I.34 est valable pour les batteries à ailettes. Elle fait intervenir en plus des paramètres de l'équation précédente, la surface des ailettes S_a et leur efficacité ε_a , les surfaces intérieure S_i et extérieure S_e du tube aileté et les diamètres de tube intérieur d_i et extérieur d_e .

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{hc_i} + \frac{e}{\lambda_p} + \frac{1}{hc_e} \quad (\text{Equation I.33})$$

$$\frac{1}{US_i} = \frac{1}{hc_i S_i} + \frac{d_i}{2\lambda_p S_i} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) + \frac{1}{hc_e \frac{S_e}{S_i} (\varepsilon_a S_a + S_i)} \quad (\text{Equation I.34})$$

Les coefficients de transfert de chaleur par convection dépendent du nombre de Nusselt caractérisant la vigueur de l'échange, de la configuration d'échangeur et de la nature du fluide (équation I.35). Le nombre de Nusselt est déterminé par une corrélation obtenue de manière expérimentale. Les tableaux A1.1, A1.2 et A1.3, disponibles en annexe 1, répertorient les corrélations les plus utilisées pour calculer les coefficients de transfert par convection forcée. Dans les circuits frigorifiques, tous les échanges font intervenir majoritairement de la convection forcée du fait de la présence de ventilateurs, de pompes ou du compresseur.

$$hc = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (\text{Equation I.35})$$

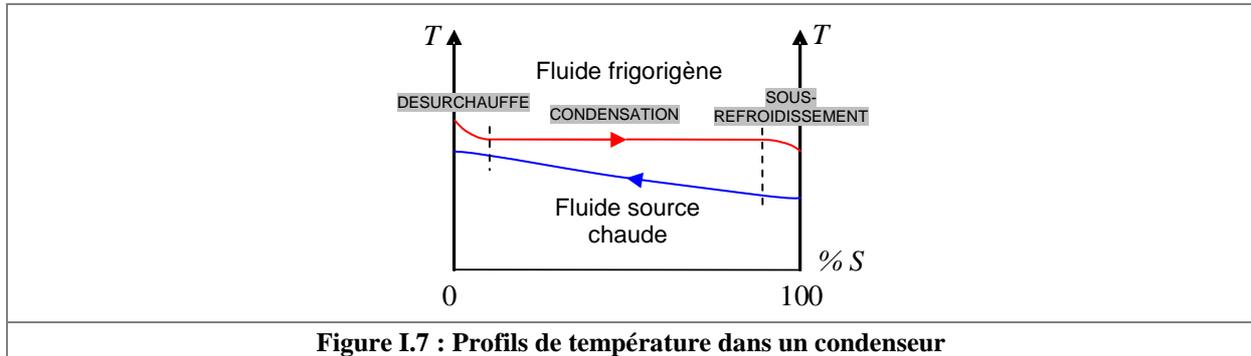
I.3.2.2. Condenseur

Le condenseur est un échangeur de chaleur dans lequel le fluide frigorigène passe progressivement de l'état gazeux à l'état liquide. Le fluide frigorigène transfère son énergie à un fluide secondaire dit « source chaude » à une température inférieure de quelques degrés à la température de condensation. La puissance calorifique transmise peut s'écrire selon l'équation I.36 du point de vue du réfrigérant, d'après les coordonnées des points B et C du diagramme de Mollier (figure I.4) et selon l'équation I.37 du point de vue du fluide de la source chaude.

$$\dot{Q}_{c-r} = \dot{m}_r \cdot (h_c - h_B) \quad (\text{Equation I.36})$$

$$\dot{Q}_{c-sc} = \dot{m}_{sc} \cdot C_{p_{sc}} \cdot \Delta T_{sc} \quad (\text{Equation I.37})$$

La transformation correspondant à la condensation sur le diagramme de Mollier représente plus précisément un rejet de chaleur dans le condenseur composé d'une désurchauffe des vapeurs, suivie de la condensation à proprement parler et d'un sous-refroidissement (figure I.7).



Le sous-refroidissement doit être suffisant pour que tout le fluide soit en phase liquide à l'alimentation du détendeur. En effet, la température du réfrigérant n'est pas nécessairement homogène dans le condenseur. Le fluide en contact avec les parois internes de l'échangeur est condensé, mais il se peut que le fluide circulant au centre du tube ou de l'espace entre les plaques du condenseur comporte encore une fraction de vapeur. Le sous-refroidissement permet également d'éviter une revaporisation partielle du fluide frigorigène à cause des pertes de charge dans la ligne liquide (conduite entre le condenseur et le détendeur). L'alimentation en liquide du détendeur assure son bon fonctionnement (paragraphe I.3.3.).

Le calcul de la puissance échangée peut être mené en utilisant les équations I.23 et I.25 faisant intervenir le coefficient d'échange global. Le coefficient d'échange global est déterminé par des corrélations différentes suivant le type de transfert thermique. En transfert de chaleur sensible correspondant à la désurchauffe et au sous-refroidissement, les corrélations utilisées correspondent au tableau A1.1. En condensation, la corrélation adéquate est choisie dans le tableau A1.2 en fonction des conditions de fonctionnement.

I.3.2.3. Evaporateur

Dans l'évaporateur, le fluide frigorigène passe progressivement de l'état liquide à l'état gazeux en absorbant l'énergie d'un fluide secondaire dit « source froide ». De la même manière que pour le condenseur, la puissance échangée peut s'écrire de manière différente en considérant le réfrigérant ou le fluide source (équations I.38 et I.39).

$$\dot{Q}_{f-r} = \dot{m}_r \cdot (h_D - h_A) \quad (\text{Equation I.38})$$

$$\dot{Q}_{f-sf} = \dot{m}_{sf} \cdot C_{p_{sf}} \cdot \Delta T_{sf} \quad (\text{Equation I.39})$$

Dans le cycle classique, la transformation dite évaporation (figure I.8) commence avec un fluide qui se trouve déjà en mélange liquide / vapeur (point D sur le diagramme de Mollier, figure I.4). Elle se termine après la courbe de rosée (saturation en gaz). Les vapeurs subissent une légère surchauffe de quelques degrés afin d'assurer un fluide entièrement à l'état vapeur à l'entrée du compresseur. La régulation de cette surchauffe est la plupart du temps effectuée par le détendeur.

Certains évaporateurs fonctionnent en régime sec [LEN 2004] (figure I.9). Le fluide frigorigène en sortie d'évaporateur doit être complètement vaporisé. Un détendeur thermostatique (paragraphe I.3.3.3.) est alors chargé de régler une surchauffe afin d'assurer l'état gazeux du fluide en sortie d'échangeur. Une partie de la surface interne de l'échangeur est donc utilisée pour la surchauffe, en transfert de chaleur sensible moins intense que le transfert en chaleur latente de l'évaporation.

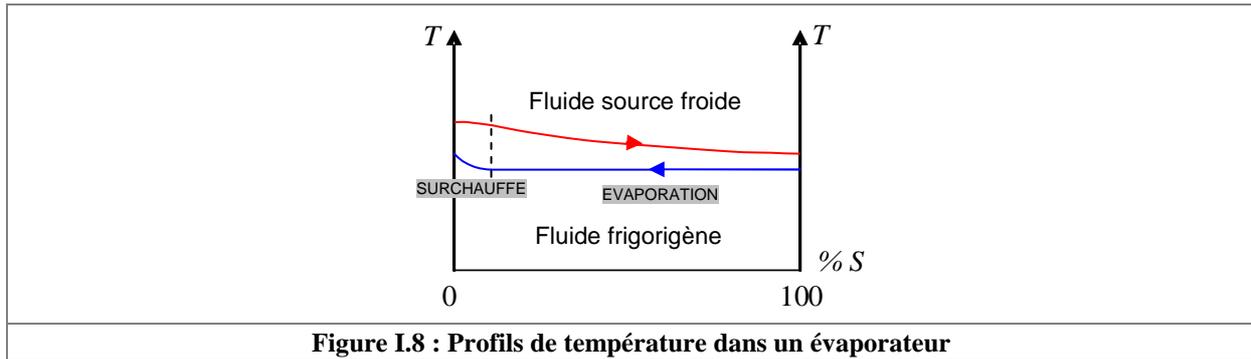


Figure I.8 : Profils de température dans un évaporateur

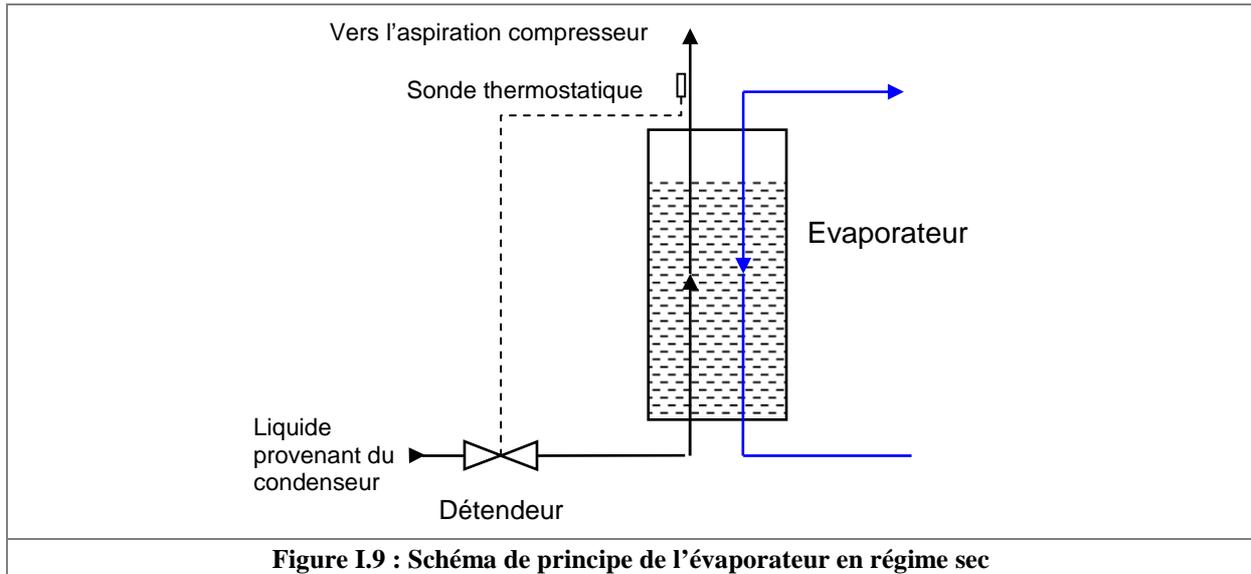


Figure I.9 : Schéma de principe de l'évaporateur en régime sec

D'autres évaporateurs fonctionnent en régime noyé [LEN 2004] (figure I.10). Une bouteille séparatrice de phases disposant de quatre piquages est alors placée en parallèle de l'évaporateur. Le fluide frigorigène après détente intègre la bouteille de séparation par un premier piquage situé en partie médiane de la bouteille. La séparation de phase permet d'alimenter l'évaporateur en liquide, par un piquage en partie basse de la bouteille et le compresseur en vapeur, par un autre piquage en partie haute. Le fluide frigorigène en sortie d'évaporateur comporte encore une fraction de liquide. Il réintègre le milieu de la bouteille par le quatrième piquage. La phase vapeur du fluide provenant de l'évaporateur est aspirée par le compresseur et la phase liquide retombe en partie basse de la bouteille séparatrice pour continuer à alimenter ce dernier. Le détendeur ne régule plus la surchauffe des vapeurs mais le niveau de liquide dans la bouteille séparatrice. Lorsque la puissance frigorifique augmente, le niveau de liquide baisse et le détendeur s'ouvre pour augmenter le débit de réfrigérant dans la bouteille. Lorsque la puissance frigorifique diminue, le mécanisme inverse s'enclenche. En régime noyé, toute la surface de l'échangeur est utilisée en transfert de chaleur latente. L'efficacité des évaporateurs fonctionnant ainsi est donc supérieure à ceux fonctionnant en régime sec.

De même que pour le condenseur, le calcul de la puissance échangée dans un évaporateur peut être mené en utilisant les équations I.23 et I.25. Dans ce cas, le coefficient global d'échange sera déterminé par une corrélation du tableau A1.1 pour les transferts de chaleur sensible du fluide source ou du fluide frigorigène dans la zone de surchauffe et le tableau A1.3 pour le transfert de chaleur par évaporation du fluide frigorigène.

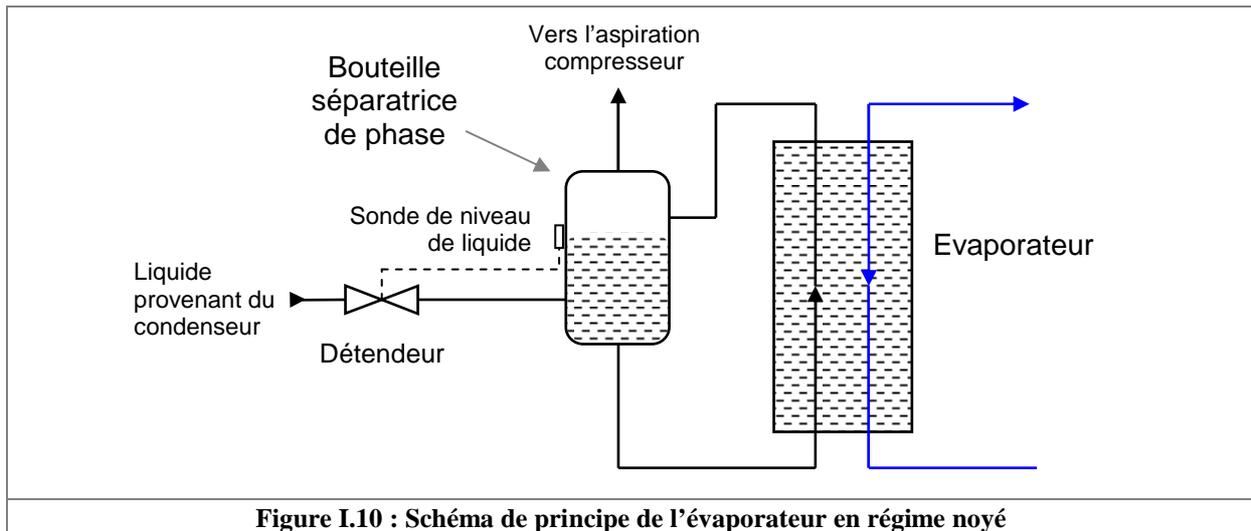


Figure I.10 : Schéma de principe de l'évaporateur en régime noyé

I.3.3. Le dispositif de détente et la régulation du groupe frigorifique

L'objectif de ce composant est d'abord de provoquer une chute de pression entre la condensation et l'évaporation. Cette chute de pression est engendrée par un rétrécissement réglable ou non de la section de passage du fluide frigorigène. Le rôle annexe mais non moins primordial de ce composant est de régler le débit de fluide frigorigène dans le circuit [BAU 1978].

I.3.3.1. Principe de fonctionnement

La machine frigorifique dispose de deux sources de chaleur à des températures différentes. Afin de garantir les échanges thermiques, la température d'évaporation du fluide frigorigène doit être inférieure à la température de la source froide et la température de condensation doit être supérieure à la température de la source chaude. Au démarrage du compresseur, la pression du gaz augmente. Immédiatement, la chute de pression engendrée par le détendeur fait augmenter le rapport entre la HP et la BP. La pression globale du circuit augmente grâce au travail mécanique du compresseur et les niveaux de température de fonctionnement s'adaptent aux températures des sources chaude et froide.

La chute de pression et le débit sont réglés par le détendeur. Le principe repose sur l'équation de la perte de charge en fonction du débit, K_v étant le coefficient de perte de charge au passage du détendeur (équation I.40).

$$\Delta p = K_v \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\rho} \right)^2 \quad \text{(Equation I.40)}$$

D'une part, la perte de charge engendrée par le détendeur est proportionnelle au carré du débit. D'autre part, le travail mécanique et le rendement volumétrique du compresseur variant peu entre deux états très proches, la diminution du débit engendre une augmentation de la pression (équation I.19). Par ces deux effets opposés, la régulation des températures d'évaporation et de condensation par rapport aux températures des sources s'effectue de manière autonome.

La haute pression est contrôlée par l'alimentation du détendeur. Si la température de condensation est trop basse, la condensation ne s'effectue pas complètement et le détendeur est alimenté par du fluide frigorigène en partie en phase vapeur. Cette mauvaise alimentation a pour conséquence de réduire rapidement le débit [KAN 2008]. Le travail mécanique du compresseur étant transmis à une quantité de fluide plus faible, le fluide est comprimé de façon plus importante et la haute pression s'élève. A l'inverse, si la température de condensation augmente, le ratio de compression augmente, le débit alimentant le détendeur est diminué et la chute de pression associée également. La basse pression

remonte alors légèrement, le débit au compresseur augmente et la haute pression a tendance à revenir vers une valeur plus faible. Une installation bien dimensionnée assure donc un sous-refroidissement suffisant pour que le fluide alimentant le détendeur soit entièrement en phase liquide.

La régulation de la basse pression s'effectue classiquement grâce à un détendeur réglable qui assure une surchauffe des vapeurs à l'aspiration du compresseur. Si la température d'évaporation est trop basse par rapport à la température de la source froide, la surchauffe en sortie d'évaporateur sera trop élevée. Cette information est transmise au détendeur qui s'ouvre et laisse passer plus de fluide frigorigène. La pression d'évaporation a alors tendance à augmenter jusqu'à ce que la basse pression atteigne son niveau d'équilibre. Si la basse pression est trop élevée, la surchauffe en sortie d'évaporateur est trop faible. Le détendeur se ferme, le débit d'alimentation de l'évaporateur diminue et la basse pression redescend jusqu'à son niveau d'équilibre. Sur les installations où la température de source froide et donc la température d'évaporation varient peu, le détendeur n'est pas réglable. Ce sont principalement des capillaires ou orifices calibrés dimensionnés pour créer une perte de charge assurant une surchauffe suffisante des vapeurs en sortie d'évaporateur. La surchauffe est alors variable mais toujours supérieure à une valeur limite pour le fonctionnement le plus défavorable. La régulation de la basse pression avec un détendeur à orifice réglable permet de gagner en performance par un ajustement de la basse pression mais est surtout nécessaire pour les machines frigorifiques ayant une température de source froide variable.

I.3.3.2. Capillaire

Le capillaire est un tube de faible diamètre créant une perte de charge non réglable. Il est utilisé dans les installations frigorifiques de faible puissance qui ont des températures d'évaporation variant peu comme par exemple les réfrigérateurs domestiques.

I.3.3.3. Détendeur thermostatique

Le détendeur thermostatique (figure I.11) est un détendeur à orifice réglable équipé d'un bulbe (2) dans lequel se trouve un liquide volatil.

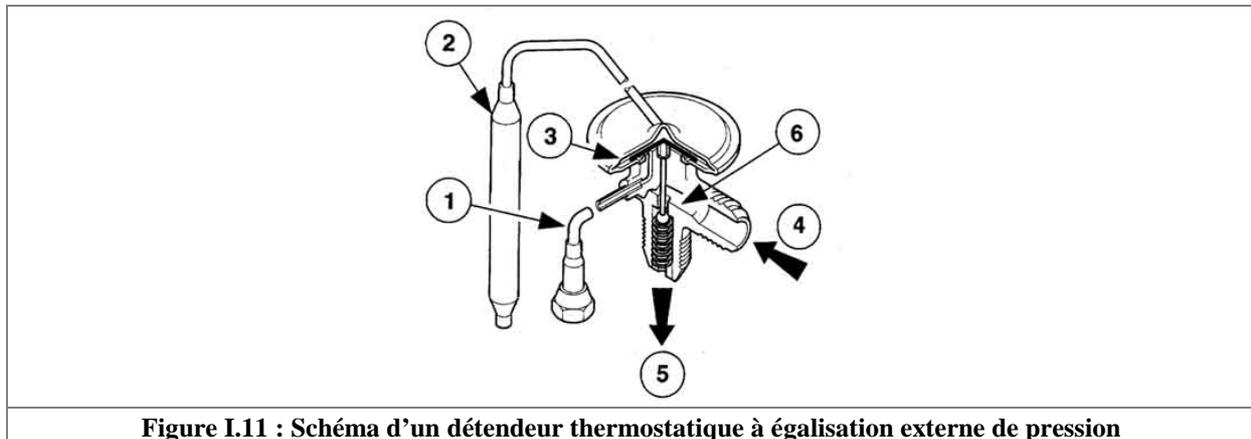


Figure I.11 : Schéma d'un détendeur thermostatique à égalisation externe de pression

L'alimentation en liquide du détendeur se fait au point (4). Le fluide détendu sort par l'orifice au point (5). Le bulbe est placé au contact de la conduite de sortie de l'évaporateur pour que la température et la pression du liquide volatil évoluent en fonction des variations de température du réfrigérant en sortie d'évaporateur. La pression au niveau du bulbe est transmise au détendeur par un tube fin. Le liquide volatil fait pression sur un pointeau (6) fixant le degré d'ouverture du détendeur. Un ressort de réglage tend à repousser le pointeau sur son siège. La surchauffe est réglée par la tension de ce ressort à la mise en route de l'installation. Le détendeur à égalisation interne de pression dispose d'une membrane (3) séparant directement le fluide frigorigène du fluide volatil de réglage. Cependant, des pertes de charge variables dans l'évaporateur peuvent fausser le réglage du détendeur et la surchauffe peut devenir trop faible. Pour compenser les pertes de charge dans l'évaporateur, le détendeur à

égalisation externe de pression dispose d'une prise de pression effectuée en sortie d'évaporateur (1). La membrane (3) sépare alors le fluide volatil de réglage et une chambre contenant le fluide venant de la sortie évaporateur. Les variations de perte de charge sont donc compensées par ce système. Ces détendeurs équipent la plupart des installations ayant des conditions de fonctionnement variables comme les pompes à chaleur sur air extérieur.

I.3.3.4. Détendeur électronique

Le détendeur électronique fonctionne sur le même principe que le détendeur thermostatique. Cependant, celui-ci permet un réglage plus précis de la surchauffe en sortie d'évaporateur. La commande de la position de la vanne à pointeau est effectuée par un moteur pas à pas de grande précision et de faible temps de réponse. Une surchauffe plus faible peut ainsi être assurée. La température et la pression d'évaporation sont alors légèrement supérieures aux conditions de fonctionnement que l'on peut obtenir avec un détendeur thermostatique. Ainsi, la consommation d'électricité au compresseur est diminuée. L'alimentation de l'évaporateur est également mieux contrôlée. Ce type de matériel est mis en place dans des installations de réfrigération de moyenne à forte puissance sur lesquels l'amélioration de performance réalisée permet de réduire les coûts de fonctionnement.

I.3.3.5. Détendeur automatique

Le détendeur automatique maintient une pression d'évaporation constante indépendamment de la charge. Ce type de détendeur est utilisé pour des installations à basse pression constante comme les machines à glace.

I.3.4. Les composants de contrôle et de sécurité

I.3.4.1. Voyant liquide

Le voyant liquide est placé sur la conduite de sortie du condenseur appelée ligne liquide. Ce composant permet de vérifier que le détendeur est alimenté avec du fluide frigorigène entièrement en phase liquide. Des bulles apparaissent au voyant si ce n'est pas le cas. Il permet également de détecter la présence de traces d'humidité dans le circuit par un papier réactif qui change de couleur. La présence d'eau peut entraîner une oxydation, néfaste pour le matériel.

I.3.4.2. Bouteille séparatrice

Une bouteille séparatrice est utilisée généralement en parallèle avec des évaporateurs fonctionnant en régime noyé. Elle permet la séparation des phases liquide et vapeur du réfrigérant. L'alimentation en gaz du compresseur est assurée par une conduite piquée sur la partie haute de la bouteille séparatrice.

I.3.4.3. Réservoir de liquide

Un réservoir ou bouteille de liquide peut être mis en place après le condenseur si la quantité de fluide frigorigène est amenée à varier. Le réservoir contient du réfrigérant à l'équilibre liquide / vapeur. Le tuyau d'alimentation du détendeur est connecté à la partie basse de ce réservoir où, par gravité, se trouve le liquide.

I.3.4.4. Pressostat HP BP

Le pressostat HP BP est un dispositif de sécurité qui assure la coupure de l'alimentation électrique du compresseur si la haute pression dépasse une valeur trop élevée ou si la basse pression descend en dessous d'une valeur seuil. Ce composant permet d'éviter l'endommagement du compresseur à cause de pressions trop sévères. La coupure de l'alimentation électrique du compresseur par le pressostat HP

BP est une alerte car elle intervient généralement lors d'un dysfonctionnement de l'installation frigorifique.

I.3.4.5. Bouteille anti-coup de liquide

Placée à l'aspiration du compresseur, la bouteille anti-coup de liquide est également un séparateur de phases du fluide frigorigène. La conduite de sortie commence à l'intérieur de cette bouteille en partie haute où se trouve uniquement du réfrigérant en phase gazeuse, puis descend jusqu'en partie basse, présente une crosse qui permet de remonter en partie haute jusqu'à l'orifice de sortie de la bouteille. Ce dispositif assure une alimentation en fluide frigorigène du compresseur entièrement en vapeur.

I.4. Les évolutions du cycle frigorifique

Au cours des années, le cycle frigorifique a largement évolué. Les besoins en froid se sont diversifiés. La puissance calorifique est devenue une puissance utilisée à des fins de chauffage. Cette partie présente les améliorations déjà apportées au cycle frigorifique et la recherche en cours sur les composants pour subvenir à la multiplication et à la diversification de demandes en froid et en chaud. Le système de thermofrigopompe présenté dans cette thèse s'inscrit, avec les éléments présentés ci-après, dans un objectif de progrès du domaine de la réfrigération. Une recherche particulière est menée sur les précédentes réalisations de thermofrigopompes.

I.4.1. Les améliorations progressives

De nouveaux composants sont apparus au fur et à mesure de l'évolution, notamment pour augmenter leur performance, leur adaptabilité aux besoins ou leur fiabilité, tels que le système booster qui consiste à mettre en place un second compresseur d'appoint pour les conditions de fonctionnement les plus sévères ou la compression bi-étagée permettant de réduire les pertes thermiques à la compression tout en augmentant les ratios de compression. Les améliorations intéressantes pour notre système sont présentées ci-après.

I.4.1.1. Multiplication des échangeurs

Les installations de froid industriel ont parfois besoin de conserver des denrées alimentaires à des températures différentes. Certaines d'entre elles disposent de plusieurs évaporateurs fonctionnant à des températures d'évaporation différentes. Chaque évaporateur est alimenté par un détendeur différent qui règle la surchauffe adéquate. Pour les basses températures de production de froid, le ratio de compression à fournir est trop important pour un seul compresseur. Des circuits frigorifiques dits « en cascade » peuvent alors être mis en place. Deux boucles de réfrigération sont reliées par un évapo-condenseur. Cet échangeur est l'évaporateur du circuit frigorifique fonctionnant sur le rejet de chaleur, aux températures les plus hautes et le condenseur du circuit fonctionnant sur la source à refroidir. Le domaine de la climatisation a connu une évolution rapide grâce aux installations split ou multisplit. Des unités de rafraîchissement composées d'évaporateurs associés à des ventilateurs sont installées dans chaque pièce à traiter. Les dernières installations, dites « à débit de réfrigérant variable », mettent en œuvre un compresseur « inverter » (à vitesse variable) pour adapter la production frigorifique aux besoins.

I.4.1.2. Echangeur interne

Un échangeur interne est parfois mis en œuvre pour transférer une quantité de chaleur entre la sortie du condenseur et l'aspiration du compresseur. Une quantité d'énergie récupérée au sous-refroidissement³ est transférée au fluide frigorigène en sortie d'évaporateur pour terminer

³ Le sous-refroidissement accentué que nous effectuerons sur la TFP a d'autres objectifs, notamment celui de récupérer l'énergie de sous-refroidissement

l'évaporation et augmenter la surchauffe avant l'aspiration au compresseur. L'objectif principal est d'assurer une alimentation correcte du détendeur par du fluide frigorigène sous-refroidi. Les puissances calorifique et frigorigène échangées peuvent être améliorées ou dégradées par ce système suivant la nature du fluide frigorigène.

I.4.2. Les thèmes de recherche sur les composants du cycle frigorigène

Les recherches actuelles portent essentiellement sur l'amélioration des performances, la fiabilité des cycles frigorigènes et les économies d'énergie. Ceci peut être réalisé en améliorant la régulation, la gestion du cycle frigorigène, mais aussi en utilisant des composants plus performants [CRE 2007], tels que les tubes vortex [DIN 2009], les éjecteurs [DAQ 2005] [DEN 2007] ou des systèmes de récupération de travail en détente [UST 2009]. Les modifications présentées ci-dessous par rapport au cycle frigorigène de base sont intéressantes pour notre TFP.

I.4.2.1. Echangeurs de chaleur

La recherche sur les échangeurs concerne les surfaces de transfert de chaleur. Côté fluide frigorigène, les études portent principalement sur les échangeurs à microcanaux composés de faisceaux de tubes de très faible diamètre [SAR 2009]. Les échangeurs de type batteries à ailettes évoluent également grâce à des dessins d'ailettes de plus en plus sophistiqués pour augmenter la turbulence du flux d'air et donc les coefficients d'échange. L'amélioration du coefficient de performance frigorigène peut atteindre 6 à 10%.

I.4.2.2. Injection de vapeur durant la compression

Une partie du fluide frigorigène liquide en sortie de condenseur est détendu soit dans un réservoir dit « flash tank » ou « économiseur » qui est en réalité une bouteille séparatrice, soit dans un échangeur interne placé sur la ligne liquide. Ce fluide à faible température est ensuite injecté dans la chambre de compression pour diminuer les pertes de chaleur au compresseur. Ce système engendre un gain de performance de 5 à 24%. Il est particulièrement adapté aux compresseurs de type scroll [MAT 2007]. Ce système fonctionne également pour des cycles à compresseurs multiples. Le réservoir peut encore être mis en place [GUOb 2008] au centre de l'installation, à la pression intermédiaire de compression. Dans cette configuration, il est alimenté dans un premier temps par un premier détendeur en partie haute. Un second détendeur alimente l'évaporateur à partir d'un piquage en partie basse. Le premier compresseur refoule également dans le réservoir « flash ». L'alimentation du second compresseur s'effectue par un piquage en partie haute de ce réservoir. Ce système permet de réduire les pertes thermiques de compression et la taille du condenseur sur les installations de conditionnement d'air.

I.4.3. L'utilisation du cycle frigorigène en pompe à chaleur

A la suite du deuxième choc pétrolier en 1979, les gouvernements européens ont lancé des campagnes de promotion des pompes à chaleur [BER 2008]. En France, le programme PERCHE (Pompe à chaleur En Relève d'une CHaudière) [DUM 1982] fut la première campagne visant à promouvoir les pompes à chaleur. EDF poussait les détenteurs de chauffage central au fioul ou au gaz à s'équiper d'une pompe à chaleur pour relever la température de retour du circuit de chauffage à eau chaude. Ce programme fut un échec à cause du manque d'isolation des habitations à cette époque. Les déperditions de chaleur importantes imposaient des températures d'alimentation des systèmes de chauffage trop élevées ayant des effets néfastes pour les installations. La température de condensation étant assez élevée, les performances des installations, fabriquées en grande majorité à partir de composants pour le secteur de la réfrigération, étaient faibles.

Aujourd'hui, les constructeurs de composants pour machines frigorigènes ont développé des gammes de produits spécialement pour les pompes à chaleur. Avec le durcissement des réglementations thermiques, les améliorations au niveau de l'isolation des bâtiments et les efforts des constructeurs, ces systèmes de chauffage ont largement progressé en fiabilité, en compacité et en performance. Joe Paul

[PAU 2008] énonce à ce propos *La Première Loi des Pompes à Chaleur* qui dit qu'« une bonne pompe à chaleur ne peut être installée que dans une bonne maison ». Le marché de la pompe à chaleur est d'ailleurs en forte augmentation depuis quelques années. En 2007, 69600 pompes à chaleur ont été installées en France [LEM 2008] avec une augmentation de 30% par rapport à 2006.

I.4.3.1. Intérêt des pompes à chaleur et aspects réglementaires

La pompe à chaleur permet de produire une quantité de chaleur supérieure à la quantité d'énergie absorbée. Ce système s'inscrit dans une démarche d'efficacité énergétique. Son utilisation massive permettrait de réduire de façon importante les émissions de gaz à effet de serre [LUI 2008]. L'efficacité énergétique est une voie du développement durable et doit permettre de limiter les émissions de CO₂ issues de la production d'énergie de chauffage.

Pour la France et la plupart des pays européens, les engagements du protocole Kyoto fixent une réduction avant 2012 des émissions de gaz à effet de serre à un niveau équivalent à 92% des émissions de l'année 1990 [PRO 1997]. Grâce aux faibles émissions de CO₂ de la production d'électricité par le nucléaire, la France a aujourd'hui un objectif de stabilisation des émissions de gaz à effet de serre à partir de la période 2008-2012 par rapport au niveau d'émissions de 1990. L'inventaire 2007 du Ministère de l'écologie place ainsi la France à -5,6 % de l'objectif de Kyoto [MIN 2009]. Néanmoins, face à l'augmentation de la demande globale d'énergie, le gouvernement français reste attaché à la diminution des émissions de gaz à effet de serre par le lancement en 2007 du « Grenelle Environnement » qui a pour un de ses objectifs d'aboutir à des mesures en faveur de l'efficacité énergétique dans les bâtiments [MIN 2007]. En France, le secteur du bâtiment consomme environ 46% de l'énergie finale et représente 23% des émissions de gaz à effet de serre [ANR 2006]. La rénovation des bâtiments existants représente 90% des gisements d'économie d'énergie du secteur [ACA 2008]. Face à ce constat, des programmes européen, EPBD (Energy Performance of Buildings), et national, PREBAT (Programme de Recherche et d'Expérimentation sur l'Energie dans les Bâtiments), ont été lancés respectivement en 2003 et en 2004. Encore plus depuis l'envolée du prix des matières premières et des combustibles fossiles enregistrée en 2008, les pompes à chaleur deviennent des installations de chauffage intéressantes en termes d'économies d'énergie et de coût [JEN 2008].

En France, suivant la réglementation thermique RT 2005 actuellement en vigueur [HER 2006], les pompes à chaleur doivent assurer un COP minimal de 3 pour une température d'évaporation de -5°C pour les PAC géothermiques à capteur fluide et +7°C pour les autres PAC géothermiques, les PAC air / eau et les systèmes air / air de type multisplit (selon la norme d'essai NF EN 14511). Cette valeur minimale de COP est délibérément élevée car dans la RT 2005, les consommations énergétiques du bâtiment C_{epref} sont calculées en kWh/(m².an) d'énergie primaire [RT 2005]. Les appareils électriques de chauffage comme les PAC sont donc défavorisés par rapport aux installations utilisant des énergies primaires, comme le gaz ou le fioul, à cause du coefficient de transformation de l'énergie primaire en électricité, fixé à la valeur réglementaire de 2,58. Ceci revient à considérer que les besoins du bâtiment sont multipliés par 2,58 pour les bâtiments chauffés avec les appareils électriques. Cependant, les valeurs maximales admissibles de consommation énergétique totale en énergie primaire sont plus élevées pour les appareils électriques que pour les combustibles fossiles (figure I.12) pour toutes les zones climatiques.

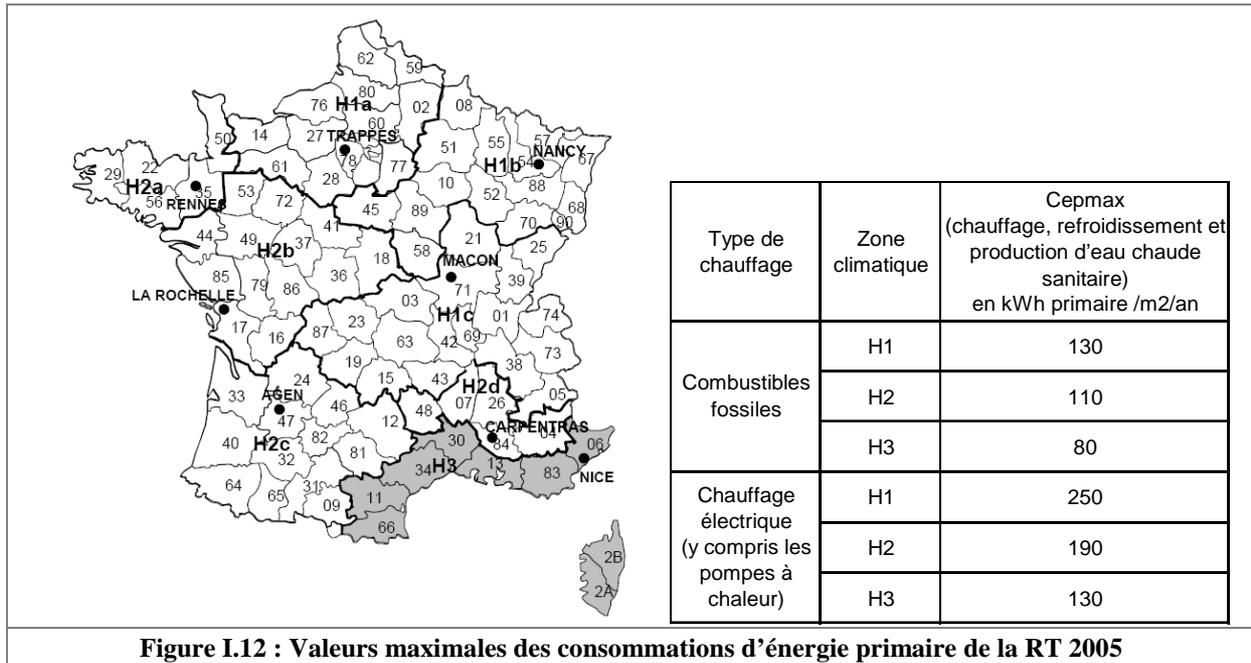


Figure I.12 : Valeurs maximales des consommations d'énergie primaire de la RT 2005

I.4.3.2. Sources de chaleur

L'air extérieur, l'air extrait du bâtiment, le sol et l'eau des nappes phréatiques emmagasinent une grande quantité d'énergie sans cesse renouvelée [DUM 1982]. La pompe à chaleur utilise ces sources d'énergie gratuite présente dans l'environnement pour chauffer un local ou un procédé. Les échangeurs à air offrent une plus grande facilité d'installation. L'utilisation du sol ou de l'eau comme source d'énergie nécessite la réalisation de forages ou de travaux de terrassement pour installer des capteurs. Comme pour les machines frigorifiques, la température des sources froide et chaude des pompes à chaleur influence les performances. En hiver, les performances chutent à cause d'une part des températures de production plus élevées accompagnant des demandes en chauffage plus fortes et d'autre part des températures de source plus faibles. Cette tendance s'applique surtout aux pompes à chaleur sur air extérieur et moins à celles utilisant des sources de chaleur plus inertes comme le sol ou l'eau d'une nappe phréatique. La variation de leur température à l'évaporation est atténuée. La chute de performance en hiver est un handicap qui peut être pallié par un appoint d'énergie sur la boucle de distribution de chaleur.

I.4.3.3. Unités terminales

La pompe à chaleur peut alimenter divers émetteurs de chauffage ou un ballon d'eau chaude sanitaire [BER 2008]. Connectée à un circuit d'eau, elle alimente un plancher chauffant, des radiateurs à basse température ou des ventilo-convecteurs. Le chauffage à eau chaude à basse température assure un grand niveau de confort grâce à une distribution dans toutes les pièces d'un bâtiment, une régulation de température éventuellement zonale et des émetteurs rayonnants de dimensions importantes apportant une chaleur plus agréable que les convecteurs. Des unités de type split ou multisplit, alimentées directement en fluide frigorigène, peuvent être utilisées en condenseur pour chauffer ou en évaporateur pour rafraîchir. La pompe à chaleur peut encore être connectée à un système de ventilation mécanique centralisé pour traiter l'air de renouvellement. Les systèmes à air sont très peu inertes et permettent de chauffer ou rafraîchir très rapidement une pièce. En mode rafraîchissement, ils sont préférés aux émetteurs à eau à cause des phénomènes de condensation susceptibles d'apparaître sur les unités terminales à eau glacée. Leur inconvénient réside dans le soufflage de l'air traité qui peut entraîner de l'inconfort thermique et sonore. Dans le cas d'une production d'eau chaude sanitaire ou de chauffage, un ballon de stockage à stratification est fréquemment mis en place sur le circuit d'eau pour augmenter le temps de fonctionnement de la pompe à chaleur [BER 2008].

I.4.3.4. Givrage et dégivrage des pompes à chaleur sur air extérieur

Le givrage des batteries évaporateur est un problème délicat à manipuler. De nombreuses études ont été menées sur ce thème et les résultats qui en ressortent sont en général à utiliser avec précaution. Les quelques lignes qui suivent sont le résultat de l'étude bibliographique menée sur ce sujet.

La pompe à chaleur sur air extérieur dispose d'un évaporateur de type batterie à ailettes placée à l'extérieur du bâtiment à traiter. Le refroidissement de l'air extérieur au passage de l'évaporateur entraîne sa saturation en eau. Des condensats se forment sur la surface froide. Lorsque la température extérieure est basse, la température de surface de l'ailette peut être inférieure à 0°C et les condensats peuvent se transformer en glace [WEG 1990]. Cette couche de glace est appelée givre. Ce phénomène a pour conséquence de diminuer l'échange thermique entre l'air et le réfrigérant, d'une part par la présence d'une couche supplémentaire ayant une résistance thermique non négligeable et d'autre part par l'augmentation de la perte de charge sur le flux d'air à cause de la diminution de la section de passage [KON 1989] [XIA 2006] [GUOa 2008]. Pour compenser cette perte de puissance frigorifique, le détendeur réduit son ouverture et le débit de fluide frigorigène à l'évaporateur. La pression baisse sensiblement et la performance du cycle frigorifique diminue. De nombreuses études, entre autres menées par Xia et al. [XIA 2006], ont montré que la géométrie des échangeurs influe énormément la cinétique de givrage et de dégivrage des batteries sur des critères énergétiques et thermohydrauliques. Liu et al. [LIU 2007] rapportent que, d'après Jones et Parker, le givrage de l'évaporateur est d'autant plus rapide que l'humidité de l'air est importante et que les vitesses d'air sont lentes.

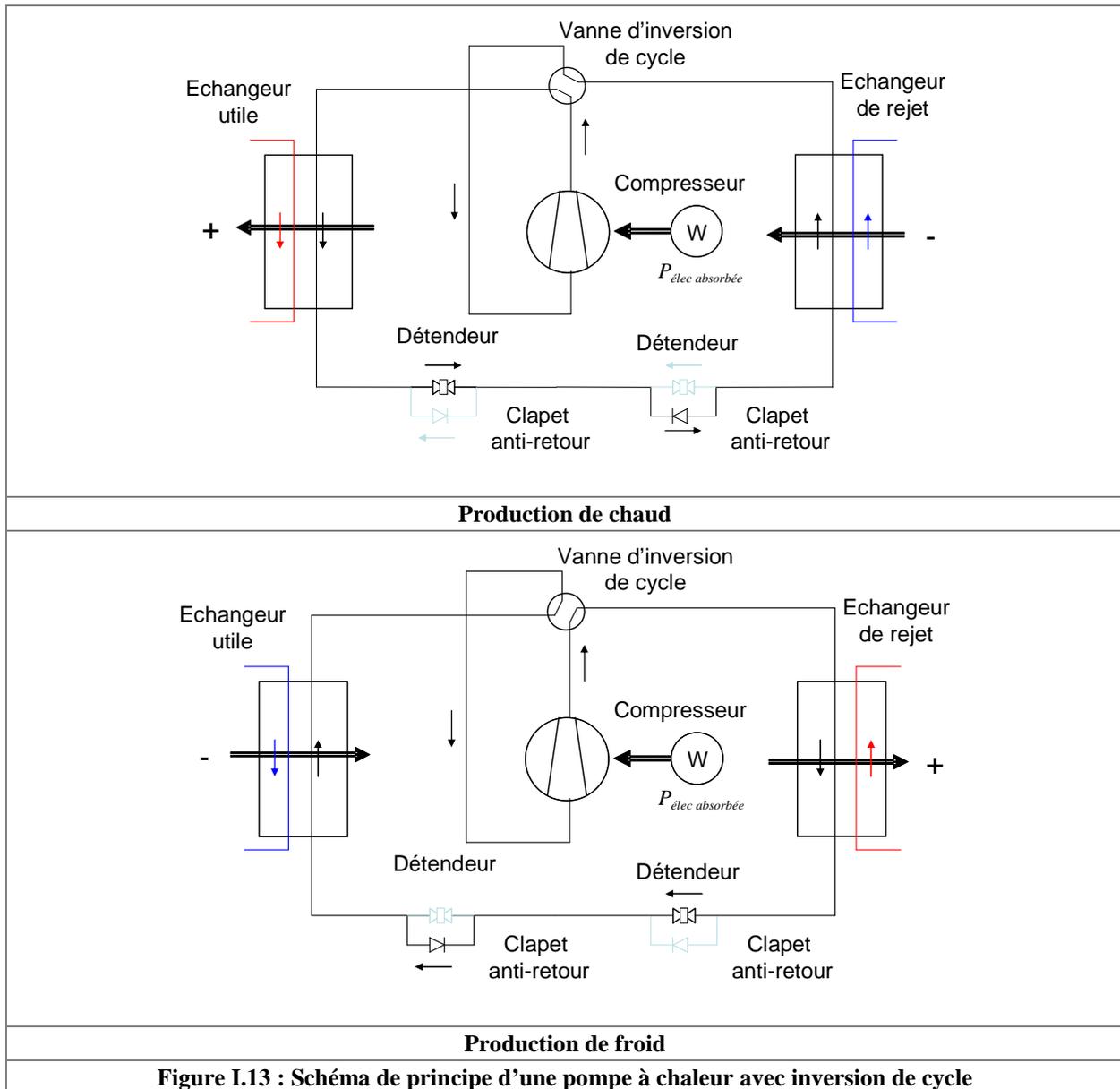
Un dégivrage des batteries est indispensable pour éviter la prise en givre totale de l'échangeur ou du moins, la trop forte baisse de performance [CRE 1978]. Les systèmes de dégivrage mis en place sur les machines frigorifiques présentes dans le commerce consomment de l'énergie, parfois de manière démesurée si le dégivrage de l'installation est mal réglé [MAU 1986]. Ce sont des dégivrages mettant en œuvre des résistances électriques de faible puissance, une injection de liquide chaud provenant directement du condenseur, et plus couramment pour les pompes à chaleur réversibles (paragraphe I.4.3.5.), une injection de gaz chauds par inversion de cycle [HUA 2009]. En général, les séquences de dégivrage sont enclenchées soit par une horloge, soit par un pressostat en basse pression. Les techniques de dégivrage actuelles font donc appel à des sources externes d'énergie ou à une récupération d'énergie sur une partie du cycle thermodynamique du fluide frigorigène. De plus, pendant le dégivrage la production de chaud est arrêtée. Ces techniques engendrent donc une perte de performance de la machine. Dumon et al. [DUM 1982] rapporte que d'après des essais effectués sous des climats différents, le dégivrage représente entre 2 et 4% de l'énergie électrique consommée par le compresseur, l'appoint électrique et le ventilateur d'une installation de pompe à chaleur sur air extérieur. Bernier [BER 2002] calcule quant à lui une baisse des performances hivernales due au dégivrage de 5 à 15%.

La limitation du givrage et l'amélioration du système de dégivrage des batteries sont des moyens efficaces d'augmenter les performances hivernales des pompes à chaleur sur air extérieur. Liu et al. [LIU 2007] évoquent les travaux de Newborough sur les traitements hydrophobes des ailettes. Ils proposent par ailleurs une méthode pour ralentir la progression du givrage en mixant l'air extérieur froid et humide avec l'air extrait du bâtiment plus chaud et moins humide.

I.4.3.5. Pompes à chaleur réversibles

Les pompes à chaleur dites « réversibles » permettent de produire alternativement de la chaleur ou du froid (figure I.13). Le sens de circulation du fluide frigorigène dans la pompe à chaleur est modifié grâce à une vanne d'inversion de cycle. En production de chaud, l'échangeur utile est le condenseur alors qu'en production de froid, c'est l'évaporateur. Les échangeurs sont donc dimensionnés de manière à pouvoir satisfaire aux deux demandes. En général, le fonctionnement en chauffage est privilégié. Les puissances mises en jeu à l'évaporateur étant un peu plus faibles qu'au condenseur, la surface d'échange est plus faible. Ceci engendre une perte de performance en mode rafraîchissement.

Le surdimensionnement éventuel de l'évaporateur du mode chauffage pour fonctionner correctement en condenseur en mode rafraîchissement engendre un surcoût pour la machine.



Les pompes à chaleur réversibles associées à un système de stockage d'eau chaude et d'eau froide permettent de satisfaire à des besoins simultanés en chauffage et en rafraîchissement. L'alimentation d'eau vers les zones aux demandes différentes peut se faire dans un réseau bitube par « trains » contrôlés de chaud ou de froid, ou encore par un réseau quatre tubes avec deux tubes dédiés la distribution de chaud et deux tubes, à la distribution de froid. Une autre possibilité est l'utilisation d'un système à Débit de Réfrigérant Variable ou DRV. Ces systèmes font circuler le réfrigérant entre les zones à rafraîchir et les zones à chauffer. Chaque constructeur a sa technologie propre mais la plupart d'entre eux utilise des unités à trois tubes (liquide, aspiration et refoulement) avec des arrangements d'électrovannes spéciaux. Des échangeurs supplémentaires sont placés dans des boîtes de distribution pour transférer la chaleur captée par le réfrigérant dans les zones à rafraîchir au réfrigérant distribué vers les zones à chauffer [GOE 2007]. Ces installations mettent en œuvre des systèmes de régulation complexes. La technologie de chauffage ou de rafraîchissement géothermique pour les bâtiments à usage commercial ou institutionnel présentée par l'ASHRAE fonctionne sur une boucle d'eau glycolée circulant dans un échangeur géothermique constitué d'un réseau de forages [KAV 1989]. Plusieurs pompes à chaleur sur air réversibles associées à des zones thermiques utilisent cette source à

température faiblement variable pour travailler en chauffage ou en rafraîchissement suivant les besoins.

Avec les systèmes réversibles et la production de chaud et de froid alternée, l'ensemble des demandes thermiques d'un bâtiment peut être satisfait (chauffage, rafraîchissement, production d'eau chaude sanitaire). Les occupants bénéficient d'une amélioration du confort. Une autre technologie spéciale de pompe à chaleur appelée thermofrigopompe permet de subvenir à des besoins simultanés qui peuvent apparaître en mi-saison ou en été.

I.4.4. La production simultanée de chaud et de froid

La thermofrigopompe est une machine frigorifique ou une pompe à chaleur équipée au moins d'un évaporateur et d'un condenseur utiles pour produire simultanément de la chaleur et du froid. L'adaptation des productions aux besoins s'effectue à l'aide d'un échangeur de rejet sur le circuit frigorifique ou d'un appoint de chaleur ou de froid sur une des sources. L'intérêt majeur de la thermofrigopompe par rapport à la pompe à chaleur réversible est d'utiliser la même énergie électrique absorbée au compresseur pour produire simultanément du froid à l'évaporateur et du chaud au condenseur. Au détriment d'un circuit frigorifique plus complexe et donc plus onéreux, elle doit offrir une amélioration du confort thermique et des performances. Cette partie du mémoire présente les conditions d'apparition de besoins simultanés, les systèmes utilisés pour satisfaire à ce type de besoins et un panorama des installations de thermofrigopompe déjà réalisées.

I.4.4.1. Besoins simultanés de chaud et de froid

Plusieurs situations peuvent créer des besoins simultanés en chaud et en froid. Dans les immeubles de bureau assez fortement vitrés et ayant une faible inertie, les besoins de rafraîchissement sont plus élevés dans les pièces de la façade ensoleillée et les besoins de chauffage sont plus élevés dans les pièces de la façade non ensoleillée. Lors de journées fraîches et ensoleillées, les besoins de chauffage et rafraîchissement peuvent apparaître simultanément. Des pièces contenant beaucoup de matériel électrique, comme les locaux à serveur informatique ou des bureaux informatisés, peuvent avoir besoin de rafraîchissement en hiver [MAR 1964]. Dans ce cas, la simultanéité des demandes dépend fortement de la configuration et de l'utilisation des bâtiments. Dans les habitations fortement isolées, les besoins de chauffage sont largement diminués, parfois au détriment du confort thermique d'été. Dans ce cas, un système de rafraîchissement peut être nécessaire. Une production simultanée de chauffage d'eau chaude sanitaire et de froid pour le rafraîchissement est alors envisageable, notamment dans les bâtiments de type hôtel dans lesquels les besoins en production d'eau chaude sanitaire sont élevés. D'autres besoins simultanés peuvent apparaître dans des complexes sportifs contenant une patinoire et une piscine ou dans des procédés industriels et agroalimentaires.

I.4.4.2. Réalisations de thermofrigopompes

Des économies d'énergie sont réalisées grâce à l'utilisation de ce type de matériel frigorifique connecté à des planchers ou plafonds radiants, des centrales de traitement d'air et des ventilo-convecteurs. En France, plusieurs réalisations de thermofrigopompe avec équilibrage sur nappe phréatique existent dans des bâtiments publics et industriels tels que la CAF de Lyon (600 kW chaud et 600 kW froid) [NAV 2007] [CFP 2001], l'immeuble Le Brabant à Paris, loué par le Ministère de la Justice (deux groupes de 180 et 460 kW froid) [CFP 2003], le siège social de la société Havas à Suresnes dans les Hauts-de-Seine (trois groupes de 600, 750 et 100 kW froid) [SWH 2006] ou encore le siège mondial d'Infogrames à Lyon (3 groupes pour une puissance totale de 1500 kW électrique) [MAD 2002].

Les bâtiments de l'industrie informatique et alimentaire ont de forts besoins en chauffage et en rafraîchissement dans leurs procédés de fabrication. L'usine IBM de Corbeil est équipée d'une thermofrigopompe avec deux circuits en cascade pour des puissances de 1880 kW chaud et 1770 kW froid [BOU 1990]. White et al. présentent l'étude du point de vue technico-économique et

environnemental d'une installation au CO₂ de réfrigération et de production d'eau chaude pour l'industrie agroalimentaire de 115 kW chaud [WHI 1997]. Lécivain et al. exposent les performances d'une thermofrigopompe produisant de l'eau glacée et de l'eau chaude à 95°C dans une laiterie [LEC 1982].

La centrale thermodynamique de la maison de l'ORTF est une des premières réalisations de thermofrigopompe à échangeurs d'équilibrage sur air. Ce bâtiment à faible inertie est chauffé ou refroidi suivant les zones par des plafonds radiants [MAR 1964]. L'Infirmierie protestante de Caluire (Rhône) est équipé d'un système de chauffage et rafraîchissement par thermofrigopompe connecté à une centrale de traitement d'air et à des ventilo-convecteurs utilisés pour le chauffage uniquement. La thermofrigopompe est assistée de deux pompes à chaleur réversibles air-eau pouvant travailler sur la même boucle d'eau ou sur des boucles d'eau différentes. 56% des besoins de chauffage ont ainsi pu être couverts par la récupération d'énergie sur la boucle d'eau froide [SAP 2003]. Une école de musique à Biarritz (300 kW froid et 400 kW chaud) [HH 2006] fonctionne avec une thermofrigopompe de marque Rhoss brevetée sous le nom d'Exergy.

Gong et al. proposent une technique de récupération de chaleur sur une installation de conditionnement d'air pour produire de l'eau chaude sanitaire [GON 2008]. Le coefficient de performance atteint une valeur de 6 dans cette étude. Un échangeur de rejet de chaleur sur air extérieur est disposé en série avec le condenseur à eau. La récupération de chaleur au condenseur dans les installations de conditionnement d'air est également abordée dans l'annexe 48 du Heat Pump Programme de l'Agence Internationale de l'Energie. Cette annexe vise à promouvoir la pompe à chaleur dans les installations de conditionnement d'air et à augmenter au maximum la réversibilité de ces systèmes, jusqu'à la production simultanée de chaud et de froid [APA 2007].

D'après cette revue bibliographique, les thermofrigopompes sont des installations de chauffage et de rafraîchissement généralement uniques et de forte puissance, utilisées dans des bâtiments de grande surface ou dans des procédés industriels ciblés. Toutes disposent d'un système de régulation par automate pour gérer les différents modes de fonctionnement et les températures ou les débits des fluides sources.

I.4.5. La simulation numérique

La simulation numérique des cycles frigorifiques a énormément évolué grâce à l'essor des outils informatiques [MEU 2005]. Elle permet soit de dimensionner plus précisément les composants du circuit frigorifique, soit de prévoir le comportement dynamique de la machine pour établir des stratégies de régulation [TAS 2005]. De nombreux logiciels de sélection de matériel sont développés par les constructeurs [EME 2008], des logiciels de calcul de propriétés thermodynamiques et de performance de cycle sont développés par les organismes de recherche [NIS 2002] [DTU 2000] et les fabricants de fluide frigorigène [SOL 2007]. EES (langage C) [KLE 1992] et TRNSYS [SOL 2000] ou HVACSIM+ (langage FORTRAN) [CLA 1986] font partie des logiciels de simulation les plus utilisés. La compression est généralement modélisée en régime permanent du fait du faible temps de réponse du compresseur comparé à celui des échangeurs de chaleur [DIN 2007]. Une fois le coefficient polytropique et les rendements volumétrique, isentropique, électrique et mécanique définis de manière semi-empirique, le modèle de compresseur devient explicite et le calcul très rapide. Duprez et al. [DUP 2007] proposent une modélisation simple et réaliste de compresseurs à piston et à spirale basée sur des caractéristiques disponibles dans les données fournies par le constructeur et sur des paramètres à valider expérimentalement. Les échangeurs de chaleur, modélisés en régimes permanent ou transitoire, peuvent être discrétisés afin de modéliser de manière précise les changements d'état ou les variations des propriétés des fluides les parcourant. Des corrélations permettent de calculer les coefficients de transfert de chaleur dans les échangeurs (annexe 1).

I.5. Les fluides frigorigènes

Un fluide frigorigène est le support matériel du transfert de chaleur dans un cycle frigorifique. Il permet de produire du froid en captant la chaleur d'une source froide et en la cédant à une source chaude. Quand on modifie sa pression, il peut se vaporiser et se condenser à des températures proches de celles de notre environnement. Cette caractéristique est utilisée pour augmenter les transferts de chaleur et améliorer l'efficacité énergétique du système. Cette partie du mémoire donne d'abord les repères historiques essentiels de l'histoire des réfrigérants et de l'évolution de la réglementation, puis elle présente deux réfrigérants étudiés pour notre thermofrigopompe : le R407C, un des HFC les plus utilisés en pompe à chaleur et le dioxyde de carbone, fluide frigorigène qui fait l'objet d'énormément de publications scientifiques à l'heure actuelle.

I.5.1. Quelques repères temporels

L'histoire des fluides frigorigènes a subi quatre grandes phases de progression [CAL 2008] liées à quatre générations de fluides. La figure I.14 présente les périodes d'utilisation des différents fluides frigorigènes au cours du XX^{ème} siècle et dans les dernières années ainsi que les principales dates qui ont marqué l'histoire des réfrigérants.

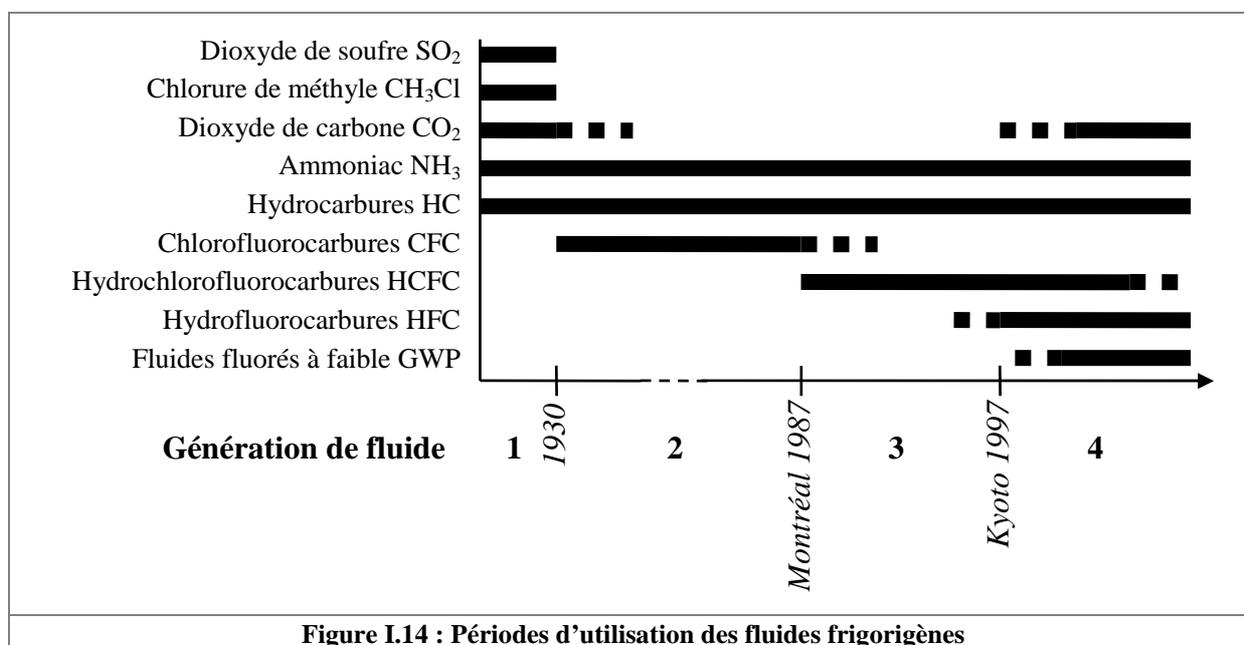


Figure I.14 : Périodes d'utilisation des fluides frigorigènes

I.5.1.1. 1^{ère} génération : ce qui fonctionnait

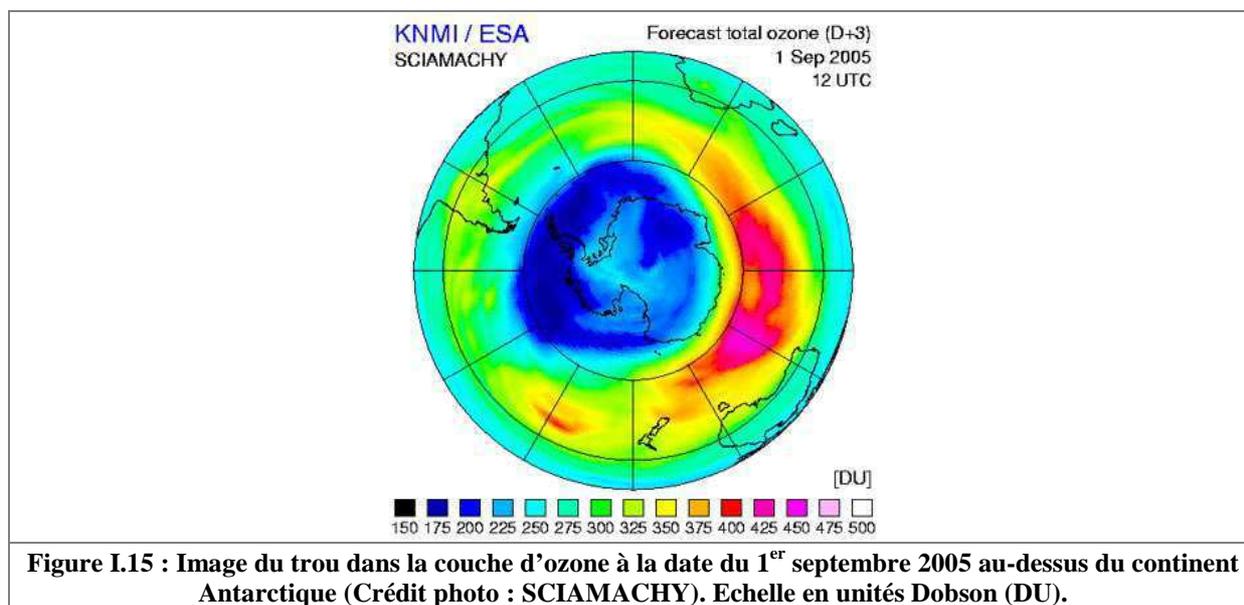
Les premiers réfrigérants étaient tous ceux qui étaient facilement disponibles ainsi que ceux que les premiers inventeurs avaient testés tels que l'air, l'éther, le dioxyde de carbone (CO₂), les hydrocarbures (C_mH_n), l'ammoniac (NH₃), le dioxyde de soufre (SO₂), le chlorure de méthyle (CH₃Cl)...

I.5.1.2. 2^{ème} génération : sécurité et durabilité

La deuxième génération de fluides est arrivée dans les années 1930 sous la forme de fluides de synthèse, offrant performance, sécurité et durabilité. Le R12 et les CFC (chlorofluorocarbures) sont les fluides qui ont été les plus utilisés de cette génération jusqu'au protocole de Montréal en 1987 [MON 1987]. Ce protocole engage les pays signataires à abandonner les substances chlorées dans le domaine de la réfrigération. Il fait suite à la convention de Vienne (1985) qui établit le lien entre les molécules

de chlore présentes dans ces fluides rejetés dans l'atmosphère et l'agrandissement du trou⁴ de la couche d'ozone (figure I.15). Grâce à ce protocole, l'appauvrissement de la couche d'ozone a cessé de progresser depuis quelques années [PNU 2006]. Certaines estimations prévoient un retour à un niveau acceptable de la concentration en ozone aux pôles en 2068 [GRE 2007].

Chimiquement, le chlore agit comme un catalyseur de la réaction de destruction de l'ozone stratosphérique. L'indice d'impact sur la couche d'ozone est l'ODP (Ozone Depletion Potential, potentiel d'appauvrissement de l'ozone). La valeur de référence est celle du R12 ($ODP_{R12} = 1$). Les HCFC (hydrochlorofluorocarbures) tels que le R22 ($ODP_{R22} = 0,055$), beaucoup plus volatiles que les CFC, ont assuré la transition vers les fluides de troisième génération. En 2005, il restait 18300 tonnes de R22 dans le parc français [BAR 2008] et il en restera probablement 15000 tonnes en 2010 [FRA 2008]. Or, ces fluides pourront être utilisés en maintenance jusqu'au 1^{er} janvier 2010 comme fluides vierges et jusqu'au 1^{er} janvier 2015 comme fluides recyclés [AFC 2008]. Ces dates approchant, les entreprises du froid vont difficilement pouvoir répondre à la demande.



I.5.1.3. 3^{ème} génération : protection de la couche d'ozone

Non chlorés, les HFC (hydrofluorocarbures) sont la troisième famille de fluides de synthèse. Ce sont actuellement les réfrigérants chargés dans les installations neuves de réfrigération. Cependant, ces substances sont classées dans la catégorie des « gaz à effet de serre » et leur utilisation est donc menacée par les engagements du protocole de Kyoto (1997) [KYO 1997] relatifs aux émissions de CO₂. La Terre reçoit toute son énergie du soleil. La majeure partie de ce rayonnement solaire (courte longueur d'onde CLO) est absorbée par l'atmosphère et par la Terre. Le reste, soit environ 30%, est renvoyé vers l'espace. Le rayonnement solaire absorbé par le sol est réémis sous forme de rayonnement infrarouge ou grandes longueurs d'onde (GLO). Les gaz à effet de serre présents dans l'atmosphère terrestre empêchent les rayonnements infrarouges de s'échapper directement vers l'espace (figure I.16). L'effet de serre, phénomène naturel qui permet de maintenir la température de la Terre à une moyenne de 15°C est la condition indispensable à la vie sur Terre. L'augmentation de la concentration des gaz à effet de serre dans les couches de l'atmosphère a tendance à accroître l'effet de serre et à provoquer un réchauffement du climat.

L'indice d'impact sur le réchauffement global est le GWP (Global Warming Potential, potentiel de réchauffement global). En général exprimé en kilogrammes de dioxyde de carbone présent dans

⁴ On parle de « trou » dans la couche d'ozone en dessous d'une valeur de 220 unités Dobson (DU) et la concentration moyenne mondiale d'ozone correspond à 300 DU.

l'atmosphère sur une durée de vie de 100 ans, la valeur de référence est celle de cette substance ($GWP_{CO_2-100ans} = 1$) [BIL 1997]. A titre d'exemple, le R134a, HFC le plus utilisé dans les appareils neufs de climatisation, a un GWP_{100ans} de 1300 d'après le site Internet de l'Alliance Froid Climatisation Environnement. Suite au protocole de Kyoto, le parlement européen a voté la réglementation 842/2006 sur les rejets dans l'atmosphère, le recyclage et la récupération des fluides fluorés [REG 2006] ainsi que la directive 2006/40/EC sur la climatisation automobile [DIR 2006], secteur dans lequel les taux de fuite sont élevés. Cette directive donne des limites de taux de fuite pour les fluides ayant un GWP_{100ans} supérieur à 150 et interdit leur intégration dans les véhicules neufs à partir de 2011.

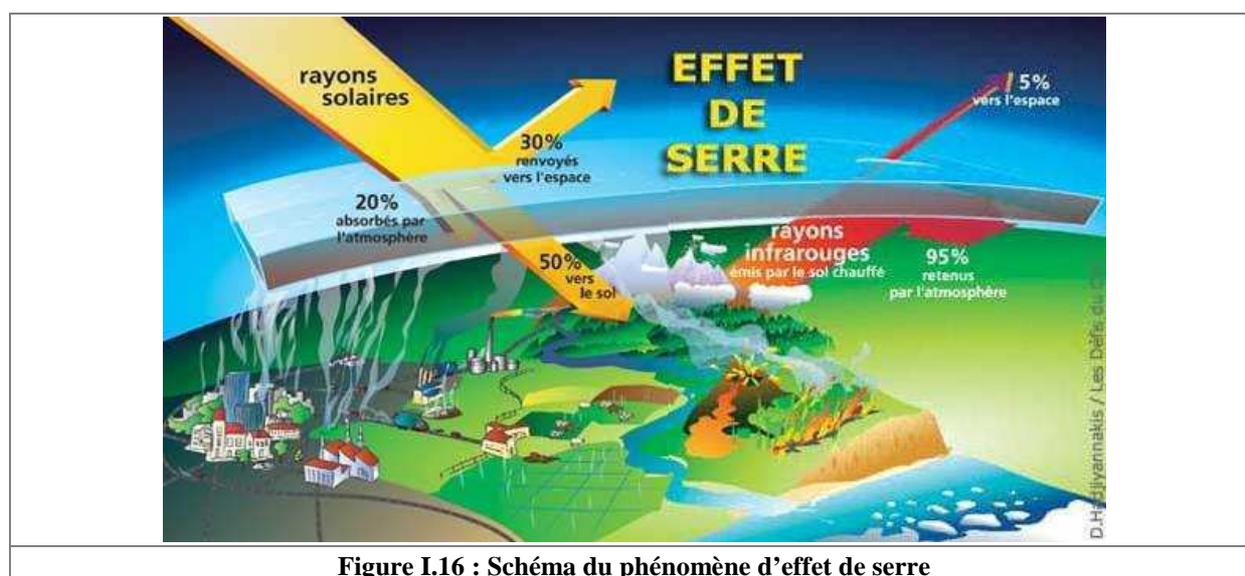


Figure I.16 : Schéma du phénomène d'effet de serre

Un deuxième indice lié au réchauffement climatique, le TEWI (Total Equivalent Warming Impact) totalise, en termes d'émissions de CO_2 , l'effet de serre direct lié aux fuites de frigorigène dans l'atmosphère et l'effet de serre indirect lié à la fabrication de l'électricité consommée par le groupe frigorifique. Son équation (équation I.41) dépend du GWP , du taux de fuite annuel L , de la durée de vie de l'installation n , de la masse m de frigorigène dans l'installation exprimée en kg, du taux de récupération en fin de vie α , de la consommation d'énergie annuelle de l'installation E en kWh et du taux de CO_2 rejeté pour produire l'électricité β en kg de CO_2 rejeté par kWh produit. Ce taux dépend du mode de production de l'électricité. Au global, ce taux est par exemple de 0,29 kg_{CO_2}/kWh en Belgique, de 0,60 kg_{CO_2}/kWh en Allemagne et de 0,09 kg_{CO_2}/kWh en France. [MEU 2005]

$$TEWI = GWP \cdot m \cdot [L \cdot n + (1 - \alpha)] + n \cdot E \cdot \beta \quad (\text{Equation I.41})$$

Une troisième approche permettant de mesurer l'impact global d'un système de réfrigération est l'ACV (Analyse du Cycle de Vie). Cette analyse permet entre autres de comptabiliser les émissions de gaz à effet de serre dues à la fabrication de la machine, à la synthèse ou l'extraction du fluide frigorigène, au transport, au fonctionnement, à l'entretien et la maintenance, au recyclage et à la destruction [MCC 2003].

I.5.1.4. 4^{ème} génération : réduction de l'impact sur le réchauffement de la planète

Les fluides à faible GWP sont la quatrième génération de réfrigérants. Les politiques actuelles de lutte contre le réchauffement climatique ont tendance à prendre de l'importance. Les restrictions qui touchent la climatisation automobile peuvent s'étendre à terme à toutes les installations de réfrigération. Les fluides naturels tels que les hydrocarbures, l'ammoniac et le dioxyde de carbone ont un faible impact sur le réchauffement climatique. L'intérêt de la communauté scientifique et industrielle vers ces substances est en constante progression. Les fabricants de fluides étudient la

synthétisation de nouvelles substances pouvant remplacer les réfrigérants à fort GWP sans modification importante de technologie. Parmi les réfrigérants de synthèse purs et en mélange testés par les industriels, le fluide HFO1234yf est le candidat le plus sérieux comme remplaçant du R134a. Il offre des conditions de fonctionnement et des performances quasi-équivalentes au R134a et un faible impact sur le réchauffement climatique ($GWP_{HFO1234yf-100ans} = 4$). Il pose cependant quelques soucis de sécurité au niveau de la limite d'inflammabilité [ACH 2008]. Cette caractéristique du HFO1234yf freine l'industrie automobile vis-à-vis de son utilisation dans leurs véhicules. En Europe et surtout en Allemagne, ce secteur a tendance à s'ouvrir au dioxyde de carbone comme fluide frigorigène. Toutefois, l'ajout d'une faible quantité d'additif au HFO1234yf permet de réduire sa limite d'inflammabilité à une valeur réglementaire [COX 2009]. Le R152a ($GWP_{R152a-100ans} = 4$) [CAL 2008] et de nouveaux mélanges (CO_2 R744 / fluorométhane R41 [COX 2008], propylène R1270 / fluoroéthane R161 [COL 2008]) font également partie de la nouvelle génération de fluides à faible GWP. Aujourd'hui, aucun candidat n'a su se démarquer des autres concurrents et la bataille reste ouverte dans tous les secteurs utilisant des machines frigorifiques. Enfin, une autre option pour diminuer les émissions de gaz à effet de serre des machines frigorifiques est la réduction de la charge en frigorigène par l'optimisation des composants [POG 2008] ou par l'utilisation de systèmes à boucle secondaire dans laquelle circule un fluide caloporteur ou frigoporteur à faible impact environnemental [FOU 2008].

I.5.2. Le R407C et les HFC

Les hydrofluorocarbures (HFC) sont des molécules chimiques composées de carbone, de fluor et d'hydrogène. Elles ne contiennent pas de chlore et ne participent donc pas à l'appauvrissement de la couche d'ozone. Avec un ODP nul, ce sont les substances de substitution aux CFC et aux HCFC. Leurs performances sont très bonnes. Cette famille compte un nombre important de réfrigérants car chaque HFC est plus ou moins dédié à une application spécialisée. Il existe cependant des HFC assez polyvalents comme le R134a.

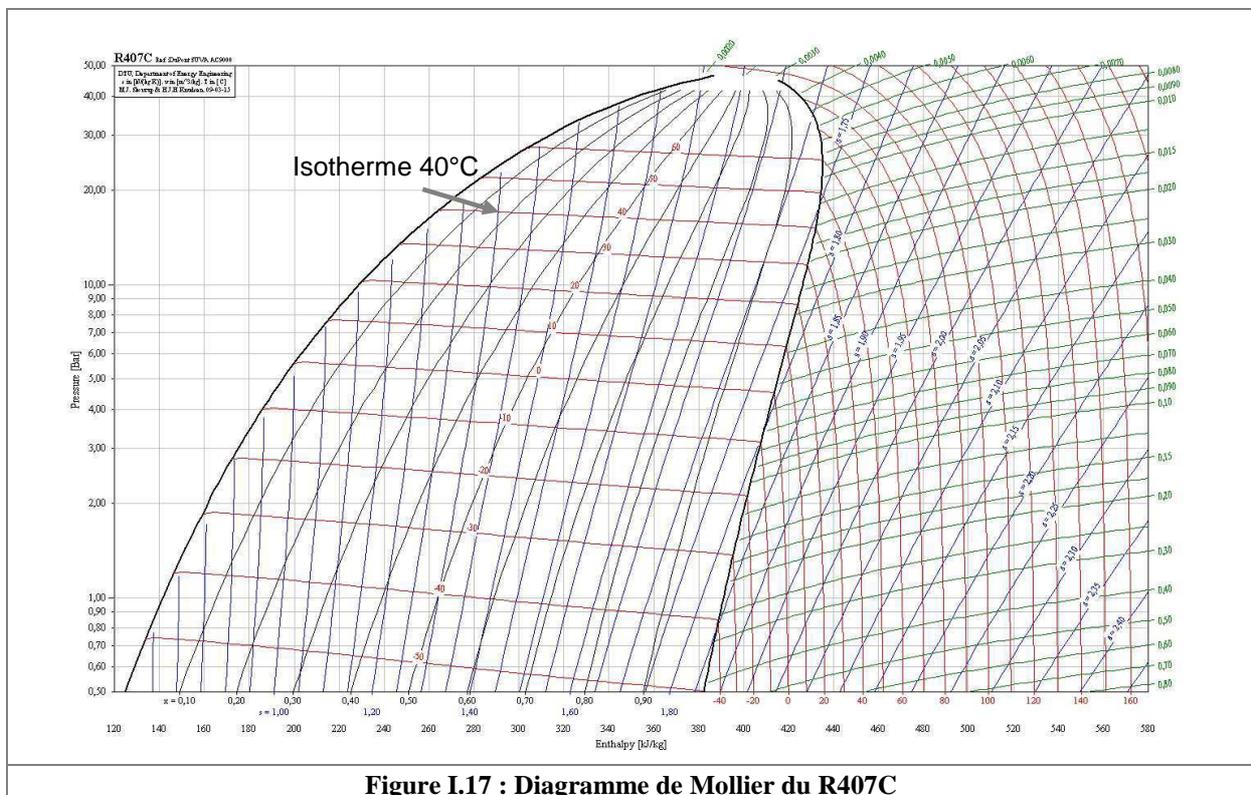


Figure I.17 : Diagramme de Mollier du R407C

Le R407C est le fluide choisi par l'entreprise de froid chargée de construire de prototype de thermofrigopompe. C'est un mélange zéotrope de trois HFC : le R32 à 23%, le R125 à 25% et le

R134a à 52% [IIF 2001]. La zéotropie du fluide implique que la température du fluide varie linéairement au fur et à mesure que les différents constituants du mélange changent progressivement de phase pendant une transformation à pression constante. La figure I.17 présente le diagramme de Mollier du R407C. A l'intérieur de la cloche dans laquelle le fluide est en mélange liquide / vapeur, les isothermes ne suivent pas les isobares, elles présentent une légère pente. Cette caractéristique permet d'assurer un écart de température quasiment constant à la condensation et à l'évaporation et donc d'améliorer l'efficacité des échangeurs. C'est pourquoi ce fluide est largement utilisé dans les pompes à chaleur.

Ce réfrigérant dispose de caractéristiques thermodynamiques très favorables en phase liquide : conductivité thermique et viscosité dynamique élevées. En phase gazeuse, les coefficients de transfert thermique sont moins intéressants, si bien que le R407C comme la plupart des réfrigérants de type fluide organique est utilisé en transfert par changement de phase. Les pressions de fonctionnement du R407C sont environ de 5 et 20 bar pour respectivement une évaporation à 0°C et une condensation à 50°C.

I.5.3. Le dioxyde de carbone et les fluides naturels

Les principaux fluides naturels encore utilisés depuis les débuts de la réfrigération sont le dioxyde de carbone, l'ammoniac et les hydrocarbures.

Les hydrocarbures (HC) sont des molécules chimiques composées de carbone et d'hydrogène. Ces substances sont utilisées comme réfrigérants principalement dans le secteur de la réfrigération domestique. Ils ont un très faible impact sur l'environnement (ODP nul et faible GWP). Leurs performances sont très bonnes. Le point négatif de ces réfrigérants est leur inflammabilité. En réfrigération domestique, la faible capacité des systèmes permet leur utilisation dans certaines conditions. Ils sont donc soumis à des normes de sécurité très strictes. La recherche travaille encore aujourd'hui sur ces fluides, notamment sur l'isobutane R600a et le propane R290 [DOM 2006].

L'ammoniac (NH₃ ou R717) est un des tous premiers réfrigérants. Son impact environnemental est nul. Ses performances en cycle frigorifique surpassent celles de tous les autres fluides frigorigènes disponibles actuellement. A cause de sa toxicité, il est utilisé principalement dans les installations industrielles mais l'expérience acquise tout au long du XX^{ème} siècle sur l'étanchéité des machines frigorifiques et la détection de fuites [CAL 2002] ainsi que le durcissement des contraintes réglementaires sur les HFC ouvre d'autres perspectives pour ce réfrigérant [DUM 2008].

Le dioxyde de carbone ou CO₂ a la référence R744. Tout comme l'ammoniac, le CO₂ fait partie des premiers fluides utilisés dans l'histoire de la réfrigération. Dans les années 1930, il a été complètement abandonné au profit des CFC. Ce fluide a un ODP nul et un GWP égal à 1 puisque ce deuxième indice est calculé sur la base du pouvoir de réchauffement global du CO₂.

Contrairement au cycle thermodynamique classique dans les applications du chauffage et du rafraîchissement, le cycle utilisé avec le dioxyde de carbone n'a pas d'étape de condensation en condenseur. Il est dit « transcritique » car il passe par une phase supercritique (figure I.18). Les températures de sources conventionnelles du côté haute pression sont supérieures à la température critique de 31,1°C. En effet, la température de départ d'un circuit de chauffage par plancher ou par ventilo-convecteurs varie classiquement entre 30 et 45°C, la température de l'air extérieur peut dépasser les 30°C pour un système de climatisation. La haute pression du système sera par conséquent supérieure à la pression de 73,8 bar au point critique. Le CO₂ est comprimé en phase gazeuse jusqu'à une pression supercritique pouvant atteindre 120 bar. Puis, il est refroidi dans un échangeur appelé « refroidisseur de gaz » ou « gas cooler » dans lequel le fluide passe progressivement de l'état de gaz supercritique à liquide supercritique avec une variation des propriétés thermodynamiques importante. Les caractéristiques importantes pour le transfert thermique, à savoir la capacité thermique massique, la conductivité thermique et la viscosité ont des valeurs élevées et assez proches si l'on compare celles

du CO₂ liquide et du CO₂ gazeux. Cependant, dans le domaine supercritique, ces paramètres varient énormément lors des transferts dans les échangeurs de chaleur.

A cause des fortes variations de propriétés thermodynamiques, une technologie d'échangeur à micro ou minicanaux a été développée pour supporter les hautes pressions mises en jeu au rejet de chaleur tout en majorant les coefficients de transfert. Depuis peu, des échangeurs à plaques sont construits par un fabricant taiwanais [KAO 2008] et par Alpha Laval. Des corrélations spécifiques sont utilisées pour calculer les coefficients de transfert du CO₂ dans ce type d'échangeurs. L'article de Yun et al. recense les corrélations déterminées pour l'échange au gas cooler et leurs conditions d'applications [YUN 2007]. Le rapport de Zhao et al. recense les études menées sur le transfert de chaleur monophasique et biphasique du dioxyde de carbone dans des microcanaux [ZHA 2001]. L'étude bibliographique de Veillette présente également quelques corrélations sur le refroidissement du CO₂ supercritique et l'évaporation du CO₂ subcritique [VEI 2004]. Le tableau A1.4 en annexe 1 répertorie les corrélations permettant de calculer les coefficients de transfert en refroidissement de CO₂ supercritique. Les corrélations disponibles dans la littérature concernant l'évaporation sont répertoriées dans le tableau A1.3.

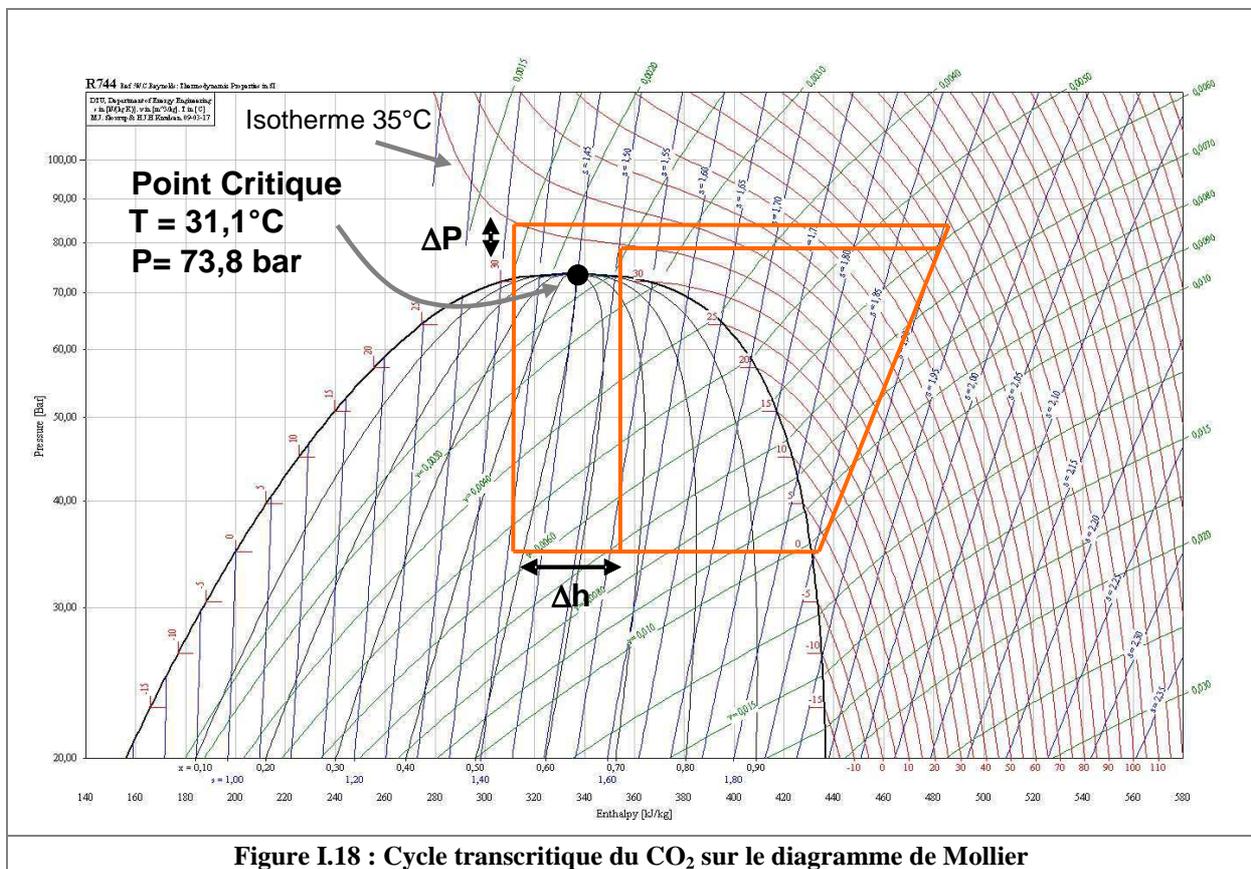


Figure I.18 : Cycle transcritique du CO₂ sur le diagramme de Mollier

Les isothermes au-dessus du point critique du diagramme de Mollier du dioxyde de carbone présentent un point d'inflexion. On peut remarquer que dans ce domaine, pour une température avant détente constante (35°C sur la figure I.18), une faible variation de pression entraîne une forte variation de la puissance aux échangeurs et donc une forte variation du coefficient de performance. Il est donc important de contrôler la haute pression du système.

Le volume massique du dioxyde de carbone est plus faible que celui de la plupart des réfrigérants. Cette caractéristique associée à un ratio de compression plus faible (autour de 3) à cause des pressions de fonctionnement élevées (de 35 bar pour une évaporation à 0°C et de 100 bar environ à la haute pression) confère aux compresseurs CO₂ des dimensions réduites. Cependant, cet aspect du cycle transcritique représente un inconvénient majeur qui a freiné son développement dans les années 1930.

Depuis quelques années, les composants capables de supporter ces pressions arrivent sur le marché à des prix compétitifs.

Aujourd'hui, le dioxyde de carbone n'est pas un fluide utilisé dans le secteur du chauffage des bâtiments. Cependant, Gustav Lorentzen, chercheur norvégien auteur de "Revival of carbon dioxide as a refrigerant" [LOR 1994], affirme en 1995 que le dioxyde de carbone se présente comme le meilleur fluide pour remplacer les CFC et les HCFC. L'industrie en a décidé autrement car elle a préféré fabriquer des machines fonctionnant au HFC, fluide adapté à la technologie déjà existante des machines au CFC ou au HCFC. Mais aujourd'hui, au vu des réglementations de plus en plus contraignantes sur les gaz à effet de serre, le dioxyde de carbone apparaît de nouveau comme un fluide intéressant. Si bien que d'après Peter Neksa [NEK 2002], ancien thésard de Gustav Lorentzen et aujourd'hui professeur à l'université de Trondheim, le CO₂ est un fluide prometteur, même pour l'application du chauffage des bâtiments. En effet, les nouveaux composants de cette technologie sont de plus en plus adaptés aux propriétés thermodynamiques du CO₂. Grâce à cela, les performances des machines au dioxyde de carbone sont en constante amélioration. Le cycle transcritique du CO₂ atteint des performances correctes à partir du moment où l'on refroidit au maximum le gaz supercritique comme cela est déjà réalisé dans l'application des chauffe-eau thermodynamiques « Eco Cute » développés par la Norvège et le Japon. La compression du CO₂ aboutit à des températures de production de l'ordre de 120°C et selon le fluide de refroidissement utilisé, le CO₂ peut être refroidi jusqu'à une température de 30°C ou moins si l'on exploite le sous-refroidissement. Cette variation continue de température entre 120 et 30°C ou moins peut être notamment mise à profit pour produire de l'eau chaude à température plus élevée que les pompes à chaleur traditionnelles. C'est la possibilité de produire de l'eau chaude sanitaire avec le cycle CO₂ qui explique en partie le développement important de ce type d'appareils au Japon, pays où les besoins en eau chaude sanitaire sont élevés du fait des traditions liées aux bains [KUS 2006]. Stene propose par ailleurs un système combiné de production d'eau chaude sanitaire et de chauffage [STE 2005] par pompe à chaleur au CO₂. La machine dispose de trois gas coolers en série dans lesquels la température du CO₂ supercritique diminue progressivement. Les gas coolers des niveaux de température le plus bas et le plus élevé réalisent respectivement un préchauffage et un réchauffage de l'eau chaude sanitaire alors que le gas cooler de niveau intermédiaire de température prépare de l'eau chaude pour le réseau de chauffage des locaux. Ce concept permet de profiter au maximum du sous-refroidissement et de l'importante variation de température au gas cooler. Un autre domaine d'application du CO₂ est la réfrigération en supermarché, principalement en boucle secondaire. Le CO₂ est un excellent fluide frigoporteur ou caloporteur. Son utilisation à la place d'un HFC permet de diminuer le potentiel d'impact sur le réchauffement climatique [FOU 2008].

I.5.4. Tableau comparatif du R407C et du CO₂

Les caractéristiques du HFC R407C et du dioxyde de carbone en tant que fluides frigorigènes dans les secteurs qui concernent cette thèse (chauffage et rafraîchissement) sont résumées dans le tableau I.1.

Élément de comparaison	R407C	CO ₂
Type de fluide	hydrofluorocarbure	naturel
Impact environnemental	ODP = 0 ; GWP = 1526	ODP = 0 ; GWP = 1
Caractéristiques thermodynamiques	cycle sous-critique classique zéotropie	cycle transcritique pour une application de chauffage
Performance du cycle	élevée	bonne en production d'ECS, mais moins élevée en chauffage d'espace
Secteurs d'utilisation	pompes à chaleur, réfrigération	énergie récupérable par sous-refroidissement importante production d'ECS par PAC, réfrigération commerciale
Etat de la technologie	mature	mature en production d'ECS et en développement pour la climatisation automobile

Tableau I.1 : Caractéristiques intéressantes du R407C et du CO₂

I.6. Conclusion

L'évolution des machines frigorifiques et l'utilisation de la thermodynamique a été très rapide depuis un siècle. Les usages se sont énormément diversifiés, les composants ont évolué, de nouveaux composants ont été développés si bien que les cycles frigorifiques sont aujourd'hui adaptables à un panel élargi de demandes en froid ou en chaud. Les pompes à chaleur sur air ou géothermiques sont devenues des systèmes de chauffage tout à fait courants dans les habitations neuves. Les thermofrigopompes, quant à elles, sont des installations de forte puissance sur des bâtiments de surface importante ou des procédés industriels ciblés. D'après cette étude bibliographique, il n'existe pas de publication sur des réalisations pour l'hôtellerie, le résidentiel de standing, le petit collectif ou le petit tertiaire, secteurs visés par notre thermofrigopompe. Ce constat paraît logique étant donné la complexité d'une thermofrigopompe en termes de régulation par rapport à une pompe à chaleur ou une chaudière au fioul ou au gaz. Aujourd'hui toutefois, l'aspect contrôle et régulation ne représente plus la même gêne qu'auparavant grâce à l'outil informatique et à l'usage d'automates programmables de moins en moins coûteux. D'autre part, les besoins de chauffage et de rafraîchissement sont en train de changer avec les réglementations thermiques plus strictes au niveau de l'isolation et l'augmentation des apports internes par les appareils électriques. Les besoins en chauffage baissent mais les besoins en rafraîchissement augmentent. Les besoins simultanés en chaud et en froid ont tendance à augmenter pour des bâtiments de petite surface assez fortement vitrés.

Les CFC et les HCFC ont été abandonnés à cause de leur impact sur la couche d'ozone. Les HFC, étant des gaz à effet de serre, risquent à leur tour une interdiction dans un avenir de plus en plus proche. En effet, au vu de la prise de conscience collective du réchauffement climatique et du lien avéré entre ce dérèglement et les émissions de gaz à effet de serre, cette échéance peut approcher assez rapidement. Pour l'instant, ces fluides restent les frigorigènes les plus performants sur le marché. Leurs concurrents directs sont les hydrocarbures, l'ammoniac et le dioxyde de carbone dans les applications du secteur du bâtiment. Les hydrocarbures sont désavantagés sur le plan réglementaire par leur caractère inflammable. Malgré les progrès des techniques d'étanchéité des systèmes frigorifiques, la charge en réfrigérant des pompes à chaleur en général et de notre thermofrigopompe en particulier est trop élevée pour une application dans le chauffage ou le rafraîchissement des bâtiments. L'ammoniac est un fluide assez toxique et de plus corrosif pour le cuivre. La technologie qui y est associée n'est pas totalement flexible et les restrictions réglementaires sont trop dures pour imaginer aujourd'hui l'intégration de l'ammoniac dans les pompes à chaleur pour le chauffage des bâtiments. Ce réfrigérant ne pourra donc pas remplacer totalement les HFC. Les nouveaux fluides à faible GWP synthétisés par l'industrie chimique, comme le HFO1234yf, sont une alternative intéressante à surveiller de près. Cependant, les études montrent aujourd'hui que leur limite d'inflammabilité est trop basse pour une utilisation telle quelle dans les nouvelles machines frigorifiques. Il reste alors le dioxyde de carbone qui, après 60 ans d'oubli, connaît un regain d'intérêt depuis quelques années. Les organismes de recherche privés et publics semblent s'y intéresser sérieusement et travaillent sur l'amélioration des composants des circuits au CO₂ transcritique (compresseurs, gas coolers, évaporateurs, échangeurs internes, éjecteurs, détendeurs avec récupération de travail). 570000 appareils au CO₂ transcritique ont été produits en Asie pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire en 2006, cela porte à 1 million le nombre d'unités vendues depuis le lancement de ce type de machine et les estimations du gouvernement japonais annoncent 5,2 millions d'unités vendues pour 2010 [KUS 2006]. Le dioxyde de carbone dispose de deux propriétés intéressantes pour notre thermofrigopompe, à savoir la possibilité de produire de l'ECS de manière performante [NEK 1998] et une grande quantité d'énergie récupérable au sous-refroidissement.

Au vu des considérations techniques, environnementales et économiques développées dans ce chapitre, le fonctionnement de notre thermofrigopompe doit être pensé pour deux fluides frigorigènes : d'une part, un fluide largement utilisé, facile d'usage pour un prototype, le HFC R407C et d'autre part, un fluide naturel moins performant mais qui dispose d'autres atouts et surtout ne risque pas d'être menacé par les réglementations environnementales, le dioxyde de carbone.

Chapitre II : Thermofrigopompes au HFC et au CO₂
Description des machines et de leur fonctionnement

II.1. Introduction

Les conditions de confort qui sont actuellement exigées dans les secteurs du petit tertiaire, de l'hôtellerie et de l'habitat de standing nécessitent de disposer d'équipements performants et économes en énergie consommée pour le chauffage, le rafraîchissement ou la climatisation et la production d'eau chaude sanitaire. De plus en plus, la conception de certains locaux et de leurs équipements génère des demandes simultanées de production de froid et de chaud. Cette tendance est due principalement à l'augmentation du nombre d'appareils électriques, des besoins en eau chaude sanitaire, des apports et des déperditions simultanés par des surfaces vitrées en augmentation.

En génie climatique, les bâtiments font classiquement appel, pour le rafraîchissement, à des groupes de production de froid à distribution de frigorigène vers des unités intérieures de traitement d'air avec détente directe ou des groupes de production d'eau glacée avec une distribution d'eau vers des unités intérieures de traitement d'air. Ces groupes frigorifiques disposent d'une puissance calorifique qui n'est généralement pas utilisée lors du fonctionnement en mode froid. Cette conception, si elle est acceptable lorsque les besoins en chaud et en froid d'un bâtiment ne sont pas simultanés, devient très lourdement pénalisante lorsqu'ils le sont.

En outre, les installations récemment réalisées ont tendance à évoluer rapidement. Des extensions des réseaux de chauffage à eau chaude et de rafraîchissement à eau glacée, accompagnées d'une plus grande sophistication du système, sont fréquemment mises en œuvre pour satisfaire à une augmentation des besoins. La conception initiale d'une installation doit donc permettre cette évolution sans être captive d'une technologie très spécifique qui fait rarement l'objet d'extensions ou d'autres évolutions.

Les thermofrigopompes déjà réalisées sont principalement des installations de forte puissance destinées à satisfaire aux besoins en chauffage et en rafraîchissement de procédés industriels ou d'immeubles de bureaux de grande surface ayant de forts apports internes. D'autres bâtiments, de plus petites dimensions, peuvent avoir de tels besoins simultanés en chaud et en froid, en mi-saison et en été, pour la production d'eau chaude sanitaire ainsi que le chauffage et le rafraîchissement de locaux. D'après notre recherche bibliographique, il n'existe aucune publication sur des thermofrigopompes de petite à moyenne puissance à équilibrage sur air pour ce type de bâtiment.

Cette partie du mémoire redéfinit tout d'abord le contexte dans lequel s'inscrit la thermofrigopompe de petite à moyenne puissance développée dans ces travaux. Elle présente ensuite les composants mis en œuvre et le fonctionnement de deux versions de thermofrigopompes⁵ au HFC et au CO₂.

II.2. Les objectifs de la machine

Les objectifs de la thermofrigopompe (TFP) de petite à moyenne puissance à équilibrage sur air sont la production d'eau chaude de chauffage, d'eau chaude sanitaire et d'eau froide de rafraîchissement avec une machine simple de mise en œuvre sur un réseau de distribution modulaire à eau, tout en optimisant les énergies produites pour améliorer les performances et au final, réduire les consommations d'électricité et les coûts de fonctionnement. Des adaptations sont effectuées sur le circuit frigorifique pour aboutir à une configuration cohérente qui permet de remplir les objectifs détaillés ci-après.

⁵ Les installations présentées dans ce chapitre sont basées sur des schémas de circuits frigorifiques légèrement plus complexes que ceux mis en œuvre pour le prototype. Le circuit du premier prototype, présenté dans le chapitre III de ce rapport, a été légèrement simplifié pour faciliter la prise en main de la machine et l'interprétation des résultats.

II.2.1. Simplicité et modularité

La solution proposée dans ce mémoire se veut tout d'abord facile à mettre en œuvre et adaptative. La machine est conçue comme une unité monobloc de production d'eau chaude et d'eau froide à des niveaux de température compatibles avec une utilisation dans les secteurs du chauffage, de la préparation d'eau chaude sanitaire ou de la climatisation des locaux. Les raccordements des fluides sont alors exclusivement sur eau. Le principe de la distribution sur boucle d'eau est retenu pour sa capacité à s'adapter à une évolution éventuelle du bâtiment. Un autre avantage de la distribution sur eau est sa réalisation et sa modification par le secteur professionnel du chauffage. En effet, cette conception modulaire permet à une entreprise dont les compétences ne sont pas principalement liées au secteur du froid ou de la climatisation, de maîtriser son projet au niveau de la mise en œuvre et de la maintenance des réseaux d'eau, sans être captif d'une technologie propre à un constructeur.

Les besoins d'un bâtiment et les puissances utiles d'une machine frigorifique étant fortement fluctuants suivant le climat, la TFP doit disposer d'une source gratuite d'équilibrage. La source gratuite la plus simple à utiliser est l'air extérieur. Elle ne nécessite aucun aménagement lourd comme un forage peut l'être pour une thermofrigopompe à équilibrage sur l'eau d'une nappe phréatique. Un échangeur de rejet de chaud ou de froid à air extérieur est donc ajouté au circuit.

II.2.2. Production simultanée ou non de chaud et de froid

La thermofrigopompe de petite à moyenne puissance à équilibrage sur air est un générateur d'eau chaude et d'eau froide, destinée à subvenir aux besoins de locaux dont la proportion de situations à charges simultanées ou légèrement différées, en puissance calorifique et frigorifique, est importante. La conception se base sur une installation de puissance moyenne, évaluée a priori entre 20 et 100 kW chaud.

L'avantage d'une thermofrigopompe par rapport à une pompe à chaleur est de produire simultanément de l'énergie calorifique au condenseur et frigorifique à l'évaporateur avec la même énergie électrique absorbée au compresseur. Les énergies produites sont stockées dans des ballons d'eau de façon à être disponibles quasi-instantanément pour assurer un confort optimal. Par ailleurs, les ballons de stockage permettent de par leur inertie d'augmenter les temps de fonctionnement de l'installation.

L'inconvénient des thermofrigopompes est la complexification du système qui doit s'adapter aux besoins énergétiques du bâtiment et disposer, en plus des échangeurs utiles d'au moins un échangeur de rejet. Les solutions techniques retenues utilisent essentiellement des composants déjà couramment utilisés dans le secteur du froid. Par ailleurs, le circuit plus complexe de la TFP permet une optimisation des énergies produites en utilisant un fonctionnement par mode. Les trois principaux modes de fonctionnement sont :

- un mode chauffage seul, assimilé à un fonctionnement en pompe à chaleur, produit de l'eau chaude en utilisant l'air extérieur comme source gratuite,
- un mode équilibré, assimilé au fonctionnement en thermofrigopompe, produit de l'eau chaude et de l'eau froide simultanément,
- un mode rafraîchissement seul, assimilé à un fonctionnement en groupe d'eau glacée, produit de l'eau froide avec rejet de chaleur sur l'air extérieur.

Comme décrit dans le paragraphe I.2.3., relatif à la performance des installations frigorifiques et notamment des thermofrigopompes, le fonctionnement dépend des besoins thermiques en chaud et en froid. En période estivale, la charge en froid est majoritaire. Le fonctionnement sera principalement en mode rafraîchissement en alternance avec le mode équilibré pour satisfaire à d'éventuels besoins en chauffage, pour l'ECS par exemple. En période hivernale, les besoins de chauffage sont majoritaires. Le fonctionnement de la machine sera composé de séquences alternées du mode chauffage et du mode équilibré. En mi-saison, le mode équilibré sera le plus sollicité. Les autres modes seront éventuellement enclenchés afin d'équilibrer la production par rapport aux charges.

II.2.3. Amélioration des performances hivernales

Les pompes à chaleur sur air extérieur perdent en performance lorsque la température de l'air diminue. En effet, la diminution de la température d'air extérieur entraîne une diminution de la température et de la pression d'évaporation et donc une augmentation du ratio de compression et de la puissance absorbée au compresseur en même temps qu'une diminution du débit massique dans le circuit frigorifique. La puissance calorifique produite diminue dans des proportions plus fortes que la puissance électrique absorbée. Par conséquent, le coefficient de performance en chaud a tendance à diminuer assez fortement. De plus, des températures extérieures faibles entraînent un risque de formation de givre à l'évaporateur. Le dégivrage provoque généralement l'arrêt de la production de chaud et une consommation d'énergie supplémentaire est nécessaire pour faire fondre la couche de givre.

En hiver, les pompes à chaleur sur air sont moins performantes alors que c'est dans les conditions hivernales les plus sévères que les déperditions du bâtiment et donc les besoins de chauffage sont les plus élevés. Un appoint permet alors de fournir le complément de chaleur demandé par le bâtiment. Cette consommation auxiliaire défavorise les pompes à chaleur sur air par rapport aux autres systèmes de chauffage. L'objectif est ici d'améliorer les performances en période hivernale et pendant les phases de dégivrage.

Le principe mis en œuvre pour remplir cet objectif utilise l'alternance de deux modes :

1. le mode chauffage seul avec évaporation sur air. Pendant la production de chaud pour le chauffage, une quantité de chaleur est récupérée par un échangeur de sous-refroidissement du fluide frigorigène sur la boucle d'eau froide utilisée en tant que stockage tampon (montée en température du ballon d'eau froide de 5 à 15°C),
2. le mode équilibré avec évaporation sur eau utilisant la chaleur stockée sur la boucle d'eau froide (descente en température du ballon de 15 à 5°C).

En mode équilibré, l'évaporateur à air est alors libre pour une éventuelle phase de dégivrage. Le dégivrage s'effectue par un thermosiphon diphasique ou caloduc gravitaire formé entre deux sources de chaleur :

- l'eau froide circulant dans l'évaporateur à eau en tant qu'évaporateur du caloduc,
- la couche de givre formée auparavant sur les ailettes de l'évaporateur à air en tant que condenseur du caloduc.

Le fonctionnement du caloduc utilisant une quantité supplémentaire de fluide frigorigène comme fluide de transfert est décrit dans le paragraphe II.4.4. Cette technique permet un dégivrage rapide sans arrêt de la production de chauffage et sans apport de chaleur supplémentaire ou puisage dans le stock de chaleur précédemment produit, comme c'est le cas pour les systèmes de dégivrage par inversion de cycle des pompes à chaleur réversibles. Cette technique de dégivrage par caloduc, qui est non pénalisante, peut être programmée de manière fréquente pour limiter le givrage et la perte de performance qui y est liée. De plus, le fonctionnement avec évaporation par l'énergie d'une source d'eau à un niveau de température plus élevé que l'air extérieur pendant un certain temps permet d'augmenter la température moyenne d'évaporation sur une séquence d'environ 3°C. Les performances instantanée et saisonnière du système sont améliorées.

II.2.4. Amélioration des performances par la gestion de la pression de condensation

L'utilisation du sous-refroidissement après condensation pour stocker de la chaleur sur la boucle d'eau froide impose un contrôle de la température en sortie de condenseur. Avec une régulation de base par détendeur thermostatique, la condensation débiterait alors dans le condenseur à eau et se terminerait dans le sous-refroidisseur. En effet, la régulation par détendeur thermostatique aurait tendance à ajuster la haute pression à un niveau juste suffisant pour que le fluide frigorigène qui l'alimente soit en phase liquide, donc légèrement sous-refroidi. Il y aurait alors une perte de puissance calorifique au condenseur utile. L'objectif principal de la gestion de la pression de condensation est donc de relever le niveau de pression pour assurer la fin de la condensation dans le condenseur utile. Il permet également de minimiser autant que faire se peut le sous-refroidissement dans le condenseur utile, de

baisser la haute pression au niveau le plus bas possible pour réduire le ratio de compression, l'énergie électrique absorbée au compresseur et augmenter les performances du cycle frigorifique.

La gestion de la pression de condensation doit également permettre de contrôler l'engorgement des échangeurs en série, de répartir la puissance calorifique délivrée vers l'eau chaude sanitaire et l'eau chaude de chauffage dans les deux échangeurs en série en fonction des demandes des utilisateurs.

Un mode de fonctionnement annexe⁶ assure, en phase d'arrêt du groupe frigorifique, une remontée en température du ballon d'eau chaude sanitaire par un caloduc gravitaire formé entre l'ECS, dont la température baisse au fur et à mesure des soutirages et l'eau de chauffage précédemment chauffée et restée chaude à cause de l'absence de demandes de chauffage à cette période de l'année.

II.2.5. Récapitulatif des objectifs

La TFP doit être une machine simple à mettre en œuvre et son utilisation doit permettre de réaliser des économies d'énergie par rapport aux autres systèmes de chauffage et de rafraîchissement. L'augmentation des performances globales de la TFP est obtenue par les moyens suivants :

- fourniture simultanée d'eau chaude de chauffage, d'eau chaude sanitaire et d'eau froide de rafraîchissement,
- contrôle de la pression de condensation,
- amélioration des performances hivernales par l'utilisation de la boucle d'eau froide comme stockage intermédiaire puis comme source froide à température plus élevée à l'évaporation,
- production de chaud continue pendant les phases de dégivrage,
- dégivrage accéléré, assuré par le fonctionnement d'un caloduc.

II.3. Du schéma de base au nouveau schéma de TFP

II.3.1. Schéma de base d'une thermofrigopompe

Le schéma de base d'une thermofrigopompe est représenté sur la figure II.1. En plus d'un compresseur Cp et d'une bouteille de stockage de réfrigérant Bl, il est composé de quatre échangeurs :

- un condenseur sur source utile CDSU,
- un condenseur sur source gratuite externe CDSE,
- un évaporateur sur source utile EVSU,
- un évaporateur sur source gratuite externe EVSE.

Cette configuration permet plusieurs types de fonctionnements :

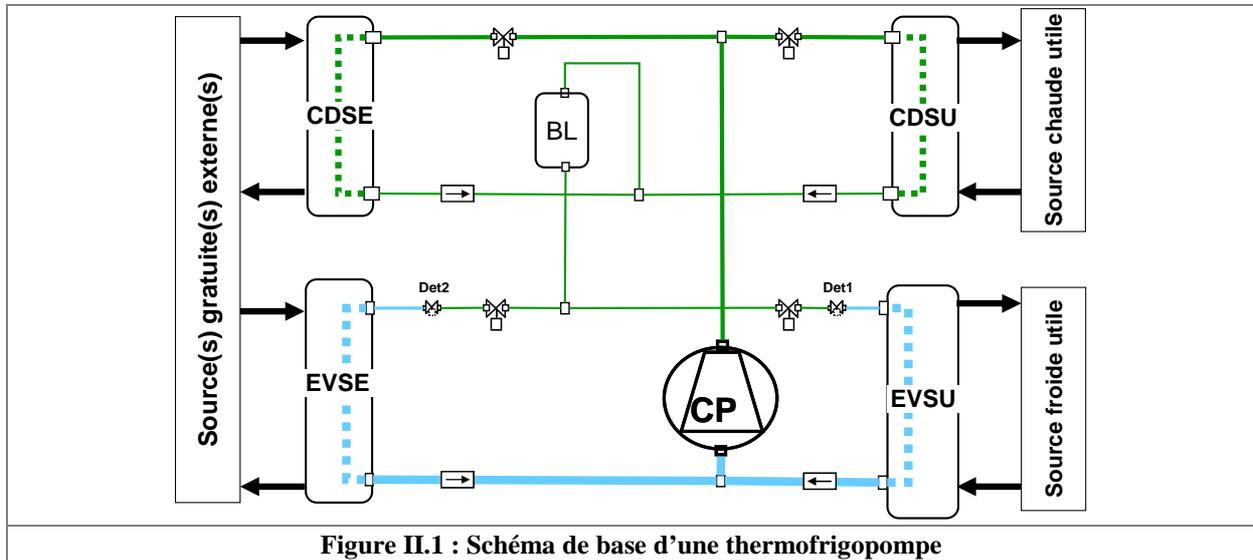
- un mode dit « équilibré » avec production simultanée de chaud et de froid respectivement au condenseur utile CDSU et à l'évaporateur utile EVSU,
- un mode chaud seul avec production de chaud au condenseur utile CDSU et évaporation sur source gratuite externe à l'évaporateur EVSE,
- un mode froid seul avec production de froid à l'évaporateur utile EVSU et condensation sur source gratuite externe au condenseur CDSE.

La commande des électrovannes permet l'alimentation des détendeurs et des échangeurs suivant le mode de fonctionnement choisi.

La présence de points froids dans le circuit, relativement à la température du fluide frigorigène, peuvent entraîner des phénomènes de condensation non désirés dans les échangeurs non utilisés. Si le condenseur non utilisé constitue un point froid, une quantité trop importante de fluide frigorigène condensera dans cet échangeur et celui-ci sera engorgé en liquide. La bouteille liquide BL devrait alors être surdimensionnée afin de fournir suffisamment de fluide frigorigène pour alimenter le circuit utile

⁶ Cette solution technique n'a pas été testée au niveau du prototype.

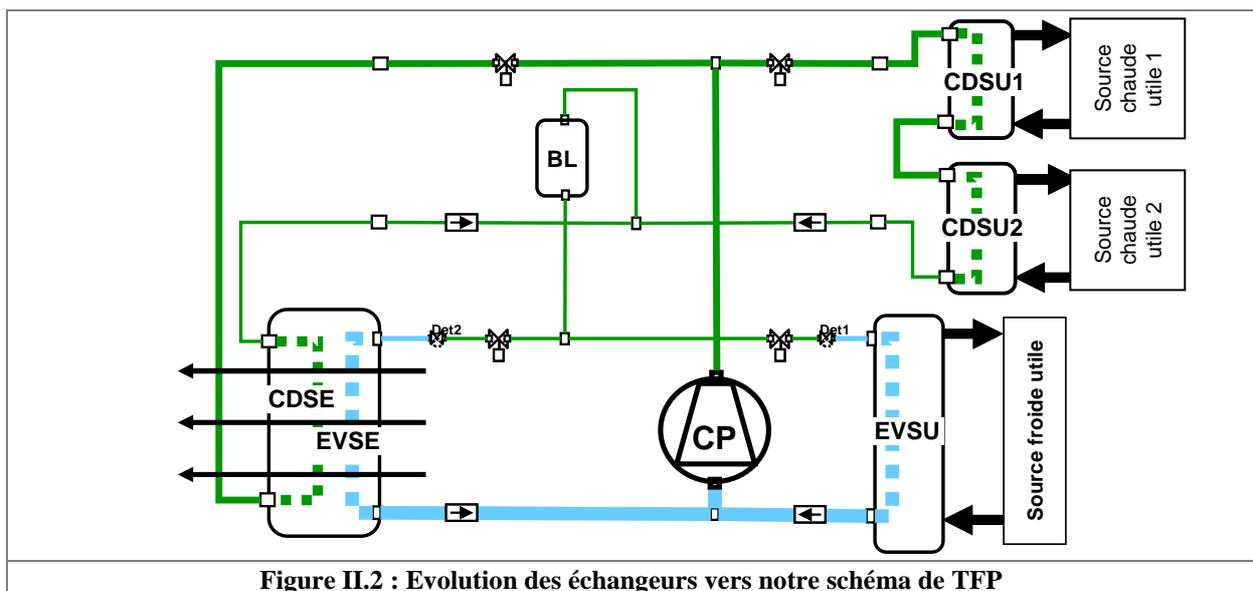
de la machine. Si l'évaporateur non utilisé constitue un point froid, il se produit le même phénomène de condensation avec en plus, des possibilités de coup de liquide au compresseur lors du redémarrage de la machine après une phase d'arrêt. L'option la plus simple est alors l'utilisation de clapets anti-retour en sécurité, placés en sortie des échangeurs pour éviter les circulations parasites de réfrigérant.



II.3.2. Evolution des échangeurs

La figure II.2 présente l'évolution des échangeurs vers notre solution de TFP. La source gratuite est l'air extérieur pour des raisons de facilité d'installation et de disponibilité de la ressource. Les deux échangeurs sur source gratuite sont utilisés en cas de besoins soit de chaud seul soit de froid seul. Ils sont donc regroupés en un seul échangeur. Ceci a l'avantage de réduire le nombre de batteries, la surface totale de batterie et de n'avoir à prévoir qu'un seul circuit d'air. Cette batterie est présentée dans le paragraphe II.4.2.

Plusieurs échangeurs dévolus à des postes différents (par exemple, production d'ECS et chauffage) peuvent être montés en série pour assurer la condensation du fluide frigorigène.



II.3.3. Schéma simplifié de la TFP de petite à moyenne puissance à équilibrage sur air

La figure II.3 présente l'évolution vers le schéma simplifié de la TFP de petite à moyenne puissance développée par notre équipe de recherche. Un sous-refroidisseur Esr est placé en sortie des deux condenseurs en série. La fonction de cet échangeur est la récupération de l'énergie de sous-refroidissement du fluide frigorigène sur la boucle d'eau froide, première étape du fonctionnement alterné en période hivernale décrit au paragraphe II.2.3. La boucle d'eau froide est la « source chaude utile 3 » durant cette phase du fonctionnement.

La bouteille liquide est également modifiée. Le circuit de fluide frigorigène ne traverse plus la bouteille comme dans une installation classique. La bouteille liquide est à présent connectée à la ligne liquide du circuit par un tube supplémentaire. Cette configuration permet d'« isoler » partiellement la bouteille du circuit frigorifique. La bouteille peut alors être utilisée comme réservoir de stockage de fluide frigorigène à l'équilibre liquide / gaz contrôlé en pression (ou en température) très peu perturbé par le flux de réfrigérant du circuit. Le paragraphe II.4.8. présente le fonctionnement du système de contrôle de la haute pression utilisant la bouteille liquide et les canalisations représentées en bleu servent d'une part à l'alimentation en gaz chauds du refoulement compresseur pour une augmentation de température et de pression et d'autre part à la chasse des gaz de la bouteille vers la basse pression du circuit pour un refroidissement et une baisse de pression du mélange liquide / gaz en bouteille).

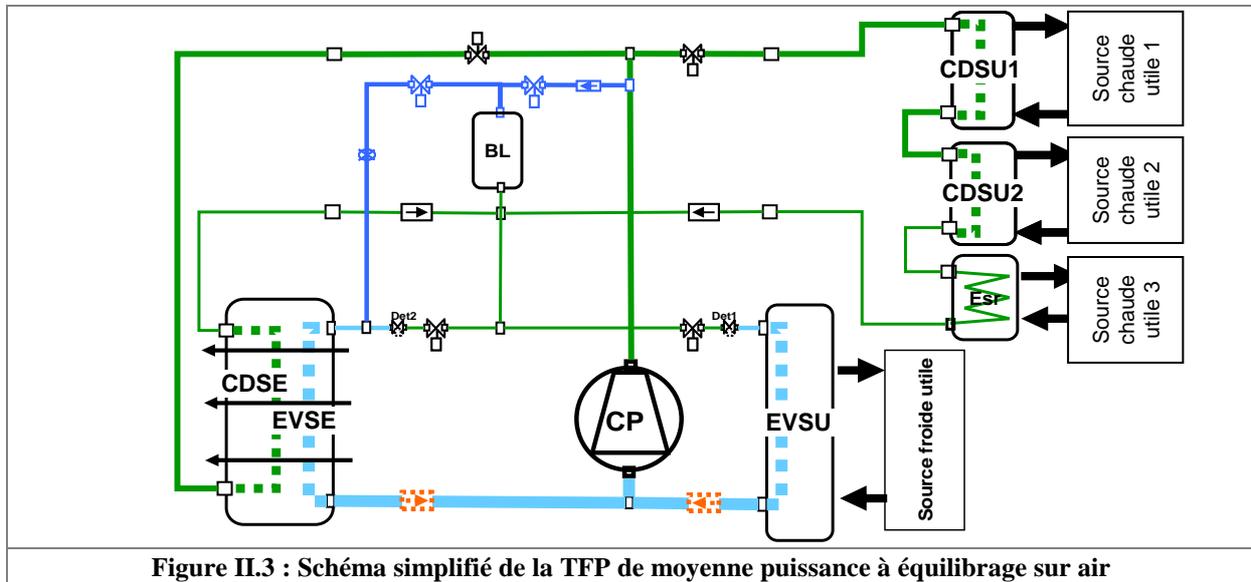


Figure II.3 : Schéma simplifié de la TFP de moyenne puissance à équilibrage sur air

II.4. Les composants de la thermofrigopompe au HFC

Le schéma de principe du circuit frigorifique est présenté sur la figure II.4. Les conventions de dessin choisies pour ce schéma sont des traits plus épais pour les conduites de fluide frigorigène à l'état vapeur que pour le fluide frigorigène à l'état liquide, les échangeurs sont des rectangles barrés d'une croix. Les conduites du circuit de fluide frigorigène sont représentées par des traits noirs, les conduites du système de régulation de pression de condensation par des traits de couleur verte, le circuit d'eau chaude par des traits de couleur rouge et le circuit d'eau froide par des traits de couleur bleue. Les détendeurs sont notés « Det », les électrovannes sont notées « Evr », les clapets anti-retour sont notés « Nrv », le filtre déshydrateur est noté « Fd », le voyant liquide est noté « Vl » et l'orifice calibré « Oc ». S'il y en a plusieurs, tous ces éléments sont suivis d'un numéro. Les connexions avec le circuit d'eau sont regroupées sur la partie droite du schéma. Les paragraphes suivants détaillent les spécificités de chaque composant. Sur la figure II.4, l'échangeur d'équilibrage Eea (Eea1/Eea2) correspond à l'ensemble CDSE / EVSE de la figure II.3, l'évaporateur à eau Eve (figure II.4) à EVSU (figure II.3), tandis que le désurchauffeur Decs et le condenseur à eau Cde (figure II.4) représentent les échangeurs sur source utile CDSU1 et CDSU2 (figure II.3).

Sur la partie haute pression, cette configuration met en œuvre :

- soit trois échangeurs en série, connectés à des réseaux d'eau chaude sanitaire, d'eau chaude de chauffage et d'eau froide
- soit en parallèle, un condenseur à air.

La gestion de l'engorgement des trois échangeurs en série est effectuée à l'aide du système de contrôle de la haute pression présenté plus loin. Il sert à gérer la répartition des puissances vers les postes considérés. L'ouverture et la fermeture des électrovannes Evr3 et Evr4 assurent la circulation dans l'un ou l'autre des condenseurs. Les deux évaporateurs sur eau et sur air sont placés en parallèle. L'alimentation des évaporateurs et des détendeurs associés est gérée par l'ouverture ou la fermeture des électrovannes Evr1 et Evr2.

Une gestion du fonctionnement par mode (production de chaud, de froid ou simultanée en mode dit « équilibré ») est mise en place pour sélectionner les échangeurs utiles et de rejet en fonction des besoins énergétiques du bâtiment. Un automate programmable définit d'une part les consignes de fonctionnement propres à la machine à partir des données externes (températures de l'air extérieur, de l'eau chaude sanitaire, de l'eau chaude de chauffage et de l'eau froide de rafraîchissement) et d'autre part pilote les divers organes de l'installation. Le choix du mode de fonctionnement est effectué en fonction des contraintes imposées par la charge et de leur écart par rapport aux consignes. L'enclenchement d'un mode est réalisé par la mise en marche du compresseur, la mise en marche éventuelle du ventilateur et par l'ouverture des électrovannes adéquates.

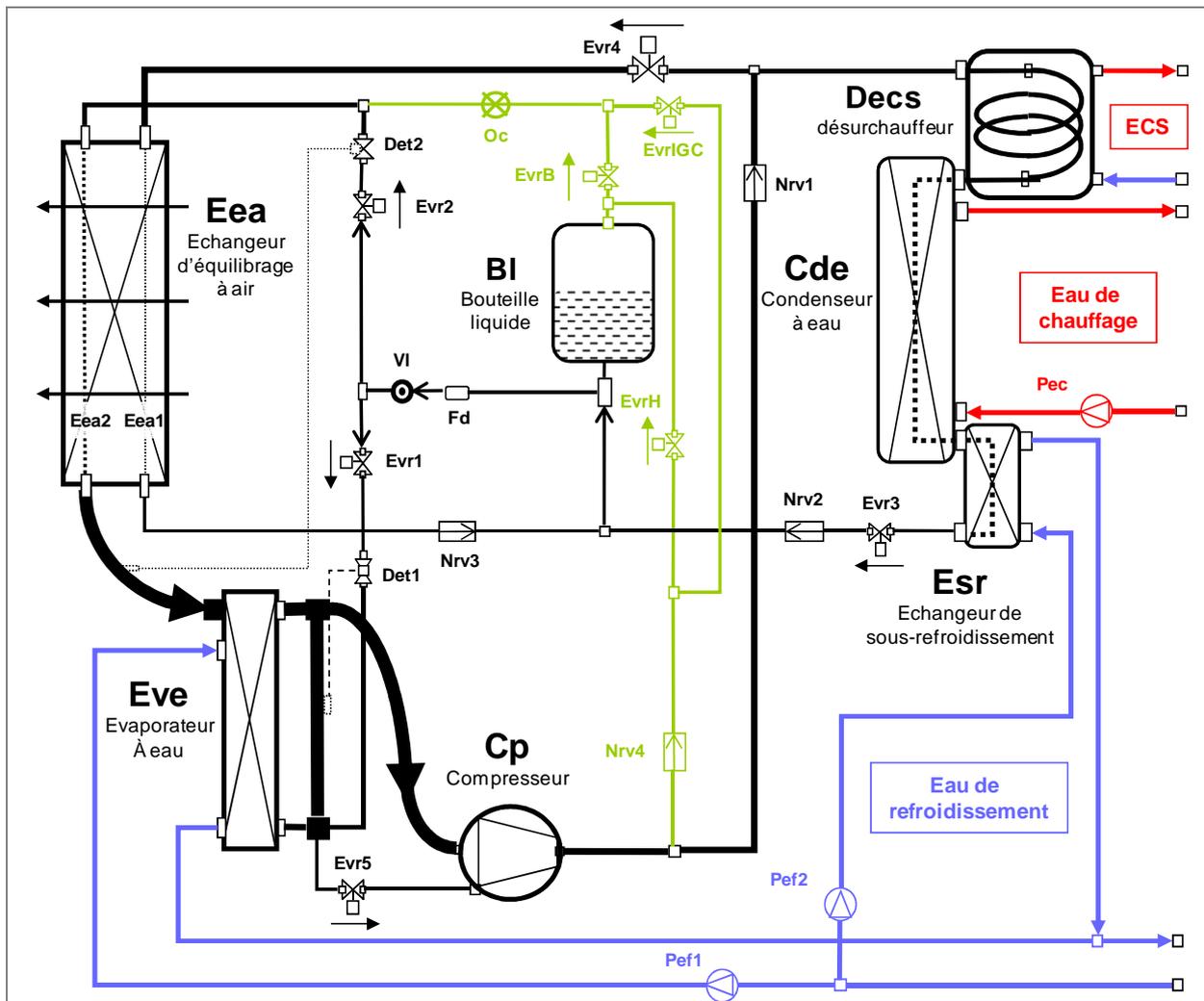
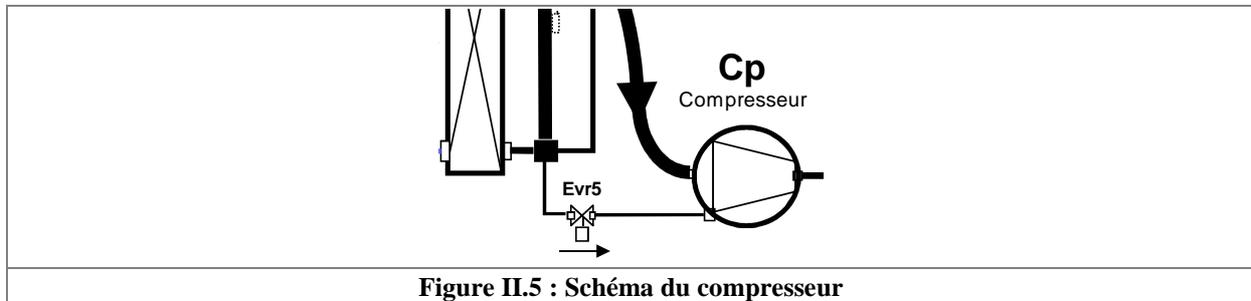


Figure II.4 : Schéma du circuit frigorifique de la TFP et des connexions sur les réseaux d'eaux chaudes et d'eau froide

II.4.1. Le compresseur

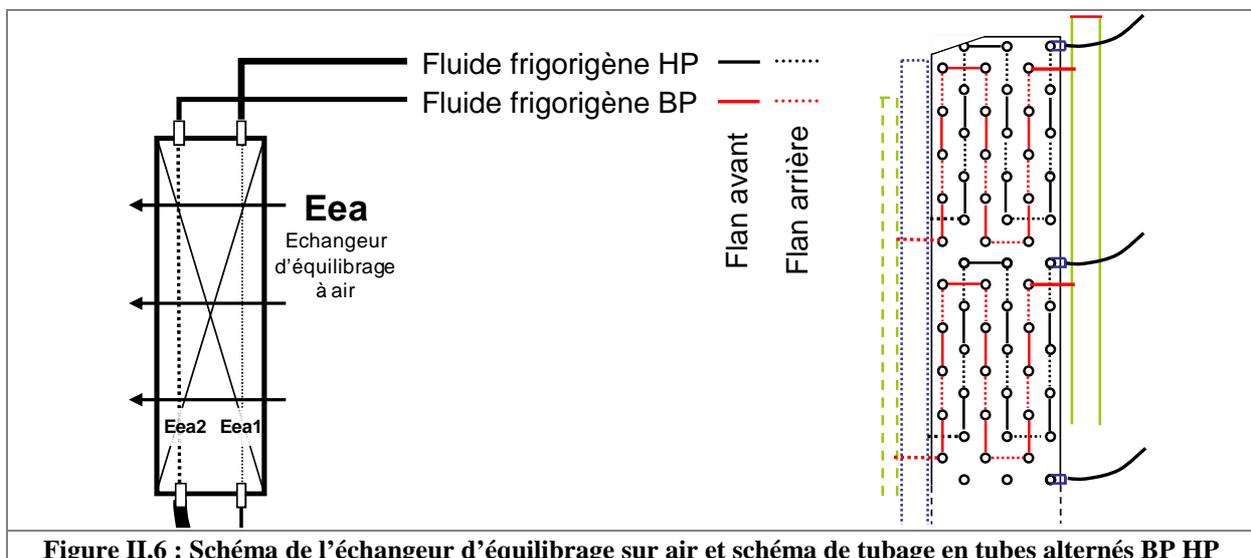
Le compresseur frigorifique (figure II.5) doit pouvoir fonctionner dans les gammes de température du chauffage et de la climatisation, à savoir une température de condensation maximale supérieure ou égale à 55°C et une température d'évaporation minimale inférieure ou égale à -20°C. Il est alimenté par le fluide frigorigène venant soit de l'évaporateur à air, soit de l'évaporateur à eau. Le compresseur est représenté sur les figures sous le nom « Cp ».



L'électrovanne Evr5 est placée sur la conduite de retour d'huile au carter du compresseur. L'ouverture de cette électrovanne est programmée à l'arrêt du groupe pour réinjecter au compresseur l'huile qui serait piégée à l'évaporateur.

II.4.2. L'échangeur d'équilibrage sur air

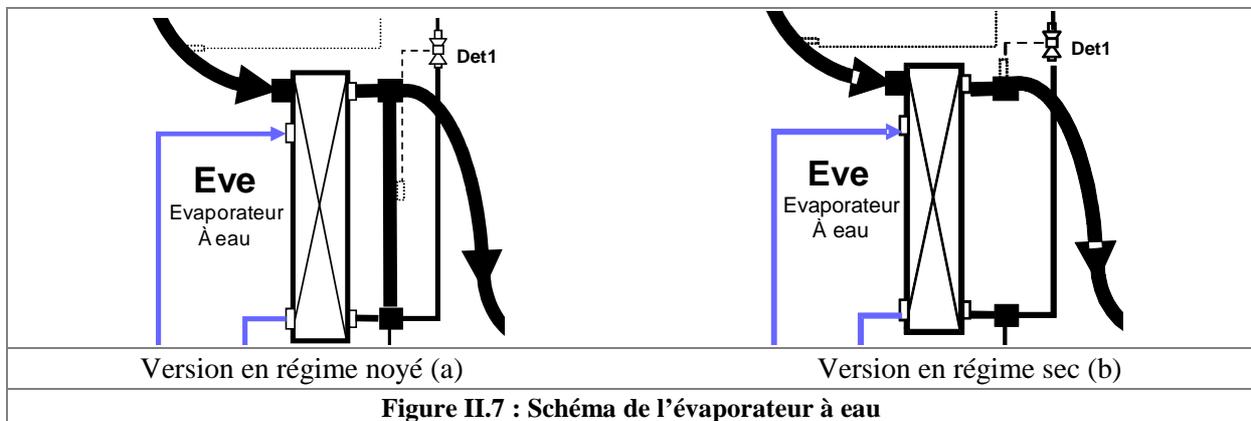
Un système d'équilibrage sur air doit être mis en place pour transférer à la source gratuite (air extérieur) la quantité de chaleur nécessaire à l'équilibre du circuit frigorifique quand les transferts utiles (froid et chaud sur les boucles d'eau) sont dans des proportions inadéquates. Cet ensemble doit pouvoir fonctionner soit en condenseur, soit en évaporateur. Par souci de compacité du système et de simplification du circuit d'air, la solution technique choisie est un échangeur à trois circuits imbriqués : air, fluide frigorigène HP et fluide frigorigène BP (figure II.6). La fonction est réalisée par une batterie à ailettes air / fluide frigorigène classique, dont le réseau de tubes est divisé en deux : un circuit HP (condenseur) et un circuit BP (évaporateur). Les deux réseaux de tubes sont répartis de manière uniforme sur toute la surface de la batterie. Cet échangeur, appelé « échangeur d'équilibrage sur air », est représenté sur les figures sous le nom « Eea », avec Eea1 qui correspond au condenseur et Eea2 à l'évaporateur à air. Le condenseur à air Eea1 est alimenté par le refoulement du compresseur lorsque l'électrovanne Evr4 est ouverte. L'évaporateur à air Eea2, fonctionnant en régime sec, est alimenté par le détendeur Det2 lorsque l'électrovanne Evr2 est ouverte.



Les ailettes de cette batterie sont en contact à la fois avec certaines nappes affectées à une fonction d'évaporateur et d'autres, à une fonction de condenseur. Les fonctions de condenseur et d'évaporateur ne sont jamais activées simultanément. Quand on travaille en condenseur, la surface d'ailette liée aux nappes propres à l'évaporateur est aussi utilisée et inversement lorsqu'on travaille en évaporateur. La surface d'ailettes de cet échangeur ne doit donc pas correspondre au double d'une batterie classique à un seul faisceau de tubes condenseur ou évaporateur. Un facteur de 1,4 semble un bon compromis à affecter à la surface d'ailettes d'une batterie classique pour obtenir la surface de la batterie d'équilibrage à trois fluides de la TFP. Ce facteur voisin de 1,4 est à optimiser par une étude portant à la fois sur le dimensionnement et le mode de construction.

II.4.3. L'évaporateur à eau pour la production d'eau de rafraîchissement

L'évaporateur à eau est l'échangeur de production d'eau froide pour le rafraîchissement (figure II.7). Il est de type échangeur à contre courant à plaques brasées. Cet échangeur, appelé « Eve », est représenté sur les figures sous le nom « Eve ». L'évaporateur à eau est alimenté par le détendeur Det1 lorsque l'électrovanne Evr1 est ouverte.



Le bulbe du détendeur est placé sur un tube vertical en parallèle avec l'évaporateur à eau (figure II.7a). Cette configuration permet un fonctionnement d'évaporateur en régime noyé. Ce régime permet d'optimiser la surface d'échange et donc la puissance frigorifique délivrée. Le niveau de liquide est situé au niveau du bulbe du détendeur. Le tube placé en parallèle sert également de piège à liquide et à huile. Une connexion avec l'évaporateur à air, en haut à gauche de l'échangeur sur le schéma est prévue pour faciliter le déplacement des fluides du caloduc gravitaire. Le tube placé ainsi, en parallèle, participe au piégeage des condensats du caloduc.

Pour le prototype présenté dans le chapitre III, l'évaporateur est utilisé en régime sec (figure II.7b) associé à une bouteille anti-coup de liquide. Il n'y a pas de clapet anti-retour à la sortie des évaporateurs comme présenté sur le schéma de la thermofrigopompe de base (figure II.1). Dans notre cas, la condensation parasite est gérée et même utilisée à des fins de dégivrage par caloduc (décrit dans le paragraphe suivant). La protection contre les coups de liquide utilisée est la programmation d'un tirage au vide avant l'arrêt de la machine et la mise en place d'une bouteille anti-coup de liquide pour la récupération des condensats du caloduc.

II.4.4. Le circuit spécifique au caloduc gravitaire pour le dégivrage

Pour réaliser le dégivrage tout en maintenant la production de chaud, une séquence de fonctionnement en hiver alterne évaporation sur air et évaporation sur eau. En fonctionnement avec l'évaporateur à air en mode chauffage seul, une couche de givre se forme sur les ailettes de l'évaporateur à air pour des températures d'air typiquement inférieures à 5 ou 7°C suivant l'hygrométrie. Lors de ce mode, une récupération de chaleur est effectuée par sous-refroidissement du fluide frigorigène après condensation. La chaleur récupérée est stockée sur le ballon d'eau froide. Ce ballon est dimensionné

de telle sorte que l'épaisseur de la couche de givre à l'évaporateur dans les conditions de givrage maximales est faible lorsque la température du ballon a atteint 15°C. Sur ce critère de température, la phase de dégivrage est enclenchée.

En phase de dégivrage, le mode de fonctionnement est le mode équilibré dans lequel l'évaporation se produit à l'évaporateur à eau. L'évaporateur à eau est alimenté par l'énergie stockée précédemment en mode chauffage, récupérée par sous-refroidissement du fluide frigorigène. Pour une température d'eau froide de 15°C, la température d'évaporation est d'environ 5°C pour un fluide azéotrope et plutôt autour de 10°C pour le R407C, fluide zéotrope. Dans ce mode, la température d'évaporation est sensiblement relevée par rapport à une évaporation sur air extérieur à 7°C ou moins.

Un débit classique de vapeur sortant de l'évaporateur à eau est entraîné par le compresseur en même temps qu'un débit supplémentaire migre vers les points du circuit à une température et une pression plus faibles. Le point du circuit à la température la plus basse se situe au niveau des surfaces intérieures des tubes de l'évaporateur à air en contact thermique avec la couche de givre formée sur les surfaces extérieures des tubes et sur les ailettes, à une température inférieure ou égale à 0°C. En ce point, la température et la pression locale des vapeurs se situent au-dessous du niveau de saturation du fluide frigorigène en gaz. Il se produit alors une condensation du réfrigérant sur les surfaces intérieures des tubes de la batterie à air. L'énergie de condensation est transmise par convection du fluide frigorigène au tube puis par conduction du tube aux ailettes puis à la couche de givre. La couche de givre fond alors progressivement. Les condensats de fluide frigorigène retournent à l'évaporateur à eau par gravité. Tant que la batterie n'est pas complètement dégivrée, le transfert de l'énergie de condensation du fluide frigorigène à la couche de givre est réalimenté par un nouvel apport de vapeurs issues de l'évaporateur à eau. Avec une perte de charge minimisée dans la conduite entre les deux évaporateurs, des vapeurs issues de l'évaporateur à eau migrent donc en continu jusqu'aux surfaces intérieures des tubes de la batterie à air tant que la couche de givre n'est pas complètement fondue.

La figure II.8 présente le dispositif de dégivrage par caloduc formé entre les deux sources de chaleur à des températures différentes que sont la couche de givre et l'eau froide.

La conduite mise en jeu par le caloduc doit permettre une double circulation du fluide frigorigène, la montée des vapeurs en partie haute de conduite et la descente des condensats en partie basse. Ceci impose donc la disposition de l'évaporateur à air en partie haute de la machine et de l'évaporateur à eau en partie basse. La conduite entre les deux évaporateurs doit avoir une pente ascendante continue, être de diamètre important et autant que possible, sans singularité.

En pratique, le transfert de chaleur par caloduc est connu comme étant très intense. Les débits de circulation de vapeur alimentant le caloduc représentent d'après nos simulations environ 20% du débit entraîné au compresseur dans des conditions de givrage classiques à 0°C de température d'air extérieur. Le temps de dégivrage est donc très faible. Cependant, le caloduc peut entraîner une « saturation » en débit de l'évaporateur si celui-ci est dimensionné sans prendre en compte le débit de vapeur supplémentaire circulant dans le caloduc. Dans ce cas, le système réagira par une baisse du débit massique total et par voie de conséquence, de la température d'évaporation. Les puissances mises en jeu au niveau du caloduc seront diminuées du fait de la baisse de l'écart entre les températures et les pressions locales des deux évaporateurs. Le dégivrage sera moins efficace. L'évaporateur doit donc être légèrement surdimensionné.

Le caloduc fonctionne non seulement lorsque l'évaporateur à air est givré mais également après le dégivrage car les températures extérieures sont basses. Dans ce cas, la résistance thermique entre l'air et l'ailette est cependant beaucoup plus élevée que celle entre la couche de givre et l'ailette. Le transfert par caloduc est moins intense. Ceci constitue donc une légère perte à l'évaporateur à eau sur la quantité de chaleur stockée dans le ballon d'eau froide.

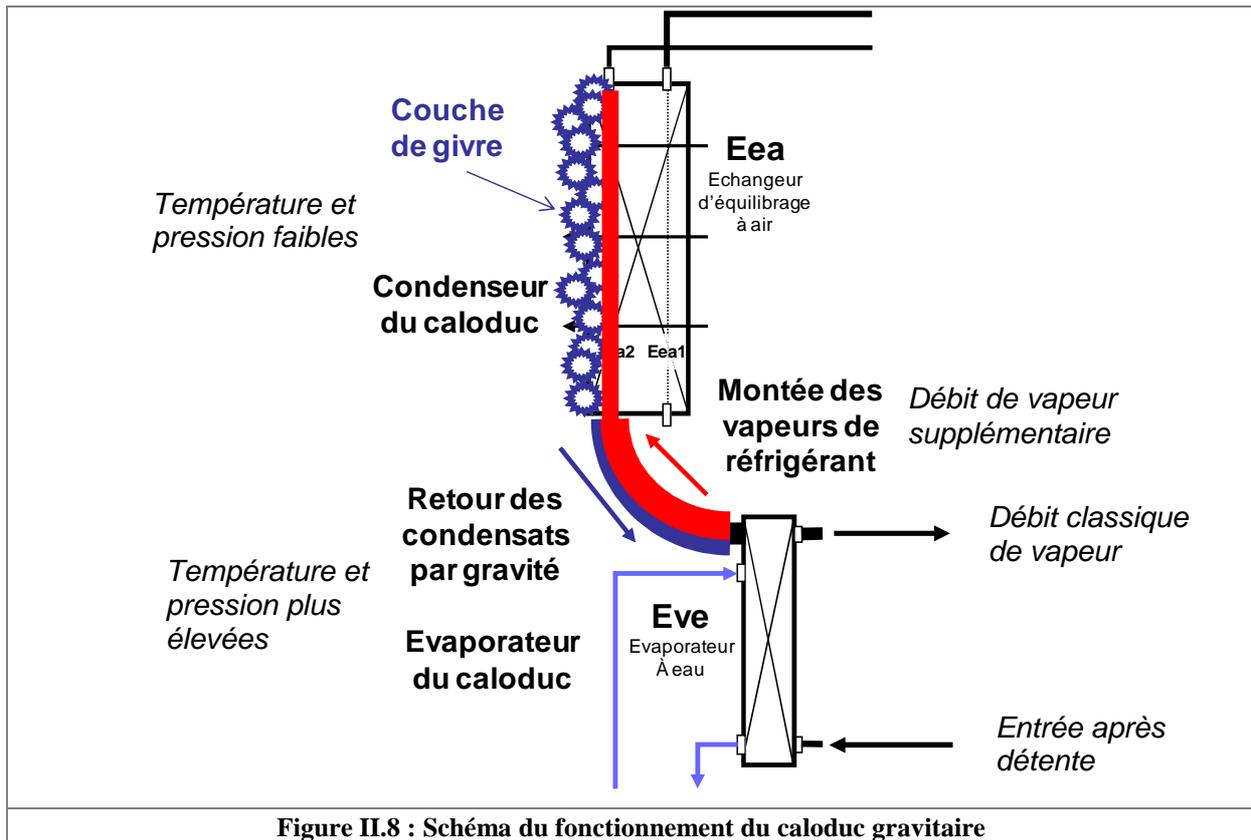


Figure II.8 : Schéma du fonctionnement du caloduc gravitaire

II.4.5. Le désurchauffeur pour la préparation d'eau chaude sanitaire

Le désurchauffeur⁷ est un ballon de préparation d'eau chaude sanitaire qui contient un serpentin dans lequel circule le fluide frigorigène provenant du refoulement compresseur (figure II.9). Les gaz chauds transfèrent une partie de leur chaleur à l'eau sanitaire. Cet échangeur, appelé « désurchauffeur », est représenté sur les figures sous le nom « Decs ».

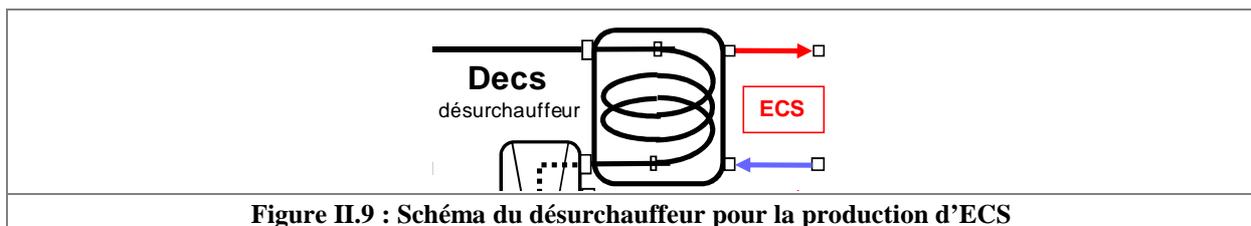


Figure II.9 : Schéma du désurchauffeur pour la production d'ECS

La boucle d'eau de chauffage peut être utilisée comme stockage tampon à utilisation différée en mi-saison et en été. En général, la condensation sur air en période estivale conduit à des températures de condensation voisines de 45°C ou plus. Tant que le stockage sur boucle d'eau chaude ne conduit pas à des températures de condensation nettement supérieures, il est plus intéressant de constituer ce stockage chaud plutôt que de rejeter la chaleur sur la source gratuite. Ainsi, en fonctionnement, le ballon d'ECS est remonté en température et pendant l'arrêt du groupe, son maintien en température est assuré par un caloduc gravitaire. Après une phase de fonctionnement en production d'eau chaude de chauffage et d'ECS, les ballons d'eaux chaudes sont chargés. Or, en été, les besoins de chauffage sont faibles comparés aux besoins d'eau chaude sanitaire. Au fur et à mesure des soutirages d'eau chaude sanitaire, la température du ballon ECS diminue plus rapidement que celle du ballon d'eau chaude de chauffage. Un caloduc gravitaire se forme entre les deux ballons à des niveaux différents de

⁷ Dans notre installation d'essai, cet échangeur a été supprimé car la présence de deux échangeurs condenseurs en série suffisait à valider le principe de répartition de puissance par engorgement.

température. L'eau chaude de la boucle de chauffage, dont la capacité de stockage n'est pas négligeable, transfère une quantité de chaleur au fluide frigorigène se trouvant dans le condenseur. Le fluide frigorigène se vaporise et migre vers le point le plus froid de cette partie du circuit. Dans le ballon d'ECS à température plus faible, diminuée par les soutirages, le réfrigérant se condense et les condensats retournent par gravité au condenseur à eau. Pour assurer ce fonctionnement en caloduc gravitaire, plusieurs conditions doivent être respectées. Le désurchauffeur doit être placé au-dessus du condenseur à eau pour permettre la montée des vapeurs et la descente des condensats par gravité. Un niveau optimal de liquide dans le couple Decs / Cde doit être obtenu par la fermeture des électrovannes Evr3 et Evr4 et l'effet anti-retour du clapet Nrv1. Enfin, la température de boucle d'eau chaude doit être suffisante pour satisfaire à la consigne minimale de température d'ECS. Ce dispositif permet de limiter considérablement les redémarrages du compresseur, l'inertie thermique du ballon d'eau chaude pour le chauffage étant cumulée à celle du ballon de préparation d'ECS. La gestion du groupe en termes de sélection des modes se fait donc, en période estivale, sur la température du stockage en ballon d'eau chaude.

II.4.6. Le condenseur à eau pour la production d'eau de chauffage

Le condenseur à eau est l'échangeur utile de production d'eau chaude pour le chauffage (figure II.10). Il est de type échangeur à contre-courant à plaques brasées. Il est alimenté par le refoulement du désurchauffeur. Cet échangeur, appelé « condenseur à eau », est représenté sur les figures sous le nom « Cde ».

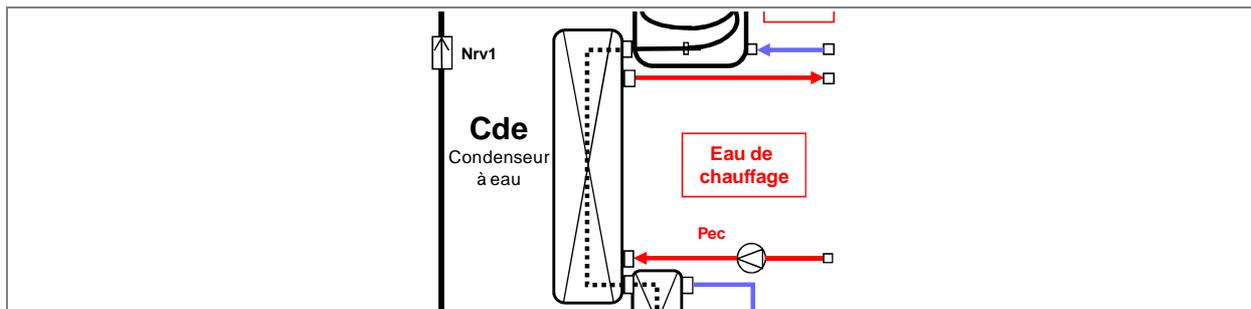


Figure II.10 : Schéma du condenseur à eau

II.4.7. Le sous-refroidisseur

Le sous-refroidisseur permet de stocker une quantité d'énergie récupérable par sous-refroidissement du fluide frigorigène sur la boucle d'eau froide (figure II.11). Il est de type échangeur à contre courant à plaques brasées. C'est un échangeur liquide / liquide classique de petite taille par rapport au condenseur Cde. Il est alimenté par le refoulement du condenseur à eau. Cet échangeur, appelé « échangeur de sous-refroidissement » ou « sous-refroidisseur », est représenté sur les figures sous le nom « Esr ».

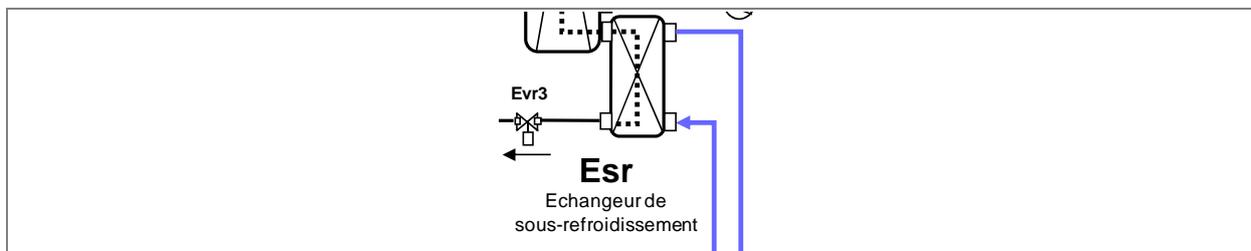


Figure II.11 : Schéma de l'échangeur de sous-refroidissement

II.4.8. La bouteille liquide et la gestion de la pression de condensation

II.4.8.1. Schéma de la bouteille liquide

La bouteille liquide est un réservoir de fluide frigorigène en mélange liquide / vapeur contrôlé en pression (figure II.12). Ce réservoir est stratifié en température. Une jaquette isolante doit être mise en place pour limiter les transferts thermiques vers l'environnement extérieur. Le fluide frigorigène liquide le plus froid se trouve en partie basse et le fluide frigorigène gazeux le plus chaud se trouve en partie haute. La bouteille liquide est appelée ainsi car elle est connectée, en partie basse, à la ligne liquide du circuit frigorifique. En partie haute, elle est connectée au refoulement du compresseur et à l'entrée de l'évaporateur à air. La bouteille liquide est représentée sur les figures sous le nom « BI ». L'objectif de la mise en place de cette bouteille est de stocker ou de déstocker du fluide frigorigène en fonction du volume interne du condenseur utilisé.

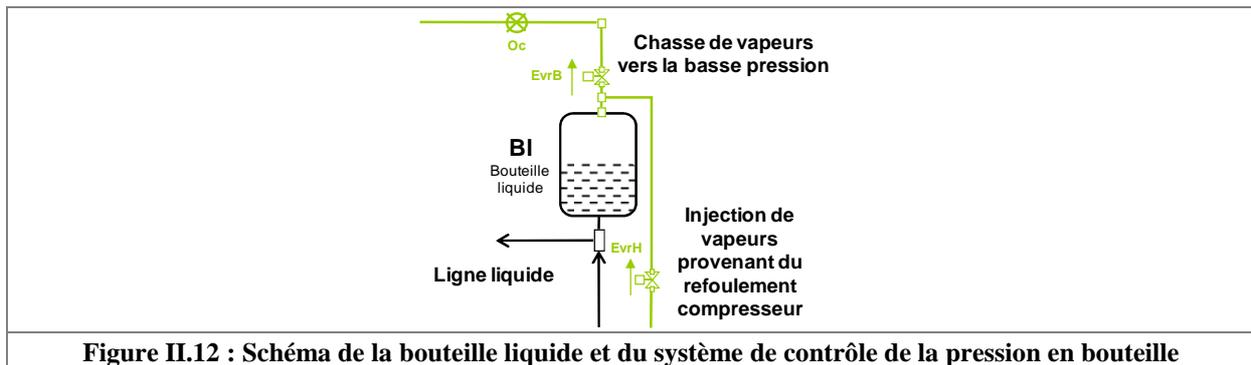


Figure II.12 : Schéma de la bouteille liquide et du système de contrôle de la pression en bouteille

II.4.8.2. Principe de régulation

La grandeur réglée par ce système est la pression de condensation considérée comme optimale pour un fonctionnement sélectionné. On suppose que la pression de condensation satisfait au modèle simplifié de la puissance échangée au condenseur (équation II.1).

$$\dot{Q}_c = U \cdot S \cdot (T_{cd} - T_{ec}) \quad (\text{Equation II.1})$$

Si la puissance calorifique est imposée, de même que la température de condensation T_{cd} et la température d'entrée d'eau chaude T_{ec} , il ne reste comme variable d'ajustement que le coefficient de transfert U ou la surface d'échange S . La variabilité sur U peut se gérer avec la variation du débit de source mais cette technique n'offre pas une stabilité et une dynamique suffisante pour la TFP. Il faut donc faire varier la surface « utile » de l'échangeur, c'est-à-dire, en pratique, contrôler l'engorgement de l'échangeur et donc la part de surface d'échangeur, baignée par le fluide frigorigène condensé, au voisinage de laquelle le transfert est beaucoup moins intense que lors de la condensation.

Les méthodes d'engorgement classiques utilisent un système de blocage ou de limitation du débit de sortie du fluide frigorigène condensé à une valeur plus basse que celle du débit d'entrée au condenseur, ce qui se traduit par un remplissage de l'échangeur en liquide ou encore engorgement. Mais la pression en sortie de la vanne de régulation qui effectue cette tâche baisse et le procédé a alors recours à une injection de vapeur HP qui garantit une pression en aval minimale, mais qui rend impossible un sous-refroidissement accentué effectué avant la bouteille, indispensable au fonctionnement de la TFP.

Dans le système proposé, la pression de condensation est égale à la pression de vapeur saturante de la bouteille liquide, corrigée des pertes de charges et des hauteurs statiques. Le contrôle de la température de surface du liquide en bouteille, donc de la pression de vapeur saturante permet de contrôler la pression de condensation et le niveau d'engorgement dans le condenseur ou les condenseurs en série.

En effet, une injection des vapeurs de refoulement par l'ouverture de l'électrovanne EvrH provoque une augmentation de la pression et de la température en bouteille. Une chasse vers la basse pression des vapeurs en partie haute de bouteille par l'ouverture de l'électrovanne EvrB engendre une baisse de la température et de la pression. La bouteille n'est pas placée sur la conduite liquide, mais une conduite d'égalisation de pression assure le transfert de l'information pression et le transfert éventuel de masse en régime transitoire entre la bouteille liquide et la ligne liquide du circuit frigorifique. Un important sous-refroidissement après condensation est ainsi possible sans affecter la pression d'alimentation aux détendeurs.

Le système de régulation de la haute pression est de type comparateur différentiel avec une mesure de la haute pression et un calcul de consigne à partir de la température d'entrée d'eau chaude. La consigne de température ou de pression de condensation est déterminée à partir de la température d'entrée d'eau chaude. La température de condensation est égale à la somme de la température d'entrée d'eau chaude, de l'écart de température entre l'entrée et la sortie du condenseur et d'une majoration supplémentaire déterminée par des tests expérimentaux. Cette majoration supplémentaire correspond au pincement de l'échangeur (écart de température minimal entre le fluide primaire et le fluide secondaire) et à un léger sous-refroidissement qui assure l'alimentation du détendeur en liquide. Si cette valeur est trop faible, la condensation du fluide frigorigène peut ne pas être complète à cause de l'hétérogénéité du fluide frigorigène dans le condenseur. Le réfrigérant en contact avec les plaques ou les tubes de l'échangeur peut être condensé alors que le réfrigérant au centre du tube ou de l'espace entre les plaques peut comporter encore quelques bulles de vapeur. La majoration évite surtout la revaporisation partielle du fluide frigorigène due aux pertes de charge en ligne liquide. Enfin, la pression de consigne est calculée à partir de l'équation de la pression de condensation, fonction de la température de condensation.

II.4.8.3. Injection de gaz chauds dans la bouteille liquide

Si la pression mesurée est inférieure à la consigne, une phase de remontée en pression est enclenchée. L'électrovanne EvrH s'ouvre et une partie des gaz chauds refoulés par le compresseur est injectée dans la bouteille liquide. Ceci est possible grâce à une perte de charge plus élevée dans les condenseurs en série que dans la conduite de régulation. Le système formé par la bouteille liquide et le fluide frigorigène reçoit un apport de chaleur et de masse et l'équilibre thermique et massique du système est modifié. L'apport de chaleur entraîne une augmentation de la température de la masse thermique de la bouteille et du fluide frigorigène ainsi qu'une vaporisation partielle du fluide frigorigène liquide. La vaporisation partielle du liquide et l'apport de gaz augmentent la part de fluide sous forme vapeur dans la bouteille. En compensation, il se produit une chasse du fluide frigorigène liquide vers le détendeur mais aussi un refoulement vers le condenseur, provoquant son engorgement rapide. Les conditions d'équilibre en termes d'échange au condenseur sont donc modifiées. La surface utile diminue, la température de condensation augmente, la pression de condensation augmente elle aussi et tend à s'égaliser à celle du fluide de commande en tenant compte de la correction due aux pertes de charge et aux hauteurs statiques. Lorsque la consigne de pression est atteinte, l'électrovanne EvrH se ferme.

II.4.8.4. Chasse de gaz de la bouteille liquide vers la partie basse pression du circuit

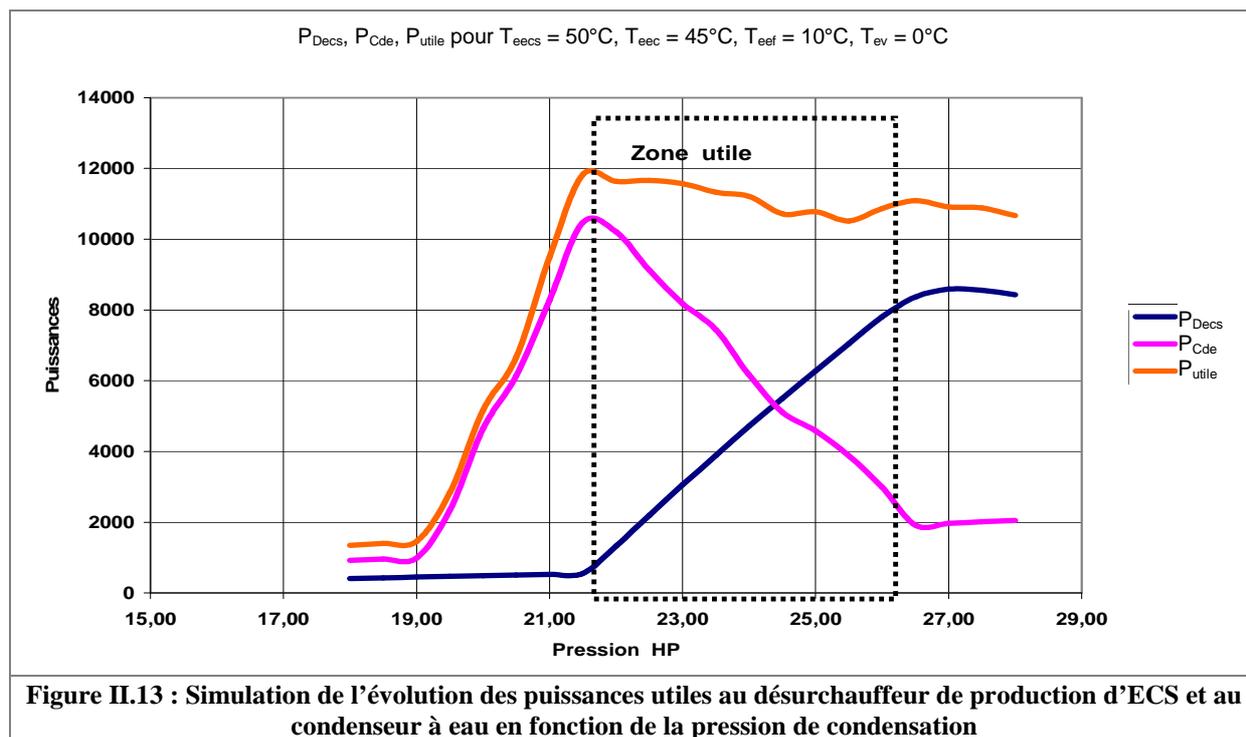
Si la pression mesurée est supérieure à la consigne, une phase de baisse de pression est enclenchée. L'électrovanne EvrB s'ouvre et une partie des vapeurs en partie haute de la bouteille liquide est chassée vers la basse pression, à l'entrée de l'évaporateur à air. Ceci est possible grâce à une différence entre la pression dans la bouteille et la basse pression. Pour que le débit de fluide frigorigène gazeux vers la BP ne soit pas trop important, un orifice calibré Oc créé une perte de charge sur cette conduite. Un transfert trop rapide entraînerait une chute brutale de la pression en bouteille et un temps d'ouverture de l'électrovanne EvrB trop faible. La calibration de l'orifice Oc assure une séquence d'ouverture assez longue et une diminution progressive de la pression en bouteille. Une chasse de vapeurs de réfrigérant entraîne une modification de l'équilibre thermique et massique du système formé par la bouteille liquide et le fluide frigorigène. A cause de la stratification de température dans la bouteille, le système perd une certaine quantité du fluide le plus chaud. La perte de

chaleur entraîne une diminution de la température de la masse thermique de la bouteille et du fluide frigorigène ainsi qu'une condensation partielle du fluide frigorigène gazeux. La condensation partielle et la chasse de gaz diminuent la part de fluide sous forme vapeur dans la bouteille. En compensation, il se produit une aspiration du fluide frigorigène liquide d'abord dans la ligne liquide et par continuité, dans le condenseur qui va subir un désengorgement rapide. Les conditions d'équilibre en termes d'échange au condenseur sont donc modifiées. La surface utile augmente, la température de condensation diminue, la pression de condensation diminue elle aussi et tend à s'égaliser à celle du fluide de commande en tenant compte de la correction due aux pertes de charge et aux hauteurs statiques. Lorsque la consigne de pression est atteinte, l'électrovanne EvrB se ferme.

II.4.8.5. Répartition des puissances calorifiques de chauffage et de production d'ECS

La répartition de la puissance disponible à la condensation peut être gérée par le système de contrôle de pression en bouteille liquide. La régulation de la pression de condensation entraîne une variation continue de la puissance dans le désurchauffeur et le condenseur. Ils peuvent donc être gérés à partir des charges thermiques des utilisateurs en chauffage et en production d'eau chaude sanitaire. Le graphe de la figure II.13 montre les possibilités de la machine en termes de gestion de la répartition des puissances utiles vers deux échangeurs de récupération de puissance calorifique. Elle présente le résultat d'une simulation de calcul des puissances calorifiques utile P_{utile} , au désurchauffeur P_{Decs} et au condenseur à eau P_{Cde} d'une TFP fonctionnant au R407C pour des températures d'entrée d'eau chaude sanitaire T_{eecs} et de chauffage T_{eec} , respectivement de 50 et 45°C. La puissance utile est la somme des puissances récupérées dans le désurchauffeur et le condenseur.

Aux pressions les plus basses, la condensation se produit dans le sous-refroidisseur. Le désurchauffeur et le condenseur à eau sont utilisés principalement en désurchauffe des vapeurs. Au fur et à mesure que la pression augmente, la puissance utile augmente car la condensation se produit de plus en plus dans le condenseur à eau. Toute cette zone du graphique correspond à un mauvais réglage de la haute pression. La zone utile de fonctionnement commence dès que toute la condensation est effectuée dans l'ensemble des condenseurs utiles. La puissance maximale est obtenue pour ce point de fonctionnement car le maximum de puissance de condensation est récupéré et la pression est à sa valeur la plus basse. Lorsque la pression dans la bouteille augmente, du fluide frigorigène liquide est refoulé vers les échangeurs haute pression. La surface d'échange utilisée pour la condensation diminue dans le condenseur. La condensation commence alors dans le désurchauffeur. La puissance transférée à l'eau chaude sanitaire augmente progressivement avec la pression au détriment de la puissance transférée à l'eau de chauffage. La répartition de la puissance entre les postes chauffage et ECS peut donc se faire par la régulation de la pression de condensation. Au-dessus d'une certaine valeur de pression, hors de la zone utile, toute la condensation se produit dans le désurchauffeur et le condenseur n'a plus qu'un rôle de sous-refroidisseur. Cette technique de contrôle des puissances produites permet d'adapter précisément la production d'énergie calorifique aux besoins de chauffage et d'eau chaude sanitaire. Par ailleurs, elle demande une capacité de stockage de fluide frigorigène en bouteille liquide au moins égale au volume intérieur du condenseur, du sous-refroidisseur et des conduites de raccordement de ses échangeurs à la bouteille liquide.



II.5. Les modes de fonctionnement

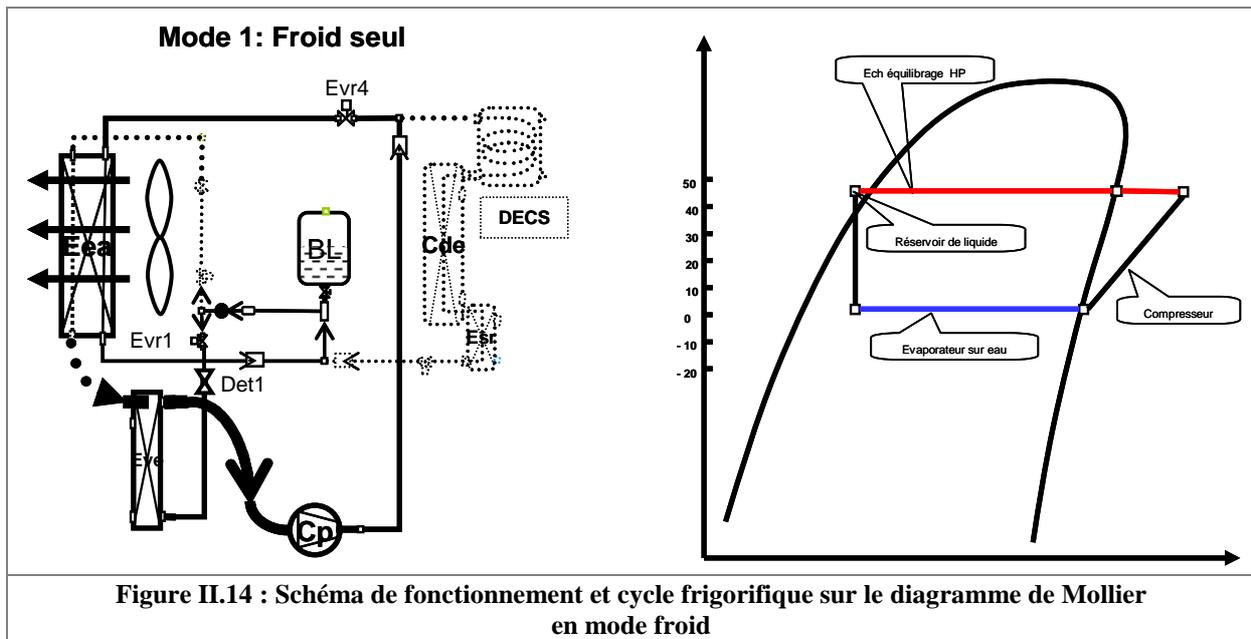
L'automatisation du groupe frigorifique permet un fonctionnement par modes, défini par la commande des différents organes (compresseur, ventilateur et électrovannes). Suivant les besoins du bâtiment, la thermofrigopompe est amenée à fonctionner en trois modes de base : mode rafraîchissement seul, mode équilibré et mode chauffage seul. Ces trois modes principaux comportent des variantes en fonction des températures de source et des modes précédents. En tout, sept modes (numérotés de 0 à 6) ont été définis pour assurer un fonctionnement complet de la machine. Le mode 0 est le mode d'arrêt de la machine. Toutes les électrovannes sont fermées, le compresseur et le ventilateur de l'échangeur d'équilibrage sur air sont à l'arrêt. Pour chaque mode de fonctionnement, une figure présente en parallèle un diagramme de Mollier (pression-enthalpie) du cycle thermodynamique et un schéma frigorifique avec les conduites mises en jeu dans le circuit en trait plein et les parties non parcourues par le fluide frigorigène en trait discontinu. Les différents modes de fonctionnement sont représentés sous la forme d'un récapitulatif en annexe 2.

L'enclenchement des modes de fonctionnement s'effectue grâce à l'évaluation des besoins du bâtiment, ou plus directement des ballons de stockage en chaud et en froid. Les variables relevées sont les températures d'eau chaude de chauffage et d'ECS et d'eau froide de rafraîchissement en entrée des échangeurs condenseur et évaporateur. Ces températures pourront être intégrées sur un intervalle de temps spécifique pour éviter les courts-cycles de fonctionnement. Elles sont comparées aux consignes calculées par l'automate programmable en fonction de la température extérieure. Le résultat des comparateurs établit le bilan des besoins :

- si la température d'eau chaude est trop faible, alors un fonctionnement en mode chauffage est enclenché ;
- si la température d'eau froide est trop élevée, alors un fonctionnement en mode rafraîchissement est enclenché ;
- si la température d'eau chaude est trop faible et la température d'eau froide est trop élevée, alors une séquence de fonctionnement alterné entre mode équilibré et mode chauffage ou mode équilibré et mode rafraîchissement est enclenchée. Le choix d'orientation de la séquence vers le chaud ou le froid est réalisé par une évaluation des besoins, par exemple grâce aux écarts entre les températures d'eau et les valeurs des consignes.

II.5.1. Mode 1 : priorité au froid

Ce mode de fonctionnement correspond à un mode de rafraîchissement classique en période estivale (figure II.14). La fonction de l'échangeur d'équilibrage sur air Eea est celle d'un condenseur à air extérieur. L'évaporation est effectuée à l'évaporateur à eau pour produire de l'eau froide de rafraîchissement. Du point de vue de l'utilisateur, il y a une demande de froid mais pas ou peu de demande de chaud. La température d'eau en boucle froide baisse, la température de boucle chaude varie peu suivant la demande d'ECS. Ce mode est principalement utilisé en période estivale, en alternance avec le mode 2 ou l'arrêt du groupe.



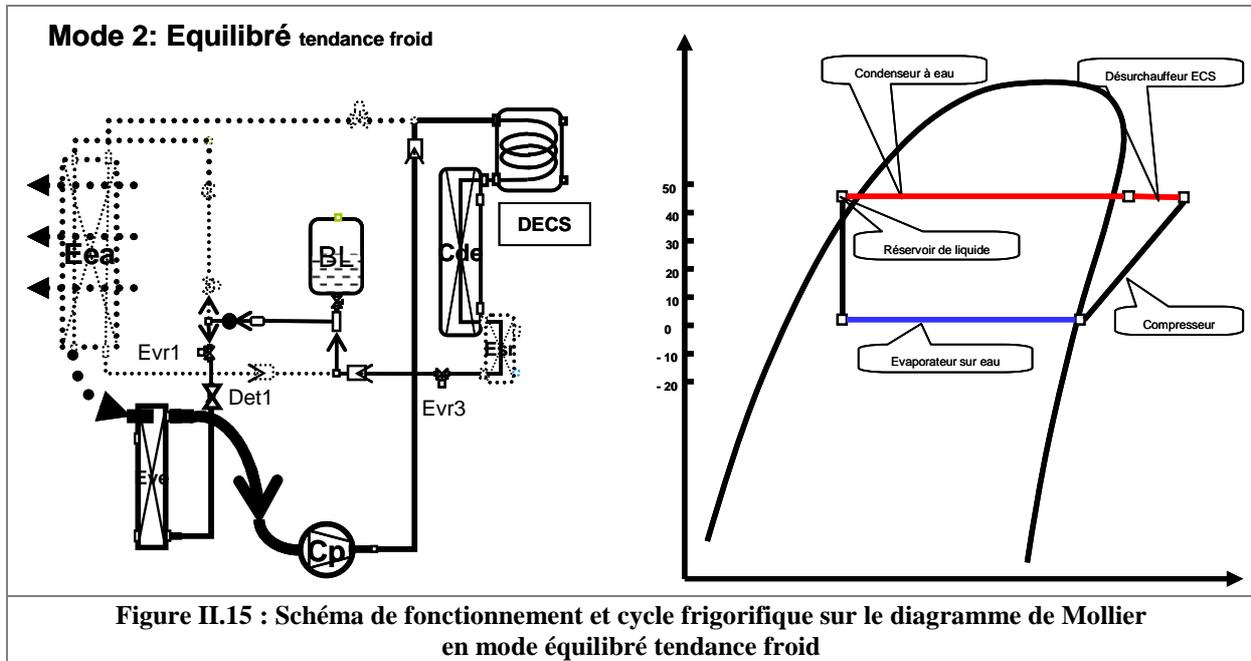
L'état des divers organes de la machine est répertorié dans le tableau II.1. L'électrovanne Evr1 est ouverte pour alimenter le détendeur de l'évaporateur à eau Eve. L'électrovanne Evr4 est ouverte pour alimenter Eea1, la partie condenseur de l'échangeur d'équilibrage. Le ventilateur est en marche. L'échangeur de sous-refroidissement Esr n'est pas alimenté par le circuit d'eau froide.

Evr1	O	Compresseur	M
Evr2	F	Ventilateur	M
Evr3	F	Pec	A
Evr4	O	Pef1 (Eve)	M
Evr5	F	Pef2 (Esr)	A

Tableau II.1 : Etat des organes de la TFP en mode froid (O : ouvert, F : fermé, M : marche, A : arrêt)

II.5.2. Mode 2 : équilibré avec priorité au froid

Ce mode de fonctionnement met en jeu le désurchauffeur Decs, le condenseur à eau Cde et l'évaporateur à eau Eve (figure II.15). Du point de vue de l'utilisateur, il correspond à une demande simultanée en eau chaude et en eau froide. La température d'eau en boucle froide baisse, la température de boucle chaude augmente. L'essentiel de la demande de chaud correspond à une préparation d'eau chaude sanitaire car ce mode est principalement utilisé en période estivale, en alternance avec le mode 1 ou l'arrêt du groupe.



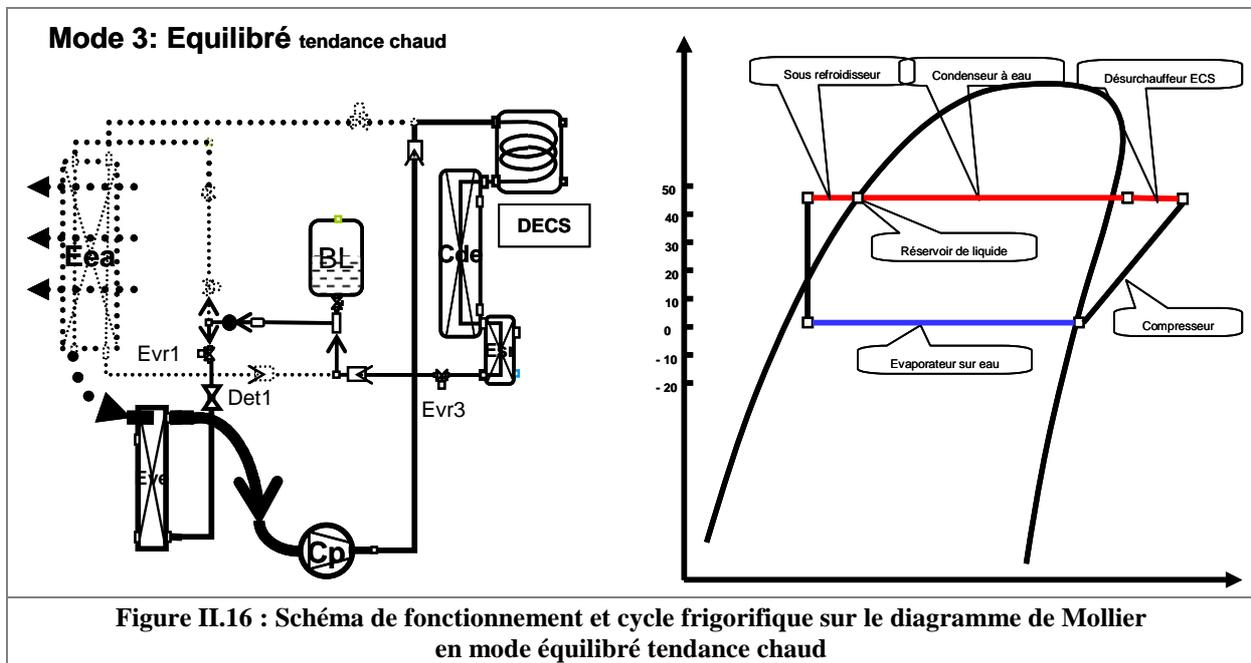
L'état des divers organes de la machine est répertorié dans le tableau II.2. L'électrovanne Evr1 est ouverte pour alimenter le détendeur de l'évaporateur à eau Eve. L'électrovanne Evr3 est ouverte pour assurer la circulation de fluide frigorigène dans le désurchauffeur Decs et le condenseur Cde. L'échangeur de sous-refroidissement Esr n'est pas alimenté par le circuit d'eau froide. L'échangeur d'équilibrage sur air Eea est inopérant et le ventilateur est à l'arrêt.

Evr1	O	Compresseur	M
Evr2	F	Ventilateur	A
Evr3	O	Pec	M
Evr4	F	Pef1 (Eve)	M
Evr5	F	Pef2 (Esr)	A

Tableau II.2 : Etat des organes de la TFP en mode équilibré tendance froid (O : ouvert, F : fermé, M : marche, A : arrêt)

II.5.3. Mode 3 : équilibré avec priorité au chaud

Ce mode de fonctionnement ne se différencie du mode 2 que par les niveaux de température des boucles d'eau (figure II.16) et le fonctionnement du sous-refroidisseur. Esr assure un sous-refroidissement du fluide frigorigène, donc une condensation totale avant l'alimentation du détendeur. L'énergie récupérée par sous-refroidissement est retransmise au fluide frigorigène à l'évaporation. Cette énergie n'est donc pas une énergie utile. Du point de vue de l'utilisateur, ce type de fonctionnement correspond à une demande simultanée en eau chaude et en eau froide, avec prédominance des besoins en chaud. La température d'eau en boucle froide baisse, la température de boucle chaude augmente. Principalement utilisé en période de mi-saison et en hiver, ce mode est utilisé en cas de priorité au chaud et donc en alternance avec le mode 5 à suivre. Dans ce mode, un sous-refroidissement accentué du fluide frigorigène est effectué dans Esr puis compensé au niveau du cycle thermodynamique par une augmentation de la puissance frigorifique. Le sous-refroidissement accentué assure une bonne alimentation en liquide du détendeur en évitant les phénomènes de réévaporation dus aux pertes de charge en ligne liquide. Esr est aussi alimenté pour simplifier la transition entre les modes 3 et 5.



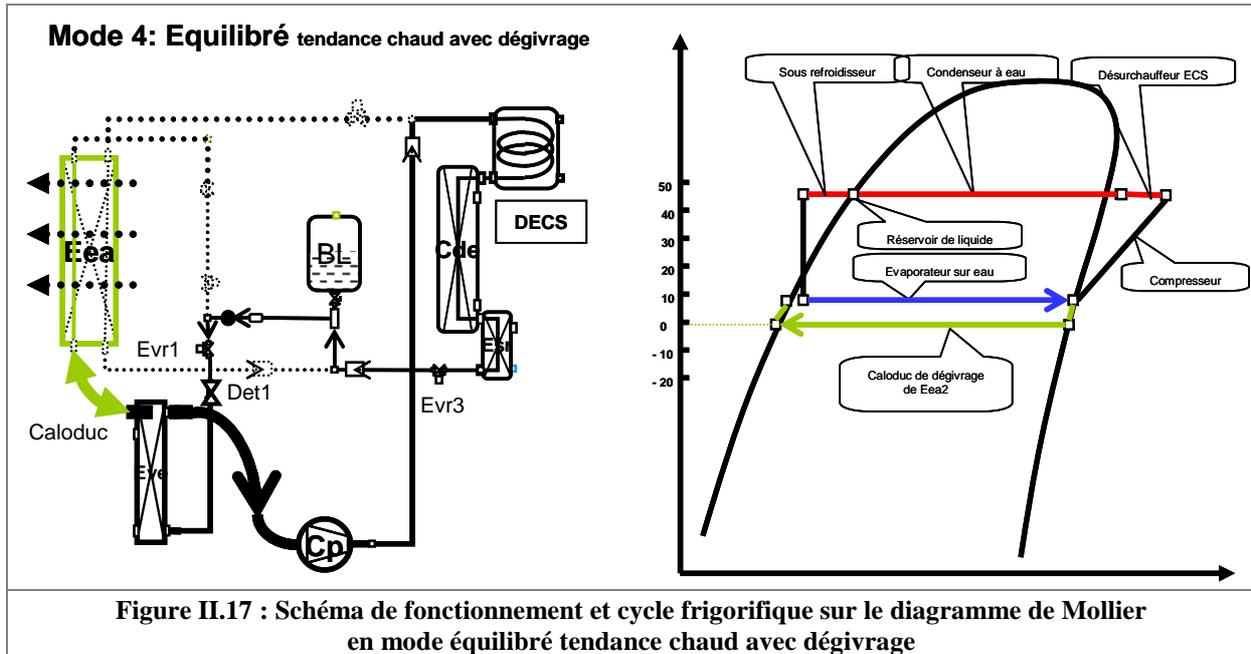
L'état des divers organes de la machine est répertorié dans le tableau II.3. Sur le plan matériel, ce mode est identique au mode 2, mis à part la mise en marche de la pompe d'eau froide Pef2 alimentant l'échangeur de sous-refroidissement.

Evr1	O	Compresseur	M
Evr2	F	Ventilateur	A
Evr3	O	Pec	M
Evr4	F	Pef1 (Eve)	M
Evr5	F	Pef2 (Esr)	M

Tableau II.3 : Etat des organes de la TFP en mode équilibré tendance chaud (O : ouvert, F : fermé, M : marche, A : arrêt)

II.5.4. Mode 4 : équilibré avec priorité au chaud et dégivrage

Ce mode de fonctionnement correspond au mode 3, régime équilibré avec priorité au chaud avec déclenchement du caloduc de dégivrage (figure II.17). Si la température de surface de l'échangeur d'équilibrage Eea2 est sensiblement plus basse que la température d'évaporation à l'évaporateur à eau Eve, l'ensemble formé par Eea2 et Eve constitue un caloduc gravitaire dont Eve est l'évaporateur et Eea2 le condenseur. Lorsque la couche de givre a fondu, le caloduc s'arrête de lui-même et le mode de fonctionnement devient le mode 3. Le mode 4 est principalement utilisé en période d'hiver, en alternance avec les modes 3, 5 ou l'arrêt du groupe.



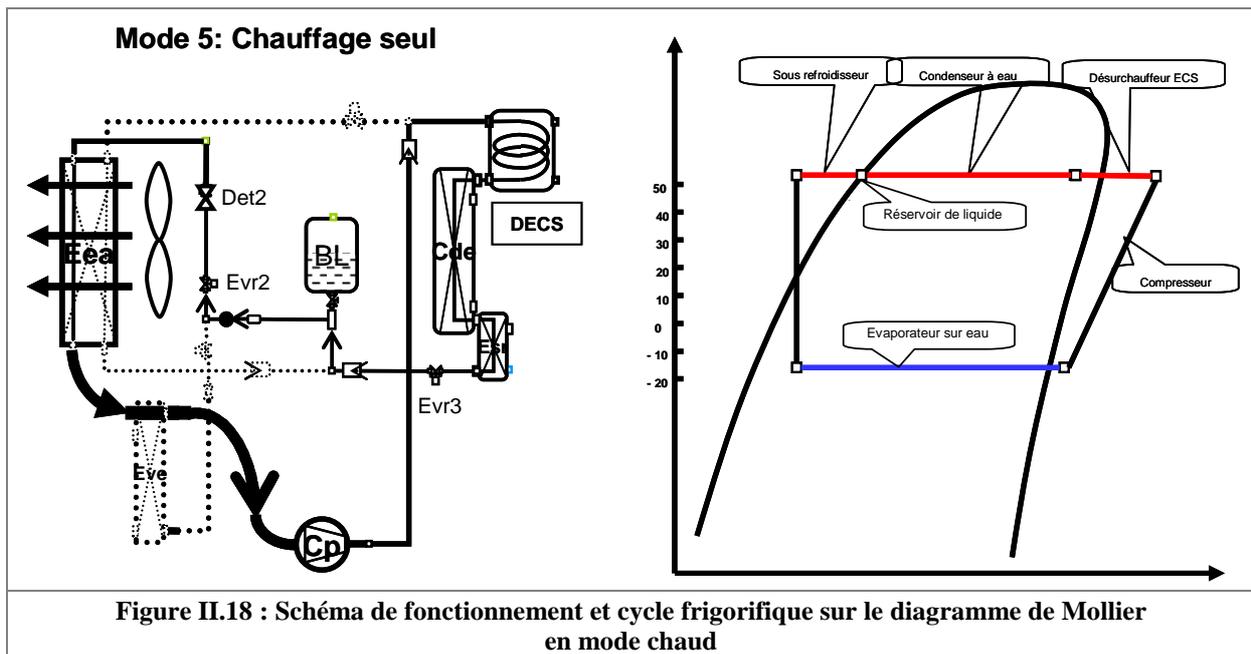
L'état des divers organes de la machine est répertorié dans le tableau II.4. Sur le plan matériel, ce mode est identique au mode 3, le déclenchement du caloduc est assuré par les conditions externes et internes de température et non par la commande d'organes électriques.

Evr1	O	Compresseur	M
Evr2	F	Ventilateur	A
Evr3	O	Pec	M
Evr4	F	Pef1 (Eve)	M
Evr5	F	Pef2 (Esr)	M

Tableau II.4 : Etat des organes de la TFP en mode équilibré tendance chaud avec dégivrage (O : ouvert, F : fermé, M : marche, A : arrêt)

II.5.5. Mode 5 : priorité au chaud

Ce mode de fonctionnement correspond au fonctionnement d'une pompe à chaleur (figure II.18). L'évaporateur est Eea2, la composante BP de l'échangeur d'équilibrage Eea. Le dessin du circuit permet d'utiliser l'évaporateur à eau Eve comme bouteille anti-coup de liquide. Les trois échangeurs en série à la haute pression (à savoir le désurchauffeur ECS, le condenseur à eau et le sous-refroidissement) sont sollicités. Du point de vue de l'utilisateur, ce type de fonctionnement correspond à une demande en eau chaude. Le condenseur fait augmenter la température de la boucle d'eau chaude et le sous-refroidisseur, celle de la boucle d'eau froide. Dans ce mode, l'énergie récupérée au sous-refroidissement est transmise à la boucle d'eau froide pour une utilisation ultérieure en mode équilibré. Le mode 5 est principalement utilisé en période d'hiver, en alternance avec les modes 3, 4 ou l'arrêt du groupe.



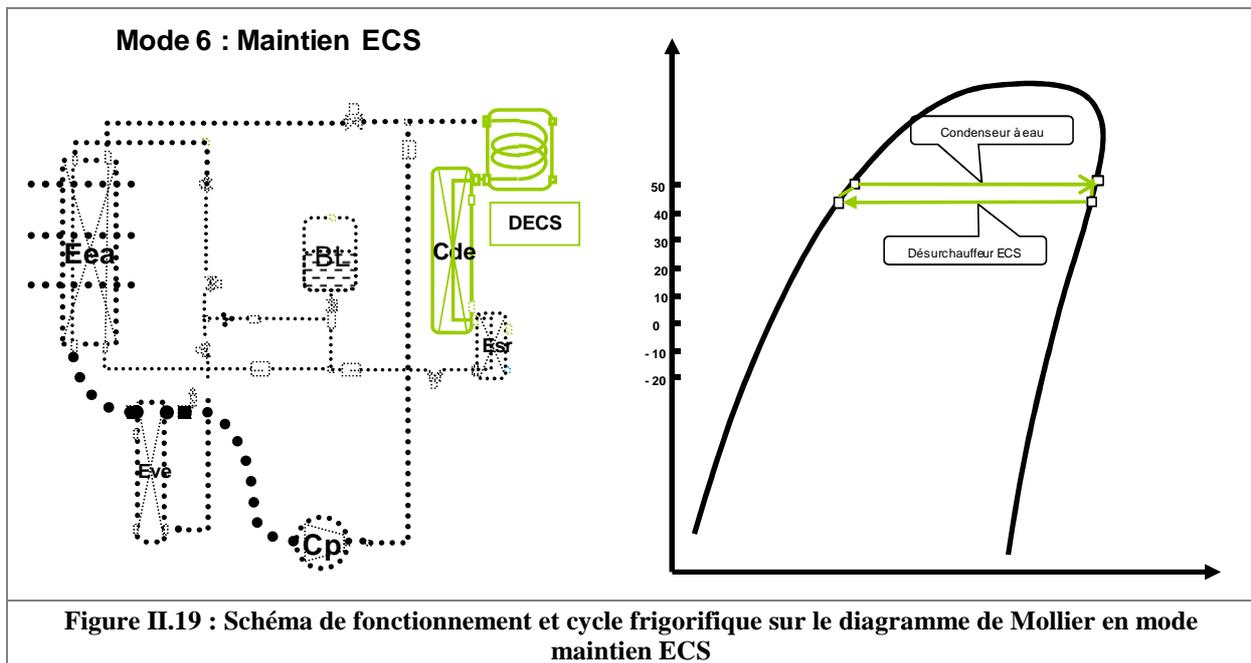
L'état des divers organes de la machine est répertorié dans le tableau II.5. L'évaporateur à eau Eve n'est plus alimenté, l'électrovanne Evr1 est fermée et Evr2 est ouverte pour alimenter le détendeur Det2. Eea2 fonctionne classiquement en régime sec. Le ventilateur d'Eea est en marche. L'ouverture d'Evr3 assure la circulation du fluide frigorigène dans les trois échangeurs en série Decs, Cde et Esr. L'échangeur de sous-refroidissement Esr est alimenté en eau froide par la pompe Pef2.

Evr1	F	Compresseur	M
Evr2	O	Ventilateur	M
Evr3	O	Pec	M
Evr4	F	Pef1 (Eve)	A
Evr5	F	Pef2 (Esr)	M

Tableau II.5 : Etat des organes de la TFP en mode chaud
(O : ouvert, F : fermé, M : marche, A : arrêt)

II.5.6. Mode 6 : maintien ECS

Ce mode de fonctionnement correspond au maintien de la température du ballon d'eau chaude sanitaire par l'énergie stockée sur la boucle d'eau chaude (figure II.19). Ce mode est utilisé en été lorsque les besoins en chauffage sont inférieurs aux besoins d'ECS, principalement en période estivale. Le condenseur à eau et le désurchauffeur ECS forment un caloduc gravitaire avec évaporation du fluide frigorigène grâce à l'eau de chauffage au condenseur et condensation du fluide frigorigène grâce à l'eau chaude sanitaire au désurchauffeur. Pour que le caloduc fonctionne de manière autonome, le ballon de chauffage doit être à une température supérieure à la consigne de production d'ECS et une quantité optimale de fluide frigorigène doit être conservée dans cette partie du circuit après l'arrêt du groupe. Cette situation est possible si la température de stockage du ballon d'eau chaude de chauffage est relevée et que la température de consigne du ballon d'eau chaude sanitaire est plus faible. Le mode maintien ECS allonge le temps d'arrêt de l'installation. Les phases de fonctionnement sont donc plus longues et le compresseur est mieux utilisé.



L'état des divers organes de la machine est répertorié dans le tableau II.6. Au niveau matériel, seule la pompe d'eau chaude est en marche pour entretenir l'évaporateur du caloduc. Le condenseur du caloduc est entretenu par les soutirages d'eau chaude sanitaire.

Evr1	F	Compresseur	A
Evr2	F	Ventilateur	A
Evr3	F	Pec	M
Evr4	F	Pef1 (Eve)	A
Evr5	F	Pef2 (Esr)	A

Tableau II.6 : Etat des organes de la TFP en mode maintien ECS
(O : ouvert, F : fermé, M : marche, A : arrêt)

II.5.7. Les transitions entre modes

En fonction des besoins des utilisateurs, les températures des ballons d'eau évoluent. Des modes de fonctionnement différents sont amenés à s'enchaîner sans arrêt du groupe. Deux séquences de fonctionnement principales sont utilisées pour subvenir à des besoins cumulés orientés soit plutôt vers le chaud en hiver soit plutôt vers le froid en été. Aucune transition ne nécessite l'arrêt du compresseur. Elles font simplement intervenir les électrovannes, les pompes ou le ventilateur.

La séquence estivale est constituée des modes 1 et 2, mode froid et mode équilibré tendance froid. Durant cette période, les besoins en rafraîchissement sont prioritaires. En mode équilibré, la production de chaleur est divisée entre l'ECS dans le désurchauffeur et le stockage sur la boucle de chauffage pour alimenter, en temps différé, le caloduc de maintien en température du ballon d'ECS et éventuellement couvrir de faibles besoins de chauffage. Lorsque la consigne de température d'eau chaude sanitaire est atteinte, le mode froid seul est enclenché jusqu'à l'apparition d'une nouvelle demande de chaud.

La séquence hivernale est constituée des modes 5 et 3 ou 5, 4 et 3, mode chauffage et mode équilibré tendance chaud avec éventuellement le déclenchement du dégivrage par caloduc en mode 4. En mode chauffage, la production d'eau chaude sanitaire et d'eau de chauffage est assurée au désurchauffeur et au condenseur. De plus, une quantité de chaleur récupérée au sous-refroidissement est stockée dans le ballon d'eau froide jusqu'à une température fixée à 15°C. Lorsque cette température est atteinte, le mode équilibré est enclenché. En mode équilibré, l'évaporation du réfrigérant est assurée par la chaleur précédemment stockée sur la boucle d'eau froide. Si la batterie à air Eea2 est givrée, le caloduc fonctionne de lui-même en mode 4, sans modification de l'état des organes électriques de la TFP. Le dégivrage terminé, le caloduc s'arrête et le mode de fonctionnement redevient le mode 3. La température de la boucle d'eau froide diminue progressivement jusqu'à la température de 7°C. Cette température de consigne atteinte, le mode chauffage est lancé de nouveau. Durant toute la durée de cette séquence, la demande de chaud et de faibles demandes de froid sont satisfaites.

II.5.7.1. Du mode 0 au mode n

Lorsque des besoins de chauffage ou de rafraîchissement apparaissent, le démarrage s'effectue prioritairement vers l'un des modes équilibrés, le mode 2 si la priorité est au froid ou le mode 3 si la priorité est au chaud. La priorité est définie par un rapport entre les besoins d'eau chaude et d'eau froide. Les pompes de circulation d'eau adéquates sont mises en marche. Le compresseur démarre d'abord à charge réduite. Puis, l'ouverture des électrovannes Evr1 est enclenchée pour alimenter l'évaporateur à eau et d'Evr3 pour alimenter le condenseur à eau.

Si la température de consigne en rafraîchissement est déjà atteinte avant le démarrage et que des besoins de chauffage apparaissent, le mode chauffage (mode 5) est enclenché. Le ventilateur, les pompes des circuits d'eau chaude Pec et du circuit d'eau froide dans le sous-refroidisseur Pef2 sont mis en marche. Les électrovannes ouvertes sont Evr2 et Evr3.

Si la température de consigne en chauffage est déjà atteinte avant le démarrage et que des besoins de rafraîchissement apparaissent, le mode rafraîchissement (mode 1) est enclenché. Le ventilateur et la pompe du circuit d'eau froide dans l'évaporateur à eau Pef1 sont mis en marche. Les électrovannes ouvertes sont Evr1 et Evr4.

II.5.7.2. Du mode n au mode 0

La phase d'arrêt du groupe est réalisée par un pump down en fermant l'électrovanne d'alimentation du détendeur et de l'évaporateur sollicités, Evr1 et Det1 pour l'évaporation sur eau, Evr2 et Det2 pour l'évaporation sur air. Le retour d'huile par l'ouverture d'Evr5 est effectué juste avant l'arrêt du compresseur et la fermeture des autres électrovannes.

Le caloduc mis en jeu dans le mode 6 (maintien ECS) doit fonctionner lorsque le compresseur est arrêté. La fermeture de l'électrovanne Evr3 en sortie du sous-refroidisseur doit être concomitante avec la fermeture de l'électrovanne alimentant le détendeur. Ainsi, tout le fluide aspiré par le compresseur durant le pump down se trouvera piégé dans l'ensemble formé par le désurchauffeur ECS, le condenseur à eau et le sous-refroidisseur pour alimenter le caloduc de maintien en température du ballon d'ECS (mode 6).

II.5.7.3. Transitions entre modes

II.5.7.3.1. Du mode 1 au mode 2

Cette transition est commandée par l'apparition d'une demande de remontée en température des ballons d'eau chaude de chauffage ou d'ECS. La fermeture d'Evr4 et l'ouverture d'Evr3 sont concomitantes, le ventilateur d'Eea est coupé et le dispositif de régulation de pression de condensation fait varier la quantité de liquide dans la bouteille qui s'ajuste pour provoquer l'engorgement total d'Esr et partiel de Cde. Une certaine quantité de fluide frigorigène reste piégée dans Eea1 par la fermeture d'Evr4 et l'effet anti-retour du clapet Nrv3.

II.5.7.3.2. Du mode 2 au mode 1

Ce passage est lancé lorsque la consigne de température du ballon d'eau chaude de chauffage est atteinte. La fermeture d'Evr3 et l'ouverture d'Evr4 sont concomitantes, le ventilateur d'Eea est mis en marche et le dispositif de régulation de pression de condensation fait varier la quantité de liquide dans la bouteille pour ajuster l'engorgement d'Eea1. Une certaine quantité de fluide frigorigène reste piégée dans Esr et Cde par la fermeture d'Evr3 et l'effet anti-retour du clapet Nrv2.

II.5.7.3.3. Du mode 3 au mode 5

Cette transition est lancée lorsque la consigne basse de température du ballon d'eau froide est atteinte (7°C). Un léger pump down est effectué par la fermeture d'Evr1 jusqu'à l'ouverture d'Evr2. La source à l'évaporation passe de la boucle d'eau froide à l'air extérieur. La pompe Pef1 est coupée car la consigne de température du ballon d'eau froide est atteinte et l'évaporateur mis en jeu n'est plus Eve mais Eea2. La pompe Pef2 est en route pour alimenter le sous-refroidisseur et faire remonter la température du ballon d'eau froide. Le ventilateur d'Eea est mis en marche et le dispositif de régulation de pression de condensation fait varier la quantité de liquide dans la bouteille pour s'ajuster aux besoins en fluide frigorigène de l'évaporateur à air Eea2.

II.5.7.3.4. Du mode 5 au mode 3, en passant éventuellement par une phase en mode 4

Ce passage est lancé lorsque la consigne haute de température du ballon d'eau froide est atteinte (15°C). Un léger pump down est effectué par la fermeture d'Evr2 jusqu'à l'ouverture d'Evr1. La source à l'évaporation passe de l'air extérieur à la boucle d'eau froide. La pompe Pef1 est mise en route l'évaporateur mis en jeu n'est plus Eea2 mais Eve. La pompe Pef2 est laissée en route pour assurer un sous-refroidissement du fluide frigorigène avant l'alimentation du détendeur. Le système de régulation de pression peut ainsi travailler au niveau le plus bas possible sans risquer une revaporisation partielle du réfrigérant avant le détendeur à cause des pertes de charge dans la ligne liquide. Le ventilateur d'Eea est arrêté et le dispositif de régulation de pression de condensation fait varier la quantité de liquide dans la bouteille pour s'ajuster aux besoins en fluide frigorigène de l'évaporateur à eau Eve. En cas de givrage d'Eea2, la température d'évaporation en mode équilibré est sensiblement supérieure à la température d'air extérieur ou de surface de batterie givrée. Le mode 4 (équilibré tendance chaud avec dégivrage), à la place du mode 3 (équilibré tendance chaud), est enclenché par le fonctionnement autonome du caloduc (seule modification entre les modes 3 et 4). Une partie des vapeurs émanant d'Eve migre vers le point froid du caloduc (Eea2) et condense. Par gravité, le liquide rejoint alors Eve et participe de nouveau à l'alimentation d'Eve. La puissance appelée par le caloduc est prise sur la boucle froide. La puissance frigorifique sur eau est alors plus élevée en mode 3 qu'en mode 5. Lorsque que la couche de givre a fondu, la température de surface d'Eea2 est remontée. Il y a alors un blocage convectif de la circulation de vapeur dans le circuit du caloduc gravitaire. Le mode de fonctionnement devient le mode 3 sans action sur les organes de commande, tant que la température de la boucle d'eau froide est au-dessus de 7°C.

II.6. L'adaptation du concept au dioxyde de carbone

II.6.1. Les enjeux de l'utilisation du dioxyde de carbone

Les préoccupations environnementales étant devenues prépondérantes, en particulier au niveau des autorités politiques, l'interdiction des fluides tels que les HFC semble possible dans un avenir plus ou moins proche. Le retour à d'anciens frigorigènes naturels à impact environnemental nul ou négligeable tels que l'ammoniac, les hydrocarbures et le CO₂ est la solution la plus couramment préconisée par les travaux de recherche publique. L'ammoniac et les hydrocarbures ne peuvent guère être envisagés pour fonctionner dans de petites installations dispersées, mobiles ou individuelles, sur des critères de sécurité des personnes. Le CO₂ devient de ce fait le principal candidat pour ces installations, malgré des performances frigorifiques sensiblement inférieures à celles de l'ammoniac ou des HFC et des contraintes technologiques conséquentes dues principalement aux niveaux de pression très élevés qu'exigent l'optimisation énergétique du cycle frigorifique. Il présente cependant des avantages importants pour la TFP. D'une part, l'évolution de température « glissante » dans l'échangeur de rejet de chaleur et les hautes températures de refoulement rendent la production d'eau chaude sanitaire performante. D'autre part, le cycle transcritique du CO₂ dispose d'un gros potentiel de récupération par sous-refroidissement (au minimum 25% de la puissance calorifique totale) pour une utilisation différée de cette énergie en source froide auxiliaire dans l'optique de relever les performances par basse température d'air extérieur et de procéder à un dégivrage « gratuit », sans interrompre la production de chaud. La machine proposée dans cette partie est une thermofrigopompe adaptée au CO₂ assurant les mêmes fonctions de production d'eau chaude sanitaire, d'eau chaude de chauffage et d'eau froide de refroidissement que le modèle de TFP au HFC. Des principes généraux de fonctionnement et quelques solutions techniques sont proposés dans ce chapitre mais aucune étude expérimentale de recherche et développement n'a été menée par notre laboratoire sur le sujet du dioxyde de carbone. Ce fluide n'est à l'étude qu'au niveau de la simulation. La réalisation d'un prototype de TFP au CO₂ a été jugée prématurée et hors de nos moyens à ce stade du projet mais reste une piste de recherche à approfondir.

La température critique du CO₂, voisine de 31°C, inférieure aux températures usuelles de préparation d'eau chaude à des fins de chauffage ou de production d'ECS, entraîne une évolution du condenseur usuel d'une installation frigorifique vers un échangeur de chaleur sensible, avec changement d'état progressif. Le fluide frigorigène subissant une perte de chaleur passe progressivement de l'état de « gaz supercritique » à « liquide supercritique ». L'échangeur haute pression est donc un refroidisseur de gaz ou « gas cooler ». Il n'y a donc plus de relation biunivoque entre température et pression en sortie de « gas cooler ». Par conséquent, le stockage éventuel de fluide frigorigène en haute pression doit se faire avec un mélange liquide supercritique / gaz supercritique, du même style que celui de la version de la TFP au HFC, avec une plus grande stratification du fluide frigorigène dans la bouteille. En pratique, la bouteille liquide devra pouvoir supporter des contraintes de pressions beaucoup plus élevées et être de forme très étirée pour réduire au minimum les échanges convectifs. Les performances énergétiques, en production de froid comme de chaud, sont très sensibles à la valeur de la haute pression. Le contrôle de la haute pression doit donc être assuré de manière performante. La gestion de la haute pression par un réservoir à pression contrôlée a l'avantage de stocker le réfrigérant en phase liquide et d'assurer un engorgement optimal des différents échangeurs de rejet de chaleur utile. Le maximum de performance est atteint entre 80 et 120 bar suivant les températures d'évaporation et de production d'eau chaude envisagée. La technologie des échangeurs à plaques brasées utilisée dans la version de la TFP au HFC peut être gardée à l'évaporation car certains constructeurs fabriquent ces composants pour les systèmes de réfrigération au CO₂ transcritique mais à la haute pression, elle évolue généralement vers une technologie d'échangeurs de type coaxiaux, mini-ou microcanaux qui supportent ces pressions élevées. Toutefois, de nouveaux échangeurs à plaques en acier brasées au cuivre supportant des pressions de service de 140 bar sont arrivés sur le marché [KAO 2008].

II.6.2. L'adaptation des échangeurs

La figure II.20 présente la modification du schéma frigorifique effectuée pour la version au CO₂ de la TFP. A l'évaporation, les pressions de fonctionnement se situent à des niveaux acceptables par les dernières technologies de batterie à air ou d'échangeurs à plaques au CO₂. La principale modification se situe donc au rejet de chaleur. Dans cette partie du cycle, les niveaux de pression peuvent atteindre 140 bar dans les cas les plus extrêmes. Les condenseurs sont remplacés par des refroidisseurs de gaz ou « gas coolers ». Le gas cooler à eau peut être constitué d'un faisceau de tubes parallèle de faible diamètre contenant le dioxyde de carbone à haute pression traversant une coque compartimentée dans laquelle circulent les fluides secondaires. D'après la bibliographie, la technologie d'échangeurs à microcanaux est celle qui assure les meilleurs coefficients d'échange pour le refroidissement du dioxyde de carbone. Le gas cooler à air peut également faire intervenir ce type de technologie. La bouteille liquide est de forme allongée pour augmenter la stratification du fluide frigorigène entre la partie haute et la partie basse.

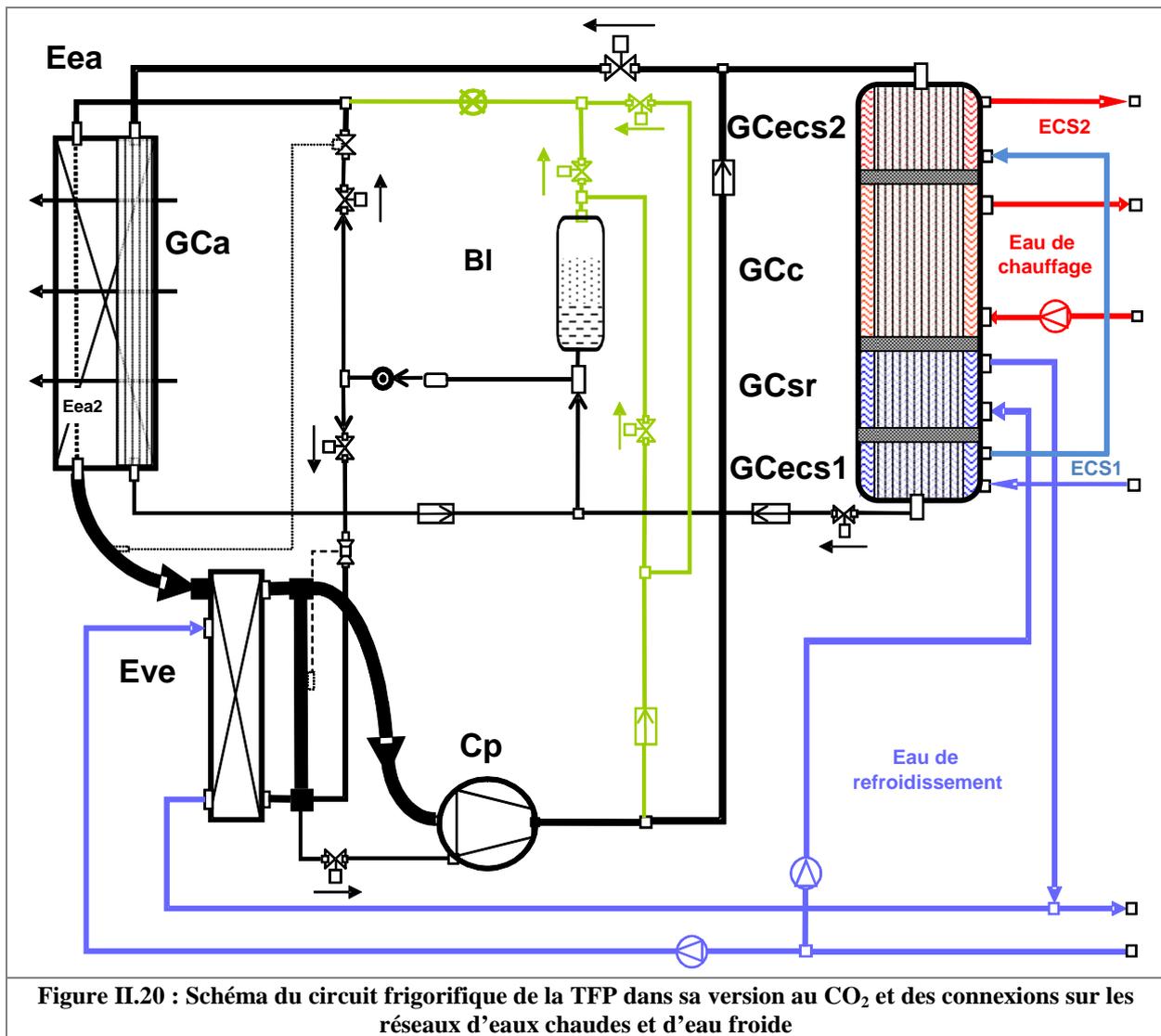


Figure II.20 : Schéma du circuit frigorifique de la TFP dans sa version au CO₂ et des connexions sur les réseaux d'eaux chaudes et d'eau froide

II.6.2.1. Gas cooler à eau

Au fur et à mesure que le CO₂ supercritique parcourt l'échangeur dans le sens descendant, sa température diminue progressivement par transfert de chaleur avec quatre sources de chaleur à températures dégressives. La partie haute du gas cooler, notée « GCeecs2 », contient le fluide frigorigène à la température la plus élevée et est connectée au circuit d'eau chaude sanitaire. La partie

centrale, notée « GCc », est connectée au ballon d'eau chaude pour le chauffage. La partie basse composée de deux éléments, notés « GCsr » et « GCecs1 », est utilisée en tant que « sous-refroidisseur ». Elle est d'abord connectée au ballon d'eau froide pour une éventuelle remontée en température du ballon d'eau froide lors d'une séquence alternée hivernale entre le mode chauffage et le mode équilibré. Ce fonctionnement est prioritaire par rapport à l'exploitation du sous-refroidissement pour le préchauffage de l'eau chaude sanitaire dans GCecs1 à cause du givrage de la batterie à air qui ne doit pas dépasser un certain niveau. En mode chauffage, le sous-refroidissement est donc exploité par GCsr et le transfert dans GCecs1 est nul ou faible. En mode équilibré, le sous-refroidissement est alors exploité par GCecs1. La pompe de circulation d'eau de refroidissement sera arrêtée dans le mode 3 (mode équilibré tendance chaud) de la TFP au CO₂ alors qu'elle était en fonctionnement dans le mode 3 de la TFP au HFC. L'eau chaude sanitaire est donc préchauffée dans GCecs1 et réchauffée dans GCecs2 comme dans la configuration préconisée par Stene pour les pompes à chaleur au CO₂ destinées au chauffage et à la production d'ECS [STE 2005].

La figure II.21 présente un schéma plus détaillé des éléments constitutifs du gas cooler à eau. Le dioxyde de carbone provenant du refoulement compresseur entre dans une plaque creuse qui constitue le dispositif d'alimentation en fluide frigorigène des microtubes. Ce type de distribution est appelé « manifold » dans les publications [KIM 2004]. La plaque supérieure d'entrée est percée de telle sorte que l'alimentation (Entrée CO₂) est connectée à chaque tube du faisceau. La plaque de sortie est du même type que la plaque d'entrée. Les microtubes sont soudés un à un aux plaques d'entrée et de sortie. Les séparations des différentes parties du gas cooler ont été préalablement enchâssées dans les tubes. Les parois extérieures de la coque sont finalement mises en place. L'étanchéité des circuits d'eau est assurée par des joints en caoutchouc classiques.

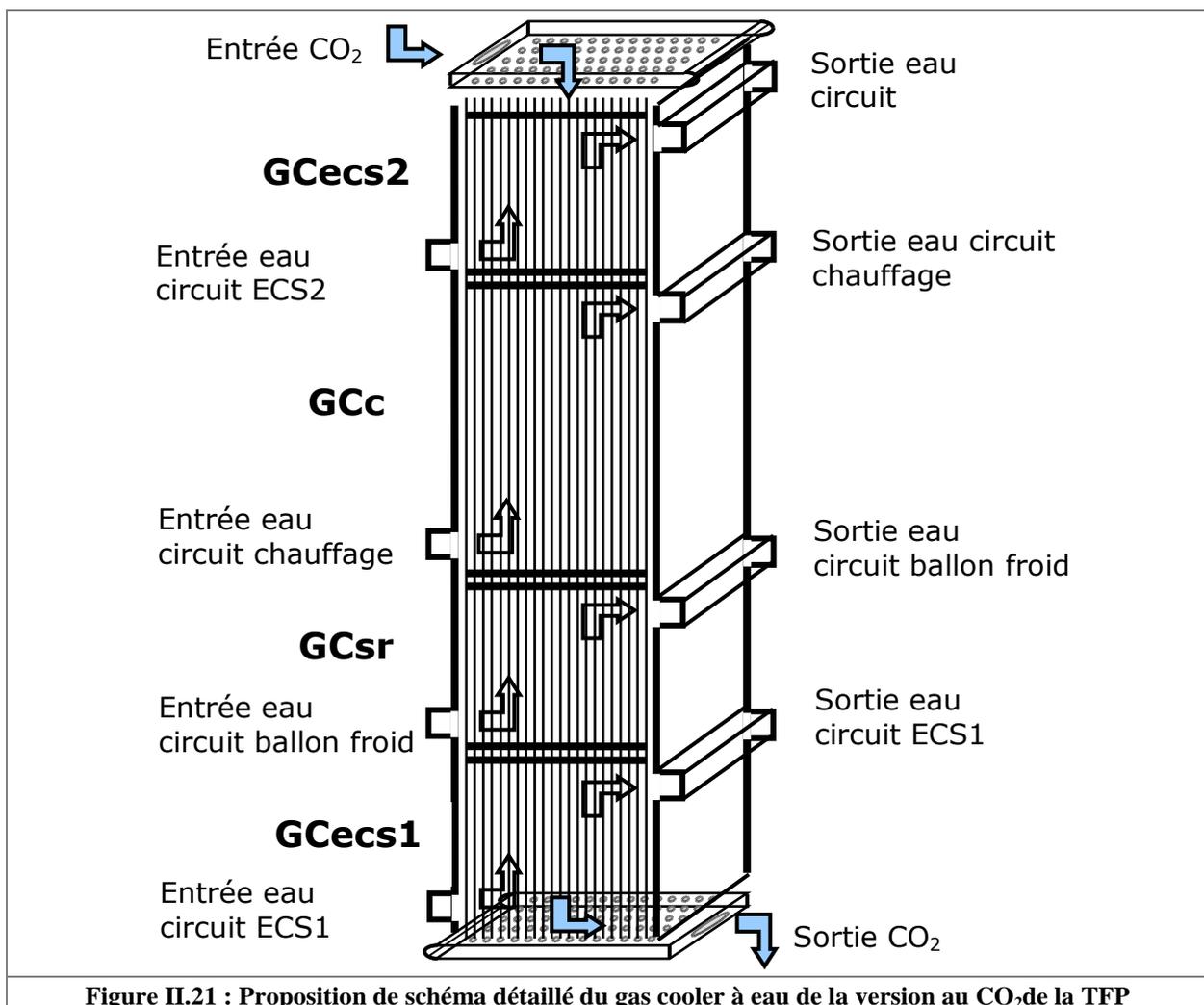


Figure II.21 : Proposition de schéma détaillé du gas cooler à eau de la version au CO₂ de la TFP

II.6.2.2. Gas cooler à air

Le condenseur à air Eea1 de la version au HFC de la TFP devient également un gas cooler, notée « GCa », et peut être construit avec la même technologie de microcanaux que les gas coolers à eau. Le schéma de la figure II.20 présente un seul échangeur en deux parties juxtaposées, l'évaporateur à air classique Eea2 et le gas cooler à microcanaux GCa, mais une configuration à deux échangeurs séparés placés dans la même veine d'air est certainement plus simple à réaliser. La figure II.22 montre les photographies d'un gas cooler au CO₂ à air à courants croisés et d'un ensemble de profilés à microcanaux en aluminium. Dans la configuration présentée sur la photo de gauche, les profilés horizontaux sont alimentés par les colonnes latérales. Le fluide frigorigène circule dans les profilés de gauche à droite et de droite à gauche. Entre deux profilés sont intercalées des ailettes pour augmenter la surface d'échange sur le flux d'air.

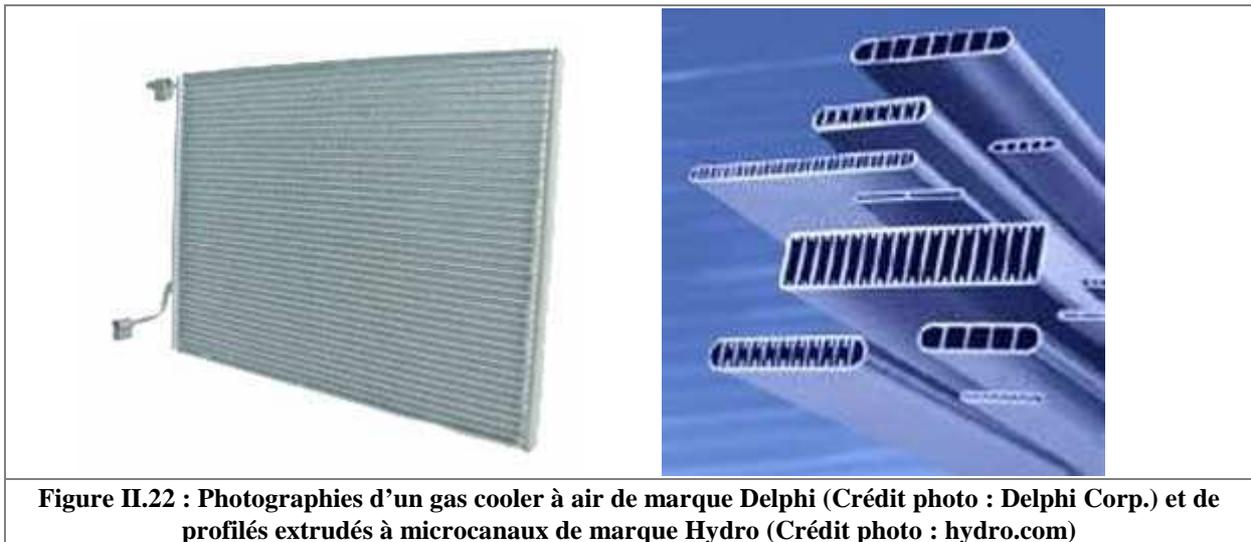


Figure II.22 : Photographies d'un gas cooler à air de marque Delphi (Crédit photo : Delphi Corp.) et de profilés extrudés à microcanaux de marque Hydro (Crédit photo : hydro.com)

II.6.3. Les principaux modes de fonctionnement de la TFP au CO₂

Les principaux modes de fonctionnement de la TFP au CO₂ sont présentés sur des diagrammes de Mollier pression-enthalpie. Ce sont les mêmes que pour la version au HFC :

- Mode 1 : rafraîchissement (figure II.23)
- Mode 2 : équilibré tendance froid (figure II.24)
- Mode 3 : équilibré tendance chaud (figure II.25)
- Mode 4 : équilibré tendance chaud avec dégivrage (figure II.26)
- Mode 5 : chauffage (figure II.27)

Le mode 6 (maintien ECS) est également envisagé pour cette machine au CO₂. Il est équivalent à celui présenté dans le paragraphe II.5.6. pour la thermofrigopompe au HFC.

II.6.3.1. Mode 1

Le mode 1 (figure II.23) fonctionne avec l'évaporateur à eau Eve alimenté par son détendeur Det1 pour une production d'eau froide de rafraîchissement et le gas cooler à air GCa au rejet de chaleur. Le cycle transcritique met en jeu du fluide frigorigène à l'état supercritique (au-dessus du point critique) au gas cooler et du fluide à l'état subcritique (en dessous du point critique) à l'évaporateur.

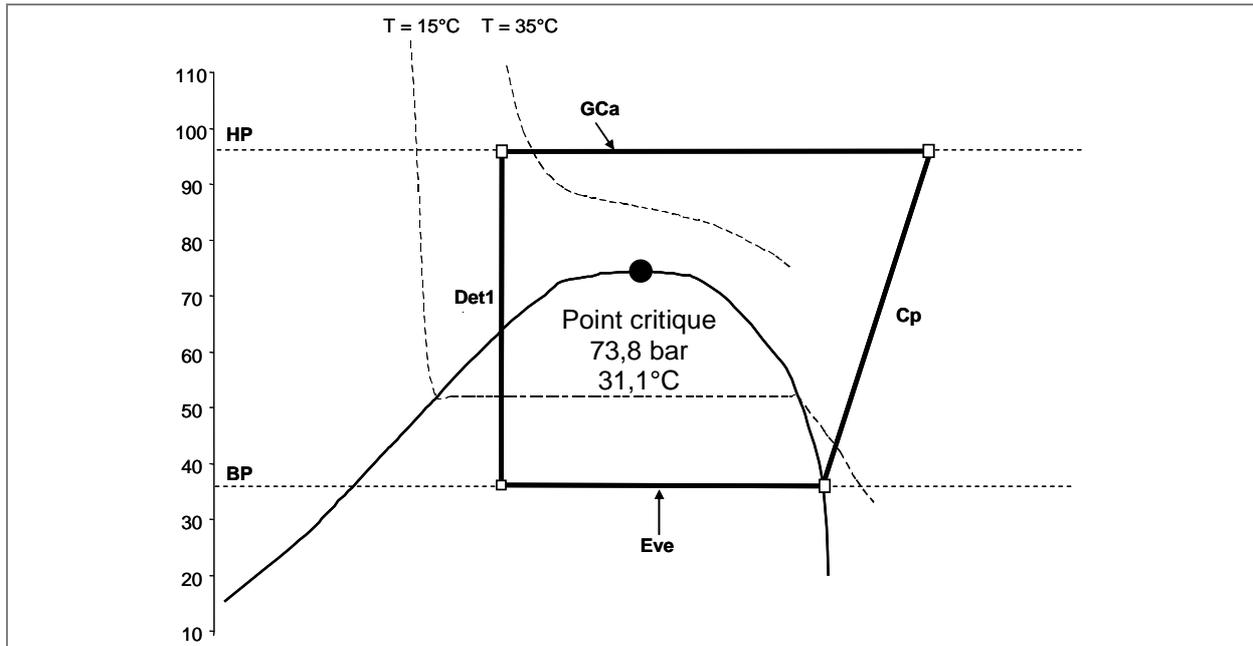


Figure II.23 : Cycle transcritique du CO₂ dans la TFP en mode rafraîchissement (mode 1)

II.6.3.2. Mode 2

Le mode 2 (figure II.24) fonctionne avec l'évaporateur à eau Eve alimenté par son détendeur Det1 pour une production d'eau froide de rafraîchissement et le gas cooler à eau au rejet de chaleur. Les sections utilisées sont GCecs1 pour un préchauffage de l'eau chaude sanitaire, GCc pour la production d'eau de chauffage éventuelle et GCecs2 pour la production d'eau chaude sanitaire à la température souhaitée. GCsr est inactif dans ce mode.

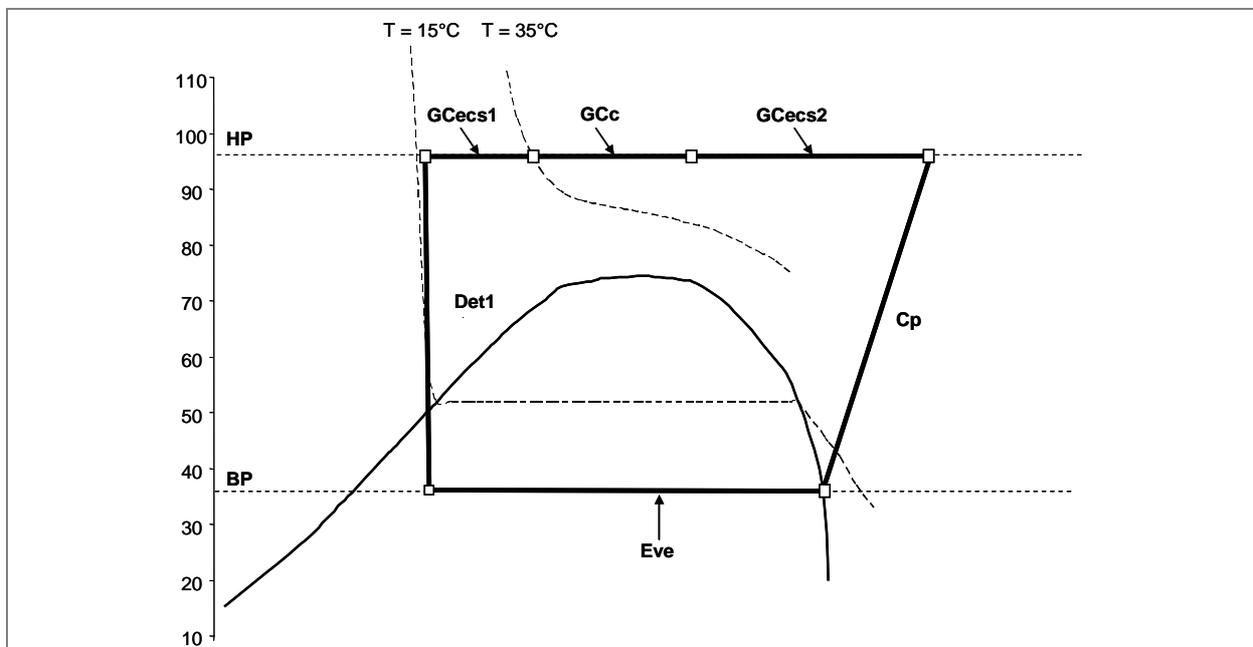


Figure II.24 : Cycle transcritique du CO₂ dans la TFP en mode équilibré tendance froid (mode 2)

En mi-saison, il se peut que la demande d'ECS soit faible ou nulle et qu'il y ait tout de même une demande de chauffage. GCc assure le refroidissement complet du CO₂ et GCecs1 et GCecs2 sont inactifs. Il n'y aura donc pas de sous-refroidissement dans GCecs1 et la puissance frigorifique diminuera sensiblement. Cependant, ce cas de figure est plus fréquent en mode 3.

II.6.3.3. Mode 3

Le mode 3 (figure II.25) fonctionne de la même manière que le mode 2. La différence porte sur la répartition des demandes qui sont plus importantes en chauffage qu'en eau chaude sanitaire.

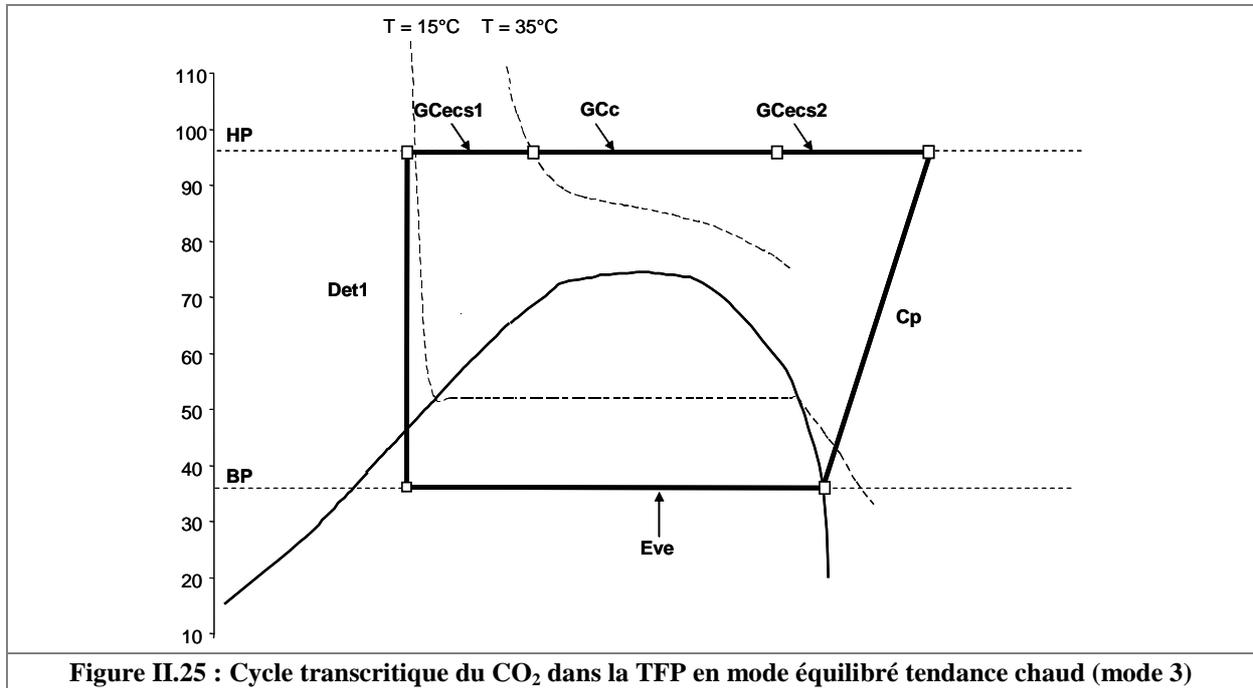


Figure II.25 : Cycle transcritique du CO₂ dans la TFP en mode équilibré tendance chaud (mode 3)

II.6.3.4. Mode 4

Le mode 4 (figure II.26) est équivalent au mode 3 avec en plus le déclenchement du caloduc gravitaire de dégivrage entre Eve et Eea2.

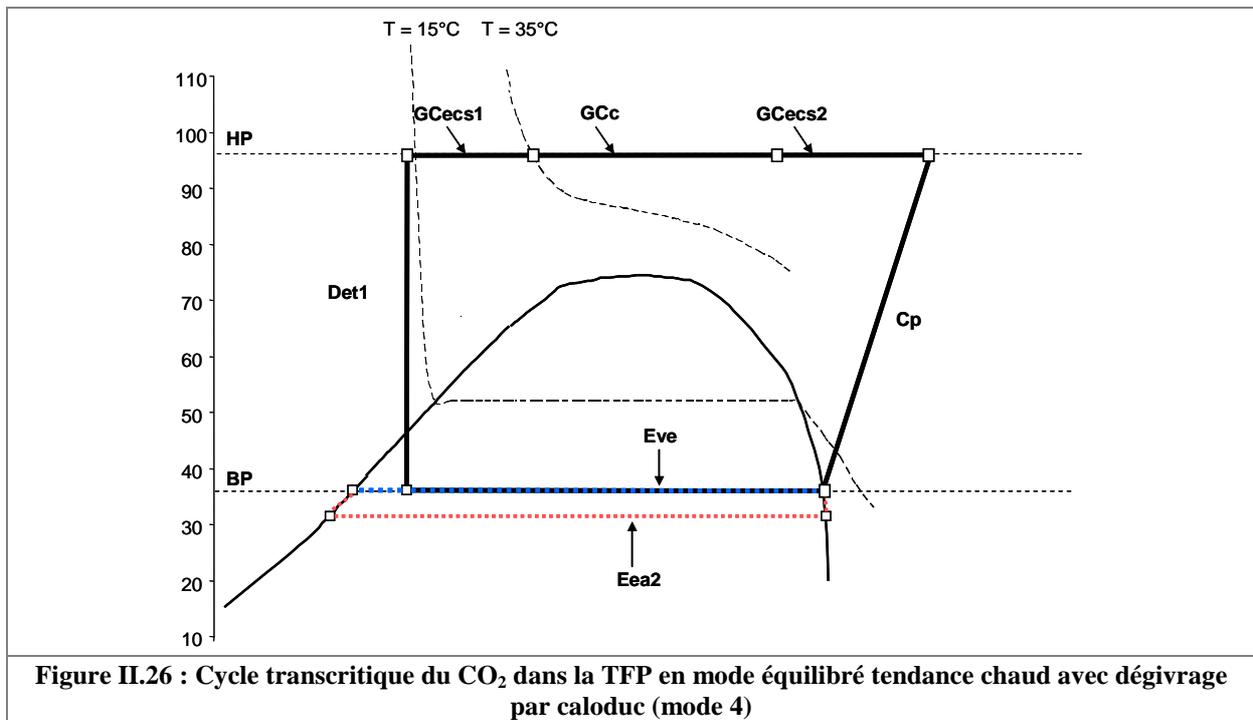
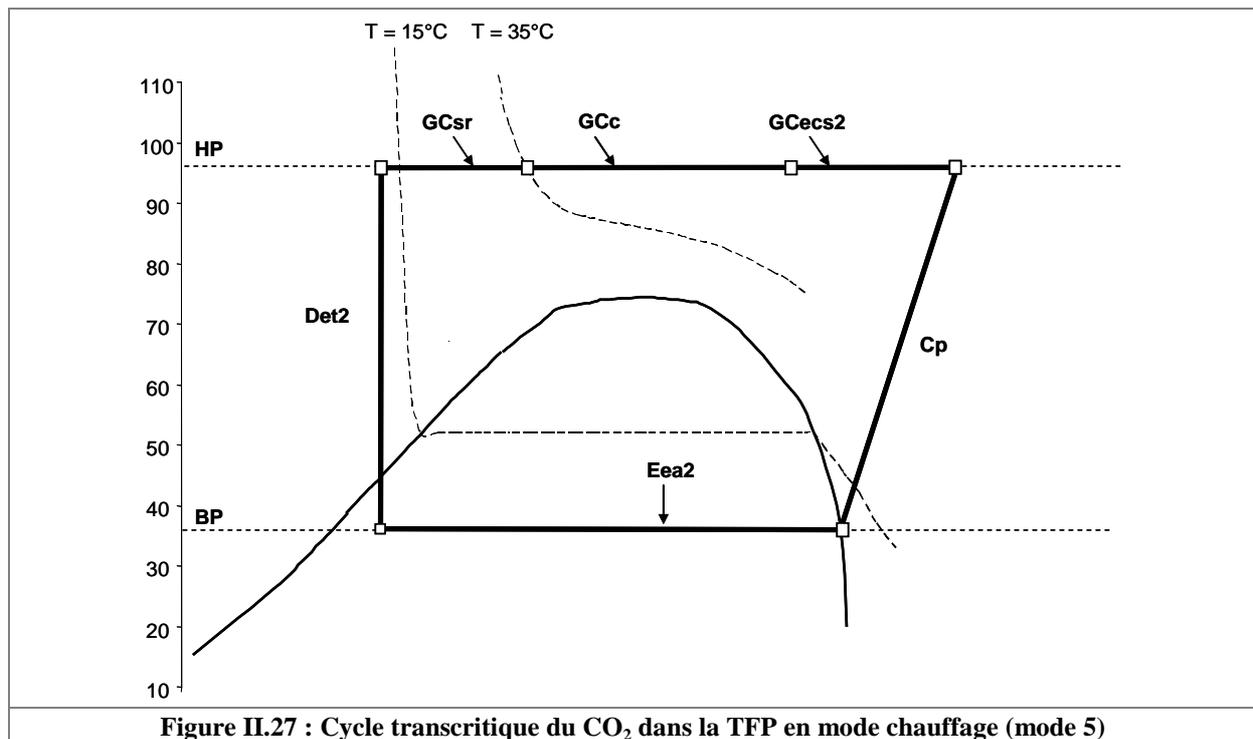


Figure II.26 : Cycle transcritique du CO₂ dans la TFP en mode équilibré tendance chaud avec dégivrage par caloduc (mode 4)

II.6.3.5. Mode 5

Le mode 5 (figure II.27) fonctionne avec l'évaporateur à air Eea2 alimenté par son détendeur Det2 et le gas cooler à eau au rejet de chaleur. Les sections utilisées sont GCsr pour une remontée en température du ballon d'eau froide, GCc pour la production d'eau de chauffage et GCecs2 pour la production d'eau chaude sanitaire à la température souhaitée. GCecs1 est inactif dans ce mode car le sous-refroidissement est effectué par la partie GCsr du gas cooler. Lorsque le réfrigérant entre dans GCecs1, il est déjà sous-refroidi et ne peut l'être encore plus par l'eau froide sanitaire ou bien de façon négligeable.



Le fonctionnement de la TFP au dioxyde de carbone est relativement similaire à celui de la TFP au HFC. La variante essentielle par rapport aux cycles de la TFP au HFC vient du préchauffage de l'eau chaude sanitaire par sous-refroidissement au gas cooler. En mode 3, le sous-refroidissement préalablement effectué par l'eau du ballon d'eau froide est réalisé par l'eau sanitaire. Si la demande en ECS diminue, l'eau du ballon d'eau froide prend le relais pour assurer le sous-refroidissement si nécessaire.

II.7. Conclusion

La conception de cette thermofrigopompe permet de réaliser des économies d'énergie non négligeables sur les postes chauffage, rafraîchissement et production d'ECS d'un bâtiment par rapport aux autres systèmes de production de froid et de chaud. Les moyens mis en œuvre pour remplir cet objectif sont tout d'abord la production simultanée d'eau chaude et d'eau froide. Le dessin du circuit de la TFP, plus complexe que celui d'une autre machine, engendre forcément des surcoûts de mise au point et de fabrication, malgré l'utilisation de matériels classiques de réfrigération, qui devront être rapidement compensés par l'amélioration des performances saisonnières. Ce circuit frigorifique permet de fonctionner en deux séquences alternées, l'une en période hivernale et l'autre en période estivale. Chacune fait intervenir un mode équilibré, sur deux sources d'eaux chaude et froide, plus performant que le mode avec rejet sur air extérieur soit parce que les deux quantités de chaleur échangées sont utiles, soit parce que ce mode permet une diminution de l'écart entre les températures d'évaporation et de condensation. Par ailleurs, les phases de dégivrage n'enregistrent pas de perte de performance par une production de chaud non seulement continue mais même accrue par rapport à un fonctionnement de pompe à chaleur classique en mode chauffage. Ceci permet d'augmenter la fréquence des dégivrages et de limiter la perte de performance due au dépôt d'une couche de givre sur la batterie à air.

Un système de régulation de pression de condensation est proposé. Il est basé sur la gestion de la pression de vapeur saturante dans une bouteille liquide. Des injections de gaz chauds de refoulement permettent d'élever la température en haut de bouteille et donc de relever la pression d'équilibre liquide / vapeur. A l'inverse, une chasse de vapeur vers la BP génère une baisse de la pression. Ce système inspiré de technologies utilisées en froid industriel est innovant en petite et moyenne puissance.

De plus, cette machine « ménage » le compresseur. Les ballons de stockage en chaud et en froid évitent les courts-cycles. Les transitions entre modes s'effectuent sans arrêt du compresseur. La séquence alternée d'hiver, utilisée pour le dégivrage en continu, est beaucoup plus « souple » qu'une inversion de cycle effectuée par une vanne 4-voies dans les pompes à chaleur réversibles. Les caloducs gravitaires (thermosiphons diphasiques) de dégivrage en phase d'arrêt et de maintien en température du ballon d'ECS permettent de retarder le redémarrage du compresseur pour ensuite travailler sur des temps de fonctionnement plus longs.

Enfin, la TFP proposée produit de l'eau chaude sanitaire, de l'eau chaude de chauffage et de l'eau froide disponibles à n'importe quel moment en été et en hiver. Cette disponibilité des productions apporte des temps de réponse très courts à n'importe quelle demande des utilisateurs et donc une facilité de gestion et une grande disponibilité des énergies.

Une version de la thermofrigopompe au dioxyde de carbone est envisagée. Deux caractéristiques du cycle transcritique du dioxyde de carbone peuvent apporter une amélioration du fonctionnement de la TFP. La température glissante au rejet de chaleur permet une production performante d'ECS. La grande quantité d'énergie récupérable au sous-refroidissement doit permettre d'augmenter les temps de fonctionnement en mode équilibré et ainsi d'augmenter la performance. Cependant, des études de conception sur l'échangeur de refroidissement à eau (gas cooler) doivent être menées pour assurer les fonctions de production d'ECS, d'eau chaude de chauffage et la remontée en température de la boucle d'eau froide avec la robustesse nécessaire vis-à-vis des hautes pressions de fonctionnement. Des échangeurs à plaques fonctionnant jusqu'à 140 bar et résistants à 200 bar sont déjà commercialisés par une entreprise taïwanaise du nom de Kaori [KAO 2008] et depuis peu par Alpha Laval.

Le chapitre III de ce mémoire présente la réalisation et la mesure des performances d'un prototype de TFP de moyenne puissance à échangeur d'équilibrage sur air au HFC basée sur les concepts énoncés dans ce chapitre. Les versions au HFC et au CO₂ de la thermofrigopompe sont modélisées dans le chapitre IV et étudiées en simulation dans le chapitre V.

Chapitre III : Etude expérimentale d'un prototype au R407C
Validation du fonctionnement et mesure des performances

III.1. Introduction

L'étude expérimentale porte sur un prototype de thermofrigopompe au R407C. Le R407C est un fluide frigorigène bien implanté dans le secteur de la climatisation. Il a été sélectionné pour des raisons de disponibilité des composants du circuit frigorifique et de savoir-faire de l'entreprise chargée de réaliser le prototype. L'entreprise SOCAFROID (SOCiété Armoricaïne de FROID), basée à Dinan (Côtes d'Armor), est spécialisée dans la réalisation et la maintenance d'installations frigorifiques commerciales et industrielles, de systèmes de climatisation et de pompes à chaleur de petite à moyenne puissance. Elle a été choisie pour sa proximité avec notre laboratoire ainsi que sa capacité et sa volonté à intervenir sur des projets innovants. La partie régulation-commande du prototype a été définie avec l'aide de M. Tanguy du Lycée La Fontaine Des Eaux de Dinan. M. Simon, en stage d'ingénieur CNAM, a participé à la fin de la réalisation, à la mise au point et aux tous premiers essais.

Cette partie du mémoire présente dans un premier temps le schéma du prototype avec ses spécificités par rapport à la machine présentée dans le chapitre II et la métrologie mise en place pour les essais expérimentaux. L'étude expérimentale porte sur les points clés de la thermofrigopompe de petite à moyenne puissance que sont :

- le système de régulation de la pression de condensation,
- le caloduc gravitaire de dégivrage,
- la récupération du sous-refroidissement accentué,
- le séquençage du fonctionnement par mode,
- les transitions entre modes sans arrêt du compresseur.

Les essais de validation de la TFP sont menés :

- en régime de fonctionnement par mode,
- lors des régimes transitoires entre modes,
- lors des séquences de régulation de pression de condensation
- et lors des phases de dégivrage.

Enfin, les performances de la TFP en régime permanent dans les trois modes de fonctionnement (froid, chaud et équilibré) sont établies et comparées aux données du constructeur du compresseur.

Cette étude est avant tout destinée à mettre en place l'analyse phénoménologique de la machine. Ces travaux sont pionniers en termes d'innovation sur plusieurs aspects :

- l'utilisation d'un stockage tampon pour un fonctionnement par modes alternés,
- le système de dégivrage par caloduc gravitaire,
- la régulation de la haute pression.

Chacun de ces aspects pourra à l'avenir faire l'objet de travaux approfondis. Dans le contexte budgétaire de notre étude, l'objectif du volet expérimental de cette thèse est principalement qualitatif par la validation des phénomènes physiques et du fonctionnement.

La machine prototype comporte des défauts de dimensionnement. Elle ne peut donc pas être utilisée pour une évaluation des performances standard. Pour autant, la mesure des performances de ce prototype est une étape incontournable vers la définition d'une machine optimisée. Dans le chapitre IV, un premier modèle devra être validé sur la base des données de performance expérimentale à partir des caractéristiques du prototype. Cette validation étant effectuée, un second modèle correctement dimensionné sera proposé. L'évaluation des performances saisonnières est faite dans le chapitre V par simulation. Les performances seront alors comparées à celles de machines de référence que sont les pompes à chaleur réversibles sur air.

III.2. Présentation du prototype

Le schéma de circuit frigorifique présenté ici a évolué au fur et à mesure des premiers mois d'utilisation. Des modifications ont été faites au niveau du circuit frigorifique et du circuit d'eau durant la phase de mise au point. Cette partie détaille le circuit frigorifique du prototype dans sa version finale et la métrologie mise en place pour l'étude expérimentale.

Afin de simplifier l'étude expérimentale, le prototype réalisé présente des différences avec la thermofrigopompe développée dans le chapitre II. La production d'eau chaude sanitaire n'est pas envisagée. Le R407C atteint des niveaux de pression un peu trop élevés pour les températures de condensation mises en jeu par la production d'ECS. De plus, il aurait fallu prévoir un échangeur supplémentaire connecté au refoulement du compresseur. La production d'ECS est étudiée par la suite dans l'étude simulée.

Le système de régulation a évolué durant la phase de mise au point. La bouteille que nous avons utilisée est un accumulateur de pression muni au départ, d'une vessie en caoutchouc. La régulation de pression testée en premier lieu faisait intervenir un système à air comprimé. Mais cette configuration s'est avérée être une mauvaise solution technique. La version finale du prototype présente une gestion de la HP par injection de gaz chauds dans un réservoir sans vessie et rejet de vapeurs du réservoir vers la BP.

III.2.1. Banc expérimental

L'installation expérimentale comprend d'une part, le prototype de thermofrigopompe (figure III.1) et d'autre part, un banc hydraulique de stockage et de dissipation d'énergie par des ventilo-convecteurs (figure III.2). La TFP est placée sur un châssis en deux parties superposées avec en partie basse, l'armoire électrique et une partie des organes et canalisations du circuit frigorifique (compresseur, évaporateur à eau et détendeur associé, sous-refroidisseur, bouteille anti-coup de liquide, électrovannes et clapets) (figure III.3) et en partie haute, les autres éléments du circuit frigorifique (condenseur à eau, batteries à air et leurs détendeurs, bouteille liquide) (figure III.4) ainsi que le circuit d'air et les ventilateurs. Les organes électriques de l'installation sont commandés par un automate programmable Télémécanique TSX Micro 3721 [SCH 2006]. Le logiciel de communication entre le PC et l'automate est PL7 Pro [SCH 2006]. Une métrologie est associée à ce montage pour la régulation, la lecture et l'enregistrement des paramètres du système.

Le schéma du prototype de TFP (figure III.5) a été dessiné à partir des composants que l'entreprise Socafroid et le laboratoire ont obtenus de leurs fournisseurs. Les documentations techniques concernant les échangeurs et le compresseur se trouvent en annexe 3. Le compresseur est de type scroll et de marque Copeland (référence ZB38KCE-TFD). La puissance frigorifique nominale fournie par ce compresseur est de 11,65 kW pour un régime 0°C / 40°C (T_{ev} / T_{cd} sur la courbe de rosée). Le condenseur à eau, l'évaporateur à eau et le sous-refroidisseur sont des échangeurs à plaques brasées de marque Alpha Laval. L'échangeur d'équilibrage sur air a été construit par l'entreprise Morgana. Les caractéristiques nominales des échangeurs sont présentées dans le tableau III.1. Les détendeurs et les électrovannes sont de marque Danfoss. Des vannes manuelles pour isoler différentes parties du circuit (Vm1, Vm2 et Vm2') ainsi que des vannes de charge en fluide frigorigène (Vm3) et en huile (Vm4) ont été ajoutées au circuit frigorifique. Les sections des différentes conduites sont mentionnées en annexe 4.



Figure III.1 : Photographie du prototype de thermofrigopompe



Figure III.2 : Photographie du système de stockage, de distribution d'eaux chaude et froide et de dissipation d'énergie par ventilo-convecteurs



Figure III.3 : Photographie de la partie basse du circuit frigorifique comprenant notamment le compresseur, l'évaporateur à eau, le sous-refroidisseur et la bouteille anti-coup de liquide (en arrière plan)

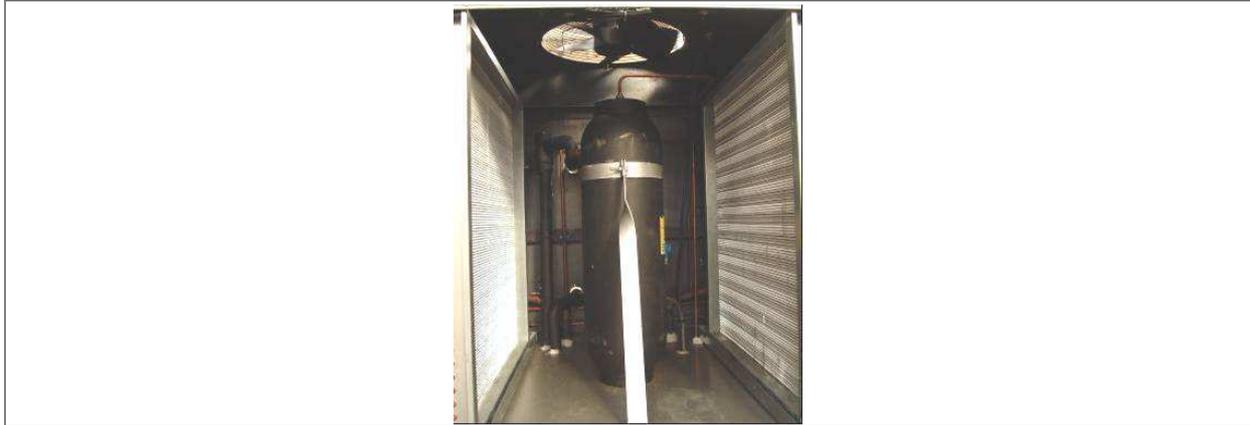


Figure III.4 : Photographie de la partie haute du circuit frigorifique comprenant notamment le condenseur à eau (en arrière plan), les batteries à air et la bouteille liquide

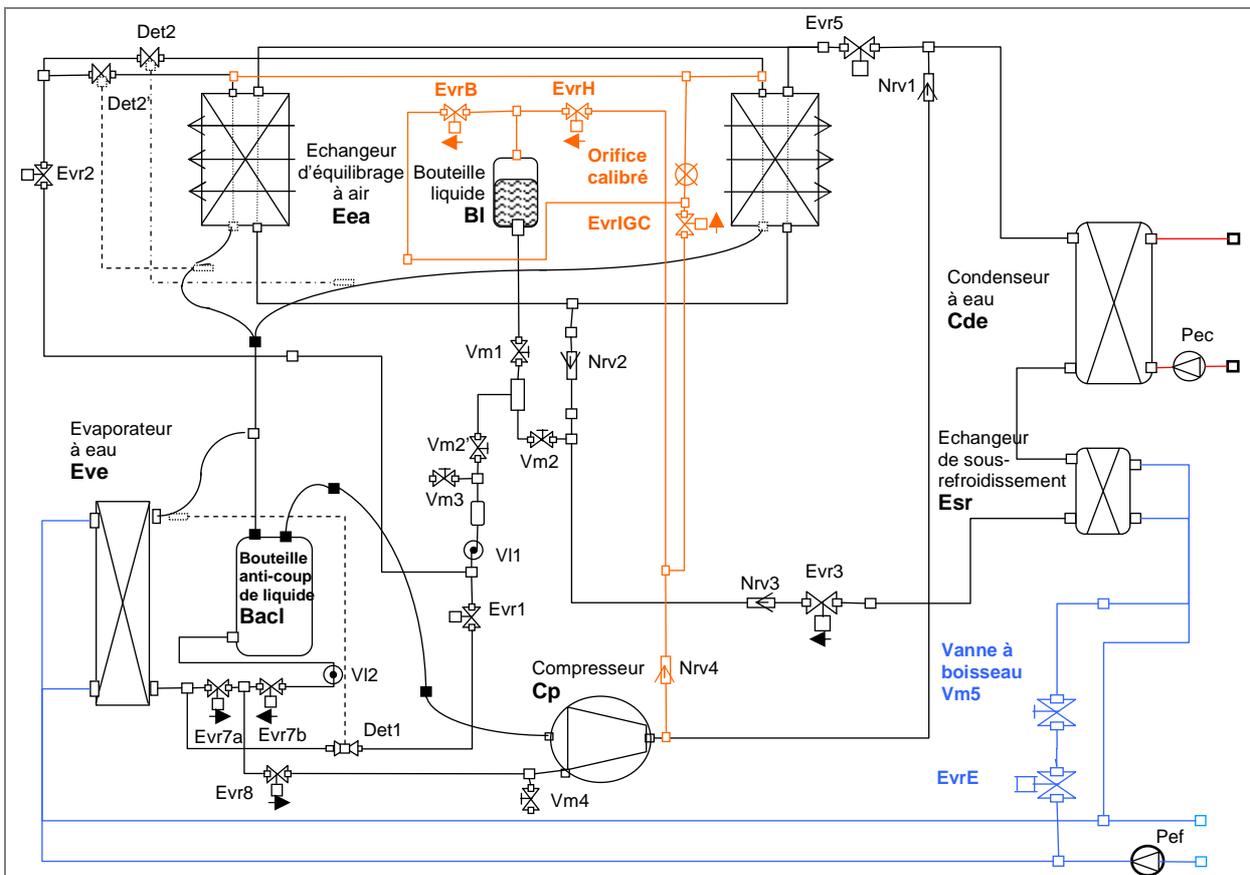


Figure III.5 : Schéma initial du prototype de TFP

Echangeur	Type d'échangeur	Surface d'échange	Puissance nominale	Température de changement d'état	Températures d'entrée et de sortie d'eau ou d'air	Précisions complémentaires
Condenseur à eau Cde	Echangeur à plaques	2,45 m ²	14,40 kW	Trosée = 50°C	40°C / 50°C	sous-refroidissement de 5°C
Evaporateur à eau Eve	Echangeur à plaques	0,80 m ²	11,44 kW	Tbulle = 1°C	10°C / 6°C	surchauffe de 5°C
Sous-refroidisseur Esr	Echangeur à plaques	0,16 m ²	1,60 kW	Trosée = 52,5°C	40°C / 45°C	en fonctionnement condenseur
Condenseur à air Eea1	Batterie à ailettes	4,24 m ²	14,49 kW	Trosée = 48,3°C	35°C / 41,8°C	sous-refroidissement de 5°C
Evaporateur à air Eea2	Batterie à ailettes	4,24 m ²	10,57 kW	Tbulle = -4,8°C	2°C / -0,8°C	surchauffe de 5°C

Tableau III. 1 : Caractéristiques nominales des échangeurs de chaleur du prototype

III.2.2.3. Système de stockage et de dissipation d'énergie

Les énergies calorifique et frigorifique produites par la thermofrigopompe sont stockées dans un ballon d'eau chaude et un ballon d'eau froide. Quatre ventilo-convecteurs sont montés en parallèle pour dissiper les quantités d'énergie stockées (figure III.7). Leurs puissances nominales sont de 1,5 kW en froid pour un régime 7 / 12°C et de 3,9 kW en chaud pour un régime 80 / 70°C. Une action sur les électrovannes Evr10a et Evr10b permet de choisir entre dissipation de chaud, dissipation de froid ou mixage de l'eau chaude et de l'eau froide. La pompe eau chaude (Pec) assure la circulation entre le ballon d'eau chaude et le condenseur à eau. La pompe eau froide (Pef) alimente d'une part l'évaporateur à eau qui peut être efficace en modes froid et équilibré ou inefficace en mode chauffage, et d'autre part en parallèle, le sous-refroidisseur en fonction de l'ouverture de l'électrovanne EvrE. Mis à part les pompes eau chaude et eau froide, le système de stockage et de dissipation de l'énergie n'est pas géré par l'automate. Les électrovannes, la pompe d'alimentation (Pvc) et les ventilateurs des ventilo-convecteurs sont actionnés par des interrupteurs regroupés sur un tableau fixé au châssis du banc d'essai. Un robinet à boisseau permet de laisser passer un petit débit dans la boucle d'eau même si aucun ventilo-convecteur n'est alimenté et ainsi préserver la pompe d'alimentation des ventilo-convecteurs.

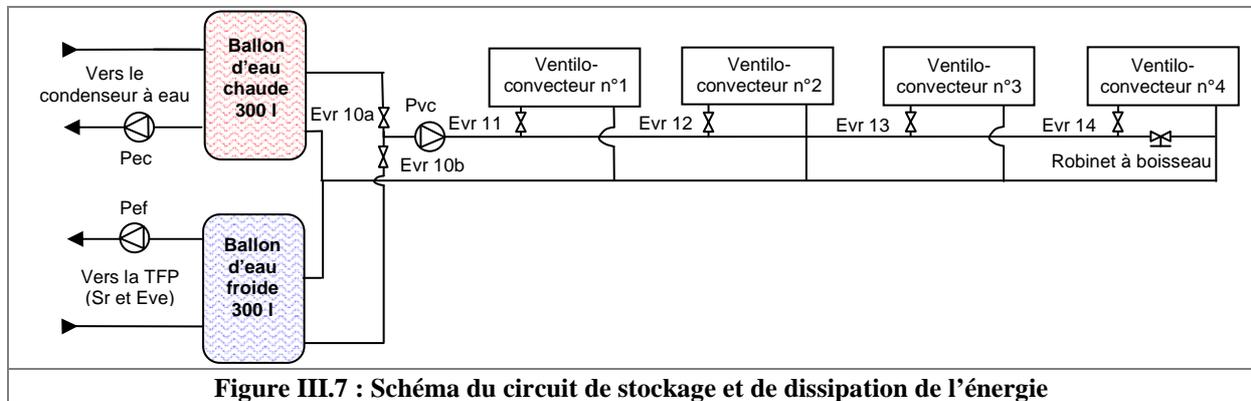


Figure III.7 : Schéma du circuit de stockage et de dissipation de l'énergie

Ce système de stockage et de dissipation d'énergie ne permet pas de contrôler les températures de source. La puissance éventuellement dissipée par les ventilo-convecteurs est inférieure à la puissance nominale du groupe frigorifique, autant en chaud qu'en froid. Il permet cependant de ralentir les variations de température de l'eau des ballons lors du fonctionnement du groupe et ainsi d'avoir un intervalle de temps suffisant pour réaliser des prises de mesure soignées.

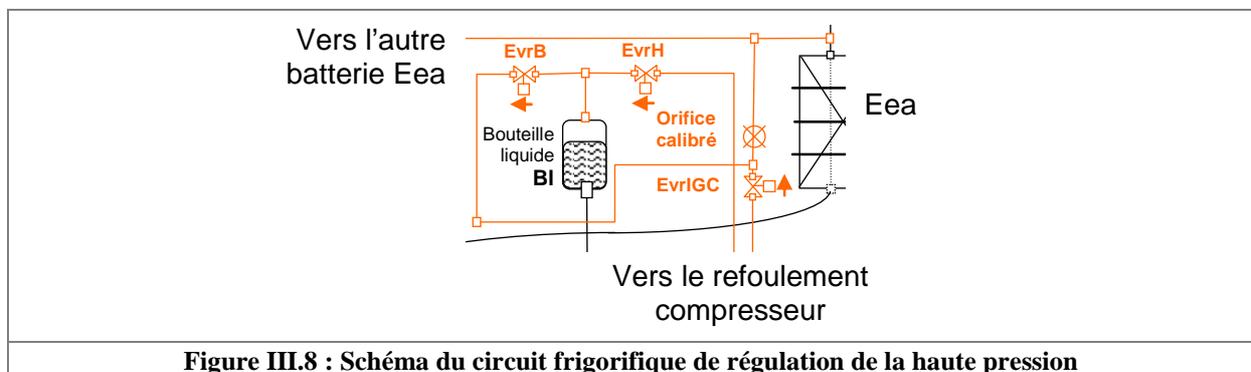
III.2.2.4. Système de régulation de la haute pression

Le système de contrôle de la haute pression est défini pour assurer une variation de volume et de pression de liquide en bouteille Bl. Cette pression est liée à la pression de condensation par une connexion avec la ligne liquide qui permet de transmettre l'information de pression et éventuellement de refouler (ou d'aspirer) du liquide dans les condenseurs par engorgement (ou désengorgement).

La première solution testée fut l'utilisation d'un gaz inerte comme fluide de commande dans la vessie d'une bouteille de type « accumulateur de pression » pour systèmes hydrauliques. Cet accumulateur de marque Fox, d'une contenance de 20 litres (référence HTR20), comportait une membrane en caoutchouc nitrile de 5 mm d'épaisseur [FOX 2006]. De l'air comprimé était préparé par un système de compression annexe dans un réservoir de stockage à pression plus élevée que les plus hautes pressions de fonctionnement de la TFP. L'ouverture d'une électrovanne injectait de l'air comprimé à haute pression dans la vessie de commande pour augmenter la pression de condensation et refouler du liquide de la bouteille vers le condenseur. L'ouverture d'une seconde électrovanne chassait l'air comprimé vers l'environnement extérieur et créait le phénomène inverse au niveau de la bouteille liquide. Ce système fonctionnait correctement jusqu'à ce que la répétition de vidages quasi-complets de la vessie en air comprimé ne vienne plaquer celle-ci contre la paroi de la bouteille et la pincer au

niveau de l'orifice d'injection et de chasse d'air comprimé. Le réfrigérant étant à une pression de l'ordre de 10 bars et l'air à la pression atmosphérique, la vessie s'est percée. Suite à cela, de l'air comprimé s'est introduit dans le circuit et du fluide frigorigène a été perdu. Il a fallu faire intervenir la société Socafroid pour réaliser une modification du circuit frigorifique. Mais ce contretemps a finalement permis de faire évoluer le système de régulation vers une solution plus intéressante thermiquement, plus économe et plus compacte.

Le système de régulation de la HP, schématisé en orange sur les figures III.5 et III.8, a donc été repensé. La vessie percée de la bouteille a été retirée. La bouteille BI est devenue un réservoir stratifié de fluide frigorigène en mélange liquide / vapeur. Le fluide de commande est le fluide frigorigène en phase gazeuse. Une injection ou une chasse de gaz modifie l'équilibre thermique du système et provoque une variation de température et de pression. La modification de l'équilibre massique induite par la variation de la fraction volumique de vapeur et les changements de phase liés aux variations de température permet de contrôler l'engorgement des échangeurs. La partie haute de la bouteille liquide est connectée au refoulement du compresseur, point du circuit où la pression est la plus élevée, pour l'injection de gaz chaud et à l'entrée des batteries évaporateur, pour la chasse vers la basse pression. Les connexions sont des tubes de faible diamètre sur lesquels sont installées des électrovannes (EvrH et EvrB).



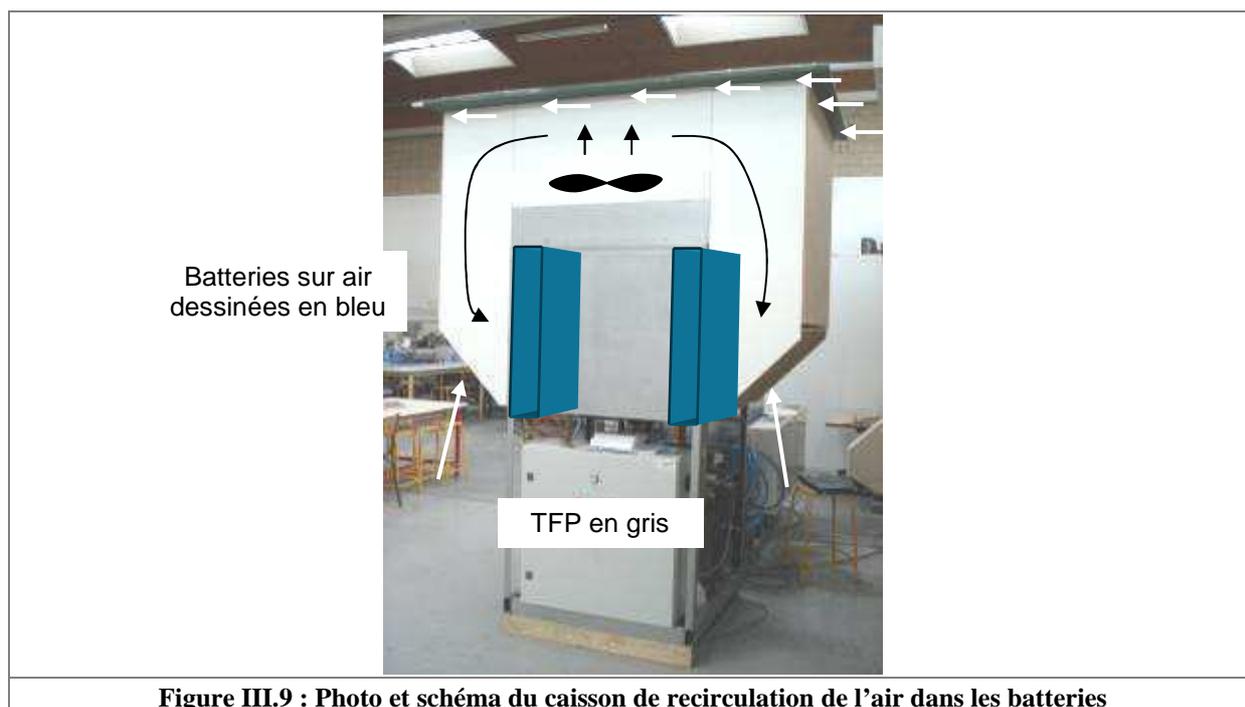
Lorsque la pression mesurée est inférieure à la consigne, l'électrovanne EvrH s'ouvre, provoquant une injection de gaz chauds dans la bouteille. La température et la pression du mélange liquide / gaz augmentent. L'injection de gaz en partie haute de la bouteille provoque un refoulement de liquide vers les condenseurs par l'orifice en partie basse. Il se produit un engorgement du condenseur. Le niveau de liquide et la surchauffe augmentent. En outre, les gaz chauds injectés échangent de la chaleur avec le mélange présent auparavant dans la bouteille. Une partie des gaz condense. Il y a donc accumulation de condensats. Ce phénomène va freiner le refoulement du liquide vers les condenseurs. La variation de volume de liquide va perdre en efficacité mais gagner en stabilité.

Lorsque la pression mesurée est supérieure à la consigne, l'électrovanne EvrB s'ouvre, provoquant une chasse des gaz en partie haute de la bouteille vers l'entrée de l'évaporateur à air qui se trouve à plus basse pression. La température et la pression du mélange liquide gaz diminuent. La chasse de gaz issus de la partie haute de la bouteille provoque une aspiration de liquide venant des condenseurs par l'orifice en partie basse. Il se produit un désengorgement du condenseur. Le niveau de liquide et la surchauffe diminuent. Un orifice calibré limite le débit de rejet vers la basse pression. La diminution de température et de pression entraîne une vaporisation d'une partie du liquide présent auparavant dans la bouteille. Ceci est également un phénomène qui va freiner la variation du liquide dans la bouteille. De la même manière, la variation de volume de liquide va perdre en efficacité mais gagner en stabilité.

Des échanges à l'intérieur et à l'extérieur de la bouteille peuvent perturber la stabilité de la régulation. La bouteille se trouvant entre les deux batteries et sous les ventilateurs, en plein milieu du flux d'air, une isolation s'est révélée indispensable. Une jaquette isolante a donc été mise en place afin de limiter les échanges avec l'air environnant.

III.2.2.5. Caisson sur le circuit d'air

Un caisson sur le circuit d'air a été réalisé (Figure III.9) pour faire varier la température de l'air entrant dans les batteries. Il permet une recirculation vers les batteries (flèches noires) de l'air aspiré par les ventilateurs en partie haute de la machine. En fonctionnement condenseur, le fluide frigorigène chauffe l'air lorsqu'il traverse la batterie. Si l'air passe plusieurs fois dans le condenseur, il va chauffer jusqu'à atteindre une température maximum qui correspond à l'équilibre entre l'apport de chaleur par le fluide frigorigène et des pertes thermiques de l'air vers l'environnement extérieur constituées principalement d'une contribution vers les parois du caisson, des fuites d'air chaud et des entrées d'air « neuf » provenant de l'atelier. Le mélange de l'air du caisson avec l'air neuf se « contrôle » en soulevant progressivement une plaque en partie haute (flèches blanches orientées vers la gauche) et en faisant glisser des planches à 45° en partie basse (flèches blanches orientées vers le haut). En fonction du réglage des ouvertures, l'équilibre thermique favorise plus ou moins les échanges avec l'air de l'atelier et la température du mélange d'air neuf et d'air de recirculation à l'entrée des batteries est réglable. Le réglage s'effectue approximativement, d'après la lecture de la température d'air sur l'écran du PC d'acquisition. Grâce à ce système, on peut faire varier la température d'entrée d'air dans les batteries. L'homogénéité et la constance des températures à la surface des batteries sont des paramètres qui n'ont pas été vérifiés en détail. Un point de mesure placé au centre de la surface de la batterie a suffi pour notre campagne d'essais. La variation de cette mesure à l'équilibre était inférieure à 0,5°C. Caisson fermé, ce dispositif permet, en fonctionnement avec évaporation sur air, de refroidir l'air entrant jusqu'à une température de -15°C et en fonctionnement avec condensation sur air, de le réchauffer jusqu'à 50°C.

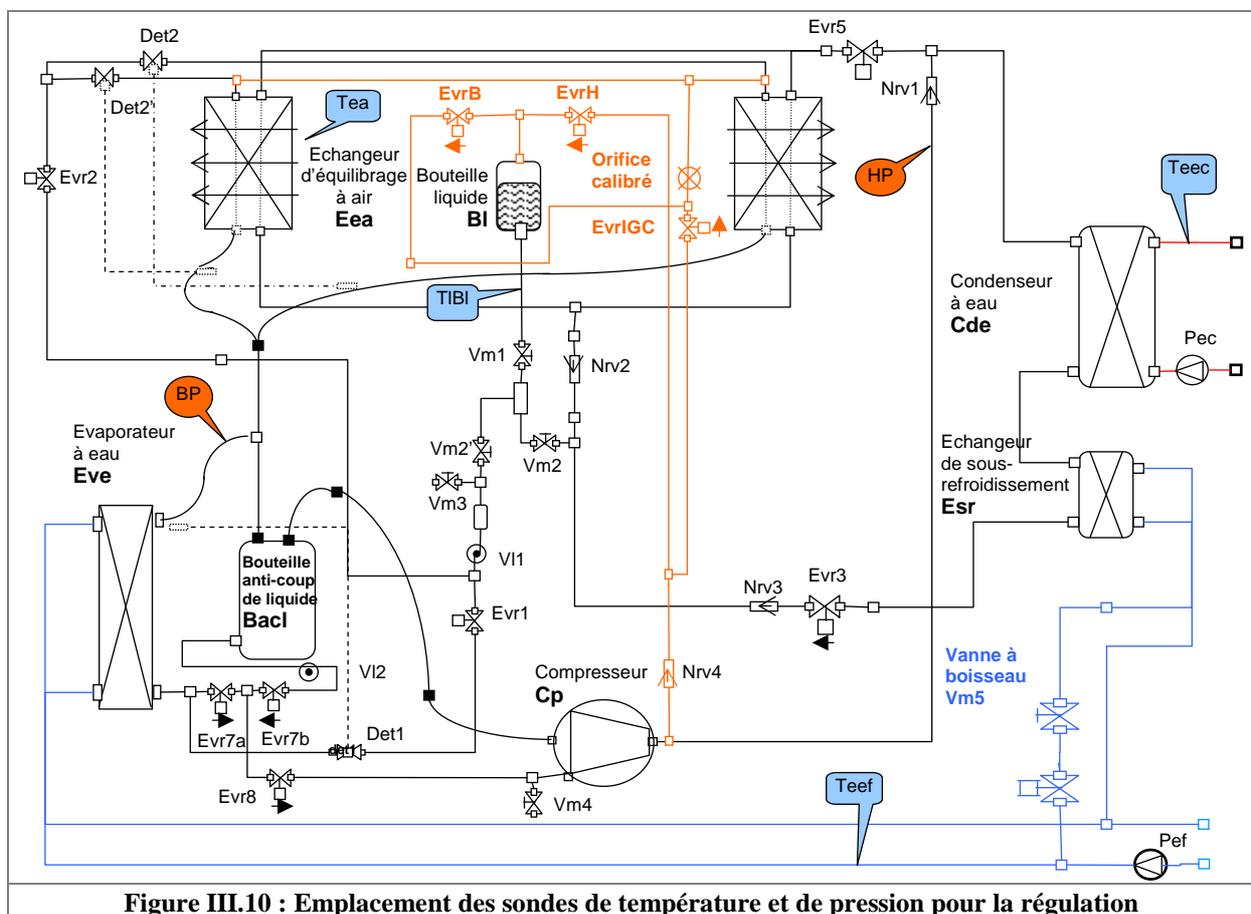


Ce système a été préféré à une conduite sur l'air extérieur pour sa simplicité de mise en œuvre et pour sa réactivité. Le peu d'inertie dont il fait preuve permet de modifier et de contrôler rapidement la température d'air. Une conduite sur air extérieur serait cependant préférable pour des essais de performance saisonnière et de givrage. En effet, la fermeture complète du caisson permet de descendre à des températures d'air assez basses mais ne permet pas la réalimentation de l'air en vapeur d'eau pour les essais de givrage. Ainsi les niveaux de givrage atteints ont été assez faibles mais tout de même suffisants pour observer les phénomènes.

III.2.2.6. Régulation – commande

La régulation du banc expérimental est gérée par un automate programmable [SCH 2006]. L'automate peut travailler de manière autonome ou être piloté par un opérateur à l'aide d'un PC par liaison USB et du logiciel de programmation – commande PL7 Pro [SCH 2006]. Toutes les variables de sortie du programme automate peuvent être éventuellement forcées. Cette configuration permet de commander les organes de la machine un à un et d'utiliser tout ou partie du programme. Certaines valeurs de sorties peuvent être calculées par l'automate alors que d'autres sont déterminées par choix de l'opérateur. Les stratégies de commande peuvent alors évoluer de « tout contrôlé » par l'opérateur à « tout automatique ». L'automate est doté de cartes d'entrées analogiques permettant une mesure des températures et des pressions en divers points du circuit (figure III.10).

Les sondes de température sont des thermocouples de type K. Les sondes de pression sont de marque Johnson Controls sur le circuit de fluide frigorigène (modèles P299DVC-1C et P299EVC-1C) [JOH 2003].



L'automate est doté de cartes de sorties tout ou rien (TOR) pour la commande des éléments suivants :

- les électrovannes des circuits de fluide frigorigène, d'air et d'eau,
- le compresseur,
- les ventilateurs associés aux batteries,
- les pompes des circuits chaud et froid.

Une carte d'entrées TOR permet d'acquérir les états des éléments suivants :

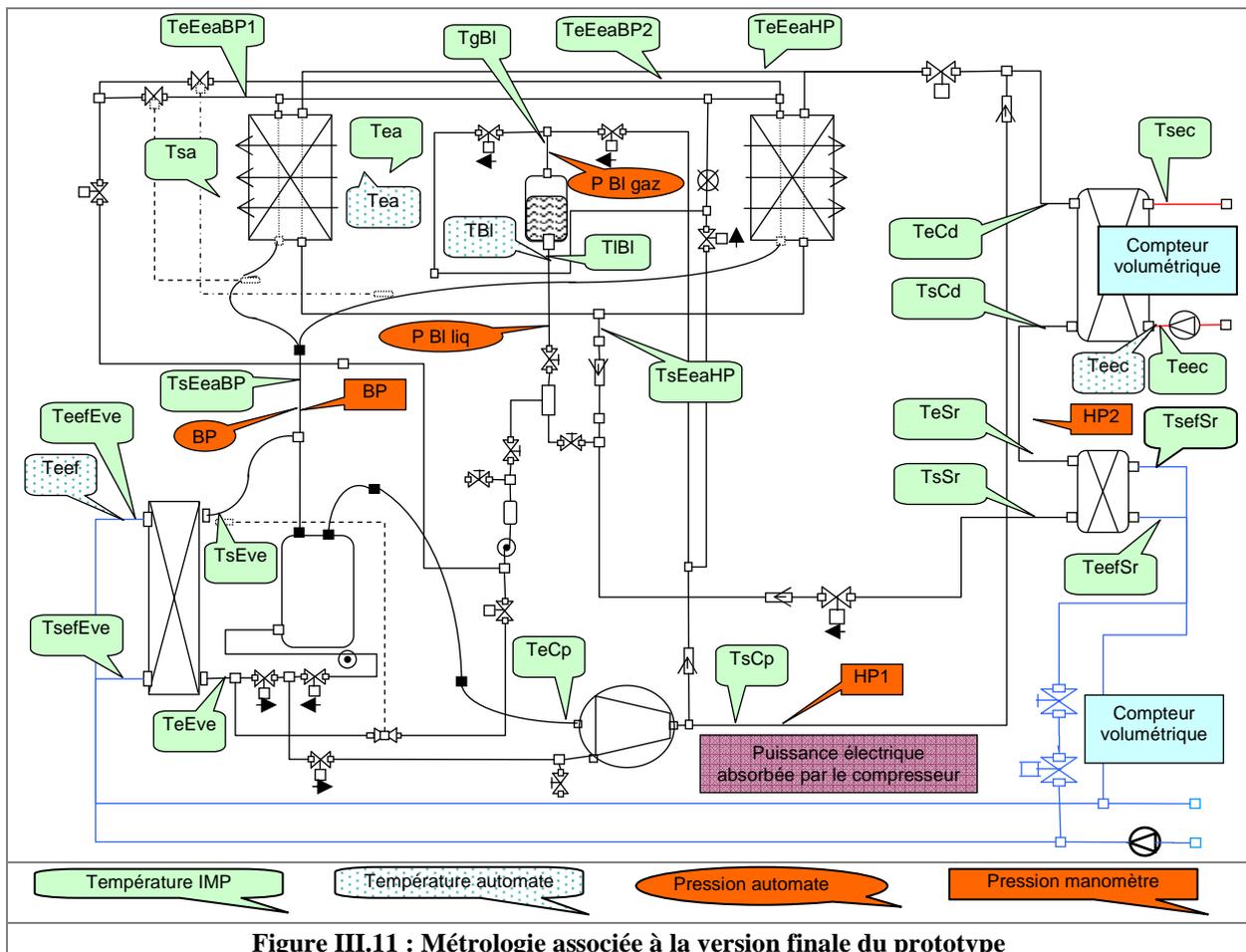
- un bouton marche / arrêt pour le lancement de la machine,
- un bouton trois positions pour le lancement de séquences hiver ou été dans une phase préalable à la régulation automatique globale (besoins chaud / besoins froid / arrêt),
- le pressostat sur le circuit d'air comprimé.

Une carte d'entrée analogique permet d'acquérir les valeurs des variables suivantes :

- HP : haute pression,
- BP : basse pression,
- T_{ea} : température d'entrée d'air,
- T_{lBI} : température de réfrigérant en bouteille liquide,
- T_{eec} : température d'entrée d'eau chaude,
- T_{eef} : température d'entrée d'eau froide.

III.2.2.7. Métrologie

En plus des températures et des pressions nécessaires à la régulation, lisibles à l'écran du PC de commande, un système d'acquisition et d'enregistrement de mesures (figure III.11) est mis en place afin de relever les températures d'entrée et de sortie de chaque élément du circuit frigorifique et du circuit d'eau. Les pressions sont relevées à l'aide de manomètres de contrôle à aiguille en parties haute pression (2 manomètres) et basse pression (1 manomètre), le débit d'eau chaude passant dans le condenseur et d'eau froide dans le sous-refroidisseur à l'aide de compteurs volumétriques. Le débit d'eau froide dans l'évaporateur est recalculé à partir du bilan de puissance. Le débit du circuit d'eau froide vers l'évaporateur n'est pas mesuré car la mise en place d'un moyen de mesure aurait provoqué une perte de charge trop importante pour la pompe d'eau froide P_{ef} . Le débit aurait été trop faible et l'écart de température d'eau entre l'entrée et la sortie à l'évaporateur, trop important. Cet écart de température doit rester la plus faible possible afin de s'écarter au maximum d'une température d'évaporation inférieure à 0°C et donc d'un risque de formation de glace sur les parois intérieures de l'échangeur à plaques côté eau.



La nomenclature utilisée pour les sondes est la suivante :

- « T » pour température, « P » pour pression,
- « e » pour entrée, « s » pour sortie,
- « ec » pour eau chaude, « ef » pour eau froide et sans mention s'il s'agit du fluide frigorigène,
- « Cd » pour condenseur à eau, « Eve » pour évaporateur à eau, « Sr » pour sous-refroidisseur,
- « EeaBP » pour évaporateur à air et « EeaHP » pour condenseur à air.

Le matériel d'acquisition se compose d'un ordinateur équipé d'une carte d'acquisition, elle-même connectée à des centrales de mesure de type IMP 3595 1H (Isolated Measurement Pod) de marque Solartron [SOL 1996]. Ces modules traitent (compensation de soudure froide) et retransmettent au PC les signaux envoyés par les thermocouples type K positionnés sur les circuits de réfrigérant, d'eau et d'air. La puissance électrique du prototype est obtenue par l'intermédiaire d'un compteur EDF à impulsions.

La métrologie mise en œuvre permet une évaluation assez précise des grandeurs mesurées dans l'optique d'une analyse phénoménologique mais ne permet pas de donner des conclusions sur les performances du système. Pour cela, il faudra mettre en place, sur un prochain prototype, un système de contrôle de température et d'hygrométrie de l'air ambiant, des températures des sources d'eau chaude et d'eau froide et une métrologie calibrée selon les normes d'essais de performance des centres techniques.

III.2.3. Mise en marche du prototype

Cette première étude décrit la procédure de charge de la machine en fluide frigorigène. Cette procédure est un peu spéciale du fait de la présence d'un réservoir de liquide sur la partie HP du circuit. Des essais ont ensuite été menés afin de vérifier le bon fonctionnement des organes du prototype.

III.2.3.1. Charge en fluide frigorigène

La charge en fluide frigorigène est estimée d'après les dimensions des composants et les diamètres de tubes (annexe 4). La valeur estimée est de 4,22 kg en fonctionnement équilibré (évaporation sur eau et condensation sur eau) sans la masse de stockage en bouteille liquide à volume variable. Le volume de la bouteille est de 20 litres soit 22,33 kg. Mais, compte tenu de la différence de volume intérieur des condenseurs, une variabilité de 5 litres soit 5,58 kg est largement suffisante pour remplir le reste des éléments du circuit non impliqués dans la phase de charge. Une charge qui avoisine 10 kg doit permettre un fonctionnement correct de l'installation dans tous les modes.

Après un tirage au vide, la charge de la TFP s'effectue en deux étapes : tout d'abord en remplissant par la vanne manuelle Vm3 la bouteille liquide à volume variable avec le compresseur à l'arrêt puis par l'aspiration du compresseur en faisant fonctionner l'installation en mode équilibré jusqu'à atteindre le régime de pressions souhaité.

Remplissage de la bouteille liquide, installation à l'arrêt :

1. Vérification de la fermeture de Vm2 et ouverture de Vm1
2. Mise en marche des pompes eau chaude et eau froide
3. Mesure des températures d'eau : $T_{ec} = 20^\circ\text{C}$ et $T_{ef} = 20^\circ\text{C}$ (température de l'atelier)
4. Calcul des pressions de fonctionnement souhaitées sachant que $T_{sCd} - T_{ec} = 3^\circ\text{C}$ et que $T_{ef} - (T_{ev} + \text{surchauffe de } 5^\circ\text{C}) = 5^\circ\text{C}$. Pour $T_{ec} = 20^\circ\text{C}$ et $T_{ef} = 20^\circ\text{C}$, $T_{sCd} = 23^\circ\text{C}$ et $T_{ev} = 10^\circ\text{C}$, HP = 10,3 bar et BP = 5,3 bar en pressions relatives.

Organe	Etat	Organe	Etat
Evr1	F	Vm1	O
Evr2	F	Vm2	F
Evr3	F	Vm2'	O
Evr5	F	Vm3	O
Evr7	F	Vm4	F
Evr8	F	Vm5	F
EvrB	F	Pec	OFF
EvrH	F	Pef	OFF
EvrIGC	F	Compresseur	OFF
EvrE	F	Ventilateurs	OFF

Tableau III. 2 : Etat des organes lors de la charge de la bouteille liquide en fluide frigorigène

Charge en fluide frigorigène par l'aspiration du compresseur en mode équilibré :

1. Ouverture de Vm3
2. Ouverture d'Evr1
3. Mise en marche du compresseur
4. Ouverture d'Evr3
5. Engorgement de l'Esr
6. Début de montée en pression du fluide frigorigène puis de l'air comprimé dans la bouteille
7. Fermeture de Vm3 si on observe un début d'engorgement du Cde (changement de vitesse de la montée en pression par détection visuelle sur manomètre)
8. Arrêt du compresseur
9. Fermeture d'Evr3
10. Attente de stabilisation
11. Si la pression est stable, fin de la charge
12. Si la pression est redescendue, petit complément de charge par Vm3

Organe	Etat	Organe	Etat
Evr1	O	Vm1	O
Evr2	F	Vm2	O
Evr3	O	Vm2'	O
Evr5	F	Vm3	O
Evr7	F	Vm4	F
Evr8	F	Vm5	F
EvrB	F	Pec	ON
EvrH	F	Pef	ON
EvrIGC	F	Compresseur	ON
EvrE	F	Ventilateurs	OFF

Tableau III. 3 : Etat des organes lors de la charge du circuit en fluide frigorigène

Déroulement de la charge en fluide frigorigène :

La première étape a permis de précharger la bouteille liquide avec 1,1 kg de fluide frigorigène jusqu'à ce que les pressions s'égalisent entre la bouteille de la TFP et la bouteille de charge. Ensuite, la deuxième étape, compresseur en fonctionnement, a été lancée. Le fluide frigorigène pénètre difficilement dans le système du fait de la température de la bouteille par rapport à celle du circuit frigorifique. Avec la détente qui s'est produit dans la bouteille, la température a chuté si bien qu'il a été nécessaire de réchauffer la bouteille de charge dans un bain d'eau chaude afin de faire remonter sa température et sa pression. Dans cette deuxième phase, 6,7 kg de fluide frigorigène ont été introduits dans la machine. La charge a été arrêtée lorsque la montée en pression plus rapide a marqué le début de l'engorgement du condenseur. La charge totale mesurée était de 7,8 kg.

Par la suite, la partie HP des batteries a été alimentée en fluide frigorigène et le mode froid seul (évaporation sur eau et condensation sur air) a été lancé. Etant donné le fort volume intérieur des batteries, une grande quantité de fluide frigorigène a migré vers ces éléments au moment de l'ouverture de l'électrovanne Evr5. En fonctionnement, des bulles étaient présentes au voyant et la BP

chutait progressivement. La présence d'une fuite au niveau des batteries HP a été envisagée. Une vidange de 6 kg, une recharge de 7,4 kg, une autre vidange de 0,6 kg et un complément de charge de 2 kg ont été réalisés avant d'obtenir un fonctionnement correct. Il s'avère que le dysfonctionnement provenait plutôt du manque de fluide dans l'installation à cause de la mise en parallèle des condenseurs. Lorsque le condenseur à air a été sollicité en mode froid, une grande partie du fluide se trouvait dans le condenseur à eau et pouvait difficilement migrer vers les batteries. La masse de fluide frigorigène finale introduite dans la machine est de 10,6 kg. Ce premier contact avec le prototype de TFP nous a permis de déjà entrevoir les premiers éléments importants au niveau de la gestion de la machine et la transition entre les modes impliquant des échangeurs différents. Des phases d'aspiration du liquide dans la bouteille, de réglage de la haute pression ou des tirages au vide avant une transition seraient probablement à prévoir...

Depuis la première charge, une vidange complète de l'installation a été réalisée afin d'évacuer des incondensables rentrés dans le circuit après le percement de la vessie de la bouteille liquide. Après la modification du circuit frigorifique et le retrait de la vessie de la bouteille, une nouvelle charge de 16,3 kg a été introduite dans la machine en suivant le même protocole. Cette quantité de fluide frigorigène est largement surévaluée par rapport à une machine optimisée. Cependant, étant données les incertitudes vis-à-vis du fonctionnement global de la machine, une précaution était prise en surchargeant l'installation.

III.2.3.2. Protocole général de mise en marche de la machine

Le pilotage de l'installation a été réalisé suivant le protocole ci-dessous. Il comporte une phase de préparation avant le démarrage du compresseur frigorifique afin d'assurer l'alimentation des échangeurs mis en jeu dans le mode de fonctionnement choisi.

Préparation :

Avant de démarrer le compresseur frigorifique, il faut s'assurer que tous les autres organes utilisés sont en marche. Dans ce protocole, on suppose qu'au départ, tous les éléments sont à l'arrêt. La phase de préparation concerne les circuits d'eau et de réfrigérant :

Circuit d'eau :

1. Mise en route des pompes eau chaude et eau froide sur le circuit d'eau
2. Ouverture de l'électrovanne d'alimentation des ventilo-convecteurs en eau chaude ou en eau froide
3. Ouverture des électrovannes d'alimentation et mise en marche des ventilo-convecteurs
4. Mise en route de la pompe d'alimentation des ventilo-convecteurs

TFP :

5. Ouverture éventuelle d'EvrE vers le sous-refroidisseur
6. Vérification de l'ouverture des vannes manuelles
7. Forçage des sorties TFP automate à 0
8. Ouverture d'Evr3 pour une condensation sur eau ou d'Evr5 pour une condensation sur air
9. Mise en route éventuelle des ventilateurs

Démarrage :

Dans la phase d'essais, la pression est contrôlée soit par l'opérateur soit par la régulation automatique. L'ouverture et la fermeture des électrovannes d'alimentation et de chasse de gaz de la bouteille liquide sont gérées par forçage à 1 ou 0 des variables de sorties correspondantes dans le programme de l'automate.

Le protocole d'essai :

Relevés préliminaires :

1. Mesure de la consommation électrique sans le compresseur
2. Mesure des débits d'eau

Commande :

3. Ouverture d'Evr1 pour une évaporation sur eau ou d'Evr2 pour une évaporation sur air
4. Mise en route du compresseur
5. Relâche éventuelle d'EvrH et EvrB pour lancer la régulation automatique

Relevés en fonctionnement :

6. Heure de la mesure
7. Relevé des pressions BP et HP
8. Relevé des consommations électriques sur le compteur
9. Relevé des débits d'eau

III.2.4. Déroulement de l'étude expérimentale

Les essais d'étude et de validation du fonctionnement de la thermofrigopompe sont présentés en plusieurs étapes listées ci-dessous.

1 – Validation du fonctionnement par mode :

- Vérification préalable du fonctionnement de chaque organe de la thermofrigopompe
- Production de chaud en mode chauffage avec récupération du sous-refroidissement sur la boucle d'eau froide
- Production de froid en mode rafraîchissement
- Production simultanée de chaud et de froid en mode équilibré

2 – Validation du comportement dynamique :

- Etude de la régulation de la haute pression
 - Mise en évidence de sa nécessité et vérification du principe de commande
 - Equation de la consigne de haute pression
 - Etude de la régulation automatique
- Etude des transitions entre modes
- Etude des phases de dégivrage

3 – Comparaison des performances avec les données du constructeur du compresseur

- Traitement des données expérimentales
- Comparaison des débits massiques, des puissances thermiques et électriques et des coefficients de performance

III.3. Validation du fonctionnement

Les résultats de ces premiers essais présentent le fonctionnement global du prototype dans les modes chauffage, rafraîchissement et équilibré. Ils permettent de valider le fonctionnement de certains organes du prototype et de proposer des modifications sur les autres éléments.

III.3.1. Validation des modes de fonctionnement

Dans un tout premier temps, un essai dans chaque mode est lancé pour une courte durée (environ 5 minutes). L'état des différents organes pour les fonctionnements chauffage, rafraîchissement et équilibré est synthétisé dans le tableau III.4. Ces essais ont conclu au bon fonctionnement de chaque organe de la machine. Par ailleurs, aucune variation du niveau d'huile au voyant du compresseur n'a été observée. Le retour d'huile s'opère donc correctement malgré le coude de section importante qui se

trouve après la bouteille anti-coup de liquide et qui aurait pu piéger de l'huile dans cette bouteille. Les vitesses de circulation ont toujours été assez élevées pour assurer l'entraînement de l'huile jusqu'au compresseur. Les électrovannes Evr7a, Evr7b et Evr8 n'ont pas été utilisées durant la campagne d'essais.

Organe	Mode chauffage	Mode rafraîchissement	Mode équilibré
Evr1	F	O	O
Evr2	O	F	F
Evr3	O	F	O
Evr5	F	O	F
Evr7a	F	F	F
Evr7b	F	F	F
Evr8	F	F	F
EvrB	en régulation	en régulation	en régulation
EvrH	en régulation	en régulation	en régulation
EvrIGC	F	F	F
EvrE	O	F	F
Vm1	O	O	O
Vm2	O	O	O
Vm2'	O	O	O
Vm3	F	F	F
Vm4	F	F	F
Vm5	O	O	O
Pec	ON	OFF	ON
Pef	ON	ON	ON
Ventilateurs	ON	ON	OFF
Compresseur	ON	ON	ON

Tableau III.4 : Etat des organes en modes chauffage, rafraîchissement et équilibré

III.3.1.1. Fonctionnement en mode chauffage

Lors du fonctionnement en mode chauffage, la production utile est une production de chaud au condenseur Cde. L'évaporation se produit à l'évaporateur Eea2 de l'échangeur d'équilibrage sur air. Une quantité d'énergie est récupérée par sous-refroidissement du fluide frigorigène par l'échangeur Esr. Pour un point de fonctionnement classique dans ce mode, les températures et les pressions relevées à l'aspiration et au refoulement du compresseur sont présentées dans le tableau III.5.

L'évaporation se produit à l'échangeur d'équilibrage Eea2. Les températures d'air et de fluide frigorigène en entrée et en sortie de l'échangeur sont présentées sur le tableau III.6. L'air subit une baisse de température de 6,3°C au passage de la batterie. Cette baisse de température est plus faible du fait du facteur de bipasse élevé de la batterie à air. La basse pression est de 4,34 bar. La température de rosée correspondant à cette pression est de -1,3°C. La surchauffe des vapeurs en sortie d'évaporateur de 3,5°C correspond à une valeur acceptable.

La condensation se produit dans le condenseur Cde. Les températures d'eau chaude et de réfrigérant en entrée et en sortie d'échangeur sont présentées dans le tableau III.7. L'eau chaude subit une montée en température de 7,3°C au passage du condenseur, ce qui est une valeur un peu élevée mais acceptable pour les objectifs de l'étude. Cependant, pour une optimisation de machine, il faudrait augmenter le débit d'eau chaude afin de réduire cette augmentation de température à une valeur d'environ 5°C. Ceci engendrerait une diminution de la haute pression accompagnée d'une légère augmentation de performance.

L'échangeur de sous-refroidissement assure une remontée en température de la boucle d'eau froide. Les températures d'eau froide et de réfrigérant en entrée et en sortie d'échangeur sont présentées dans le tableau III.8. L'eau froide passant dans Esr subit une montée en température de 5,4°C par

récupération de chaleur au sous-refroidissement. Le fluide frigorigène subit quant à lui un sous-refroidissement accentué de plus de 10°C.

BP (bar)	4,34	TeCp (°C)	3,6
HP (bar)	16,55	TsCp (°C)	70,2
Tableau III.5 : Températures et pressions à l'aspiration et au refoulement du compresseur pour un point de fonctionnement en mode chauffage			
Tea (°C)	8,7	TeEeaBP1 (°C)	-3,4
		TeEeaBP2 (°C)	-3,5
Tsa (°C)	2,4	TsEeaBP (°C)	2,2
Tableau III.6 : Températures en entrée et en sortie d'évaporateur Eea2 pour un point de fonctionnement en mode chauffage			
Teec (°C)	30,4	TeCd (°C)	60
Tsec (°C)	37,7	TsCd (°C)	31,1
Tableau III.7 : Températures en entrée et en sortie de condenseur Cde pour un point de fonctionnement en mode chauffage			
TeefSr (°C)	14,7	TeSr (°C)	30,9
TsefSr (°C)	20,1	TsSr (°C)	19
Tableau III.8 : Températures en entrée et en sortie de l'échangeur de sous-refroidissement Esr pour un point de fonctionnement en mode chauffage			

Le cycle thermodynamique du R407C pour ce point de fonctionnement en mode chauffage est présenté sur la figure III.12. Ce cycle confirme le bon fonctionnement de la TFP en mode chauffage. A partir d'une évaporation sur air, il se produit une condensation utile avec production d'eau chaude ainsi qu'un sous-refroidissement accentué, utilisé pour une montée en température de la boucle d'eau froide.

Les puissances mesurées sur les circuits d'eau aux échangeurs utiles Cde, Eve et Esr, la puissance électrique absorbée au compresseur ainsi que les coefficients de performance⁸ instantanée en chaud, en froid et en production simultanée de chaud et de froid sont présentées dans le tableau III.9.

P élec (W)	3535
Pc (W)	14891
Psr (W)	1358
Pf (W)	0
COP chaud	4,21
COP froid	0,00
COP chaud + froid	4,21
Tableau III.9 : Puissances mesurées et coefficients de performance pour un point de fonctionnement en mode chauffage	

⁸ La puissance électrique utilisée dans le calcul des coefficients de performance correspond uniquement à la puissance électrique absorbée au compresseur.

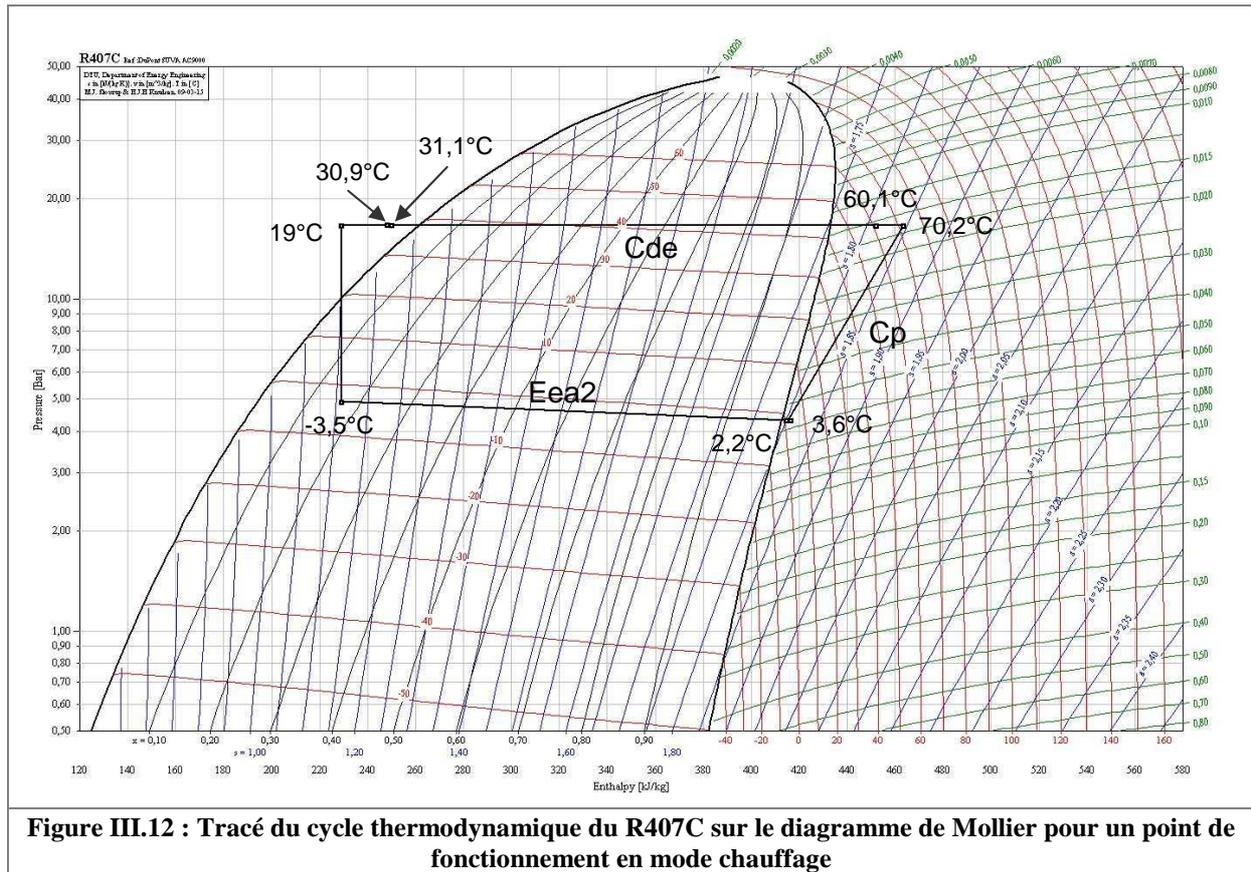


Figure III.12 : Tracé du cycle thermodynamique du R407C sur le diagramme de Mollier pour un point de fonctionnement en mode chauffage

III.3.1.2. Fonctionnement en mode rafraîchissement

Lors du fonctionnement en mode rafraîchissement, la production utile est une production de froid à l'évaporateur à eau Eve. La condensation se produit au condenseur Eea1 de l'échangeur d'équilibrage sur air. Pour un point de fonctionnement classique dans ce mode, les températures et les pressions relevées à l'aspiration et au refoulement du compresseur sont présentées dans le tableau III.10.

L'évaporation se produit à l'évaporateur Eve. Les températures d'eau froide et de fluide frigorigène en entrée et en sortie de l'échangeur sont présentées sur le tableau III.11. L'eau froide subit une baisse de température de 4,6°C au passage de l'échangeur. Cette baisse de température est un peu trop forte pour une version optimisée. Une pompe plus puissante permettrait d'assurer un débit plus élevé et de réduire cet écart de température au passage de l'évaporateur à eau. La basse pression est de 5,11 bar. La température de rosée correspondant à cette pression est de 3,4°C. La surchauffe des vapeurs en sortie d'évaporateur a donc une valeur acceptable de 3,9°C.

La condensation se produit dans le condenseur Eea1 de l'échangeur à air. Les températures d'air et de réfrigérant en entrée et en sortie d'échangeur sont présentées dans le tableau III.12. L'air subit une montée en température de 5,4°C au passage du condenseur. La haute pression de 21,71 bar correspond à une température de rosée de 54,0°C. Cette valeur est assez élevée par rapport aux températures d'entrée et de sortie d'air. En réalité, la température de sortie d'air est fortement réduite par le facteur de bypass de la batterie. La température de sortie correspond à un mélange d'air fortement réchauffé au contact des tubes utilisés pour la condensation et d'air traversant la batterie sans subir de réchauffement au niveau des sections ayant la fonction évaporateur dans le mode chauffage mais inactif dans ce mode.

BP (bar)	5,11	TeCp (°C)	14,8
HP (bar)	21,71	TsCp (°C)	85,5

Tableau III.10 : Températures et pressions à l'aspiration et au refoulement du compresseur pour un point de fonctionnement en mode rafraîchissement

TeefEve (°C)	16,2	TeEve (°C)	0,5
TsefEve (°C)	11,6	TsEve (°C)	7,3

Tableau III.11 : Températures en entrée et en sortie d'évaporateur Eve pour un point de fonctionnement en mode rafraîchissement

Tea (°C)	31,4	TeEeaHP (°C)	78,5
Tsa (°C)	36,8	TsEeaHP (°C)	39,8

Tableau III.12 : Températures en entrée et en sortie de condenseur Eea1 pour un point de fonctionnement en mode rafraîchissement

Le cycle thermodynamique du R407C pour ce point de fonctionnement en mode rafraîchissement est présenté sur la figure III.13. Ce cycle confirme le bon fonctionnement de la TFP en mode rafraîchissement. Il se produit une évaporation sur eau avec production utile d'eau froide et un rejet de chaleur sur la source d'air gratuite par l'échangeur d'équilibrage.

Les puissances mesurées sur les circuits d'eau aux échangeurs utiles Cde, Eve et Esr, la puissance électrique absorbée au compresseur ainsi que les coefficients de performance instantanée en chaud, en froid et en production simultanée de chaud et de froid sont présentées dans le tableau III.13.

P élec (W)	4380
Pc (W)	0
Psr (W)	0
Pf (W)	11348
COP chaud	0,00
COP froid	2,59
COP chaud + froid	2,59

Tableau III.13 : Puissances mesurées et coefficients de performance pour un point de fonctionnement en mode rafraîchissement

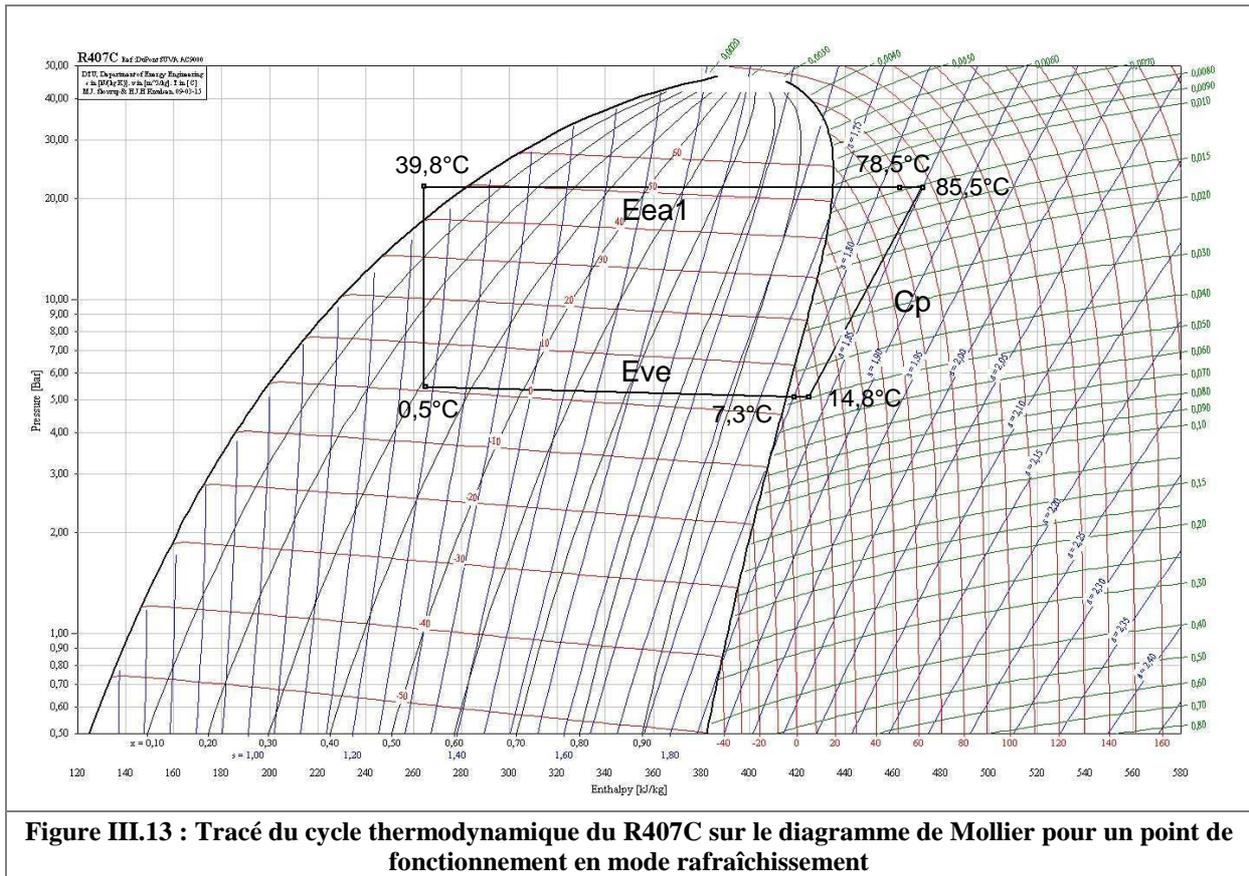


Figure III.13 : Tracé du cycle thermodynamique du R407C sur le diagramme de Mollier pour un point de fonctionnement en mode rafraîchissement

III.3.1.3. Fonctionnement en mode équilibré

Lors du fonctionnement en mode équilibré, la production utile est une production simultanée de chaud au condenseur Cde et de froid à l'évaporateur Eve. Une quantité d'énergie est récupérée par sous-refroidissement du fluide frigorigène par l'échangeur Esr. Pour un point de fonctionnement classique dans ce mode, les températures et les pressions relevées à l'aspiration et au refoulement du compresseur sont présentées dans le tableau III.14.

L'évaporation se produit à l'évaporateur à eau Eve. Les températures d'eau froide et de fluide frigorigène en entrée et en sortie de l'échangeur sont présentées sur le tableau III.15. L'eau froide subit une baisse de température légèrement élevée de 5,4°C au passage de l'évaporateur. La basse pression est de 5,05 bar. La température de rosée correspondant à cette pression est de 3,1°C. La surchauffe des vapeurs en sortie d'évaporateur a donc une valeur acceptable de 3,9°C.

La condensation se produit dans le condenseur Cde. Les températures d'eau chaude et de réfrigérant en entrée et en sortie d'échangeur sont présentées dans le tableau III.16. L'eau chaude subit la même montée en température de 7,3°C au passage du condenseur qu'en mode chauffage.

BP (bar)	5,05	TeCp (°C)	10,3
HP (bar)	16,85	TsCp (°C)	67,1

Tableau III.14 : Températures et pressions à l'aspiration et au refoulement du compresseur pour un point de fonctionnement en mode équilibré

TeefEve (°C)	15,4	TeEve (°C)	-0,8
TsefEve (°C)	10	TsEve (°C)	7

Tableau III.15 : Températures en entrée et en sortie d'évaporateur Eve pour un point de fonctionnement en mode équilibré

Teec (°C)	30,4	TeCd (°C)	60
Tsec (°C)	37,7	TsCd (°C)	31,1

Tableau III.16 : Températures en entrée et en sortie de condenseur Cde pour un point de fonctionnement en mode équilibré

Le cycle thermodynamique du R407C pour ce point de fonctionnement en mode équilibré est présenté sur la figure III.14. Ce cycle confirme le bon fonctionnement de la TFP en mode équilibré. Il se produit une condensation utile avec production d'eau chaude et une évaporation utile avec production d'eau froide. Les puissances mesurées sur les circuits d'eau aux échangeurs utiles Cde, Eve et Esr, la puissance électrique absorbée au compresseur ainsi que les coefficients de performance instantanée en chaud, en froid et en production simultanée de chaud et de froid sont présentées dans le tableau III.17.

P élec (W)	3500
Pc (W)	17142
Psr (W)	0
Pf (W)	13720
COP chaud	4,90
COP froid	3,92
COP chaud + froid	8,82

Tableau III.17 : Puissances mesurées et coefficients de performance pour un point de fonctionnement en mode équilibré

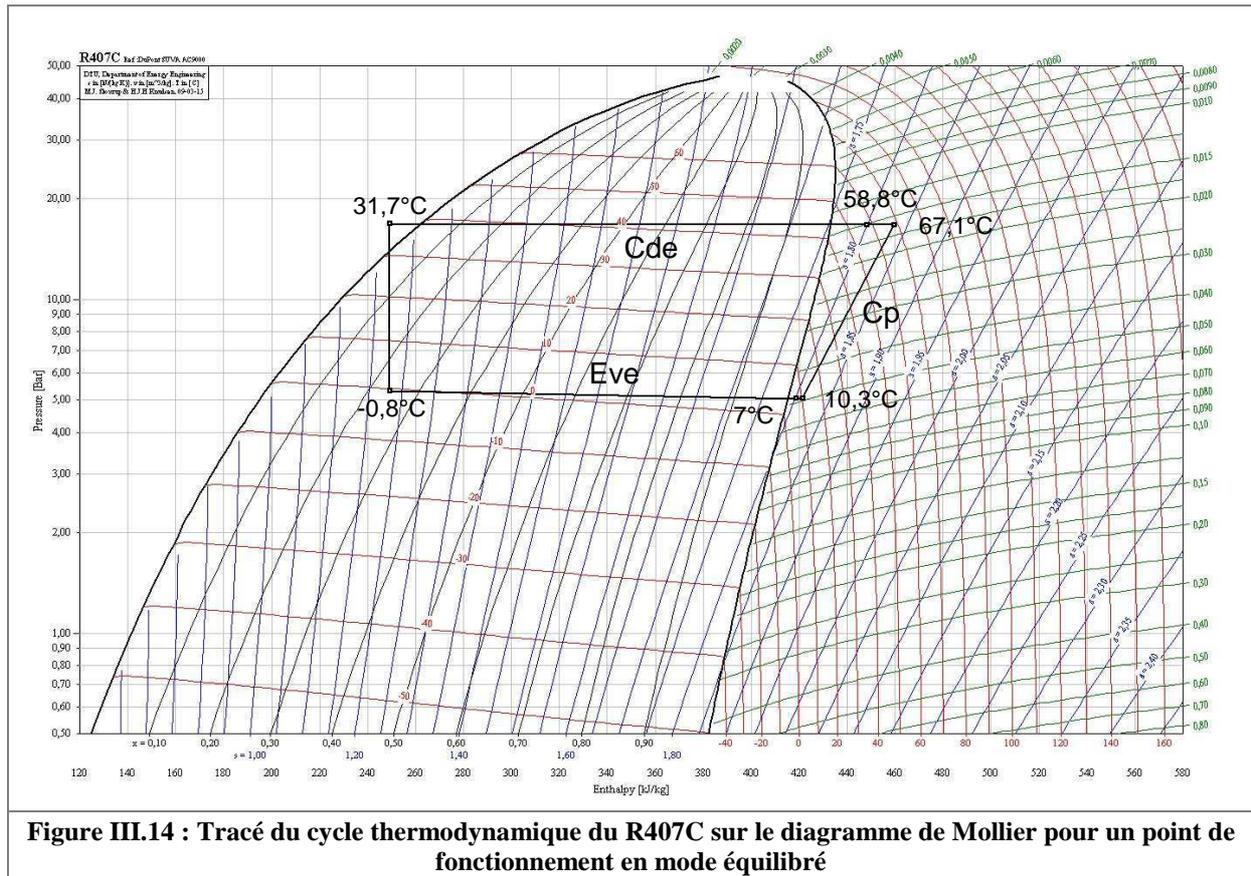


Figure III.14 : Tracé du cycle thermodynamique du R407C sur le diagramme de Mollier pour un point de fonctionnement en mode équilibré

III.3.2. Remarques sur les échangeurs

Le fonctionnement des différents échangeurs est validé car leur fonction de transfert de chaleur avec les sources est assurée. Cependant, on observe d'une part un écart de température sur l'air assez faible au passage des batteries (entre 3 et 6°C) autant en mode condenseur qu'en mode évaporateur et d'autre part un écart de température sur l'eau légèrement élevé à l'évaporateur (entre 4,5 et 6,5°C) et au condenseur (entre 5,5 et 7,5°C). En ce qui concerne les batteries condenseur et évaporateur, l'écart de température faible (de l'ordre de 6°C) vient du débit d'air élevé associé au facteur de bypass élevé. Ce faible écart de température fausse la valeur de la basse pression en comparaison avec une pompe à chaleur dimensionnée correctement. Au fur et à mesure de la mise au point, les écarts de température sur l'eau aux échangeurs à eau ont été diminués. En remplaçant les pompes et en diminuant les pertes de charge, les débits ont été augmentés. Malgré le remplacement de la pompe par un modèle plus puissant et l'augmentation du débit mesuré à l'eau froide, la température d'évaporation demeure assez faible par rapport à la température d'entrée d'eau froide. Ce phénomène s'explique par le surdimensionnement d'environ 20% du compresseur frigorifique par rapport à l'évaporateur à eau.

III.3.3. Remarques sur les débits des sources

Suite aux premiers essais, les écarts de température sur l'eau dans les échangeurs étaient trop importants et les débits d'eau étaient trop faibles tant sur l'eau chaude que sur l'eau froide. Durant la phase de mise au point de la TFP, plusieurs modifications ont été réalisées. Les pompes étaient sous-dimensionnées par rapport aux pertes de charge dans les échangeurs. Elles ont donc été remplacées par des pompes plus puissantes. Les pertes de charge ont été diminuées au maximum. Un petit compteur volumétrique qui était en place pour la mesure du débit d'eau froide a été supprimé. Il a été placé sur la conduite qui alimente le sous-refroidisseur. Sur les circuits d'eau chaude et d'eau froide, des coudes de petite section ont été supprimés.

Les débits enregistrés dans la dernière configuration permettent d'assurer des écarts de température légèrement élevés entre l'entrée et la sortie du condenseur, de l'évaporateur à eau et du sous-refroidisseur. Ces écarts de température sont cependant acceptables pour conduire l'étude de validation du fonctionnement. Pour ne pas défavoriser la TFP, les performances seront évaluées par rapport aux températures d'évaporation et de condensation et non par rapport aux températures des sources. Sur l'eau chaude, le débit mesuré à partir des relevés du compteur volumétrique est de 1760 l/h. Sur la conduite eau froide passant dans l'évaporateur, le débit calculé à partir du bilan de puissance à l'évaporateur donne un résultat entre 2100 et 2200 l/h. Le débit mesuré dans la dérivation vers le sous-refroidisseur à l'aide des relevés du compteur volumétrique est de 200 l/h. Ce faible débit engendre une augmentation de température d'eau froide proche de 10°C au passage de cet échangeur.

Le débit d'air semble élevé par rapport à la puissance des batteries car l'écart de température entre l'entrée et la sortie est faible (entre 3 et 6°C). Cependant, un débit élevé est nécessaire à cause du facteur de bipasse élevé. Il y aura donc une surconsommation d'électricité par rapport à une machine optimisée et un dépôt moins rapide de condensats ou de givre sur les ailettes des batteries.

III.3.4. Remarques sur le compresseur

Le compresseur est de type scroll, commandé en tout ou rien. La gamme ZB de compresseurs Copeland est compatible avec les températures de fonctionnement en production de chaud mais elle correspond d'avantage à un fonctionnement en conditionnement d'air ou en réfrigération. Cette gamme de compresseurs a été développée pour ce type d'application (figure III.15). Il est donc possible qu'en production de chaud, les conditions de fonctionnement s'écartent des valeurs nominales.

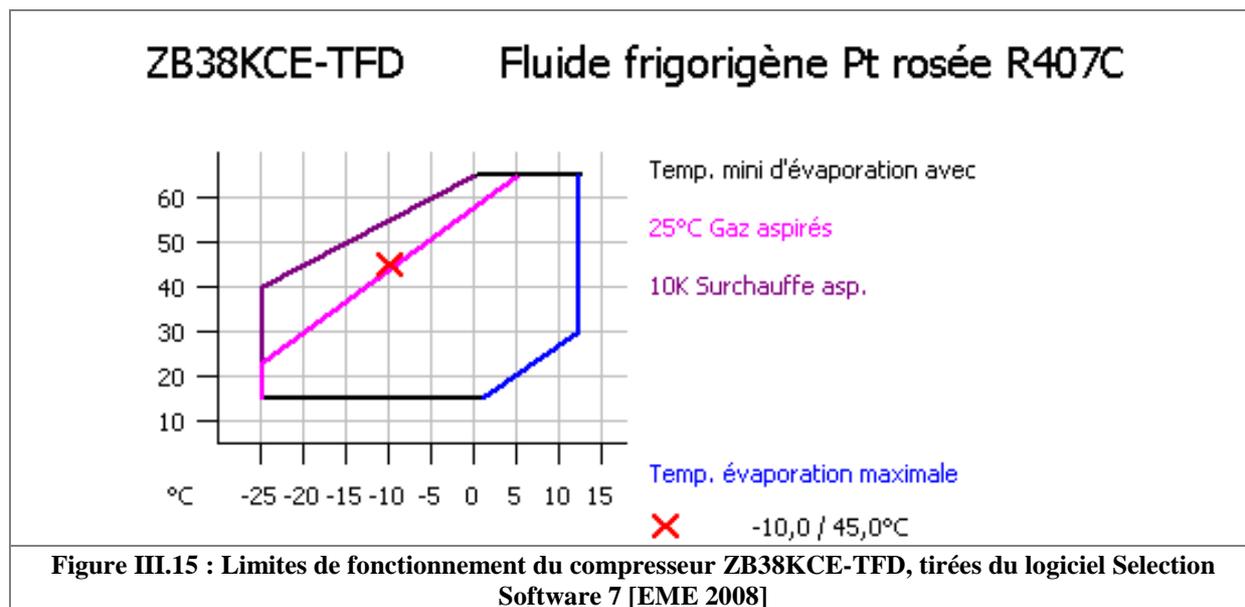


Figure III.15 : Limites de fonctionnement du compresseur ZB38KCE-TFD, tirées du logiciel Selection Software 7 [EME 2008]

Par ailleurs, dans certaines conditions de fonctionnement, ce compresseur se trouve surdimensionné par rapport aux échangeurs de chaleur. D'après le logiciel Selection Software 7 [EME 2008], le compresseur peut délivrer des puissances calorifique et frigorifique assez nettement supérieures aux puissances nominales des échangeurs. Les tableaux III.18 et III.19 présentent les performances du compresseur en fonction des températures d'évaporation et de condensation. Les valeurs en rouge et en italique sont celles supérieures aux puissances nominales des condenseurs (tableau III.18) et des évaporateurs (tableau III.19). Dans la gamme de températures d'évaporation mises en jeu par la TFP, entre -20 et 5°C, le compresseur se trouve surdimensionné pour les plus hautes températures d'évaporation.

Tev (°C) \ Tcd (°C)	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12,5
15	6	7,3	8,9	10,9	13,3	16				
20	6	7,3	9	10,9	13,2	15,9				
25		7,3	8,9	10,9	13,1	15,7	18,6	19,9		
30		7,3	8,9	10,7	12,9	15,4	18,3	19,5	21,5	23,3
35			8,8	10,6	12,7	15,1	17,8	19	20,9	22,6
40				10,4	12,4	14,7	17,3	18,5	20,3	22
45					12,2	14,3	16,9	18	19,7	21,3
50					11,9	14	16,4	17,4	19,1	20,5
55						13,7	15,9	16,9	18,4	19,8
60							15,4	16,4	17,8	19,1
65							15,1	15,9	17,2	18,5

Tableau III.18 : Puissances calorifiques (kW) calculées par le logiciel de sélection du compresseur

Tev (°C) \ Tcd (°C)	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12,5
15	4,7	6,1	7,8	9,9	12,3	15,1				
20	4,5	5,9	7,6	9,7	12,1	14,8				
25		5,7	7,4	9,4	11,8	14,5	17,6	18,9		
30		5,4	7	9	11,3	14	17	18,4	20,4	22,3
35			6,7	8,5	10,8	13,4	16,3	17,6	19,7	21,5
40				8,1	10,2	12,7	15,6	16,8	18,8	20,6
45					9,6	12	14,7	15,9	17,9	19,6
50					9	11,2	13,8	15	16,8	18,5
55						10,5	12,9	14	15,8	17,3
60							12	13	14,7	16,1
65							11,1	12,1	13,6	15

Tableau III.19 : Puissances frigorifiques (kW) calculées par le logiciel de sélection du compresseur

III.4. Validation du comportement dynamique

III.4.1. Etude de la régulation de la pression de condensation

Cette partie détaille la réalisation d'un programme de régulation de la haute pression permettant de s'assurer d'une condensation complète dans le condenseur. Une première étude est menée pour analyser le fonctionnement de l'installation pour différents niveaux contrôlés de la pression de condensation. Une stratégie de régulation est ensuite proposée puis testée expérimentalement.

III.4.1.1. Mise en évidence de l'intérêt de la régulation de la haute pression

Ce premier essai permet de mettre en évidence l'intérêt de contrôler la haute pression et de valider le principe de contrôle de l'engorgement du condenseur.

Lors d'une montée en température du ballon d'eau chaude en mode chauffage (évaporation sur air, condensation sur eau et récupération du sous-refroidissement), une variation de la haute pression est pilotée par l'opérateur à l'aide de l'interface du PC contrôlant l'automate. Des mesures ont été effectuées pour trois points de fonctionnement :

- un point de fonctionnement à haute pression trop faible avec condensation incomplète dans le condenseur utile,
- un point de fonctionnement à haute pression proche de la pression de condensation calculée pour une température d'entrée d'eau chaude donnée,
- un point de fonctionnement à haute pression trop élevée par rapport à la pression de condensation classique.

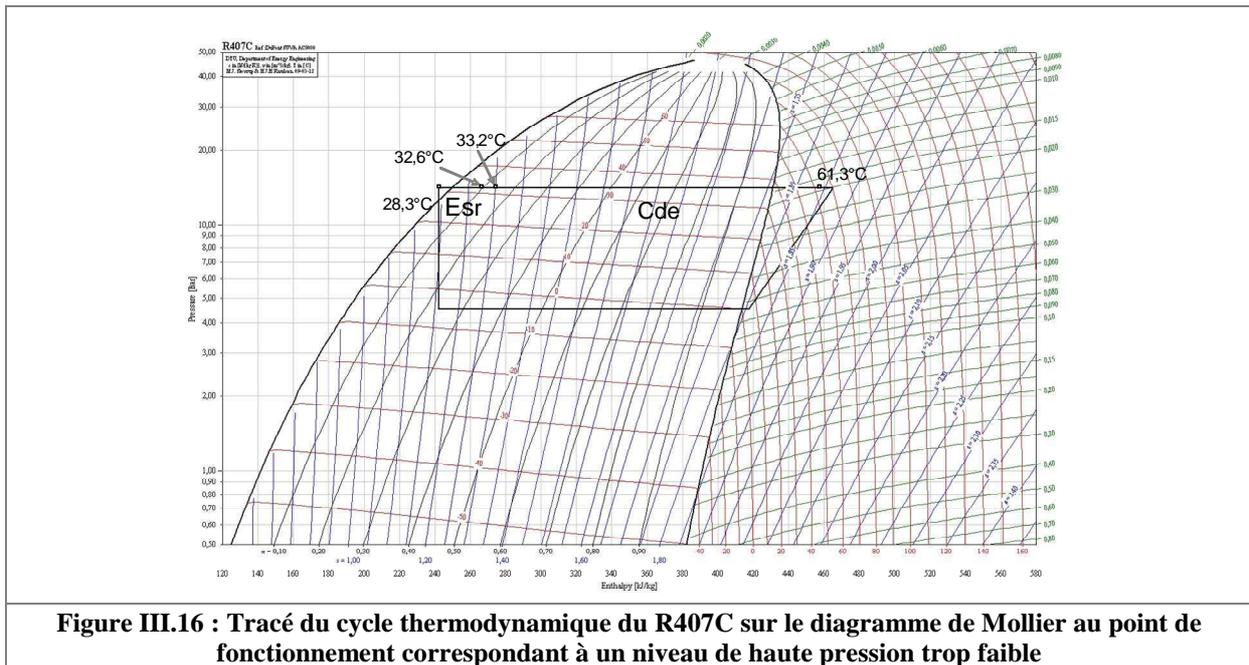
III.4.1.1.1. Point de fonctionnement à pression trop faible

La figure III.16⁹ présente le schéma du cycle thermodynamique du R407C pour ce point de fonctionnement. Dans un premier temps, la haute pression a été fixée à un niveau correct de

⁹ Sur les figures III.16, III.17 et III.18, la basse pression est placée forfaitairement à 4,5 bar ($T_{ev} = 0^\circ\text{C}$ sur la courbe de rosée). L'étude ne portant que sur le comportement du condenseur et de l'échangeur de sous-refroidissement, les hypothèses prises pour le dessin du cycle thermodynamique n'ont aucune influence sur les résultats de cette première étude.

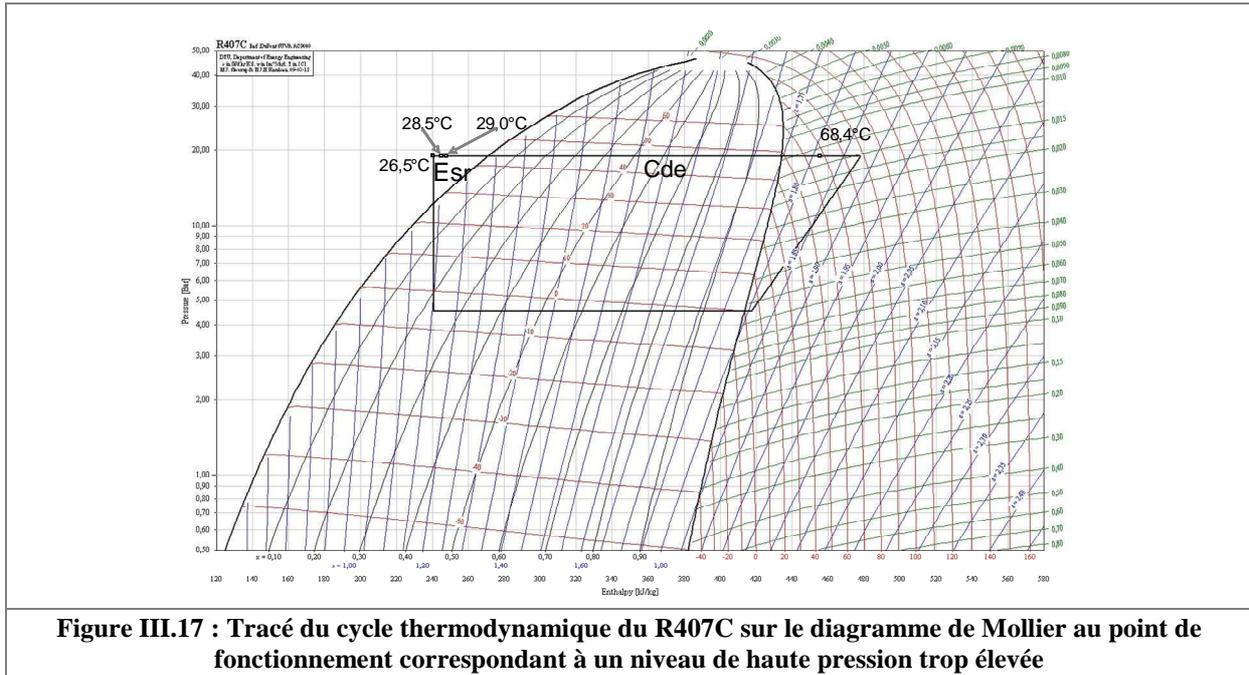
fonctionnement. Au fur et à mesure, la température du ballon d'eau chaude a augmenté en mode chauffage. Le niveau de pression s'est retrouvé être faible relativement au niveau exigé pour un fonctionnement correct de la machine. Les températures d'entrée et de sortie d'eau chaude sont respectivement de 26,5°C et 37,2°C. La pression mesurée au refoulement du compresseur est de 14,1 bar (absolu), ce qui correspond à une température de bulle (fin de condensation) de 31,6°C. Or, la température mesurée en sortie de condenseur est de 33,2°C. La haute pression n'est donc pas à un niveau assez élevé pour les conditions de température d'entrée et de débit d'eau chaude.

La fin de la condensation s'effectue dans le sous-refroidisseur. Pour un bas niveau de pression de condensation, la pression en bouteille est basse et le niveau de liquide est élevé. Esr n'est pas complètement engorgé et la fin de la condensation se produit dans cet échangeur. Une puissance calorifique trop importante est alors récupérée par sous-refroidissement. Ceci constitue une perte pour la puissance calorifique utile récupérable au condenseur Cde.



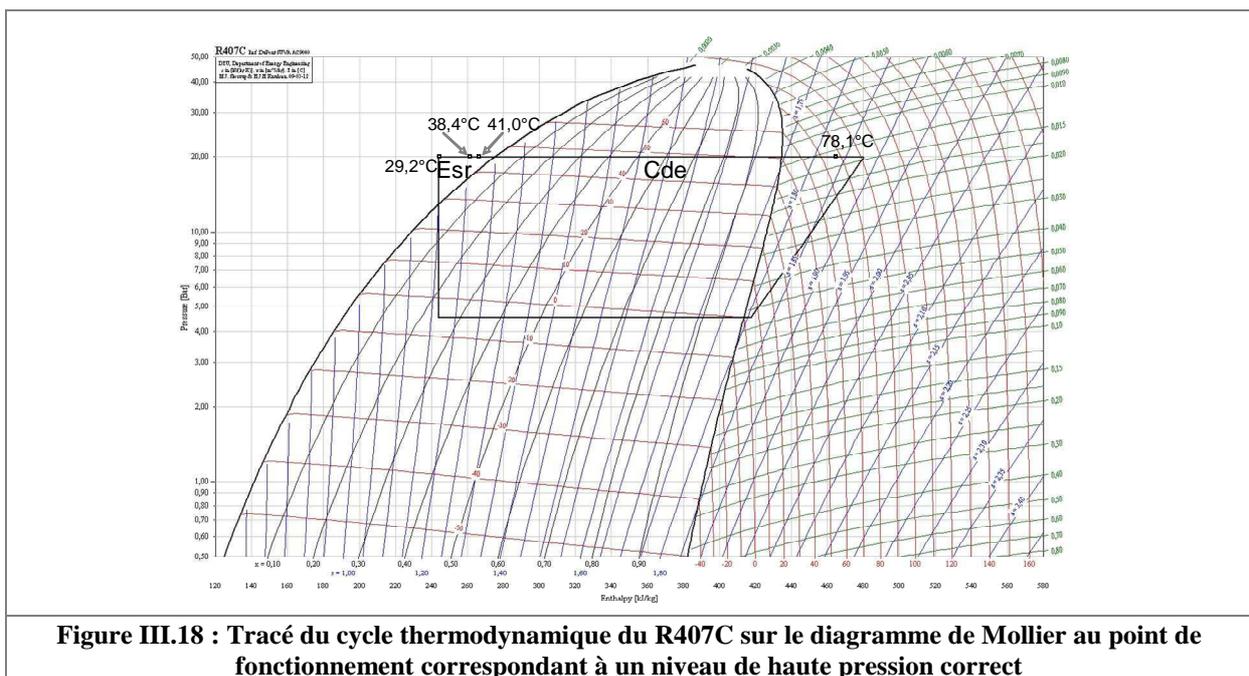
III.4.1.1.2. Point de fonctionnement à pression trop élevée

La figure III.17 présente le schéma du cycle thermodynamique du R407C pour un point de fonctionnement à haute pression trop élevée. La haute pression a été augmentée par l'ouverture de l'électrovanne d'injection de gaz chauds EvrH pendant un temps délibérément long. Les températures d'entrée et de sortie d'eau chaude sont respectivement de 27,2°C et 39,3°C. La pression mesurée au refoulement du compresseur est de 19,0 bar (absolu), ce qui correspond à une température de bulle (fin de condensation) de 43,9°C. Dans ce cas, la température mesurée en sortie de condenseur de 29,0°C est bien inférieure à la température de bulle. Mais la haute pression est à un niveau trop élevé pour les conditions de température d'entrée et de débit d'eau chaude. Le sous-refroidissement dans le condenseur est de 14,9°C. Cette valeur est beaucoup trop élevée pour un fonctionnement optimisé de la machine.



III.4.1.1.3. Point de fonctionnement à pression correcte

La figure III.18 présente le schéma du cycle thermodynamique du R407C pour un point de fonctionnement acceptable. La haute pression a été ajustée par la gestion de l'ouverture des électrovannes d'injection et de chasse EvrH et EvrB. Les températures d'entrée et de sortie d'eau chaude sont respectivement de 36,2°C et 48,2°C. La pression mesurée au refoulement du compresseur est de 20,0 bar (absolu), ce qui correspond à une température de bulle (fin de condensation) de 46,1°C. Dans ce cas, la température mesurée en sortie de condenseur de 41,0°C est bien inférieure à la température de bulle. La haute pression est à un niveau correct pour les conditions de température d'entrée et de débit d'eau chaude. Le sous-refroidissement dans le condenseur est de 5,1°C. Cette valeur est légèrement trop élevée pour un fonctionnement optimisé de la machine. En régulation automatique, l'objectif est d'atteindre le sous-refroidissement dans le condenseur utile le plus faible possible. L'échangeur de sous-refroidissement a ici la fonction souhaitée de sous-refroidisseur.



III.4.1.1.4. Validation du principe de régulation de pression de condensation

La conclusion majeure de cette étude est que le système de contrôle de la haute pression par la gestion de la pression dans une bouteille placée sur la conduite liquide fonctionne. La stratification de température dans la partie liquide de la bouteille assure un sous-refroidissement accentué du fluide frigorigène. La variation de l'équilibre thermique et massique en bouteille par injection ou chasse de gaz en partie haute engendre une variation de pression, de niveau d'engorgement dans les échangeurs en partie haute pression du circuit et ainsi un sous-refroidissement minimal dans le condenseur peut être assuré. La répartition de la puissance calorifique pour différents postes de consommation à des niveaux de température différents (dans cet essai, le chauffage de l'eau chaude et de l'eau froide) est également réalisée grâce à ce système. Il reste à présent à déterminer une méthode de régulation assurant une optimisation des performances par minimisation du sous-refroidissement dans le condenseur utile. Deux systèmes de régulation ont été testés.

Le premier était basé sur une gestion du sous-refroidissement en sortie de condenseur, calculé à partir de la mesure de la haute pression convertie en température de bulle et de la température du fluide frigorigène en sortie de condenseur. La commande de l'augmentation ou de la diminution de pression était pilotée par une valeur du sous-refroidissement respectivement trop faible et trop élevé. Cependant, l'inertie de la variation du niveau d'engorgement du condenseur en réaction à une modification de pression était trop élevée pour assurer une modification rapide de la température du réfrigérant en sortie. Cette méthode manquant de réactivité, une régulation de la pression de condensation basée sur la température d'entrée d'eau chaude a été développée. Une modification de pression étant instantanée dans l'ensemble du circuit, le temps de réponse de ce système de régulation est suffisamment rapide.

Le principe de régulation adopté est basé sur le calcul de la pression de consigne à partir de la température d'entrée d'eau chaude et d'un écart de température déterminé expérimentalement. Cet écart de température correspondant à la somme de la différence entre les températures de sortie de fluide frigorigène au condenseur et d'entrée d'eau chaude et du sous-refroidissement minimal assurant une condensation complète dans le condenseur. Le paragraphe suivant détaille la définition de l'équation de la consigne de haute pression.

III.4.1.2. Equation de la consigne de haute pression

III.4.1.2.1. Equation générale

Le système de régulation choisi utilise l'équation de la pression de condensation en fonction de la température de bulle T_b du R407C (équation III.1). Cette équation est obtenue par interpolation polynomiale des valeurs des propriétés thermodynamiques du R407C issues de la base Refprop 7.0 [REF 2002].

$$P_{cd} = 0,000011 \cdot T_b^3 + 0,0023 \cdot T_b^2 + 0,1833 \cdot T_b + 5,6738 \quad (\text{Equation III.1})$$

La pression de consigne est calculée à partir de la température d'entrée de la source chaude T_{sc} (T_{eec} pour l'eau chaude et T_{ea} pour l'air) et d'un écart de température ΔT (équation III.2). En théorie, cet écart de température correspond à la différence entre la température d'entrée de la source chaude et la température de bulle du réfrigérant, mais aussi à la somme du sous-refroidissement et du pincement de température dans le condenseur. Le pincement d'un échangeur est la plus faible différence de température entre les fluides primaire et secondaire. Dans un condenseur, le pincement se situe généralement en sortie de condenseur et correspond donc à la différence entre la température de réfrigérant en sortie de condenseur et la température d'entrée de la source chaude.

$$\Delta T = T_b - T_{sc} \quad (\text{Equation III.2})$$

En remplaçant la température de bulle par l'expression de l'équation III.2, on obtient l'équation de régulation suivante.

$$P_{consigne} = 0,000011 \cdot (T_{sc} + \Delta T)^3 + 0,0023 \cdot (T_{sc} + \Delta T)^2 + 0,1833 \cdot (T_{sc} + \Delta T) + 5,6738$$

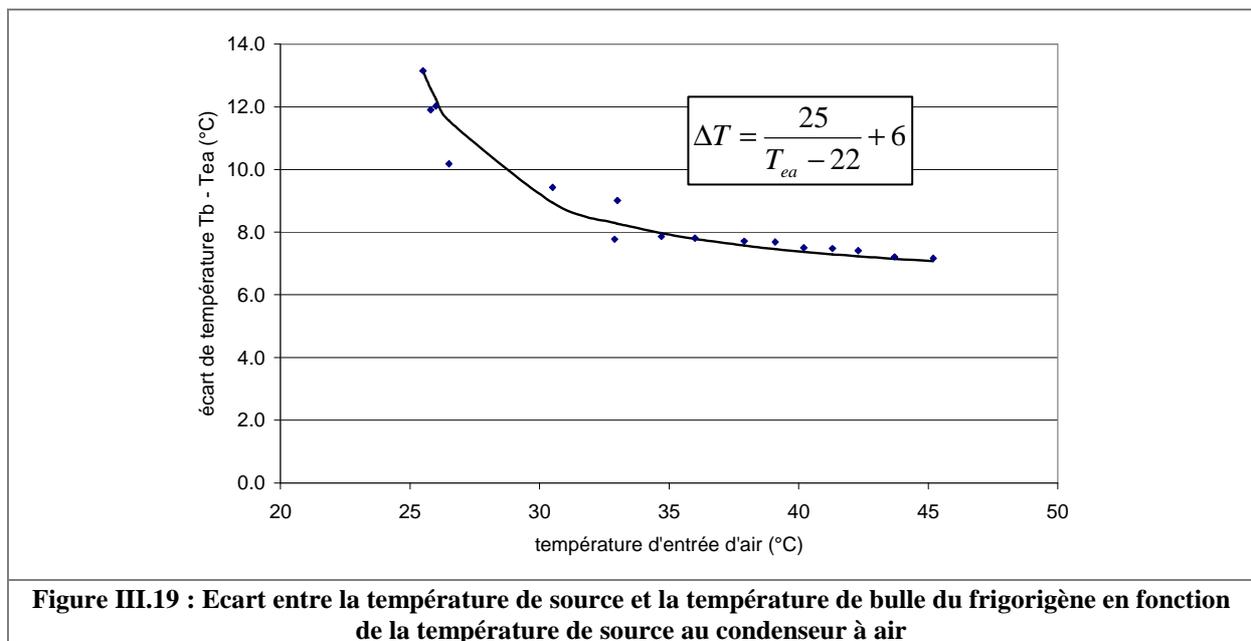
(Equation III.3)

En réalité, l'écart ΔT doit être majoré de quelques degrés. Il doit assurer un léger sous-refroidissement en sécurité vis-à-vis du différentiel de régulation et de l'hétérogénéité de température du fluide en sortie de condenseur. En effet, le fluide frigorigène au centre de la section de passage de l'échangeur est légèrement plus chaud que le fluide proche de la paroi interne de l'échangeur et peut comporter une fraction de vapeur non condensée.

Les écarts de température ΔT minimaux pour les condenseurs à eau et à air ont été déterminés par des essais expérimentaux. La valeur minimale de ces écarts est repérée par la pression limite d'apparition des bulles au voyant pour une certaine valeur de température d'entrée d'eau chaude ou d'air. Dès que les bulles apparaissent, on se trouve dans une situation où la condensation est considérée comme incomplète. Des mesures ont été effectuées en mode rafraîchissement, pour plusieurs températures d'entrée d'air et en mode chauffage sans sous-refroidissement, pour plusieurs températures d'entrée d'eau chaude. Les résultats sont respectivement présentés dans les figures III.19 et III.20.

III.4.1.2.2. Ecart de température pour l'air

L'écart entre la température de bulle et la température d'entrée d'air diminue au fur et à mesure que la température d'air augmente. Sur le circuit d'air, la loi représentée sur la figure III.19 n'est qu'indicative à cause de la géométrie très particulière du circuit d'air (recirculation par le haut) et de la non représentativité de la température moyenne d'entrée d'air mesurée. Celle-ci monte moins vite que la température moyenne d'entrée de l'air entrant réellement dans la batterie. La validation de la loi en fonction de la température d'entrée d'air n'est pas fondamentale pour notre étude car si le principe de régulation de pression de condensation fonctionne avec le condenseur à eau il fonctionnera avec le condenseur à air. Ce point est à valider avec un prototype disposant d'un circuit d'air conventionnel où la température d'entrée d'air est la température d'air extérieur.

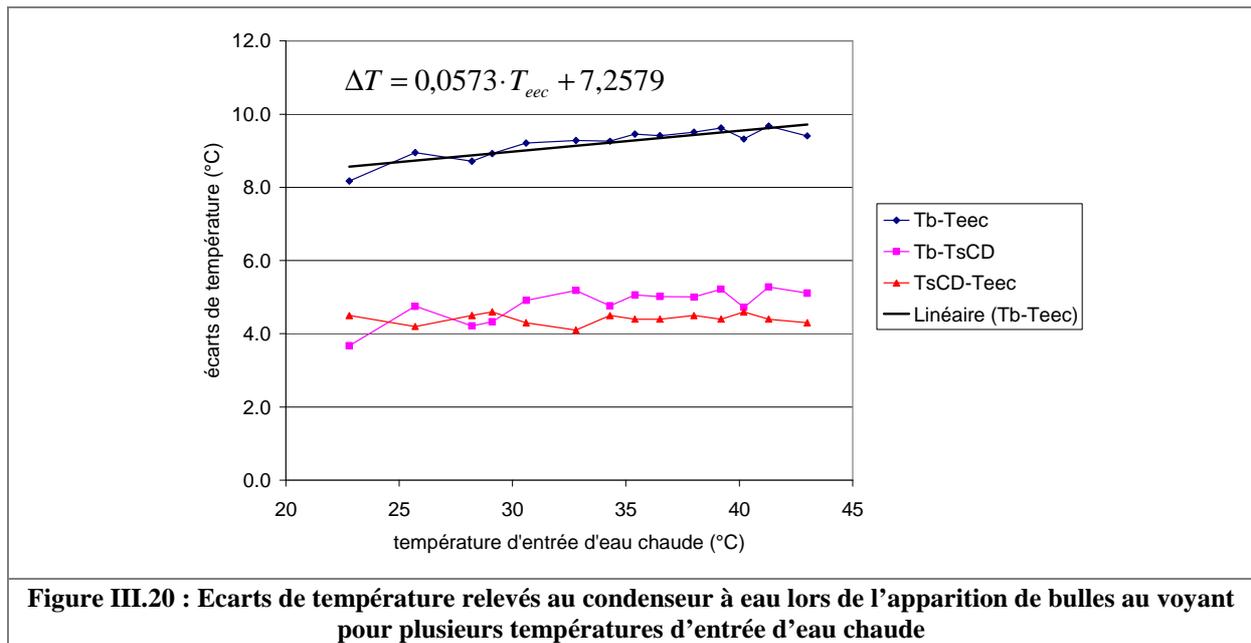


Pour notre prototype, l'équation III.4 de l'écart de température ΔT utilisé dans le système de régulation de la haute pression correspond à la courbe d'interpolation des points expérimentaux de la figure III.19 à laquelle est ajoutée une valeur forfaitaire de 1°C pour tenir compte du différentiel de régulation.

$$\Delta T_{air} = \frac{25}{T_{ea} - 22} + 7 \quad (\text{Equation III.4})$$

III.4.1.2.3. Ecart de température pour l'eau

La courbe des relevés expérimentaux en condensation sur l'eau présente une pente ascendante (figure III.20).



Dans le cas du R407C, l'écart entre la température de bulle T_b et la température de rosée T_r varie assez fortement en fonction de la pression :

- pour HP = 10 bar ($T_b = 25^\circ\text{C}$), $T_r - T_b = 6^\circ\text{C}$,
- pour HP = 25 bar ($T_b = 60^\circ\text{C}$), $T_r - T_b = 4,3^\circ\text{C}$.

En négligeant les pertes de charge dans le condenseur, le début de la condensation se produit quand la température de surface côté fluide frigorigène du condenseur T_{surf} passe au-dessous de la température de rosée T_r et la condensation finissante est obtenue quand la température du frigorigène passe au-dessous de T_b .

Quand la haute pression augmente de HP_1 à HP_2 , l'écart moyen de température entre le fluide frigorigène et l'eau chaude diminue pour un même écart $T_b - T_{ecc}$. Le transfert thermique diminue alors et le fluide, s'il était juste entièrement condensé pour HP_1 ne le sera plus pour HP_2 . Pour réaliser la condensation totale dans le condenseur à eau, il faut alors augmenter l'écart $T_b - T_{ecc}$. Il s'en suit donc que quand T_{ecc} augmente, l'écart $T_b - T_{ecc}$ augmente dans les mêmes proportions que l'écart $T_r - T_b$ diminue.

Ce phénomène n'est pas présent pour un fluide pur ou du moins azéotrope (comme le R134a), mais existe pour un mélange zéotrope comme le R407C.

D'autre part, plus la pression de condensation est élevée, plus la composante sensible correspondant à la désurchauffe est importante. Or, les coefficients de transfert sensible sont très inférieurs à ce qu'ils sont en transfert de chaleur latente. Ainsi la proportion de la surface d'échange du condenseur

travaillant en conditions défavorables augmente quand T_{cd} augmente. Ceci peut également justifier une augmentation de T_b-T_{eec} . Cependant, un débit d'eau suffisant au condenseur à eau assure en général une température de surface inférieure à la température de rosée dès le point d'entrée du condenseur, ce qui n'entraîne que peu de baisse de performances.

L'écart entre la température de bulle et la température d'entrée d'eau chaude augmente donc légèrement avec la température d'entrée d'eau chaude. Cet écart est composé d'une part de l'écart entre la température du fluide frigorigène en sortie du condenseur et la température d'entrée d'eau chaude $T_{sCD}-T_{eec}$ et d'autre part du sous-refroidissement dans le condenseur T_b-T_{sCD} .

$T_{sCD}-T_{eec}$ reste quasiment constant autour d'une valeur d'environ 4,5°C. Cet écart est la valeur minimale permettant d'assurer le transfert tout au long de l'échangeur. Cette valeur est légèrement élevée à cause de l'insuffisance du débit d'eau chaude. Elle pourrait être réduite à environ 2°C si l'écart $T_{sec}-T_{eec}$ était diminué par une majoration des débits de circulation d'eau chaude.

A cause de l'augmentation de l'écart T_r-T_b en fonction de la haute pression et du fait que l'écart $T_{sCD}-T_{eec}$ est constant, l'augmentation de l'écart T_b-T_{eec} avec la température d'eau chaude est observée au sous-refroidissement T_b-T_{sCD} .

L'équation III.5 de l'écart de température ΔT utilisé dans le système de régulation de la haute pression en mode chauffage ou équilibré correspond à la courbe d'interpolation de la figure III.20 à laquelle est ajoutée une valeur forfaitaire d'environ 1°C pour tenir compte du différentiel de régulation.

$$\Delta T_{eau} = 0,0573 \cdot T_{eec} + 8 \quad (\text{Equation III.5})$$

III.4.1.2.4. Remarques sur les écarts de température

Ces écarts de température T_b-T_{sc} sont trop élevés pour une machine optimisée à cause d'une part du débit d'eau chaude trop faible qui engendre une variation de température trop élevée et d'autre part, du sous-dimensionnement du condenseur par rapport au compresseur. En effet, le sous-dimensionnement impose de condenser à une valeur de haute pression légèrement plus élevée pour augmenter l'écart de température moyen entre le réfrigérant et l'eau chaude et ainsi augmenter le transfert thermique.

Pour un prochain prototype, un dimensionnement correct du condenseur et du circuit d'eau chaude permettra d'obtenir une équation optimisée pour le système de régulation de la pression de condensation.

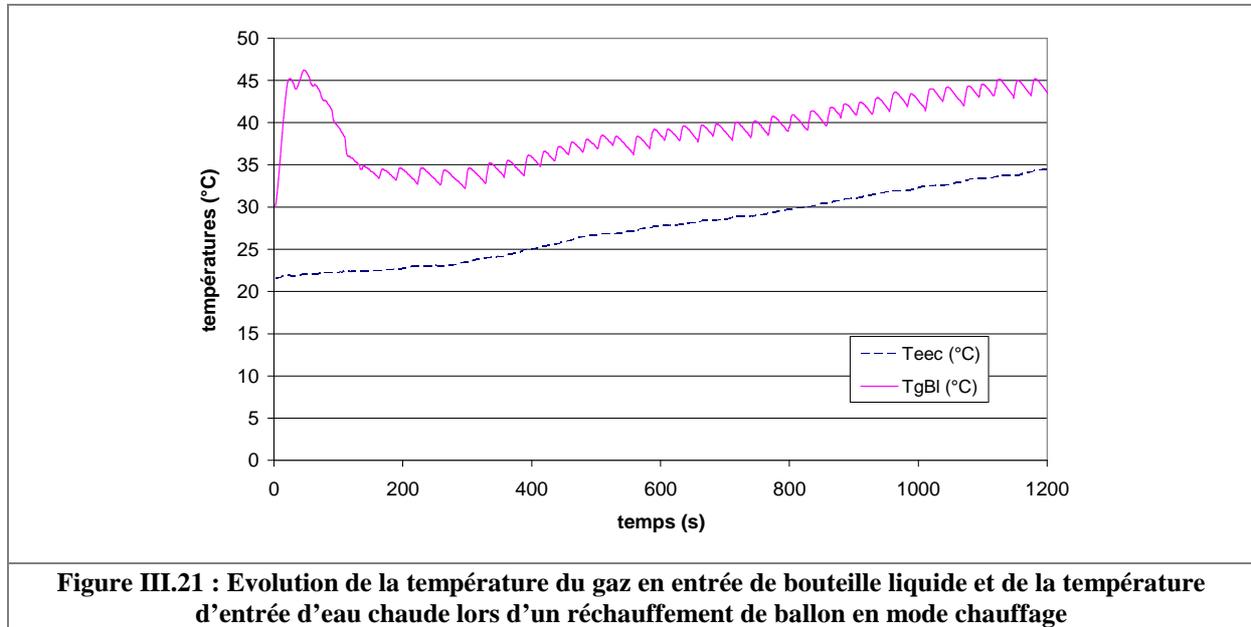
III.4.1.3. Régulation automatique de la haute pression

Les essais présentés ici visent à analyser le fonctionnement de la TFP en régime transitoire lors d'une séquence d'injections de gaz chauds venant du refoulement du compresseur pour élever la pression, ou d'une chasse de vapeurs vers l'entrée des batteries évaporateur pour diminuer la pression.

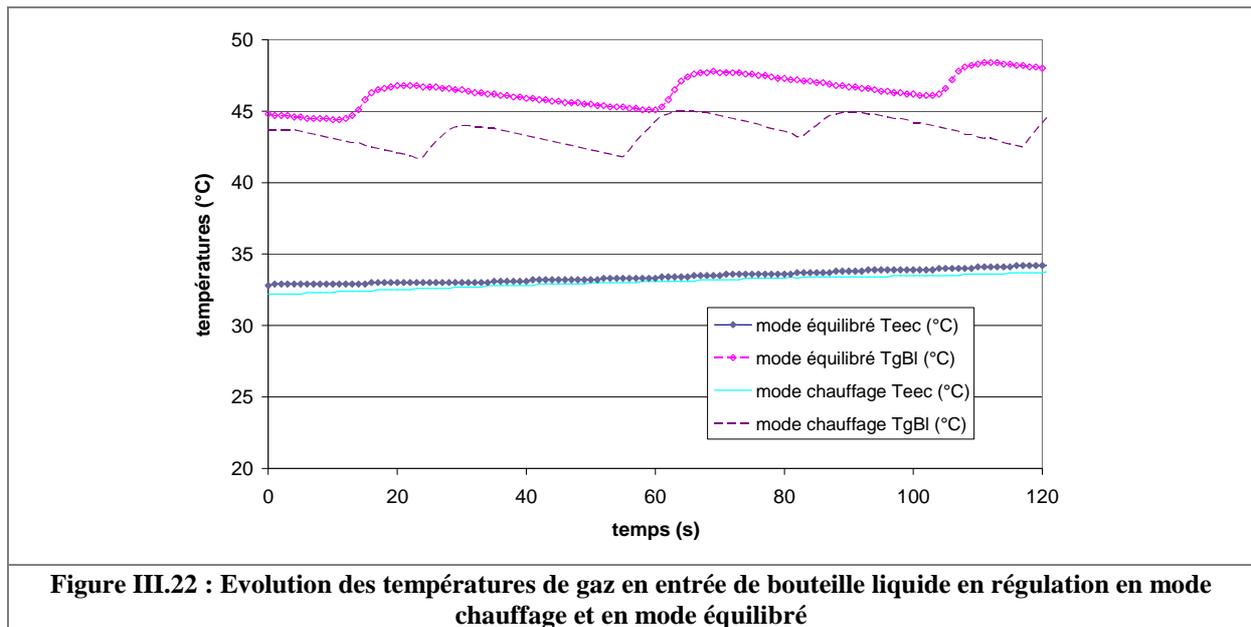
Le système de régulation est un comparateur de la pression mesurée avec la pression de consigne. Quand la valeur mesurée est inférieure à la consigne moins un demi-différentiel, l'automate ouvre l'électrovanne d'injection de gaz chauds EvrH jusqu'à ce que la consigne soit atteinte. Quand la valeur mesurée est supérieure à la consigne plus un demi-différentiel, l'automate ouvre l'électrovanne de chasse vers la basse pression EvrB jusqu'à ce que la consigne soit de nouveau atteinte. Le différentiel choisi est 0,6 bar.

La figure III.21 présente l'évolution de la température des vapeurs dans la conduite d'alimentation en partie haute de bouteille liquide lors d'un réchauffement de ballon en mode chauffage. Durant les premières minutes de l'essai, une première injection de gaz chauds permet d'atteindre une première fois la consigne de pression. Assez vite, la température diminue. La chaleur apportée par l'injection de

gaz chauds est transmise au mélange liquide / gaz dans la bouteille liquide BI et à la masse de la bouteille elle-même. Une partie de la chaleur est également perdue vers l'environnement extérieur. Plusieurs autres injections de gaz chauds sont effectuées ensuite afin d'aboutir à un régime de température et de pression quasi permanent. A partir d'environ 200 secondes, de petites injections ajustent la pression dans la bouteille liquide. La température T_{gBI} augmente lorsque l'électrovanne EvrH s'ouvre et diminue par échange avec le liquide en bouteille et l'air environnant la bouteille liquide. Le temps d'ouverture d'EvrH est de l'ordre de 5 secondes.



En mode chauffage, l'air autour de la bouteille se trouve en mouvement et à une température beaucoup plus faible que le fluide. En mode équilibré, l'air n'est pas brassé par les ventilateurs, les pertes par la bouteille liquide sont plus faibles. Ceci se traduit par des injections de gaz chaud plus fréquentes en mode chauffage qu'en mode équilibré (figure III.22). Pour une même vitesse moyenne de montée en température de $0,74^{\circ}\text{C}/\text{min}$, le nombre d'injections en mode chauffage est d'environ 2 par minute contre environ 1,5 par minute en mode équilibré.



Cette technique de régulation permet une bonne gestion de la haute pression au différentiel de régulation près, mais n'est pas acceptable dans cette configuration matérielle du point de vue de la sollicitation des électrovannes. Celles-ci risquent d'être rapidement endommagées du fait de la fréquence et de la brièveté des injections (temps d'injection d'environ 5 s et enclenchement toutes les 30 à 40 s). Une autre stratégie de régulation consiste à définir des temps optimisés d'injection de gaz chauds. D'autres essais ont été menés en fixant le temps d'ouverture de l'électrovanne d'injection de gaz chauds à l'aide d'une fonction de temporisation dans le programme de commande de l'automate. Les conditions d'essai sont un fonctionnement en mode chauffage pour une température d'entrée d'eau chaude proche de 30°C et des valeurs de temps d'injection de 10 et 20 s.

La figure III.23 présente l'évolution de la température dans la conduite d'injection de gaz chauds et des valeurs de haute pression mesurées avant et après l'injection. Lorsque le temps d'injection est de 10 s, la fréquence d'ouverture de l'électrovanne est de l'ordre d'1 min 30 s ou légèrement supérieure, ce qui permet de diminuer déjà par deux le nombre de déclenchements de l'électrovanne par rapport à la première stratégie de régulation (présentée sur les figures III.21 et III.22). Lorsque le temps d'injection est de 20 s, la fréquence d'ouverture de l'électrovanne est de l'ordre de 2 min. La fréquence d'ouverture est encore augmentée. Cependant, la régularité de fonctionnement du système peut être altérée avec un temps d'injection trop long. Avec un temps d'injection de 20 s, les valeurs des différences de pression sont plus élevées et visiblement moins constantes qu'avec un temps d'injection de 10 s. Il y a donc d'une part, un risque d'instabilité et d'autre part, une perte de puissance à cause de la majoration de la haute pression.

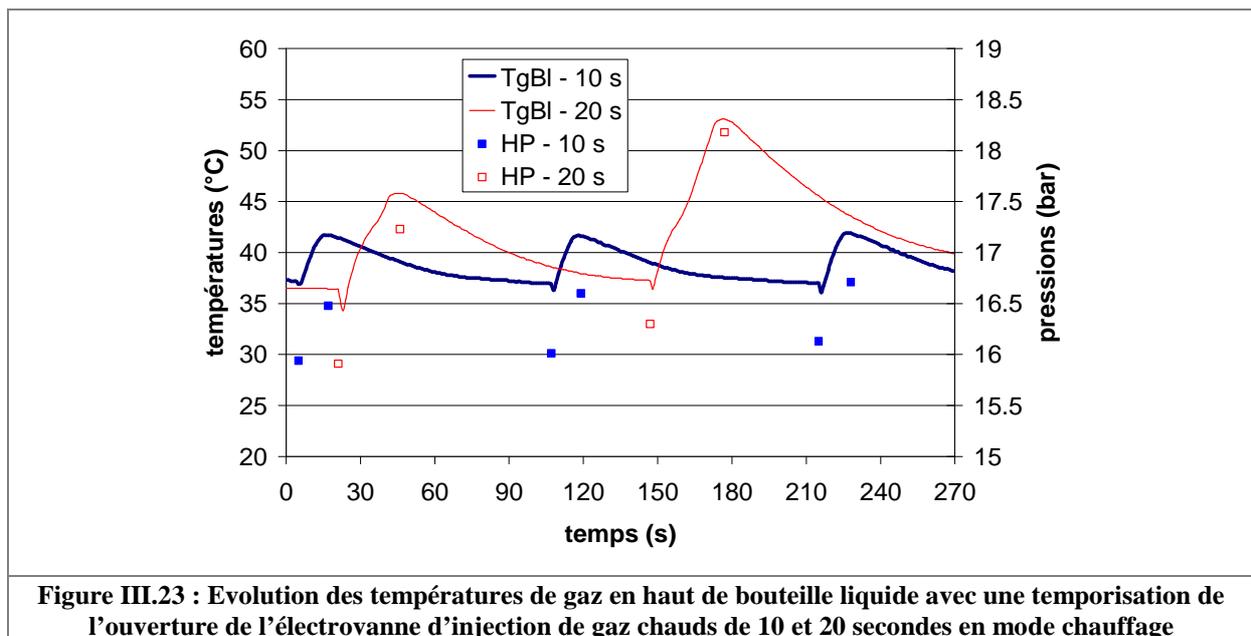


Figure III.23 : Evolution des températures de gaz en haut de bouteille liquide avec une temporisation de l'ouverture de l'électrovanne d'injection de gaz chauds de 10 et 20 secondes en mode chauffage

Ces valeurs de temps d'injection de gaz chauds sont valables uniquement pour notre prototype de thermofrigopompe. Elles dépendent des débits d'injection et des transferts thermiques dans la bouteille liquide d'une part et entre la bouteille et l'extérieur d'autre part. Dans notre cas, la bouteille liquide est surdimensionnée, avec une capacité trop forte et une enveloppe métallique beaucoup plus épaisse que nécessaire. Les temps d'injection sont trop faibles et les fréquences d'injection beaucoup plus fortes que dans un système optimisé. Dans une version future de la thermofrigopompe, la stratégie et les éléments de régulation devront donc être finement étudiés afin d'assurer la pérennité du matériel, la stabilité du système de régulation et des performances. L'action à mener sur ce point pour un futur prototype est un dimensionnement des tubes contenant le fluide de régulation pour que les fréquences d'injection soient nettement plus faibles.

III.4.2. Transitions entre modes

Cet essai vise à analyser le fonctionnement de la TFP en régime transitoire lors du passage d'un mode à l'autre. Les transitions étudiées sont celle entre le mode chauffage et le mode équilibré en hiver et en mi-saison et celle entre le mode rafraîchissement et le mode équilibré en été et en mi-saison. L'objectif est d'analyser les variations de température dans le circuit frigorifique et les circuits d'eau. Une attention particulière est portée aux temps de réaction du système. Le prototype est d'abord mis en marche en mode équilibré puis le fonctionnement évolue selon la séquence suivante :

- mode équilibré (démarrage),
- mode chauffage,
- mode équilibré,
- mode rafraîchissement,
- mode équilibré.

III.4.2.1. Transitions entre le mode équilibré et le mode chauffage en période hivernale

La transition entre le mode chauffage et le mode équilibré est étudiée dans les deux sens : du mode chauffage vers le mode équilibré et du mode équilibré vers le mode chauffage. La figure III.24 présente les températures de source en entrée et en sortie des échangeurs mises en jeu durant ces transitions. Les transitions s'effectuent par une action simultanée de fermeture de l'électrovanne d'alimentation de l'évaporateur du premier mode et d'ouverture de l'électrovanne d'alimentation de l'évaporateur du second mode. En mode équilibré, la température de sortie d'eau froide à l'évaporateur à eau T_{sefEve} est inférieure à la température d'entrée d'eau froide T_{eefEve} et la température de sortie d'eau chaude T_{sec} est supérieure à la température d'entrée d'eau chaude T_{eec} . Il y a donc production d'eau chaude et d'eau froide. Au début, T_{ea} est à la température de l'atelier. Dès l'enclenchement du mode chauffage, la température de sortie d'air T_{sa} diminue. La température d'entrée d'air diminue également du fait de la recirculation de l'air dans la batterie évaporateur par le caisson placé au-dessus de la TFP. L'évaporateur à eau étant inactif, la température d'eau froide en sortie T_{sefEve} remonte asymptotiquement au niveau de la température d'entrée T_{eefEve} . Dès l'enclenchement du mode équilibré, la production d'eau froide est relancée et T_{sefEve} baisse de nouveau par rapport à T_{eefEve} . Durant cette séquence d'essai, d'après les écarts de température sur l'eau chaude ($T_{sec} - T_{eec}$) et sur l'eau froide au sous-refroidisseur ($T_{sefSr} - T_{eefSr}$), il y a, de manière continue, une production d'eau chaude et une récupération de chaleur sur la boucle d'eau froide au sous-refroidisseur.

La figure III.25 présente les températures du fluide frigorigène en entrée et en sortie des échangeurs. Tout au long de la séquence d'essai, les variations de température sont faibles et continues. Aucune instabilité n'a été relevée dans le fonctionnement du circuit frigorifique. Les transitions entre le mode équilibré et le mode chauffage sont donc validées. Par sécurité, préalablement au basculement des électrovannes, un léger tirage au vide peut être éventuellement effectué afin de vider la bouteille anti-coup de liquide, du fluide frigorigène liquide qui pourrait y être piégé.

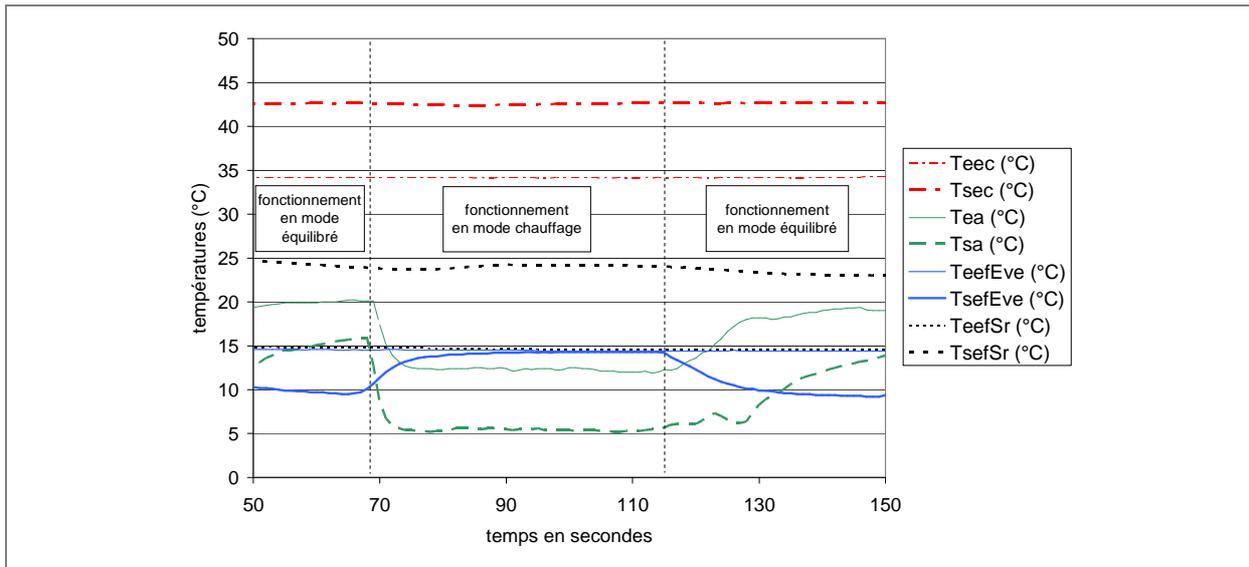


Figure III.24 : Evolution des températures de source durant des transitions entre le mode équilibré et le mode chauffage

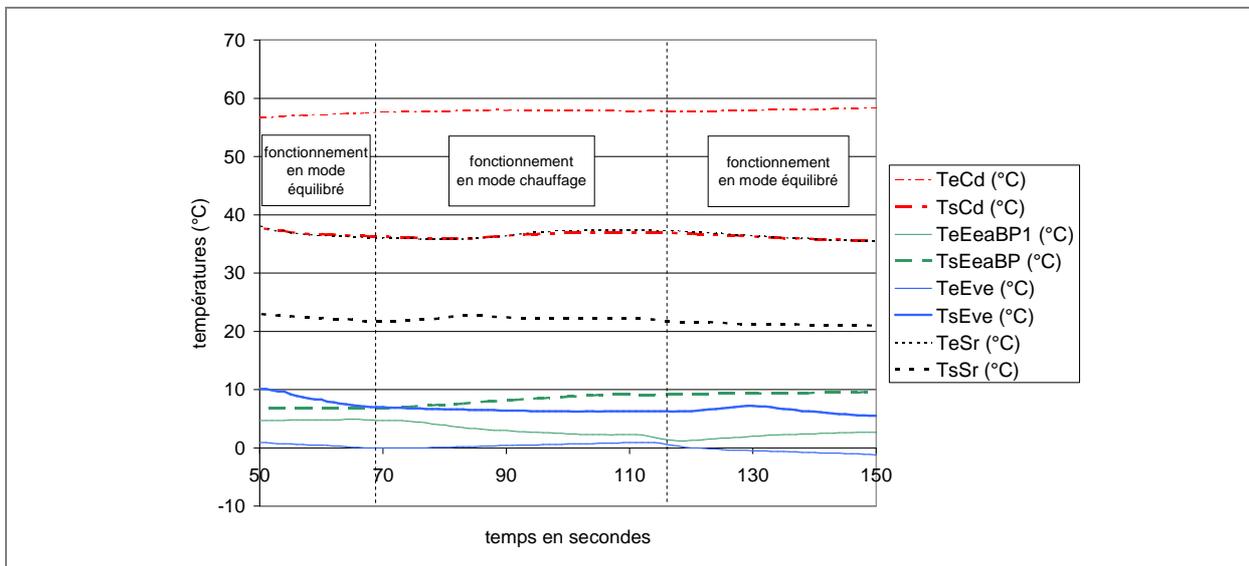


Figure III.25 : Evolution des températures du réfrigérant durant des transitions entre le mode équilibré et le mode chauffage

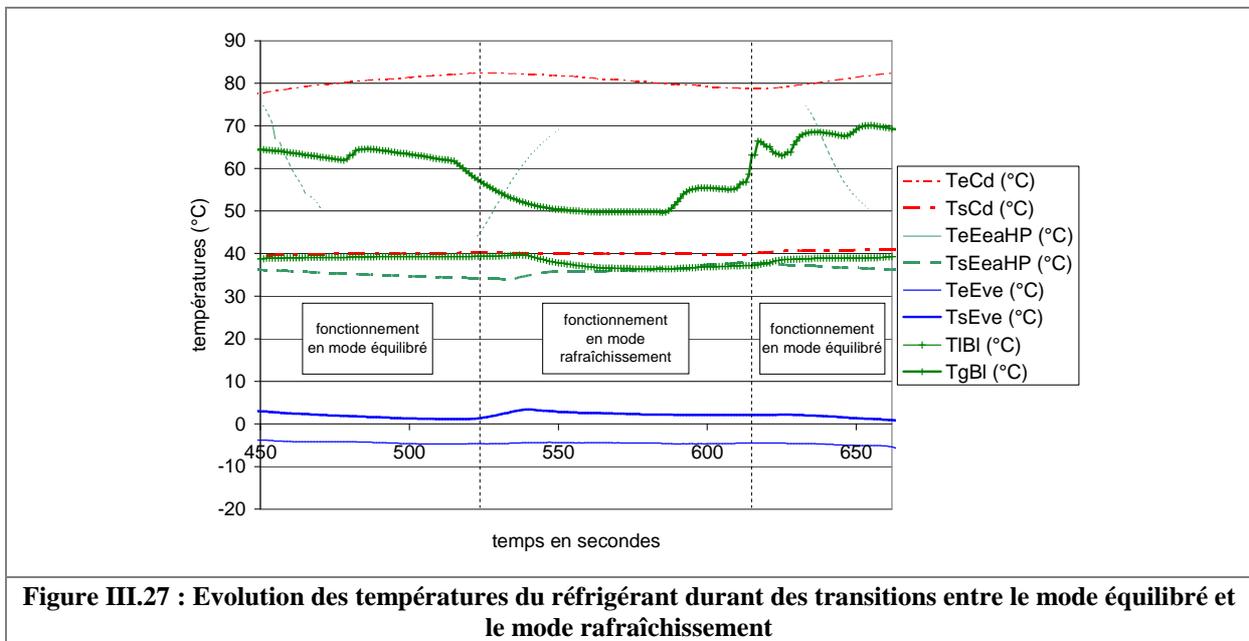
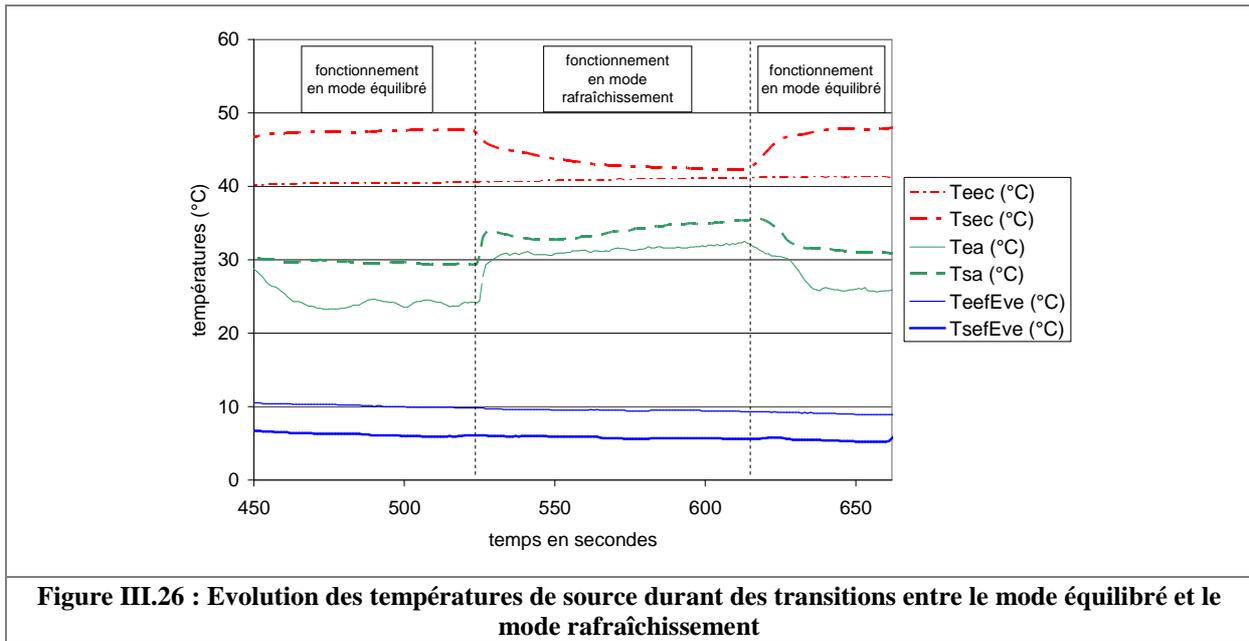
III.4.2.2. Transitions entre le mode équilibré et le mode rafraîchissement en période estivale

Les transitions entre le mode équilibré et le mode rafraîchissement sont également étudiées dans les deux sens : du mode équilibré vers le mode rafraîchissement puis du mode rafraîchissement vers le mode équilibré. Les transitions s'opèrent par l'ouverture et la fermeture simultanées des électrovannes Evr3 et Evr5. La figure III.26 présente les températures de source des échangeurs mises en jeu durant ces transitions. En mode équilibré, de l'eau chaude est produite au condenseur à eau Cde et de l'eau froide, à l'évaporateur à eau Eve. En mode rafraîchissement, de l'eau froide est produite avec rejet de chaleur sur l'air. La température de sortie d'air T_{sa} ainsi que la température d'entrée d'air T_{ea} augmentent rapidement. L'air en entrée est en partie issu de la recirculation de l'air de sortie par le caisson. La température de sortie d'eau chaude T_{sec} diminue progressivement car il n'y a plus de circulation de réfrigérant dans le condenseur à eau. Cependant, du fluide frigorigène est piégé dans cet échangeur après la fermeture de l'électrovanne Evr3. Ce fluide continue à fournir une quantité de chaleur à la boucle d'eau chaude par condensation car T_{sec} diminue mais reste supérieure à T_{eec} pendant la courte durée de fonctionnement en mode rafraîchissement. Une faible partie des vapeurs provenant

du refoulement du compresseur continue d'alimenter le condenseur à eau Cde qui s'engorge progressivement. Ce phénomène est dû à la circulation continue de l'eau chaude dans Cde. Dans le fonctionnement normalement prévu pour la TFP, la pompe Pec est arrêtée en mode rafraîchissement et ce phénomène ne devrait pas se produire. Le mode équilibré est réenclenché avant d'atteindre l'engorgement total de Cde et l'arrêt total du chauffage de l'eau chaude. En mode équilibré l'écart entre T_{eec} et T_{sec} augmente de nouveau et la température d'air revient au niveau de la température de l'air de l'atelier.

La figure III.27 présente les températures du réfrigérant en entrée et en sortie des échangeurs ainsi que les températures en partie basse et en partie haute de bouteille liquide. T_{gBl} est la température du fluide dans le tube d'alimentation en gaz en partie haute et T_{lBl} est la température du liquide dans la conduite reliant la bouteille à la ligne liquide du circuit en partie basse. Suite à la transition entre le mode équilibré et le mode rafraîchissement, il se produit une baisse des températures T_{gBl} et T_{lBl} . La température d'entrée d'air étant à une température plus faible que la température d'entrée d'eau, la haute pression doit être diminuée en mode rafraîchissement. Une chasse des vapeurs en bouteille vers la BP est enclenchée quelques secondes avant le basculement des électrovannes par le système de régulation et T_{gBl} diminue. Les deux condenseurs n'ont pas les mêmes volumes intérieurs et la quantité de fluide frigorigène nécessaire au bon fonctionnement de l'installation est différente. Le volume intérieur du condenseur à air Eea1 est plus important que celui de Cde. C'est pourquoi, lors de la chasse des vapeurs de Bl vers la BP, la température T_{lBl} ne diminue pas immédiatement. La chasse de vapeurs ne provoque pas d'aspiration de liquide en bouteille, comme cela est prévu dans le fonctionnement du contrôle de l'engorgement dans un mode de fonctionnement, mais lors de cette transition, le surplus de réfrigérant sous forme vapeur est injecté à la basse pression du circuit pour assurer, après compression et condensation, l'engorgement du condenseur à air. T_{lBl} diminue quelques secondes plus tard car le pseudo-équilibre de température et de pression en bouteille a été modifié par l'abaissement de la température de source à la condensation. Suite à la transition entre le mode rafraîchissement et le mode équilibré, les températures T_{gBl} et T_{lBl} remontent progressivement.

La température d'entrée au condenseur à eau T_{eCd} varie peu tout au long de cette séquence. Par contre, la température d'entrée de réfrigérant au condenseur T_{eEeaHP} varie énormément. En mode équilibré, le condenseur à air est complètement isolé du reste du circuit par la fermeture de l'électrovanne Evr5 en entrée et par le clapet anti-retour Nrv2 en sortie. L'air environnant cette partie du circuit fait diminuer la température et la pression du fluide confiné. Lors de la transition entre le mode équilibré et le mode rafraîchissement, il peut se produire une variation rapide de la pression de condensation si la différence entre les pressions qui règnent au condenseur à eau et au condenseur à air est importante. Ceci peut entraîner des vibrations à maîtriser par une conception correcte du circuit. La parade consiste à effectuer une baisse de pression au niveau de la bouteille liquide par rejet de vapeur vers la BP, avant l'ouverture de l'électrovanne Evr5, jusqu'à ajuster la pression à celle qui règne dans le condenseur Eea1. Ceci est tout à fait réalisable avec l'automate programmable. Cependant, la baisse temporaire de pression en mode équilibré engendrera une condensation incomplète dans le condenseur à eau Cde, une mauvaise alimentation du détendeur et donc une perturbation du fonctionnement. Mais ce possible dysfonctionnement peut être évité par la mise en marche du sous-refroidisseur dans le mode équilibré. Sur une future TFP, il faudra activer un système de remontée en pression de l'échangeur Eea1 avant la transition entre le mode équilibré et le mode rafraîchissement. Par exemple, une conduite comportant un orifice calibré et une électrovanne peut être placée en parallèle du clapet anti-retour Nrv2. l'ouverture de l'électrovanne laissera passer un faible débit de réfrigérant à travers l'orifice calibré pour remonter progressivement la pression dans Eea1.



Les transitions entre modes sont donc validées par un comportement correct de la machine et des temps de transition très faibles. Les transitions s'effectuent de manière progressive avec des constantes de temps largement inférieures à 1 minute d'après les figures ci-dessus.

III.4.3. Phases de dégivrage

Ces essais visent à observer le fonctionnement de la TFP en régime transitoire en phase de dégivrage par caloduc. Leur objectif est uniquement de vérifier que cette technique de dégivrage fonctionne. Une analyse plus poussée des phénomènes de transfert de chaleur et de masse nécessiterait une métrologie plus fine et plus adaptée que celle mise en œuvre sur ce prototype.

Le givrage des batteries se produit en mode chauffage, avec évaporation sur air. Etant donné le faible écart de température sur l'air (entre 3 et 6°C) entre l'entrée et la sortie des batteries, une température d'air proche de 1°C doit assurer un bon givrage. L'air circule dans le caisson et sa température diminue progressivement au passage de l'évaporateur. Cet air est mélangé à de l'air du local pour

atteindre un équilibre thermique autour de la température désirée. D'abord, le mode chauffage est lancé jusqu'à ce que les batteries présentent une pellicule de givre suffisante. Ensuite, deux modes de dégivrage sont testés :

1 – Essai de dégivrage par l'air environnant la batterie :

Une fois que le mode chauffage est arrêté, aucune action n'est menée. La batterie est dégivrée par l'air environnant, ventilateurs arrêtés. Cet essai sert de base de comparaison avec l'autre test expérimental.

2 – Essai de dégivrage par caloduc gravitaire :

Le mode équilibré est enclenché et le dégivrage par caloduc se produit. Une observation visuelle des batteries (avec photographie) est faite toutes les 30 secondes pour observer l'évolution du dégivrage. Le temps de dégivrage est relevé.

Ces essais commencent par une phase de givrage des batteries. La figure III.28¹⁰ montre une série de photographies d'une des deux batteries à air, prises toutes les 5 minutes, en phase de givrage.

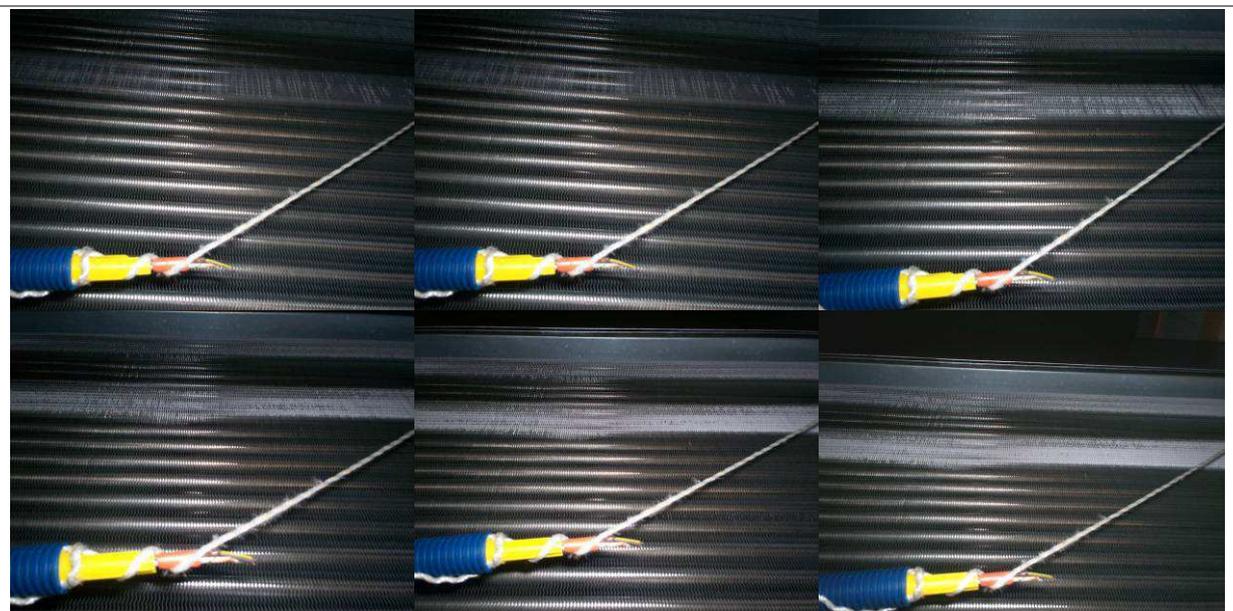


Figure III.28 : Photographies prises toutes les 5 minutes montrant l'évolution du givrage d'une des deux batteries à air en mode chauffage (1^{ère} photo à t = 5mn)

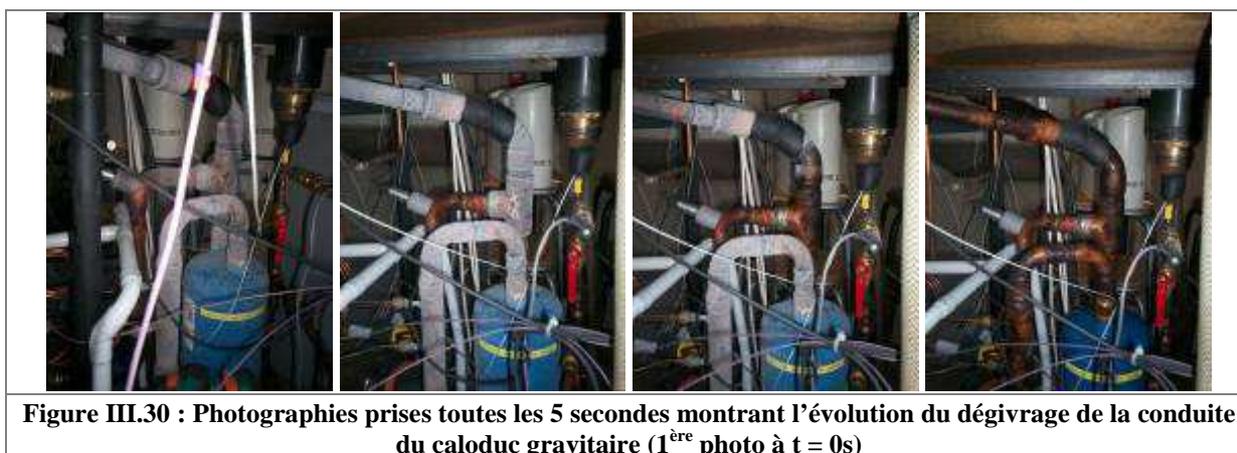
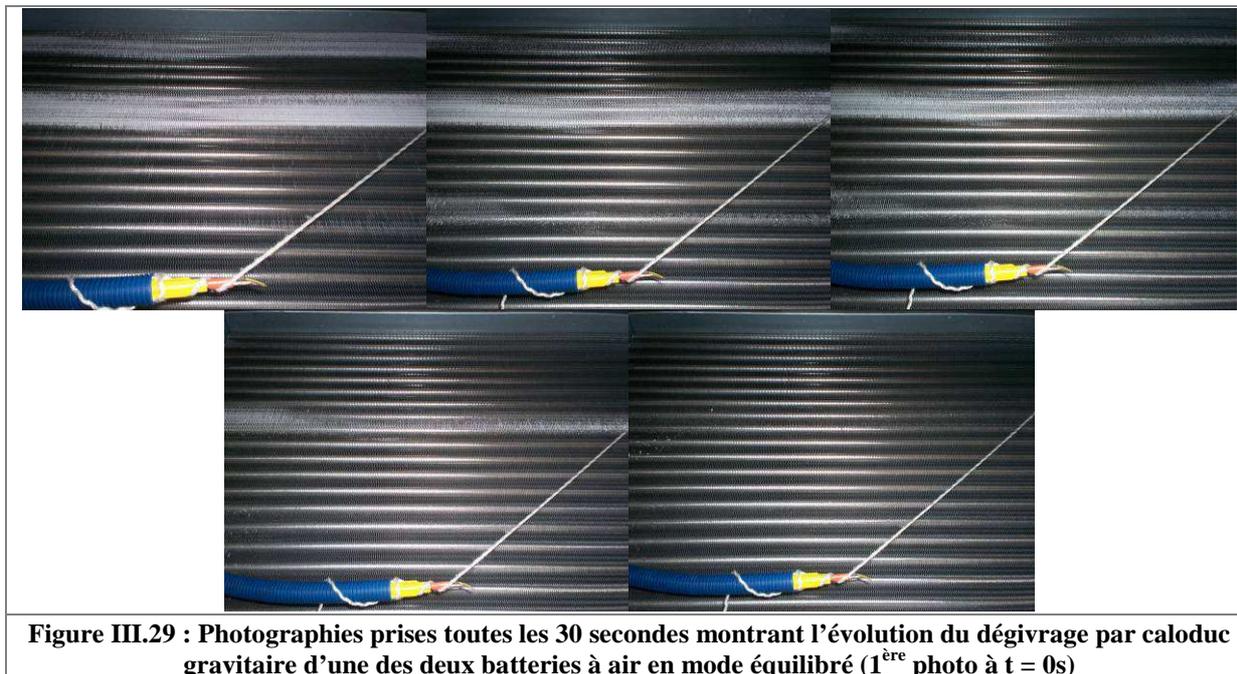
Dans le projet original, les tubes basse pression et haute pression sont régulièrement alternés sur toute la surface de la batterie à air. Le givrage aurait donc dû être homogène. Dans le cas du prototype, les deux zones givrées correspondent à des portions d'ailettes en contact thermique avec les tubes attribués à la partie évaporateur de cette batterie. Au bout de 30 minutes, la couche de givre commence à être assez importante pour que la séquence de dégivrage soit lancée.

Le givrage de la batterie sur notre prototype a atteint un niveau assez faible compte tenu des conditions d'essai en atelier : le caisson de recirculation permettait difficilement d'obtenir en même temps une température d'air faible et un taux d'humidité élevé. L'air perdait en humidité après chaque passage dans la batterie froide et malgré l'entrée d'air neuf. La réhumidification de l'air aurait nécessité un montage plus complexe.

La figure III.29 présente l'évolution du dégivrage par caloduc. La couche de givre fond en 2 minutes. Dans la configuration sans dégivrage, la couche de givre fond avec l'apport de chaleur fournie par l'air du laboratoire. Cette opération dure 20 minutes. On en déduit que le dégivrage par caloduc fonctionne. On peut également voir l'évolution du dégivrage de la conduite montante BP du caloduc sur la figure

¹⁰ La pièce de plastique jaune et bleu est l'extrémité du support de la sonde de température d'entrée d'air

III.30. Cette évolution se produit en moins de dix secondes. Les vapeurs en sortie d'évaporateur à eau, à une température sensiblement supérieure à 0°C, remontent vers le point froid se trouvant dans les tubes au contact des ailettes givrées. Au passage, elles assurent le dégivrage de la conduite du caloduc



Le caloduc de dégivrage nécessite un débit de vapeur supplémentaire à fournir par l'évaporateur à eau. Or celui-ci est déjà sous-dimensionné par rapport au compresseur. Le sous-dimensionnement de l'évaporateur entraîne un fonctionnement avec une température d'évaporation plus basse. Pendant la phase de givrage, il a donc fallu faire monter la température du ballon d'eau froide jusqu'à 25°C en utilisant le sous-refroidisseur en mode chauffage pour assurer, en mode équilibré avec dégivrage, une température d'évaporation au-dessus de 0°C et éviter tout risque de prise en glace de l'évaporateur.

Au moment du fonctionnement en mode équilibré avec caloduc, la puissance frigorifique appelée est considérablement augmentée. La température d'évaporation tombera légèrement au-dessus de 0°C. l'écart $T_{\text{eef}} - T_{\text{ev}}$ est classiquement de 5°C. Si on veut disposer d'une puissance importante au caloduc il faut donc majorer l'écart $T_{\text{eef}} - T_{\text{ev}}$. En pratique, si $T_{\text{eef}} = 10^\circ\text{C}$, le rapport des écarts ($T_{\text{eef}} - T_{\text{ev}}$ avec caloduc) / ($T_{\text{eef}} - T_{\text{ev}}$ sans caloduc) sera approximativement égal au rapport (puissance au caloduc + puissance frigorifique à $T_{\text{ev}} = 0^\circ\text{C}$) / (puissance frigorifique à $T_{\text{ev}} = 5^\circ\text{C}$). Il est donc nécessaire de surdimensionner l'évaporateur à eau relativement à un dimensionnement classique. Dans notre prototype, malheureusement, l'évaporateur à eau a été sous-dimensionné.

L'aspect phénoménologique du principe de dégivrage par caloduc est donc validé mais l'aspect dimensionnement du prototype reste à optimiser. L'évaporateur sur eau devra être légèrement surdimensionné pour fournir le débit de vapeur supplémentaire utilisé par le caloduc de dégivrage.

III.5. Comparaison des performances avec les données constructeur

III.5.1. Traitement des données

Pour réaliser une comparaison valide, les résultats expérimentaux et les données du constructeur du compresseur sont traités afin de correspondre aux mêmes paramètres de fonctionnement (températures de condensation et d'évaporation, surchauffe, sous-refroidissement). Ce paragraphe détaille la méthode de traitement de données. Les résultats de mesure sont ici soumis à des propositions d'interprétations. Des réserves sont observées sur la précision de la métrologie.

III.5.1.1. Données constructeur

Selection Software 7 [EME 2008], un logiciel de sélection de compresseur permet de générer des tableaux sur lesquels figurent le débit massique, la puissance électrique absorbée ou encore les puissances frigorifique et calorifique en fonction des températures d'évaporation et de condensation. Ces tableaux ont été modélisés sous forme d'équations en fonction des températures d'évaporation et de condensation (équations III.6, III.7, III.8 et III.9). Une correction par rapport à la surchauffe à l'évaporateur est apportée à l'équation du débit massique. La variable sc_0 correspond à une surchauffe de 4°C. Les écarts entre les résultats du modèle polynomial et ceux des tableaux issus du logiciel Selection Software 7 sont inférieurs à 2% pour des températures d'évaporation et de condensation respectivement comprises entre -10 et 10°C et entre 25 et 65°C.

$$\dot{m}^{th} = \left[\begin{array}{l} (0,00001 \cdot T_{cd}^2 - 0,0006 \cdot T_{cd} + 0,038) \cdot T_{ev}^2 \\ + (-0,0004 \cdot T_{cd}^2 + 0,0365 \cdot T_{cd} + 2,1) \cdot T_{ev} \\ + (0,0002 \cdot T_{cd}^3 - 0,03 \cdot T_{cd}^2 + 1,2 \cdot T_{cd} + 59) \end{array} \right] \cdot \left(\frac{sc}{sc_0} \right)^{-0.02} \quad (\text{Equation III.6})$$

$$\begin{aligned} P_{elec}^{th} &= (-0,00003 \cdot T_{cd} + 0,0011) \cdot T_{ev}^2 \\ &+ (0,00002 \cdot T_{cd}^2 - 0,0016 \cdot T_{cd} + 0,0416) \cdot T_{ev} \\ &+ (0,0008 \cdot T_{cd}^2 + 0,0074 \cdot T_{cd} + 1,60032) \end{aligned} \quad (\text{Equation III.7})$$

$$\dot{Q}_f^{th} = 0,006822 \cdot T_{ev}^2 + (-0,0051 \cdot T_{cd} + 0,6955) \cdot T_{ev} + (-0,1524 \cdot T_{cd} + 17,502) \quad (\text{Equation III.8})$$

$$\dot{Q}_c^{th} = 0,006411 \cdot T_{ev}^2 + (-0,005 \cdot T_{cd} + 0,6993) \cdot T_{ev} + (-0,0751 \cdot T_{cd} + 17,576) \quad (\text{Equation III.9})$$

III.5.1.2. Traitement des mesures expérimentales

Expérimentalement, le débit massique de fluide frigorigène est obtenu à partir de la puissance en chaud en mode chauffage ou en froid en modes rafraîchissement ou équilibré, mesurée sur l'eau au passage du condenseur ou de l'évaporateur, divisée par la différence d'enthalpie correspondante pour le fluide frigorigène (équation III.10). Les pertes thermiques de l'échangeur sont négligées.

$$\dot{m}^{exp} = \frac{\dot{m}_{eau} C_{p_{eau}} \Delta T_{eau}}{\Delta h} \quad (\text{Equation III.10})$$

La puissance électrique absorbée au compresseur est donnée par la soustraction de la puissance électrique du banc expérimental à la valeur lue sur le compteur électrique à impulsions durant les essais. Les puissances frigorifique et calorifique sont calculées par les mesures de débit et de températures sur les circuits d'eau. Les équations du modèle sont valables pour un sous-refroidissement nul et une surchauffe de 4°C. La puissance de sous-refroidissement et l'écart engendré par une différence de surchauffe par rapport à 4°C sont donc soustraits des puissances calorifique et frigorifique relevées expérimentalement (équations III.11 et III.12).

$$\dot{Q}_c^{\text{exp}} = (\dot{m}_{\text{eau}} C p_{\text{eau}} \Delta T_{\text{eau}})_{\text{cd}} - \dot{m}^{\text{exp}} \cdot \Delta h_{\text{sr}} - \frac{1}{\eta_{\text{is}}} \dot{m}^{\text{exp}} \cdot [h(T_{\text{ev}} + \text{sc}) - h(T_{\text{ev}} + 4^\circ\text{C})]$$

(Equation III.11)

$$\dot{Q}_f^{\text{exp}} = (\dot{m}_{\text{eau}} C p_{\text{eau}} \Delta T_{\text{eau}})_{\text{ev}} - \dot{m}^{\text{exp}} \cdot \Delta h_{\text{sr}} - \dot{m}^{\text{exp}} \cdot [h(T_{\text{ev}} + \text{sc}) - h(T_{\text{ev}} + 4^\circ\text{C})]$$

(Equation III.12)

L'équation du rendement isentropique a été déterminée expérimentalement. Il dépend essentiellement du rapport des pressions (équation III.13). L'incertitude sur ce calcul est de 5%.

$$\eta_{\text{is}} = 1 - 0,0575 \cdot \frac{HP}{BP}$$

(Equation III.13)

L'enthalpie du fluide frigorigène R407C est obtenue à partir d'une modélisation des tables éditées par l'Institut International du Froid [IIF 2001]. Le R407C est un fluide constitué des HFC R32, R125 et R134a en proportions respectives 23%, 25% et 52%. Ces trois fluides ont des propriétés thermophysiques différentes et leur mélange confère au R407C la caractéristique d'être non azéotrope. La zéotropie implique qu'un changement de phase à pression constante s'effectue avec un glissement de température. Les températures de saturation en vapeur (rosée) et en liquide (bulle) sont différentes. Tout d'abord, les courbes de rosée et de bulle sont modélisées pour des pressions comprises entre 3 et 25 bar (équations III.14 et III.15). L'enthalpie est ensuite modélisée en fonction de la température et de la pression, mais aussi suivant l'état physique du fluide (liquide, gaz ou mélange liquide / gaz). L'état du fluide est donné par la température pour une pression donnée. Si la température du fluide est inférieure à la température de bulle, le R407C est en phase liquide (équation III.16). Si la température du fluide est supérieure à la température de rosée, le R407C est en phase gazeuse (équation III.17). Si la température du fluide est comprise entre la température de bulle et la température de rosée, le R407C est en mélange liquide / gaz (équation III.18) et l'enthalpie est déterminée par la moyenne (pondérée par les écarts de température) des enthalpies sur les courbes de bulle et de rosée à la même pression. Les écarts entre les résultats de la modélisation et les tables sont inférieurs à 1% sur l'intervalle de pression considéré.

$$T_b = 0.0000223 \cdot p^5 - 0.0019 \cdot p^4 + 0.0645 \cdot p^3 - 1.1496 \cdot p^2 + 13.646 \cdot p - 50.364$$

(Equation III.14)

$$T_r = 0.0000211 \cdot p^5 - 0.0018 \cdot p^4 + 0.0614 \cdot p^3 - 1.1048 \cdot p^2 + 13.221 \cdot p - 42.444$$

(Equation III.15)

$$h_{\text{liq}}(T,p) = 0.000004 \cdot T^3 + 0.002 \cdot T^2 + 1.4547 \cdot T + 200.06$$

(Equation III.16)

$$h_{\text{gaz}}(T,p) = (-0.0000000023 \cdot T^5 + 0.00000004 \cdot T^4 - 0.00002 \cdot T^3 + 0.0002 \cdot T^2 + 0.0074 \cdot T - 1.6001) \cdot p + 0.9108 \cdot T + 420.39$$

(Equation III.17)

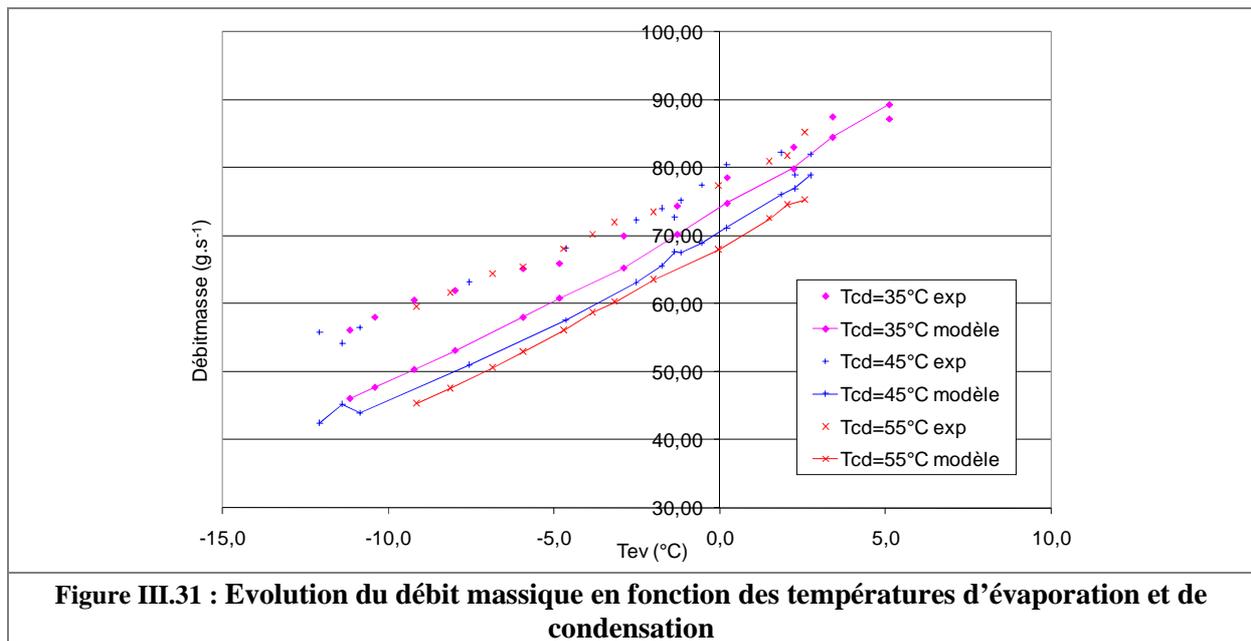
$$h_{\text{liq+gaz}}(T,p) = \frac{h_{\text{gaz}}(T_r,p) - h_{\text{liq}}(T_b,p)}{T_r - T_b} \cdot (T - T_b) + h_{\text{liq}}(T_b,p)$$

(Equation III.18)

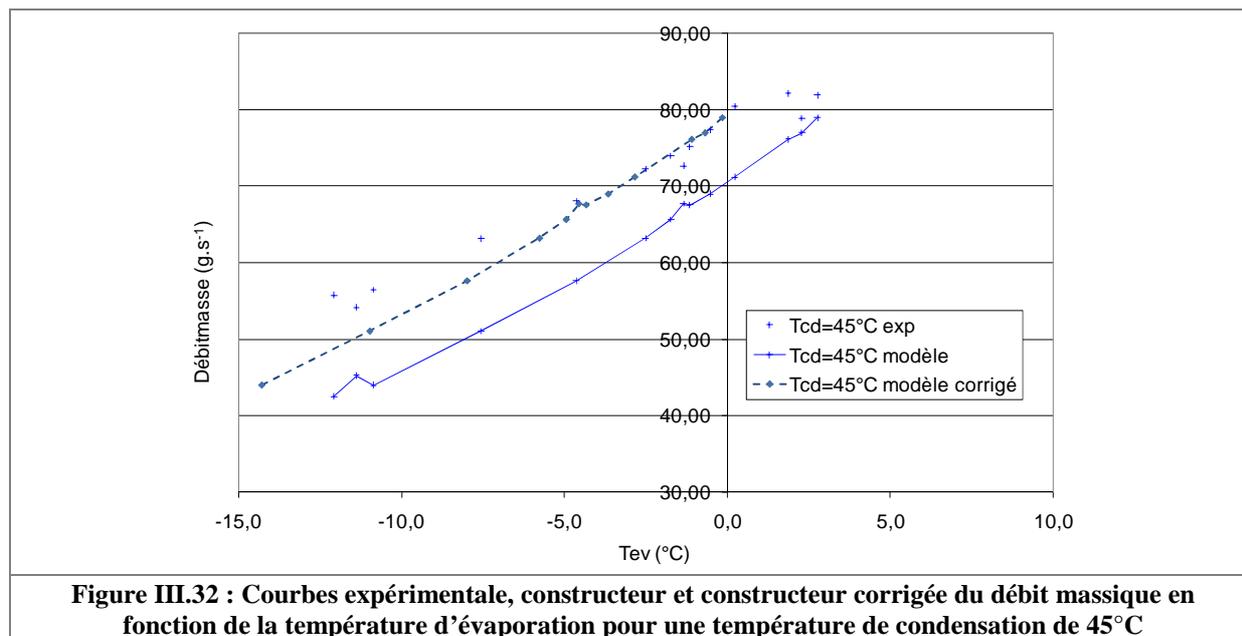
III.5.2. Evolution du débit massique en fonction des températures de fonctionnement

Pour trois températures de condensation, les courbes expérimentales et théoriques (constructeur) du débit massique sont représentées en fonction de la température d'évaporation (figure III.31). Les températures d'évaporation et de condensation sont calculées à partir des pressions HP et BP converties en températures à l'aide de l'équation III.1. Ces courbes sont le résultat d'une compilation d'une quinzaine d'essais en modes chauffage et équilibré. Les valeurs des débits massiques expérimentaux sont supérieures à celles annoncées par le constructeur. Vraisemblablement, cette différence provient de la précision de notre métrologie. Une autre cause moins probable mais plus intéressante peut avoir engendré de tels résultats.

Cette différence entre expérimentation et modèle peut venir de la différence de perte de charge à l'aspiration du compresseur. La perte de charge de la TFP est plus faible que pour une machine classique car les diamètres de conduite sont surdimensionnés et les singularités minimisées en BP afin de favoriser la remontée des vapeurs de l'évaporateur à eau vers l'évaporateur à air dans le fonctionnement du caloduc gravitaire. La perte de charge étant plus faible pour la TFP, la pression à l'aspiration du compresseur est alors légèrement plus élevée et le débit massique, qui dépend en grande partie de ce paramètre, est majoré. Une diminution de la perte de charge de 0,5 bar appliquée aux données du constructeur, représentée par la courbe modèle corrigé sur la figure III.32, entraîne une augmentation du débit massique et une diminution de l'écart entre les valeurs expérimentales et théoriques. Cependant, une telle différence de perte de charge entre la TFP et les machines de test utilisées par Copeland semble peu probable. Toutefois, une petite contribution à l'écart entre les valeurs expérimentales et le modèle a pu être apportée par le surdimensionnement de la conduite d'aspiration de la TFP.



Le débit massique relevé expérimentalement semble indépendant de la température de condensation alors que ce n'est pas le cas dans les résultats du modèle du constructeur. L'explication la plus probable peut être l'influence de l'ambiance extérieure sur la mesure de température au fur et à mesure que les températures s'écartent de la température ambiante du local (aux alentours de 20°C). En effet, les enthalpies utilisées dans l'équation III.10 sont évaluées à partir de mesures de température de surface de tubes calorifugés et le calcul du débit massique peut alors être légèrement faussé. Les courbes de débit massique pour les plus grandes températures de condensation sont alors diminuées et viennent se confondre avec les courbes de débit massique pour la plus faible température de condensation pour au final, donner une impression d'indépendance du débit massique vis-à-vis de la température de condensation.



Le débit massique aurait pu être directement mesuré par un débitmètre. Les résultats de mesure auraient donné une valeur plus fiable du débit massique qu'en passant par un calcul. Ce dispositif n'a pas été retenu pour notre prototype pour des raisons de coût et d'objectif de la machine, davantage tourné vers la phénoménologie que vers la mesure des performances.

III.5.3. Evolution des puissances en fonction des températures de fonctionnement

Pour trois températures de condensation, les courbes expérimentales et théoriques (constructeur) des puissances calorifique, frigorifique et électrique sont représentées en fonction de la température d'évaporation (figures III.33, III.34 et III.35). De même que pour les courbes du débit massique, les températures d'évaporation et de condensation sont calculées à partir des pressions HP et BP converties en températures à l'aide de l'équation III.1. Ces courbes sont également le résultat d'une compilation d'une quinzaine d'essais en modes chauffage et équilibré. Les courbes de la puissance calorifique obtenues expérimentalement sont au-dessus des courbes du constructeur. Elles suivent la même tendance que le débit massique. L'écart avec la courbe théorique augmente au fur et à mesure que les températures d'évaporation et de condensation s'éloignent de la température ambiante.

Les courbes expérimentales de la puissance frigorifique en fonction de la température d'évaporation sont également au-dessus des prévisions. Les essais ont été limités à une plage de température d'évaporation assez resserrée car l'évaporateur utilisé est l'évaporateur à eau. L'eau qu'il contient ne doit pas se transformer en glace et risquer d'endommager l'échangeur. Les températures d'évaporation ne sont pas très élevées du fait du léger sous-dimensionnement de l'échangeur à plaques par rapport à la puissance frigorifique du compresseur. Le sous-dimensionnement a pour effet d'augmenter l'écart entre la température d'évaporation et la température d'entrée d'eau froide par rapport à une installation classique pour que le débit de fluide frigorigène diminue et que la puissance frigorifique soit diminuée à un niveau admissible par l'échangeur. La pression et la température d'évaporation sont un peu plus basses avec un détendeur un peu plus fermé. Ceci limite le champ de l'étude mais les conclusions sur les résultats de la machine restent acceptables.

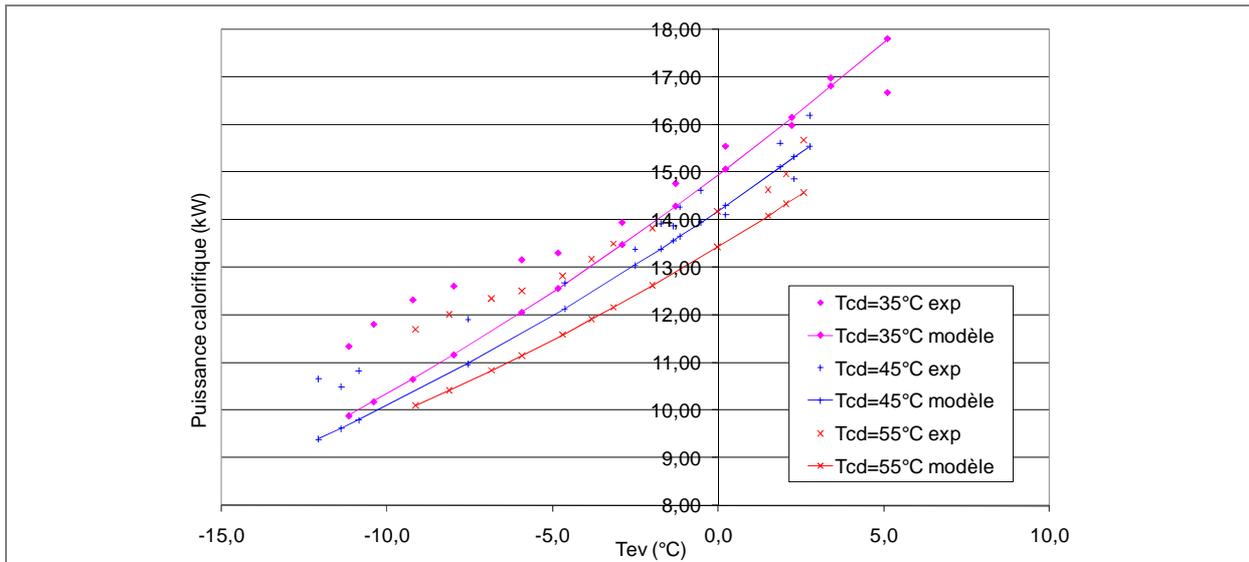


Figure III.33 : Evolution de la puissance calorifique en fonction des températures d'évaporation et de condensation

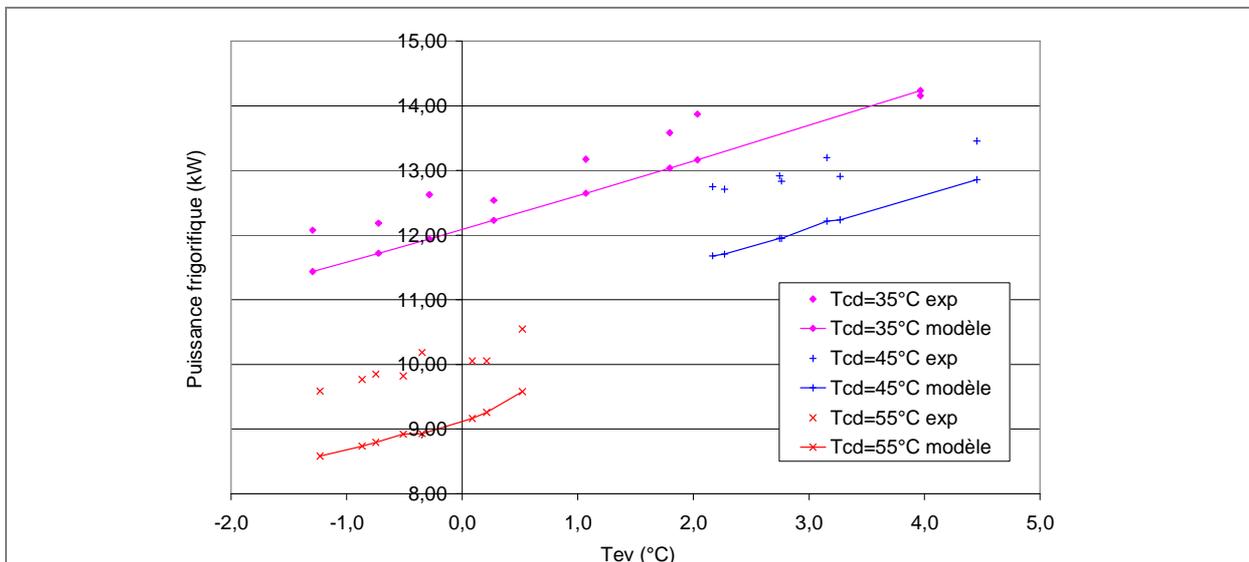
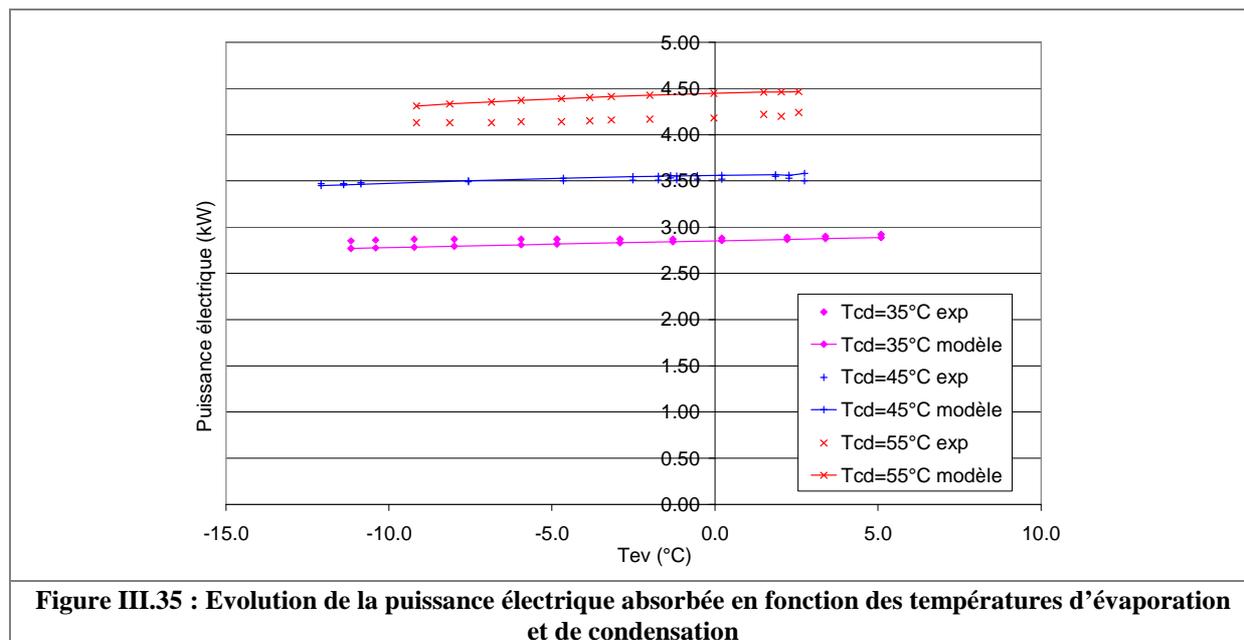


Figure III.34 : Evolution de la puissance frigorifique en fonction des températures d'évaporation et de condensation

Les courbes expérimentales de la puissance électrique absorbée sont proches de celles obtenues à partir des données du constructeur. On peut remarquer une fois de plus qu'au fur et à mesure que la température de condensation augmente, les données expérimentales s'écartent des données du constructeur. Pour des températures de condensation de 35 et 45°C, les courbes expérimentales et théoriques sont proches mais pour 55°C, il y a une différence non négligeable. D'autre part, pour toutes les températures de condensation, lorsque la température d'évaporation diminue, la puissance électrique absorbée par le compresseur a tendance à être légèrement plus élevée que la valeur prévisionnelle.

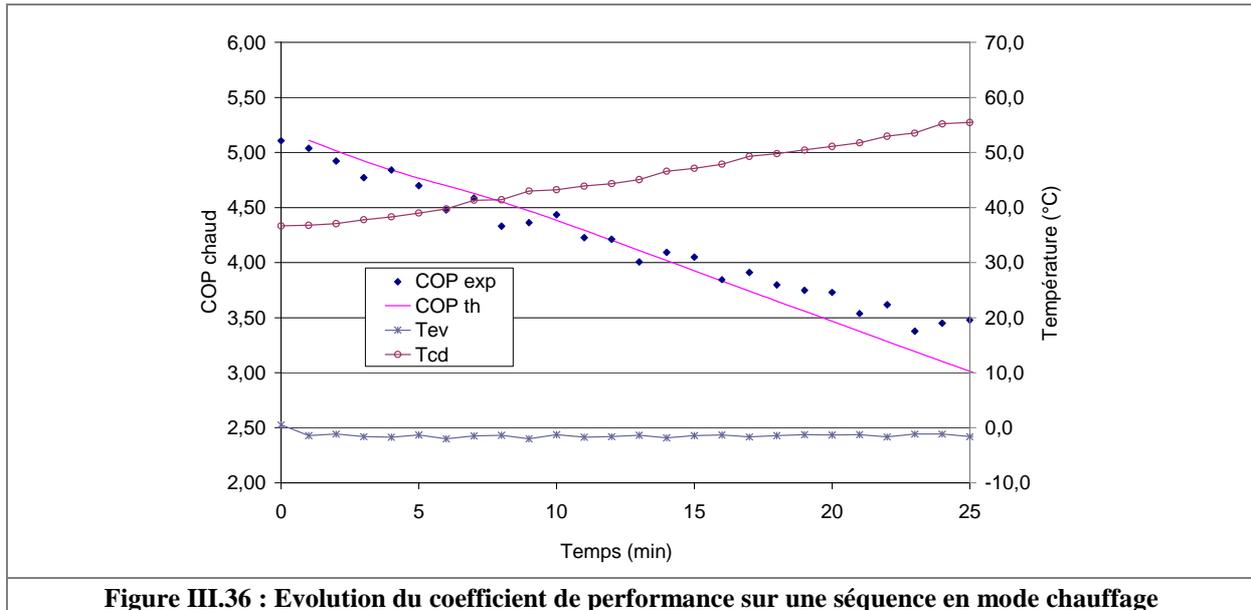


III.5.4. Performances par mode de fonctionnement

Pour ces essais, les performances en termes de COP sont mesurées et comparées aux données du constructeur. Le COP constructeur est déterminé par le logiciel Selection Software 7 [EME 2008]. Le coefficient de performance expérimental est défini par le rapport de la puissance utile mesurée sur les boucles d'eau sur la puissance électrique absorbée au compresseur. La puissance électrique absorbée est lue sur un compteur mesurant la puissance électrique du banc d'essai. La consommation de tous les organes excepté le compresseur est mesurée après ou avant l'essai. Cette dernière valeur est soustraite aux puissances électriques absorbées durant l'essai. Le système de régulation automatique de la haute pression est en fonctionnement.

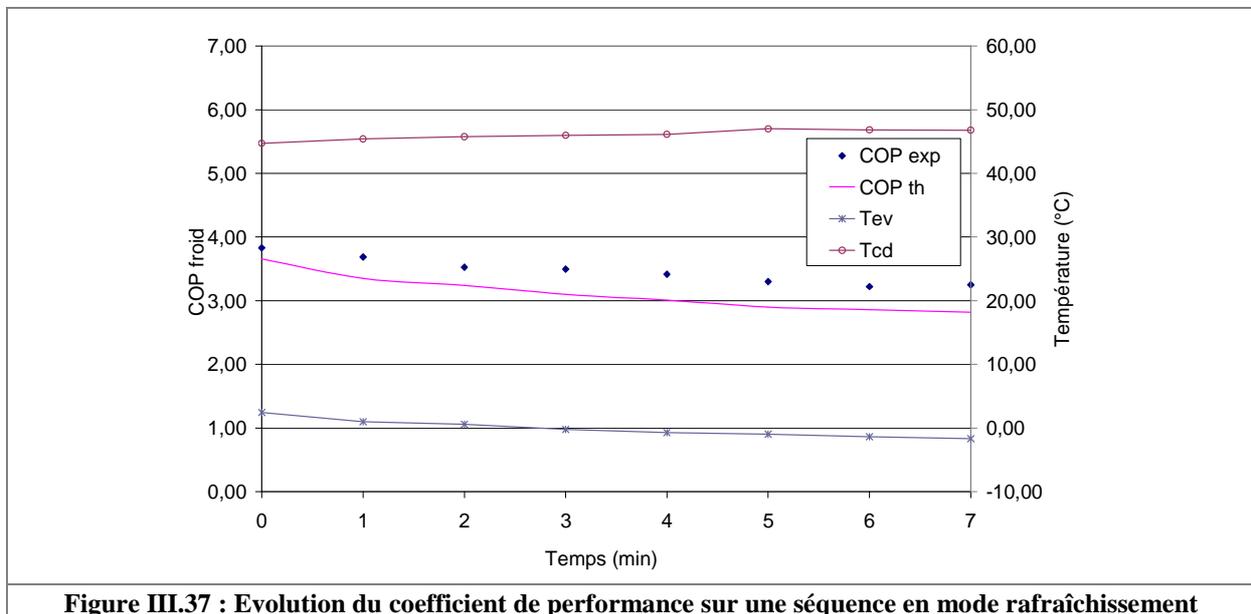
III.5.4.1. Mode chauffage

Cet essai vise à analyser les performances de la TFP en mode chauffage lors de la montée en température du ballon d'eau chaude. Le coefficient de performance en chaud de la TFP correspond au rapport de la puissance calorifique délivrée sur la boucle d'eau sur la puissance électrique absorbée au compresseur. La puissance calorifique délivrée est calculée à partir du débit d'eau, de sa chaleur massique et des températures d'entrée et de sortie d'eau au condenseur. La séquence de la figure III.36 correspond à un réchauffement de ballon de 22,2 à 44,6°C. Pour une température d'évaporation d'environ 0°C, le COP chaud expérimental est proche des données constructeur. Cependant, lorsque la température de condensation est la plus haute, les performances expérimentales ont tendance à être supérieures aux valeurs du constructeur. Cette tendance correspond aux observations faites pour les puissances calorifique et électrique dans le chapitre précédent.



III.5.4.2. Mode rafraîchissement

Cet essai vise à analyser les performances de la TFP en mode rafraîchissement lors d'une descente en température du ballon d'eau froide. Le coefficient de performance en froid de la TFP correspond au rapport de la puissance frigorifique délivrée sur la boucle d'eau sur la puissance électrique absorbée au compresseur. La séquence de la figure III.37 correspond à un refroidissement de ballon de 14,3 à 10,9°C. En mode rafraîchissement, pour ces températures de source, la courbe des coefficients de performance expérimentaux est au-dessus de la courbe du constructeur entre 4% au temps 0 min de cet essai et 15% au temps 7 min.



III.5.4.3. Mode équilibré

Cet essai vise à analyser les performances de la TFP en mode équilibré lors d'une évolution simultanée des températures des ballons d'eau froide (descente en température) et d'eau chaude (montée en température). Le coefficient de performance en mode équilibré est la somme des coefficients de performance en chaud et en froid. La séquence de la figure III.38 correspond à un

refroidissement de ballon d'eau froide de 19,3 à 10,1°C et un réchauffement de ballon d'eau chaude de 24,6 à 38,3°C. En mode équilibré, l'écart entre les courbes expérimentale et théorique correspond à la somme des écarts en mode chauffage et en mode rafraîchissement. Pour les températures de condensation les plus faibles, les courbes sont proches et dès que la température de condensation augmente ou que la température d'évaporation diminue, la courbe expérimentale se trouve globalement au-dessus de la courbe constructeur (jusqu'à 17% au temps 16 min). L'amélioration de performance est proche de 12% au temps 11 min de l'essai correspondant à un point de fonctionnement $T_{ev} = 0^{\circ}\text{C} / T_{cd} = 50^{\circ}\text{C}$.

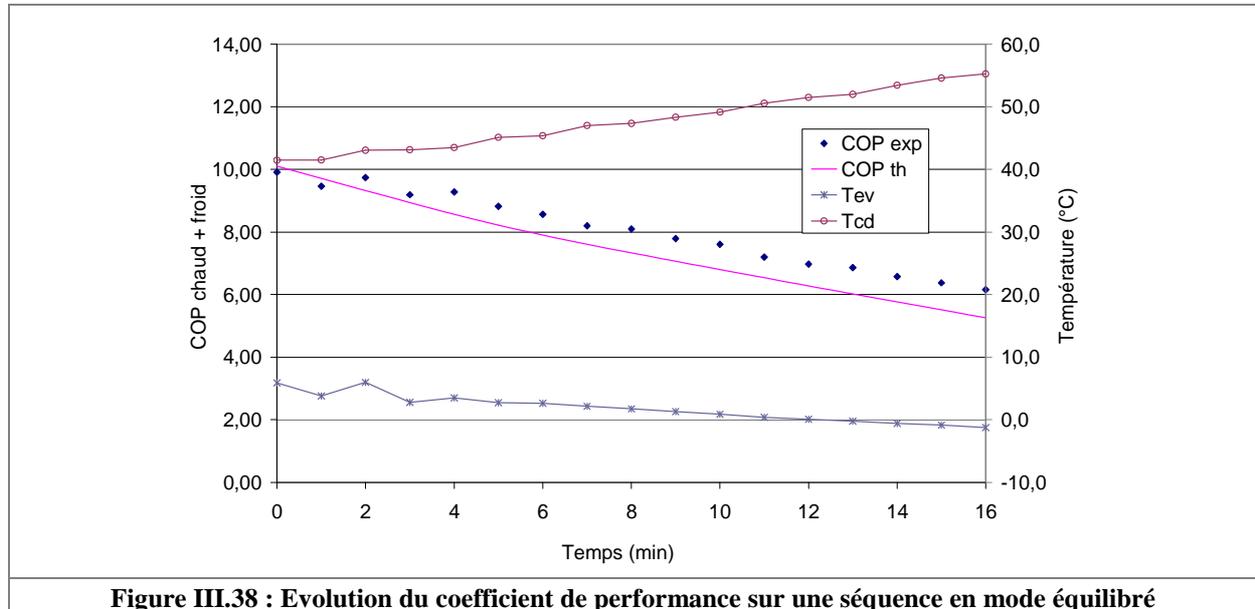


Figure III.38 : Evolution du coefficient de performance sur une séquence en mode équilibré

III.6. Conclusion

Un prototype de thermofrigopompe a été construit d'après les concepts de la machine présentée dans le chapitre II. Un condenseur et un évaporateur à eau, reliés à des ballons de stockage, produisent des énergies calorifique et frigorifique. Un échangeur d'équilibrage sur air permet de faire fonctionner le prototype soit en mode chauffage seul, soit en mode rafraîchissement seul. Il s'agit en fait d'un triple échangeur air / frigorigène HP / frigorigène BP sachant qu'il n'y a jamais circulation simultanée du frigorigène en HP et BP. Une erreur de réalisation de cet échangeur ne nous a pas permis d'approfondir certains points tels que le dégivrage par caloduc gravitaire. De même, les échangeurs sur eau comme les circuits d'eau ont été légèrement sous-dimensionnés ce qui n'a pas gêné l'étude phénoménologique mais ne permet pas d'atteindre des niveaux de performance satisfaisants.

Un échangeur de sous-refroidissement permet de stocker une quantité de chaleur suffisante en mode chauffage pour ensuite fonctionner en mode équilibré pendant un certain temps et activer un système de dégivrage. Des conduites surdimensionnées ont été mises en place en BP pour assurer la circulation d'un caloduc de dégivrage entre l'évaporateur à eau et l'évaporateur à air. Un automate programmable a été utilisé pour piloter le compresseur, les ventilateurs ainsi que toutes les électrovannes du circuit frigorifique. Enfin, une métrologie a été mise en place sur ce prototype afin de valider expérimentalement son fonctionnement.

Le prototype, son environnement destiné à la simulation des charges et la métrologie associée ont permis de déterminer des performances conformes à celles annoncées par les constructeurs des composants.

Le comportement de la machine avec ses avancées technologiques est ainsi validé. L'analyse phénoménologique permet de développer des modèles numériques et donc de réaliser des simulations définissant les performances d'une machine optimisée.

Les transitions entre modes s'opèrent sans l'arrêt du groupe. Les temps de transitions entre modes sont très faibles. Cet aspect du fonctionnement permet d'envisager l'adoption d'une stratégie par succession de régimes permanents pour le modèle de simulation dynamique. La régulation de pression de condensation fonctionne de manière satisfaisante. Une phase d'étude sur les fréquences d'injection découlant du dimensionnement de la bouteille liquide et des diamètres de conduites devra être mise en œuvre pour un prochain prototype. Le dégivrage par caloduc s'opère de manière efficace. Il permet un dégivrage de l'évaporateur à air sans arrêt de la production ni puisage dans le stock de chaleur précédemment constitué dans le ballon d'eau chaude. Ceci constitue des avancées tout à fait intéressantes sur la question délicate du dégivrage des pompes à chaleur sur air extérieur.

A l'avenir, un prochain prototype, correctement dimensionné, devra permettre d'étudier en détail le dégivrage par caloduc et d'établir des performances de référence pour les diverses séquences d'utilisation des modes. Il devra être complété par un désurchauffeur-condenseur pour l'eau chaude sanitaire. La présence de ce deuxième échangeur en cascade avec le condenseur déjà présent permettra d'optimiser une gestion de la puissance calorifique en fonction des besoins. La mesure du débit de fluide frigorigène doit également être envisagée. Le choix du fluide frigorigène devra plutôt s'orienter sur le R134a car des températures de condensation plus élevées pourront être plus facilement atteintes, l'azéotropie du fluide simplifiera le système de régulation, enlèvera une source d'erreur et rendra plus clair le dialogue entre les partenaires du projet.

Chapitre IV : Modélisation de thermofrigopompes au HFC et au CO₂

IV.1. Introduction

L'objectif de ce chapitre est de présenter la modélisation numérique des thermofrigopompes au R407C et au CO₂, aboutissant à la construction des fichiers de données contenant les puissances thermiques et électriques des installations. Dans un premier temps, le prototype de TFP au R407C est modélisé et le modèle est validé par les essais expérimentaux présentés dans le chapitre III. Deux versions de la TFP correctement dimensionnées pour le R407C et le CO₂ sont ensuite construites à partir des premiers modèles.

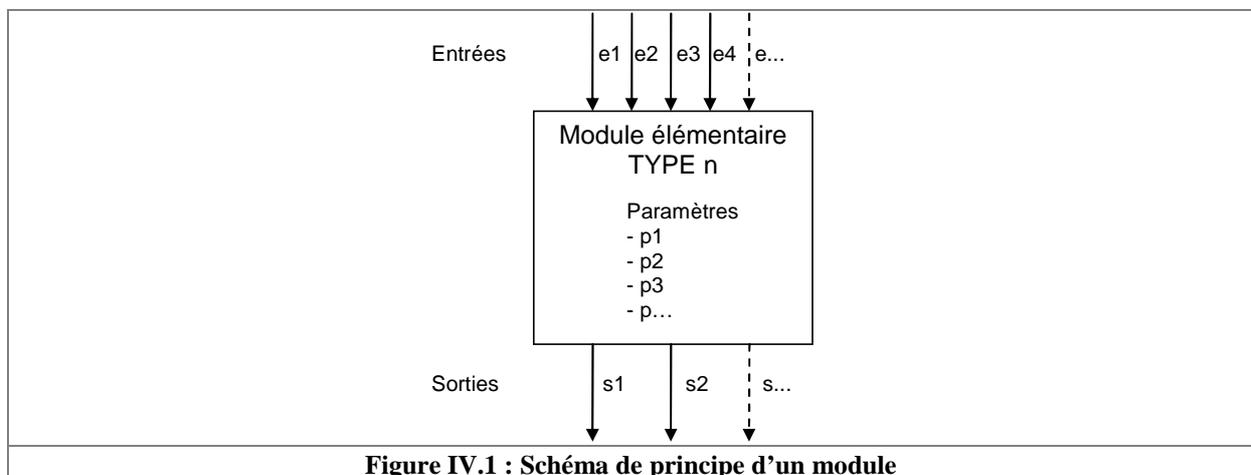
La démarche de modélisation se décompose en plusieurs étapes. La première étape consiste à modéliser les composants frigorifiques (compresseurs et échangeurs). Ces modèles sont ensuite assemblés pour créer des modèles globaux de machines frigorifiques fonctionnant en régime permanent. Les puissances calorifique, frigorifique et électrique absorbée sont ainsi déterminées pour une série suffisamment large de conditions de fonctionnement. Ces résultats permettent finalement de générer les tableaux de puissances utilisés dans les simulations annuelles présentées dans le dernier chapitre.

Le début de ce chapitre présente les outils numériques utilisés pour ces modélisations. Les parties suivantes détaillent les modèles de composants, les modèles de cycles frigorifiques dans les différents modes de fonctionnement ainsi que les modèles globaux des thermofrigopompes et des pompes à chaleur utilisés dans les simulations en régime dynamique.

IV.2. Outils numériques

IV.2.1. Trnsys

La modélisation de la thermofrigopompe au HFC est basée sur les équations mises en jeu dans la compression et les échangeurs de chaleur. Elle utilise les paramètres dimensionnels et structurels des composants du circuit frigorifique et les propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes. Le logiciel de modélisation et de simulation utilisé est TRNSYS (a TRaNsient Systems Simulation program), logiciel de simulation en régime dynamique adapté aux systèmes thermiques. Trnsys [SOL 2000] est un logiciel de modélisation et de simulation basé sur l'interaction de modules élémentaires (figure IV.1). Ce logiciel est développé par le Solar Energy Laboratory de l'université du Wisconsin à Madison. Le langage informatique utilisé est le Fortran. La version 16 de ce logiciel présente une interface graphique appelée « Simulation Studio ». Le CSTB (Centre Scientifique et Technique du Bâtiment) collabore à l'amélioration continue du logiciel.



Les modules décrivant des systèmes énergétiques sont appelés « Types ». Chaque sous-programme Type se caractérise par des paramètres, invariants durant la simulation et représentant les caractéristiques du composant, des variables d'entrée et des variables de sortie. Les Types sont régis par des équations résolues par différentes méthodes (inversion de matrice, résolution d'équations aux dérivées partielles...). Les Types sont classés dans la bibliothèque de modèles et le concepteur peut enrichir la bibliothèque par l'ajout des nouveaux types qu'il a créés. Décrire un système thermique dans son entier revient à réaliser l'interconnexion entre différents composants élémentaires par l'intermédiaire de variables, les sorties d'un composant étant les entrées d'un autre. Le logiciel Trnsys dispose d'un modèle de bâtiment multizone appelé « Type56 ». Ce modèle est renseigné par différents paramètres tels que la dimension des zones, la composition des parois, l'emplacement des ouvertures, les scénarios d'occupation et d'éclairage dans une interface spéciale appelée « ISIIBAT ». Le type56 permet de calculer les températures intérieures et les besoins de chauffage et de rafraîchissement sur chaque pas de temps dans chaque zone thermique d'un bâtiment.

IV.2.2. Visual fortran

Si Trnsys ne dispose pas d'un type recherché ou si l'utilisateur souhaite travailler avec ses propres équations, il est possible de programmer des modules en Fortran qui sont ensuite inclus dans la bibliothèque de modules de Trnsys. La création de modules s'effectue d'abord à partir de l'outil Simulation Studio. Dans cette interface le corps d'un nouveau Type est créé. Les paramètres et les variables d'entrée et de sortie y sont définis. Ensuite, la fonction d'exportation du Simulation Studio est utilisée pour générer un programme Fortran correspondant au module. Les différentes équations internes au module sont ensuite écrites par l'utilisateur dans le fichier Fortran. Ce fichier est compilé et affecté à l'espace de travail Fortran (Workspace) dans lequel travaille Trnsys. Le logiciel choisi pour la programmation des fichiers est Compaq Visual Fortran. Il permet de faire des modifications sur le code d'un programme puis de tester ces modifications en suivant pas à pas la simulation.

IV.2.3. Refprop

Refprop, développée par le NIST (National Institute of Standards and Technology), est l'acronyme de « REFerence fluid PROPERTIES » [REF 2002]. Ce programme produit des tableaux et des graphiques des propriétés thermodynamiques des fluides importants du secteur industriel et de leurs mélanges, avec une attention portée principalement sur les fluides frigorigènes et les hydrocarbures.

Des programmes personnalisés d'échangeurs et de compresseurs ont été créés en utilisant l'outil de « création de modules » de Trnsys pour répondre à des besoins spécifiques en termes d'équations et de variables de calcul. Tous ces modules utilisent un sous-programme appelé « utilitaire Refprop » faisant appel à la base de données Refprop 7.0. Par des appels au sous-programme Refprop, les modules élémentaires de la thermofrigopompe (compresseurs et échangeurs) vont chercher les caractéristiques des fluides frigorigènes générées par les modèles sources issus de la base de données. A partir de deux variables d'état, Refprop calcule les autres propriétés thermodynamiques demandées par un programme.

IV.3. Modélisation des composants frigorifiques

Plusieurs modèles (types Trnsys) de composants ont été développés pour décrire les cycles frigorifiques mis en jeu dans les différents modes de la thermofrigopompe :

- des compresseurs au HFC et au CO₂,
- des évaporateurs à air et à eau au HFC et au CO₂,
- des condenseurs à air et à eau au HFC,
- des gas coolers à air et à eau au CO₂,

Les hypothèses de modélisation des échangeurs sont les suivantes :

- les pertes de charge dans l'installation ne sont pas prises en compte,

- les pertes de chaleur des échangeurs vers l'environnement extérieur sont négligées,
- les séquences de fonctionnement correspondent à une succession de régimes permanents.

IV.3.1. Compresseurs

Les modèles de compresseurs frigorifiques calculent le débit massique, la puissance électrique absorbée et la température de refoulement à partir de la température et de la pression d'aspiration, de la haute pression préalablement calculée par l'automate en fonction de la température d'entrée d'eau chaude ou d'air suivant le mode de fonctionnement et des paramètres de fonctionnement du compresseur. Le paragraphe I.3.1.1. précise les variables mises en jeu dans la modélisation. Les paramètres sont le volume balayé, le rendement mécanique de la transmission et le rendement électrique du moteur. Le rendement volumétrique est calculé à partir d'un taux d'espace mort, du taux de compression et du coefficient polytropique (équation IV.1) [HAB 2006]. Pour le compresseur scroll au HFC, le taux d'espace mort est une variable fictive d'ajustement du modèle.

$$\eta_{vol} = 1 - \tau_{em} \cdot \left[\left(\frac{HP}{BP} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{Equation IV.1})$$

Le coefficient polytropique de la compression du R407C est supposé constant et égal à 1,076. Cette valeur a été calculée à partir des données expérimentales obtenues avec le compresseur de notre prototype de TFP. Une rapide analyse de sensibilité, sur une plage de ratios de compression compris entre 1,5 et 5 a conduit à une variation maximale de 1,4% du COP chaud pour une variation de $\pm 0,1$ du coefficient polytropique. Le taux d'espace mort fictif du compresseur scroll est donné par une relation déterminée par l'étude de validation (paragraphe IV.4.). Pour la compression du CO₂, le rendement volumétrique est directement donné par une relation simplifiée en fonction du taux de compression tiré de résultats graphiques de Nekså et al. [NEK 1998] obtenus par l'étude d'un compresseur à piston (équation IV.2).

$$\eta_{vol} = 1,02 - 0,06 \cdot \frac{HP}{BP} \quad (\text{Equation IV.2})$$

Le débit massique est calculé à partir de la masse volumique, du rendement volumétrique et du volume balayé du compresseur (équation IV.3).

$$\dot{m}_r = \rho \cdot \eta_{vol} \cdot V_b \quad (\text{Equation IV.3})$$

La puissance électrique absorbée est calculée en deux temps. L'équation IV.4 donne la puissance d'une compression isentropique. L'équation IV.5 donne ensuite la puissance électrique tenant compte des rendements isentropique, mécanique et électrique. Les rendements du moteur, mécanique sur l'arbre de transmission et électrique au niveau de la conversion d'énergie électrique en énergie mécanique, sont des paramètres ajustés dans l'étude de validation.

$$\dot{W}_{carnot} = \dot{m}_r \cdot (h_{s-ideal} - h_e) \quad (\text{Equation IV.4})$$

$$\dot{W} = \frac{\dot{W}_{carnot}}{\eta_{is} \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{elec}} \quad (\text{Equation IV.5})$$

Le rendement isentropique du compresseur au CO₂ est calculé à partir d'une équation linéaire d'interpolation obtenue par Brown et al. [BRO 2002] à partir de résultats expérimentaux menés par Rieberer et Halozan [RIE 1998] (équation IV.6).

$$\eta_{is-CO_2} = 0,9343 - 0,04478 \cdot \frac{HP}{BP} \quad (\text{Equation IV.6})$$

Le rendement isentropique du compresseur au R407C est calculé à partir d'une équation d'interpolation de nos résultats expérimentaux. La figure IV.2 présente les résultats de calcul du rendement isentropique expérimental en fonction du taux de compression. L'équation IV.7 correspond à la courbe d'interpolation.

$$\eta_{is-R407C} = 0,9962 \cdot \exp\left(-0,0565 \cdot \frac{HP}{BP}\right) \quad (\text{Equation IV.7})$$

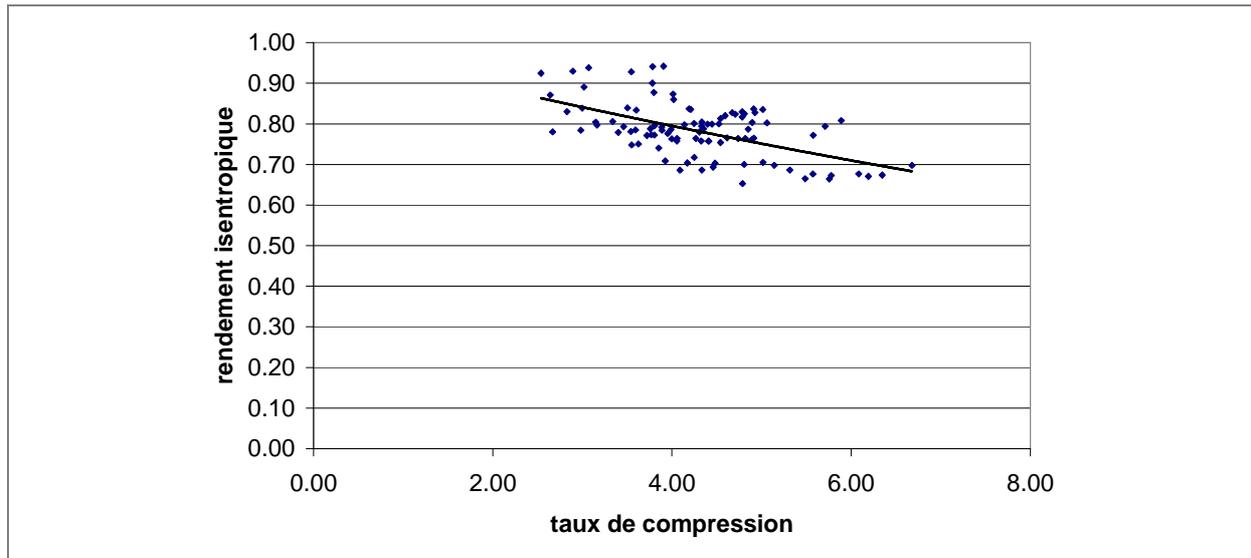


Figure IV.2 : Rendement isentropique en fonction du taux de compression pour le prototype au R407C

Les rendements isentropiques en fonction du taux de compression des deux fluides sont comparés dans le tableau IV.1. Les rendements isentropiques choisis pour la modélisation sont légèrement plus faibles pour le CO₂ que pour le R407C. Les taux de compression de 3,08 et de 3,36 correspondent au régime $T_{ev} = 0^\circ\text{C} / T_{cd} = 40^\circ\text{C}$ respectivement pour le CO₂ et le R407C (températures sur la courbe de rosée).

HP/BP	2,00	2,50	3,00	3,08	3,36	3,50	4,00	4,50	5,00
η_{is} R407C	0,89	0,86	0,84	0,84	0,82	0,82	0,79	0,77	0,75
η_{is} CO ₂	0,84	0,82	0,80	0,80	0,78	0,78	0,76	0,73	0,71

Tableau IV.1 : Comparaison des rendements isentropiques en fonction du ratio de compression

Les enthalpies des fluides frigorigènes sont calculées à l'aide de l'utilitaire Refprop à partir de deux variables d'état. L'enthalpie du réfrigérant en sortie de compresseur est calculée grâce à l'équation IV.8. La température de refoulement est déterminée par l'utilitaire Refprop à partir des valeurs d'enthalpie et de la haute pression.

$$h_s = h_e + \frac{h_{s-ideal} - h_e}{\eta_{is}} \quad (\text{Equation IV.8})$$

La haute pression est une entrée du modèle de compresseur. Pour le R407C, elle correspond au résultat de l'équation de la pression de condensation en fonction de la température d'entrée de la source chaude déterminée dans le chapitre III (équation III.1). Pour le CO₂, elle est déterminée par la relation de Liao

et al. [LIA 2000] donnant la valeur optimale de la haute pression en bar en fonction de la température d'évaporation T_{ev} et de la température du réfrigérant en sortie du gas cooler T_{sGC} (équation IV.9) en °C.

$$HP_{opt} = (2,778 - 0,0157 \cdot T_{ev}) \cdot T_{sGC} + 0,381 \cdot T_{ev} - 9,34 \quad (\text{Equation IV.9})$$

IV.3.2. Echangeurs de chaleur

Les modèles d'échangeurs de chaleur sont décrits dans les paragraphes suivants. Ils font appel à des corrélations issues de l'étude bibliographique (chapitre 1, annexe 1). Les corrélations retenues, valables pour des écoulements en régime turbulent et pour de la convection forcée sont répertoriées dans le tableau IV.2. Elles donnent soit directement le coefficient d'échange de chaleur par convection hc , soit le nombre de Nusselt et le coefficient hc est calculé par l'équation I.35. Les coefficients d'échange global U sont calculés à l'aide des équations I.33 et I.34 suivant le type d'échangeur, respectivement un échangeur à plaques ou une batterie à air. Le facteur d'ailette est fixé à 0,9 et le rapport entre la surface des ailettes et la surface d'échange du côté du fluide frigorigène est de 16, ce qui correspond aux batteries à air du prototype.

Transfert de chaleur	Corrélations	Equations
sensible	Mc Adams 1	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$ en refroidissement
		$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ en chauffage
évaporation R407C	Tran et al.	$hc = 8.4 \cdot 10^5 \cdot (Bo^2 We_l)^{0.3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0.4}$
		$Bo = \frac{\dot{Q}}{S \cdot G \cdot \Delta h_v}$ $We_l = \frac{G^2 \cdot d}{\rho_l \cdot \sigma}$
évaporation CO ₂	Bennett-Chen modifiée par Hwang et al.	$hc = \alpha_{cb} \cdot F + \alpha_{nb} \cdot S$ $\alpha_{cb} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_l}{d} \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4}$ $F = \begin{cases} 1 & \text{si } 1/X_{tt} \leq 0.1 \\ 2.35 \cdot \left[\frac{1}{X_{tt}} + 0.213 \right]^{0.736} & \text{si } 1/X_{tt} > 0.1 \end{cases}$ $X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.875} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\eta_l}{\eta_v} \right)^{0.125}$ $\alpha_{nb} = 0.00122 \cdot \frac{\lambda_l^{0.79} C_{p_l}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \eta_l^{0.29} \rho_v^{0.24} \Delta h_v^{0.24}} \cdot \Delta T_{sat}^{0.24} \cdot \Delta p_{sat}^{0.75}$ $\Delta p_{sat} = p(T_w) - p(T_{sat})$ $\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat}$ $S = \frac{1 - \exp(-\beta)}{\beta}$ $\beta = \frac{F \cdot \alpha_{cb} \cdot Xo}{\lambda_l}$ $Xo = 0.05 \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{-0.5}$
		condensation R407C
refroidissement CO ₂ supercritique	Gnielinski	$Nu_{local} = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)}$
	Pitla et al.	$Nu = \left(\frac{Nu_{wall} + Nu_{bulk}}{2} \right) \frac{k_{wall}}{k_{bulk}}$

Tableau IV.2 : Corrélations retenues pour le calcul des coefficients d'échange de chaleur par convection

IV.3.2.1. Évaporateurs

Chaque modèle d'évaporateur permet de calculer la puissance frigorifique, les températures de sortie et la pression d'évaporation à partir des données géométriques de l'échangeur, de l'enthalpie du réfrigérant en entrée, des débits massiques et des températures d'entrée de la source froide et du réfrigérant. Le modèle de calcul est itératif. Ils sont divisés en deux zones. La première zone correspond à la zone d'évaporation et la seconde, à la zone de surchauffe. Ces modèles utilisent la moyenne logarithmique de l'écart de température comme méthode de calcul. Ils sont basés sur la convergence de la pression d'évaporation. Le principe de calcul dans un évaporateur au R407C est schématisé sur la figure IV.3. La nomenclature des températures utilisées dans les équations des modèles est présente sur cette figure. Deux températures d'évaporation sont utilisées à cause de la zéotropie du fluide. Les propriétés thermodynamiques sont obtenues par l'utilitaire Refprop.

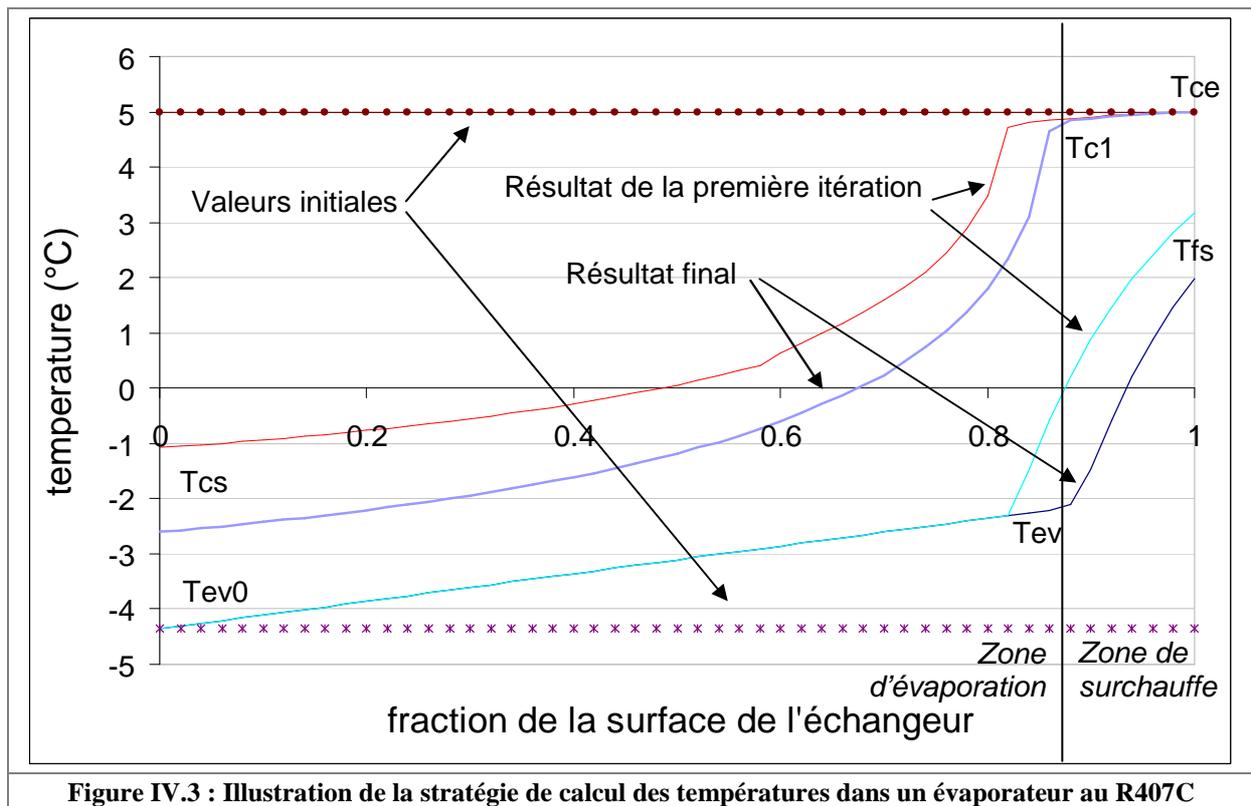


Figure IV.3 : Illustration de la stratégie de calcul des températures dans un évaporateur au R407C

Au départ, les températures de sortie sont fixées aux valeurs des températures d'entrée. Le calcul itératif commence par la zone de surchauffe. La puissance frigorifique dans cette zone est calculée par l'équation IV.10 en fixant la surchauffe sc à 4°C.

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_r \cdot C_{p_r} \cdot sc \quad (\text{Equation IV.10})$$

La température de la source froide en sortie de la zone de surchauffe T_{c1} est calculée par l'équation IV.11. La variation de température de la source froide étant relativement faible, la chaleur massique $C_{p_{sf}}$ est supposée constante dans tout l'échangeur.

$$T_{c1} = T_{ce} - \frac{\dot{Q}_{sc}}{\dot{m}_{sf} \cdot C_{p_{sf}}} \quad (\text{Equation IV.11})$$

La moyenne logarithmique de l'écart de température sur cette zone de l'échangeur est calculée par l'équation IV.12.

$$DTLM_{sc} = \frac{(T_{c1} - T_{ev}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{(T_{c1} - T_{ev})}{(T_{ce} - T_{fs})}\right)} \quad (\text{Equation IV.12})$$

La surface de l'échangeur utilisée pour la surchauffe des vapeurs est ensuite calculée par l'équation IV.13. Le coefficient d'échange global U_{sc} dépend du type d'échangeur, de ses caractéristiques géométriques et des coefficients d'échange convectif en transfert sensible obtenus par une corrélation de McAdams [ASH 1989].

$$S_{sc} = \frac{\dot{Q}_{sc}}{U_{sc} \cdot DTLM_{sc}} \quad (\text{Equation IV.13})$$

La suite du calcul concerne la zone d'évaporation. L'enthalpie $h_{rosée}$ correspondant à la fin de la condensation (courbe de rosée) est calculée par l'équation IV.14 à partir d'une valeur fictive de la pression d'évaporation à la première itération.

$$h_{rosée}(P_{ev}) = h_e + \frac{\dot{Q}_f(P_{ev})}{\dot{m}_r} - Cp_v(P_{ev}) \cdot sc \quad (\text{Equation IV.14})$$

La puissance frigorifique produite dans la zone d'évaporation est calculée à partir de cette valeur d'enthalpie (équation IV.15).

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_r \cdot (h_{rosée} - h_e) \quad (\text{Equation IV.15})$$

La température de sortie de la source froide est déduite à partir de cette puissance et de la température T_{c1} (équation IV.16).

$$T_{cs} = T_{c1} - \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{m}_{sf} \cdot Cp_{sf}} \quad (\text{Equation IV.16})$$

La surface de l'échangeur utilisée pour l'évaporation est calculée par l'équation IV.17.

$$S_{ev} = S_{totale} - S_{sc} \quad (\text{Equation IV.17})$$

La moyenne logarithmique de l'écart de température sur cette zone de l'échangeur est calculée par l'équation IV.18. Le coefficient d'échange global U_{ev} dépend du type d'échangeur, de ses caractéristiques géométriques, des coefficients d'échange convectif en transfert de chaleur sensible obtenus par une corrélation de McAdams [ASH 1989] pour la source froide et des coefficients d'échange convectif par transfert de chaleur latente pour le réfrigérant. Les corrélations utilisées sont respectivement pour le R407C et le CO₂, celle de Tran et al. [TRA 1996] et celle de Bennett-Chen dont le coefficient d'ébullition nucléée a été modifié par Hwang et al. [HAB 2007] (tableau IV.2).

$$DTLM_{ev} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{U_{ev} \cdot S_{ev}} \quad (\text{Equation IV.18})$$

La température d'évaporation est recalculée à partir de cette valeur de la moyenne logarithmique de l'écart de température (équation IV.19). Pour le R407C, deux températures de réfrigérant sont nécessaires pour caractériser l'évaporation à cause de la zéotropie du fluide. La température en entrée d'évaporateur, notée T_{ev0} , est calculée préalablement par l'utilitaire Refprop. T_{ev} correspond alors à la température de rosée à la pression d'évaporation et la température d'évaporation s'obtient par

l'équation IV.20. La différence entre les deux températures d'évaporation commençante et finissante est notée DT_{ev} .

$$T_{ev} = \frac{T_{cs} - T_{c1} \cdot \frac{\exp(T_{cs} - T_{c1})}{DTLM_{ev}}}{1 - \frac{\exp(T_{cs} - T_{c1})}{DTLM_{ev}}} \quad (\text{Equation IV.19})$$

$$T_{ev} = \frac{T_{cs} - T_{c1} \cdot \frac{\exp(T_{cs} - T_{c1} + DT_{ev})}{DTLM_{ev}} + DT_{ev}}{1 - \frac{\exp(T_{cs} - T_{c1} + DT_{ev})}{DTLM_{ev}}} \quad (\text{Equation IV.20})$$

La pression d'évaporation et l'enthalpie de sortie du réfrigérant sont ensuite recalculées à partir de la nouvelle température d'évaporation en utilisant le sous-programme de Refprop. La puissance frigorifique produite dans la zone d'évaporation est recalculée à l'aide de l'équation IV.15 et la puissance frigorifique totale, à l'aide de l'équation IV.21.

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_{ev} + \dot{Q}_{sc} \quad (\text{Equation IV.21})$$

Le calcul est ensuite itéré avec les nouvelles valeurs de température et de pression d'évaporation jusqu'à la convergence de la valeur de la basse pression. Le nombre d'itérations varie entre 2 et 10 selon les conditions initiales.

IV.3.2.2. Condenseur au HFC

Le modèle de condenseur au HFC calcule la puissance calorifique et les températures de sortie à partir des données géométriques de l'échangeur, de la valeur de la haute pression, des débits massiques et des températures d'entrée de la source froide et du réfrigérant. Le modèle de condenseur est divisé en trois zones (désurchauffe, condensation et sous-refroidissement) à cause des coefficients d'échange variables suivant le type de transfert thermique. Le principe de calcul est basé sur une progression de zone en zone, les sorties d'une zone étant les entrées de la suivante. Le calcul progresse ainsi d'un côté de l'échangeur à l'autre jusqu'à la convergence des températures de sortie des deux fluides. Dans chaque zone, les modèles utilisent le calcul de la moyenne logarithmique de l'écart de température et le calcul de l'efficacité et du nombre d'unités de transfert comme méthodes de calcul. Le principe de calcul est schématisé sur la figure IV.4. La nomenclature des températures utilisées dans les équations des modèles est présente sur ces figures. Les propriétés thermodynamiques des fluides sont obtenues par l'utilitaire Refprop.

De même que pour les modèles d'évaporateurs, les températures de sortie des modèles de condenseur sont préalablement fixées aux valeurs des températures d'entrée. Le calcul commence par la zone de désurchauffe. Les enthalpies correspondant à l'entrée du condenseur h_i et au début de la condensation h_{cd1} sont obtenues à l'aide de l'utilitaire Refprop. La puissance calorifique produite lors de la désurchauffe est obtenue à l'aide de l'équation IV.22. La moyenne logarithmique de l'écart de température sur cette zone de l'échangeur est calculée par l'équation IV.23.

$$\dot{Q}_{dsc} = \dot{m}_r \cdot (h_e - h_{cd1}) \quad (\text{Equation IV.22})$$

$$DTLM_{dsc} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cd1} - T_{f2})}{\ln\left(\frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cd1} - T_{f2})}\right)} \quad (\text{Equation IV.23})$$

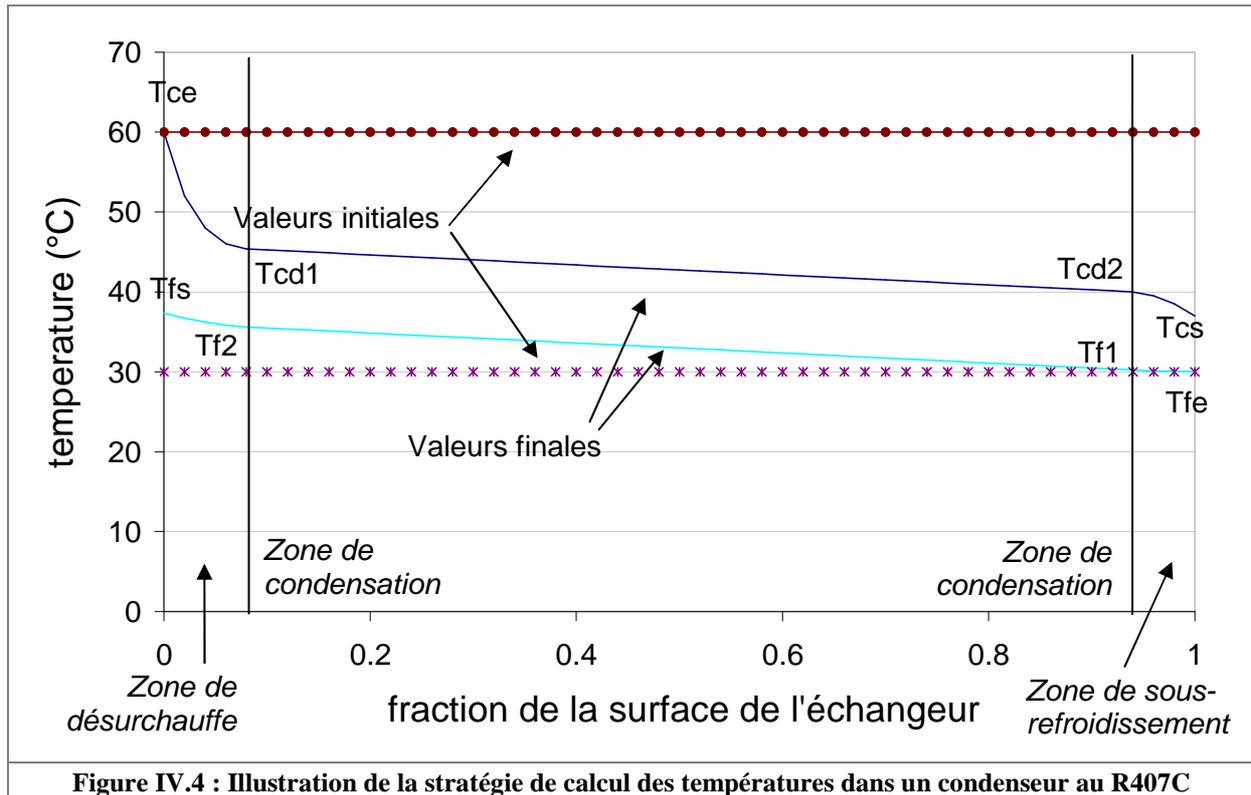


Figure IV.4 : Illustration de la stratégie de calcul des températures dans un condenseur au R407C

La surface de l'échangeur utilisée pour la désurchauffe des vapeurs est ensuite calculée par l'équation IV.24. Le coefficient d'échange global U_{dsc} dépend du type d'échangeur, de ses caractéristiques géométriques et des coefficients d'échange convectif en transfert sensible obtenus par une corrélation de McAdams [ASH 1989] (tableau IV.2).

$$S_{dsc} = \frac{\dot{Q}_{dsc}}{U_{dsc} \cdot DTLM_{dsc}} \quad (\text{Equation IV.24})$$

La puissance calorifique produite par condensation est calculée à partir des valeurs d'enthalpie en début h_{cd1} et en fin de condensation h_{cd2} obtenues à l'aide de l'utilitaire Refprop (équation IV.25).

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_r \cdot (h_{cd1} - h_{cd2}) \quad (\text{Equation IV.25})$$

La température de la source chaude en sortie de la zone de condensation T_{f2} est calculée par l'équation IV.26. La variation de température de la source chaude étant relativement faible, la chaleur massique Cp_{sc} est supposée constante dans tout l'échangeur.

$$T_{f2} = T_{f1} + \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{m}_{sc} \cdot Cp_{sc}} \quad (\text{Equation IV.26})$$

La moyenne logarithmique de l'écart de température sur cette zone de l'échangeur est calculée par l'équation IV.27.

$$DTLM_{cd} = \frac{(T_{cd2} - T_{f1}) - (T_{cd1} - T_{f2})}{\ln\left(\frac{T_{cd2} - T_{f1}}{T_{cd1} - T_{f2}}\right)} \quad (\text{Equation IV.27})$$

La surface de l'échangeur utilisée pour la condensation est ensuite calculée par l'équation IV.28. Le coefficient d'échange global U_{sc} dépend du type d'échangeur, de ses caractéristiques géométriques et des coefficients d'échange convectif en transfert de chaleur sensible pour la source chaude et en transfert de chaleur latente pour le R407C obtenus par les deux corrélations de McAdams [ASH 1989] présentées dans le tableau IV.2.

$$S_{cd} = \frac{\dot{Q}_{cd}}{U_{cd} \cdot DTLM_{cd}} \quad (\text{Equation IV.28})$$

La suite du calcul concerne la zone de sous-refroidissement. La surface de l'échangeur utilisée pour le sous-refroidissement est calculée par l'équation IV.29.

$$S_{sr} = S_{totale} - S_{dsc} - S_{cd} \quad (\text{Equation IV.29})$$

Connaissant la surface d'échange, la méthode du nombre d'unités de transfert est utilisée pour calculer la puissance échangée ainsi que les températures de sorties du réfrigérant et du fluide source sur la zone de sous-refroidissement. Le nombre d'unités de transfert sur cette zone de l'échangeur (équation IV.30) ainsi que l'efficacité d'échange (équation IV.31) sont ensuite calculés afin de déterminer la puissance calorifique produite dans la zone de sous-refroidissement (équation IV.32). U_{sr} est le coefficient global d'échange convectif en transfert de chaleur sensible obtenu à partir d'une corrélation de McAdams [ASH 1989] (tableau IV.2). $\dot{m}C_{\min}$ correspond au minimum des débits de capacité calorifique entre celui du réfrigérant et celui de la source chaude.

$$NUT_{sr} = \frac{U_{sr} \cdot S_{sr}}{\dot{m}C_{\min}} \quad (\text{Equation IV.30})$$

$$\varepsilon_{sr} = \frac{1 - \exp\left[-NUT_{sr} \cdot \left(1 - \frac{\dot{m}C_{\min}}{\dot{m}C_{\max}}\right)\right]}{1 - \frac{\dot{m}C_{\min}}{\dot{m}C_{\max}} \cdot \exp\left[-NUT_{sr} \cdot \left(1 - \frac{\dot{m}C_{\min}}{\dot{m}C_{\max}}\right)\right]} \quad (\text{Equation IV.31})$$

$$\dot{Q}_{sr} = \varepsilon_{sr} \cdot \dot{m}C_{\min} \cdot (T_{cd2} - T_{fe}) \quad (\text{Equation IV.32})$$

La température du réfrigérant en sortie d'échangeur condenseur T_{cs} (équation IV.33) et la température de la source chaude en fin de condensation T_{f1} (équation IV.34) sont calculées à partir de la valeur de la puissance calorifique de sous-refroidissement.

$$T_{cs} = T_{cd2} - \frac{\dot{Q}_{sr}}{\dot{m}_r \cdot Cp_r} \quad (\text{Equation IV.33})$$

$$T_{f1} = T_{fe} + \frac{\dot{Q}_{sr}}{\dot{m}_{sc} \cdot Cp_{sc}} \quad (\text{Equation IV.34})$$

Ensuite, le calcul retourne à la zone de condensation pour établir de nouvelles valeurs de la température de source chaude en début de condensation T_{j2} et de la surface d'échange utilisée par la condensation à l'aide des équations IV.26 et IV.28 respectivement. Enfin, la zone de désurchauffe est reconsidérée avec la nouvelle valeur de T_{j2} afin de recalculer la température de sortie de la source chaude T_{fs} (équation IV.35).

$$T_{fs} = T_{f2} + \frac{\dot{Q}_{dsc}}{\dot{m}_{sc} \cdot C_{p_{sc}}} \quad (\text{Equation IV.35})$$

Le calcul itératif reprend à l'équation IV.23 jusqu'à la convergence des températures de sortie du réfrigérant et de la source chaude. La convergence est atteinte lorsque la variation des températures de sortie est inférieure à $\pm 0,1^\circ\text{C}$. La puissance calorifique totale produite est calculée à l'aide de l'équation IV.36.

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{dsc} + \dot{Q}_{cd} + \dot{Q}_{sr} \quad (\text{Equation IV.36})$$

Le modèle de condenseur peut être utilisé soit en condenseur classique à trois zones (désurchauffe, condensation et sous-refroidissement), soit en désurchauffeur uniquement ou en sous-refroidisseur uniquement, soit en échangeur assurant une désurchauffe et un début de condensation ou une fin de condensation et un sous-refroidissement. Ceci permet d'utiliser les échangeurs en série pour les différents postes de production (ECS, chauffage ou réchauffement de la boucle d'eau froide), comme c'est le cas dans certains modes de fonctionnement de la TFP.

IV.3.2.3. Gas cooler au CO₂

Le modèle de gas cooler au CO₂ calcule également la puissance calorifique et les températures de sortie à partir des données géométriques de l'échangeur, de la valeur de la haute pression, des débits massiques et des températures d'entrée de la source froide et du réfrigérant. Le modèle de gas cooler est divisé en k zones de surfaces d'échange égales afin de tenir compte d'importantes variations des propriétés thermodynamiques du dioxyde de carbone dans le domaine supercritique. Le nombre de zones k est un paramètre accessible et modifiable du modèle. Le principe de calcul est encore ici basé sur une progression de zone en zone, les sorties d'une zone étant les entrées de la suivante. Le calcul progresse ainsi d'un côté de l'échangeur à l'autre jusqu'à la convergence des températures de sortie des deux fluides. Dans chaque zone, le modèle utilise, comme méthode de calcul, celui de l'efficacité et du nombre d'unités de transfert. Le principe de calcul est schématisé sur la figure IV.5. La nomenclature des températures utilisées dans les équations des modèles est présente sur ces figures. Les propriétés thermodynamiques des fluides sont obtenues par l'utilitaire Refprop.

De même que pour les modèles d'évaporateur et de condenseur au HFC, les températures de sortie des modèles d'échangeurs haute pression sont préalablement fixées aux valeurs des températures d'entrée. Sur chaque zone i de l'échangeur (i variant de 1 à k), le nombre d'unités de transfert NUT_i (équation IV.37) ainsi que l'efficacité d'échange (équation IV.38) sont ensuite calculés afin de déterminer la puissance calorifique produite dans chaque zone (équation IV.39). U_i est le coefficient global d'échange convectif en transfert de chaleur sensible obtenu à partir d'une corrélation de McAdams [ASH 1989] pour la source chaude et de la corrélation de Gnielinski [HAB 2007] pour le CO₂ (tableau IV.2). S_i , la surface de la zone concernée, est égale à la surface totale d'échange du gas cooler divisée par le nombre de zones k . $\dot{m}C_{\min}$ correspond au minimum des débits de capacité calorifique entre celui du réfrigérant et celui de la source chaude.

$$NUT^i = \frac{U^i \cdot S^i}{\dot{m}C_{\min}} \quad (\text{Equation IV.37})$$

$$\varepsilon^i = \frac{1 - \exp\left[-NUT^i \cdot \left(1 - \frac{\dot{m}C_{\min}}{\dot{m}C_{\max}}\right)\right]}{1 - \frac{\dot{m}C_{\min}}{\dot{m}C_{\max}} \cdot \exp\left[-NUT^i \cdot \left(1 - \frac{\dot{m}C_{\min}}{\dot{m}C_{\max}}\right)\right]} \quad (\text{Equation IV.38})$$

$$\dot{Q}^i = \varepsilon^i \cdot \dot{m}C_{\min} \cdot (T_{ce}^i - T_{fe}^i) \quad (\text{Equation IV.39})$$

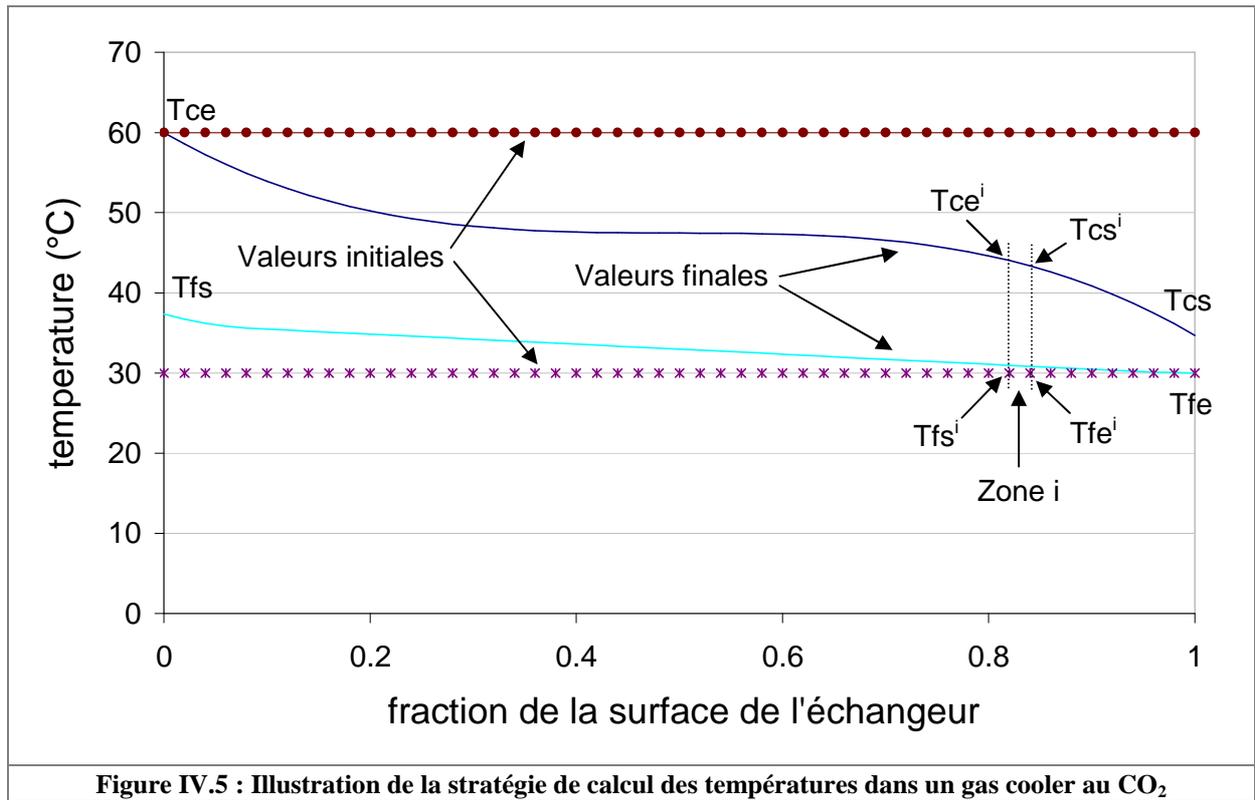


Figure IV.5 : Illustration de la stratégie de calcul des températures dans un gas cooler au CO₂

Dans le sens de progression du réfrigérant, n'est calculée que la température de sortie du réfrigérant par l'équation IV.40. La température d'entrée de la zone suivante est égale à la température de sortie de la zone concernée (équation IV.41).

$$T_{cs}^i = T_{ce}^i - \frac{\dot{Q}^i}{\dot{m}_r \cdot Cp_r} \quad (\text{Equation IV.40})$$

$$T_{ce}^{i+1} = T_{cs}^i \quad (\text{Equation IV.41})$$

Dans le sens de progression de la source chaude, n'est calculée que la température de sortie de la source chaude par l'équation IV.42. La température d'entrée de la zone suivante est égale à la température de sortie de la zone concernée (équation IV.43).

$$T_{fs}^i = T_{fe}^i + \frac{\dot{Q}^i}{\dot{m}_{sc} \cdot Cp_{sc}} \quad (\text{Equation IV.42})$$

$$T_{fe}^{i+1} = T_{fs}^i \quad (\text{Equation IV.43})$$

Le calcul itératif est mené jusqu'à la convergence des températures de sortie du réfrigérant et de la source chaude. La convergence est atteinte lorsque la variation des températures de sortie est inférieure à $\pm 0,1^\circ\text{C}$. La puissance calorifique totale produite est calculée à l'aide de l'équation IV.44.

$$\dot{Q}_c = \sum_{i=1}^k \dot{Q}^i \quad (\text{Equation IV.44})$$

IV.3.2.4. Coefficients d'échange

Une vérification des coefficients d'échange est effectuée. Le tableau IV.3 présente les valeurs maximales calculées par simulation en régime permanent. Les valeurs sur l'air sont de l'ordre de 100 W.m⁻².K⁻¹. Les coefficients d'échange sur l'eau varient entre 9000 et 15000 W.m⁻².K⁻¹ en fonction du type d'échangeur. En condensation pour le R407C, ils sont autour de 30000 W.m⁻².K⁻¹. Pour le CO₂, les coefficients atteignent 7000 W.m⁻².K⁻¹ aux alentours du point critique. En évaporation, les coefficients d'échange atteignent 20000 W.m⁻².K⁻¹ pour le R407C et 40000 W.m⁻².K⁻¹ pour le CO₂. Ces valeurs maximales sont légèrement élevées par rapport aux coefficients d'échange obtenus classiquement [MEU 2005]. La résistance thermique apportée par une pellicule de vapeur d'eau condensée ou de givre sur les ailettes n'est pas prise en compte. L'hypothèse prise est que les débits de soufflage d'air permettent une bonne évacuation des condensats, ce qui est plutôt le cas sur notre prototype (paragraphe III.3.3.).

	Zones de transfert de chaleur sensible		Zones de transfert de chaleur latente	
	fluide	Coefficients d'échange [W.K ⁻¹ .m ⁻²]	fluide	Coefficients d'échange [W.K ⁻¹ .m ⁻²]
Evaporateur R407C à eau	réfrigérant	899	réfrigérant	21645
	eau	9047	eau	9047
Evaporateur CO₂ à eau	réfrigérant	1736	réfrigérant	40316
	eau	11502	eau	11502
Evaporateur R407C à air	réfrigérant	899	réfrigérant	21645
	air	91	air	91
Evaporateur CO₂ à air	réfrigérant	1736	réfrigérant	40316
	air	92	air	92
Condenseur R407C à eau	réfrigérant	973	réfrigérant	28323
	eau	11522	eau	11522
Gas cooler CO₂ à eau	réfrigérant	6983		
	eau	14862		
Condenseur R407C à air	réfrigérant	973	réfrigérant	28323
	air	92	air	92
Gas cooler CO₂ à air	réfrigérant	6983		
	air	90		

Tableau IV.3 : Coefficients d'échange par convection dans les différents échangeurs

IV.4. Modélisation des thermofrigopompes au HFC et au CO₂

Les modèles de thermofrigopompes sont construits à partir des modèles de composants. Chaque mode fait l'objet d'un projet de simulation différent dans lesquels les modèles des composants adéquats sont connectés. Les simulations sont menées pour différentes températures de source froide et de source chaude. Les puissances thermiques et électriques de la thermofrigopompe au R407C simulées par notre modèle, issues des données du constructeur et expérimentales sont comparées dans le but de valider les méthodes de calcul du modèle.

Les modèles des TFP au R407C correctement dimensionnée et au CO₂ sont construits sur la base de la première modélisation du prototype au R407C. La puissance de sous-refroidissement délivrée pour chaque condition de fonctionnement est ensuite obtenue à partir des résultats expérimentaux pour le R407C et de résultats de simulation pour le CO₂. L'objectif final de cette modélisation est la construction de tableaux de puissances d'installations de thermofrigopompes et de pompes à chaleur réversibles au R407C et au CO₂.

IV.4.1. Validation du modèle de thermofrigopompe au HFC

Le modèle de thermofrigopompe est validé à l'aide des résultats expérimentaux obtenus sur le prototype et par les données du constructeur du compresseur du prototype (compresseur scroll Copeland ZB38KCE-TFD) à l'aide du logiciel de sélection d'Emerson Copeland « Selection Software 7 » [EME 2008]. Les équations utilisées dans les modèles de ce logiciel ont été déterminées à partir de

résultats expérimentaux obtenus par le centre de test de Copeland. L'incertitude de ces résultats est de 5%. Les modèles d'échangeur sont paramétrés par les données des échangeurs du prototype (tableau IV.4). Les puissances produites aux échangeurs sont corrigées pour correspondre à la même valeur de sous-refroidissement. Les puissances obtenues avec le logiciel de sélection de compresseur n'incluent aucun sous-refroidissement. La puissance de sous-refroidissement est donc déduite des puissances calorifique et frigorifique expérimentales. Les débits des sources choisis pour l'étude de validation sont de 2000 l/h sur l'eau et de 4500 m³/h pour l'air.

Fluide secondaire	Echangeur	Surface d'échange (m ²)	Diamètres hydrauliques (mm) réfrigérant / fluide source
Eau (Echangeur à plaques)	Condenseur	2,45	3,9 / 3,9
	Sous-refroidisseur	0,16	3,9 / 3,9
	Evaporateur	0,8	3,9 / 3,9
Air (Batterie à ailettes)	Condenseur	4,24	10 / 3,4
	Evaporateur	4,24	10 / 3,4

Tableau IV.4 : Surfaces d'échange et diamètres hydrauliques des échangeurs du prototype

Les paramètres du compresseur sont définis de sorte que les résultats du modèle numérique correspondent aux données du constructeur. Le paramètre de calage choisi est le taux d'espace mort. Dans le cas du compresseur scroll, ce paramètre est fictif. Son équation peut s'écrire en fonction du taux de compression (équation IV.45). Cette écriture du taux d'espace mort fictif permet d'approcher les performances du compresseur à moins de 5%. Les rendements mécanique et électrique sont fixés respectivement à 0,72 et 0,9. Le volume balayé est de 14,5 m³/h.

$$\tau_{em} = -0,0003 \cdot \left(\frac{HP}{BP}\right)^2 + 0,004 \cdot \left(\frac{HP}{BP}\right) + 0,02 \quad (\text{Equation IV.45})$$

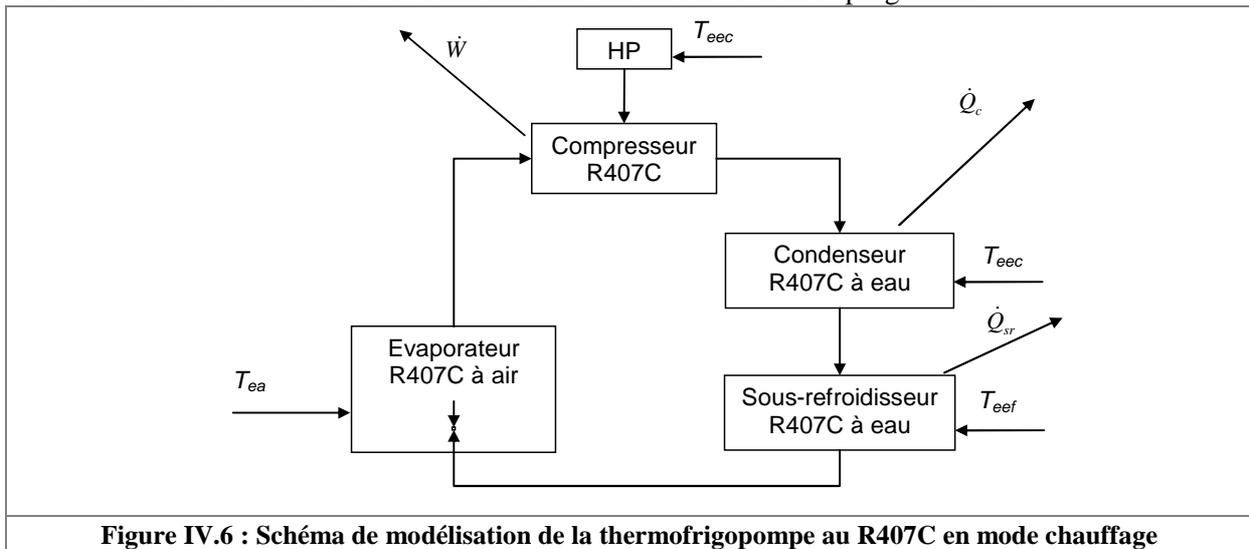
IV.4.1.1. Validation des modèles

Mode par mode, des graphiques présentent les puissances mises en jeu. Des barres d'incertitude permettent de visualiser une erreur relative de 5% de notre modèle par rapport aux points expérimentaux et issus du modèle constructeur. Chaque mode est représenté par la connexion des modèles adéquats de composants frigorifiques. En ce qui concerne les fluides sources, les simulations ont été menées pour des températures variables et des débits massiques fixes. Les températures des sources T_{ea} (Température d'entrée d'air), T_{ec} (Température d'entrée d'eau chaude) et T_{ef} (Température d'entrée d'eau froide) sont données par des modèles de lecture de fichiers de données. Les débits sont des paramètres fixés par l'utilisateur dans les modèles. Les détentes isenthalpes sont prises en compte par les modèles d'évaporateurs. La haute pression est calculée par un module d'éditeur d'équations de Trnsys à partir des équations III.3, III.4 et III.5, déterminées dans le chapitre III à partir des essais expérimentaux. L'équation III.3 est l'équation de la consigne de la haute pression en fonction de la température d'entrée de la source chaude et d'un écart de température assurant la condensation totale du réfrigérant. L'équation III.4 correspond à l'écart de température à ajouter à la température d'entrée d'air pour assurer une condensation totale du réfrigérant dans un condenseur à air. L'équation III.5 correspond à l'écart de température à ajouter à la température d'entrée d'eau chaude pour assurer une condensation totale du réfrigérant dans un condenseur à eau. Les modèles sont finalement validés par comparaison avec les résultats des mesures expérimentales même si l'incertitude est relativement importante en particulier sur certains écarts de température faibles.

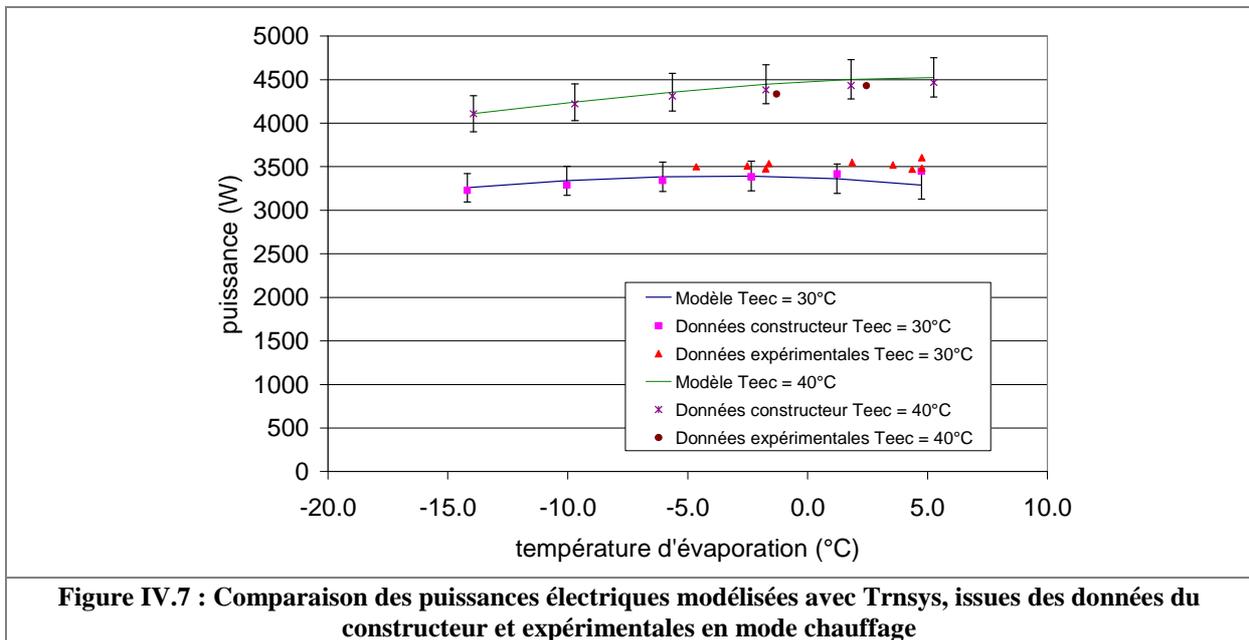
IV.4.1.1.1. Mode chauffage

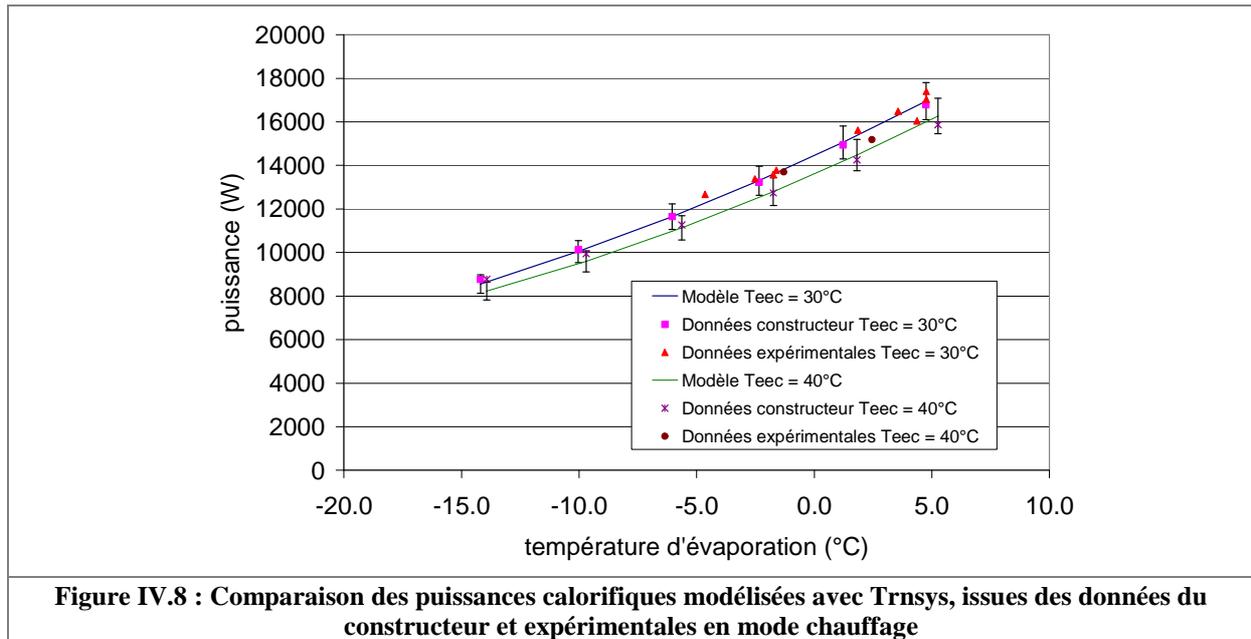
Le schéma du mode chauffage est présenté sur la figure IV.6. La modélisation comporte un modèle de compresseur au R407C, deux modèles de condenseurs à eau en série et un modèle d'évaporateur à air. Le sous-refroidisseur est modélisé par un modèle de condenseur qui ne prend en compte qu'une zone de sous-refroidissement. L'enthalpie est recalculée à partir de la pression et de la température du fluide

frigorigène en entrée de ce modèle. L'état du réfrigérant est alors reconnu comme totalement condensé et les zones de désurchauffe et de condensation sont inactives dans le programme.



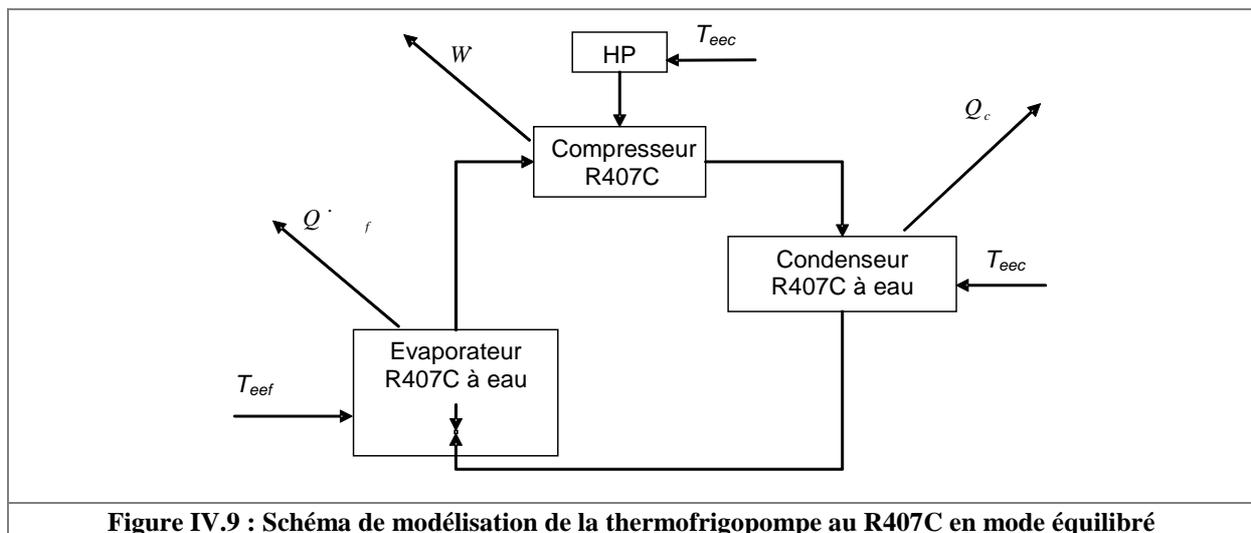
En mode chauffage, des simulations ont été menées pour des températures d'air variant de -10 à 15°C et pour des températures d'entrée d'eau chaude de 30 et 40°C. Les courbes de résultats ainsi que les courbes du constructeur sont présentées sur les figures suivantes. Les figures IV.7 et IV.8 présentent les comparaisons des puissances électriques et calorifiques. Les données du constructeur et les données du modèle concordent. Les points expérimentaux concordent également avec une erreur généralement inférieure à 5% dans la gamme de températures d'évaporation étudiée.





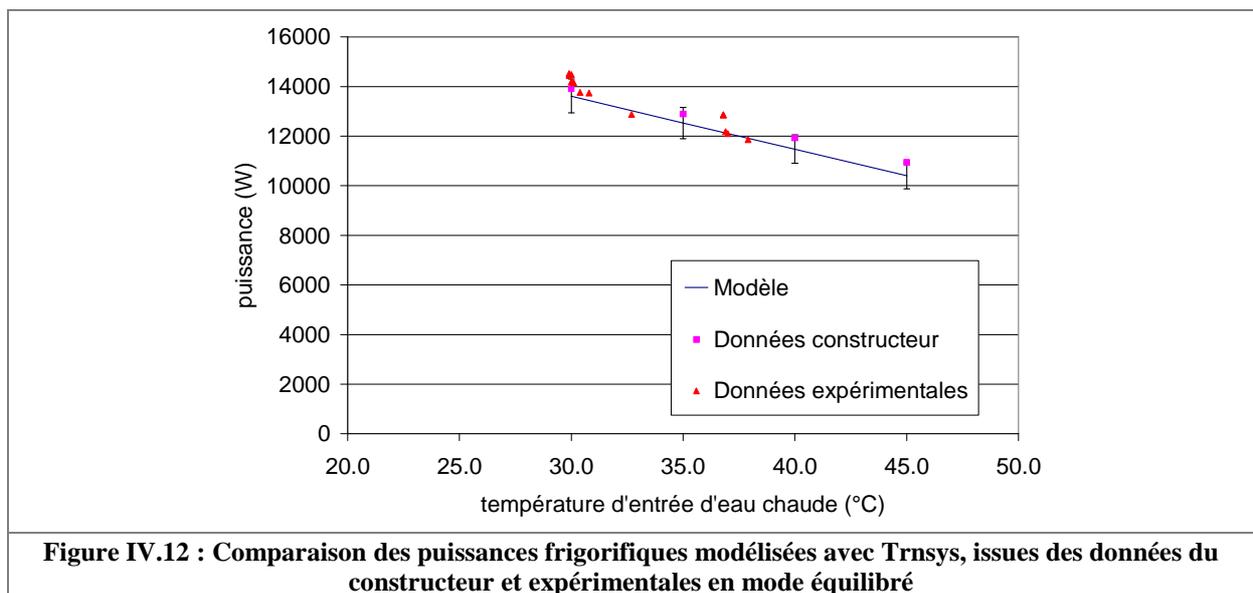
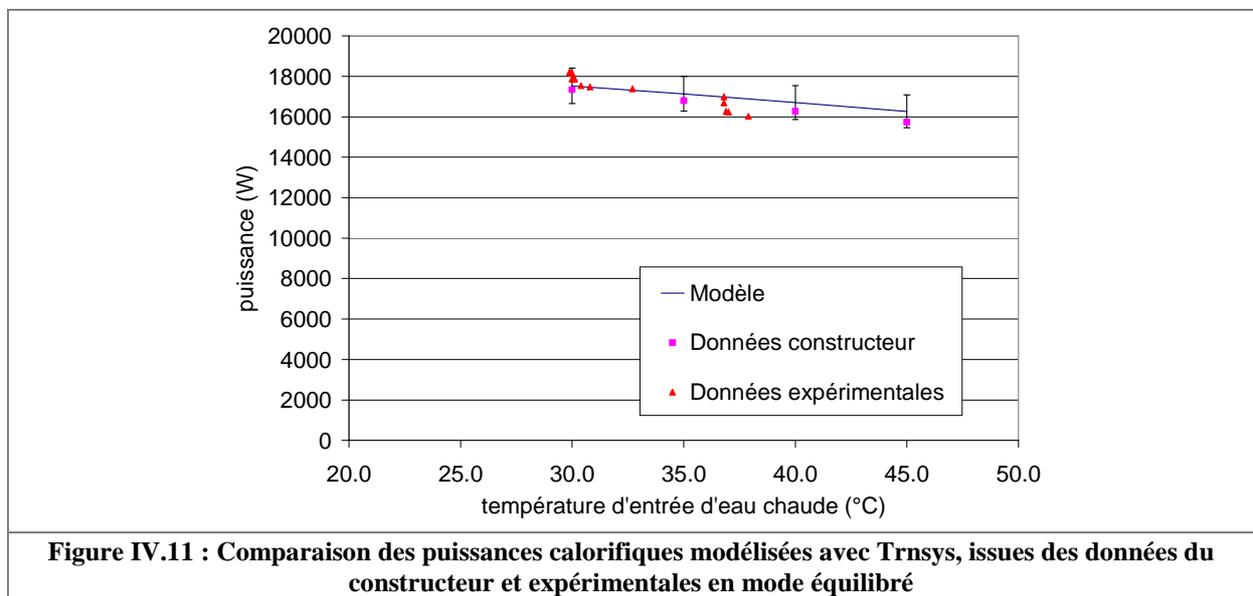
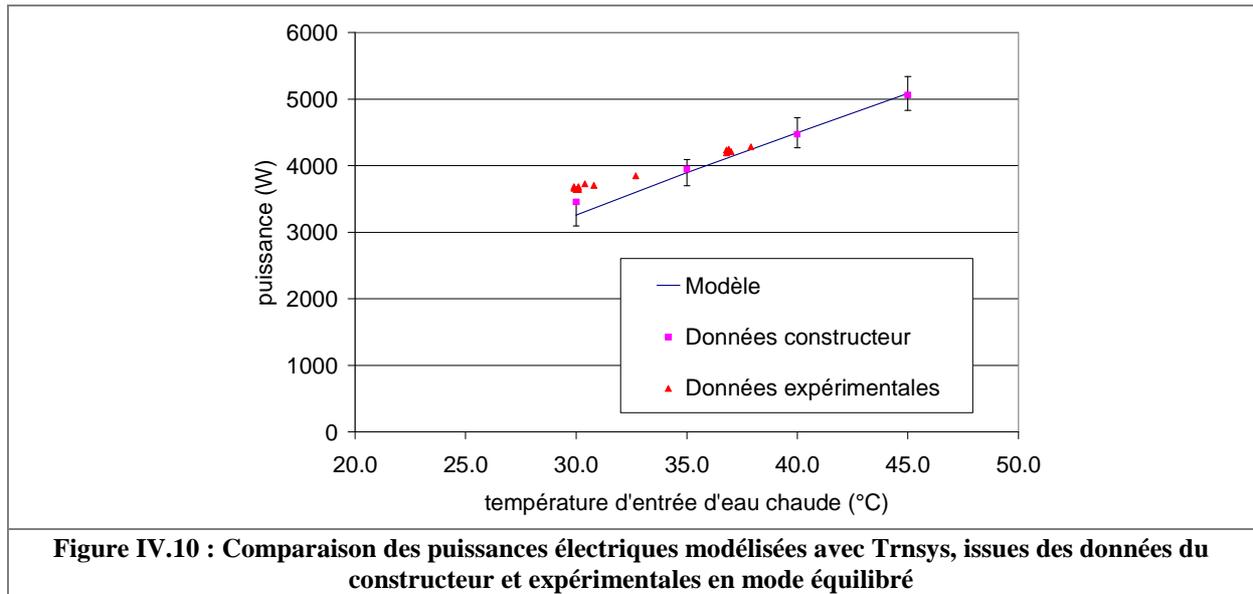
IV.4.1.1.2. Mode équilibré

Le schéma du mode équilibré est présenté sur la figure IV.9. La modélisation comporte un modèle de compresseur au R407C, un modèle de condenseur à eau et un modèle d'évaporateur à eau.



En mode équilibré, les simulations de validation ont été menées pour trois températures d'entrée d'eau chaude au condenseur de 30, 35 et 40°C et pour une température d'entrée d'eau froide de 10°C. Les figures IV.10, IV.11 et IV.12 présentent les résultats des calculs des puissances électriques, calorifiques et frigorifiques.

Les données du constructeur et les données du modèle sont en bonne concordance. Les points expérimentaux sont également assez proches avec une erreur inférieure à 10%.



IV.4.1.1.3. Mode rafraîchissement

Le schéma du mode rafraîchissement est présenté sur la figure IV.13. La modélisation comporte un modèle de compresseur au R407C, un modèle de condenseur à air et un modèle d'évaporateur à eau.

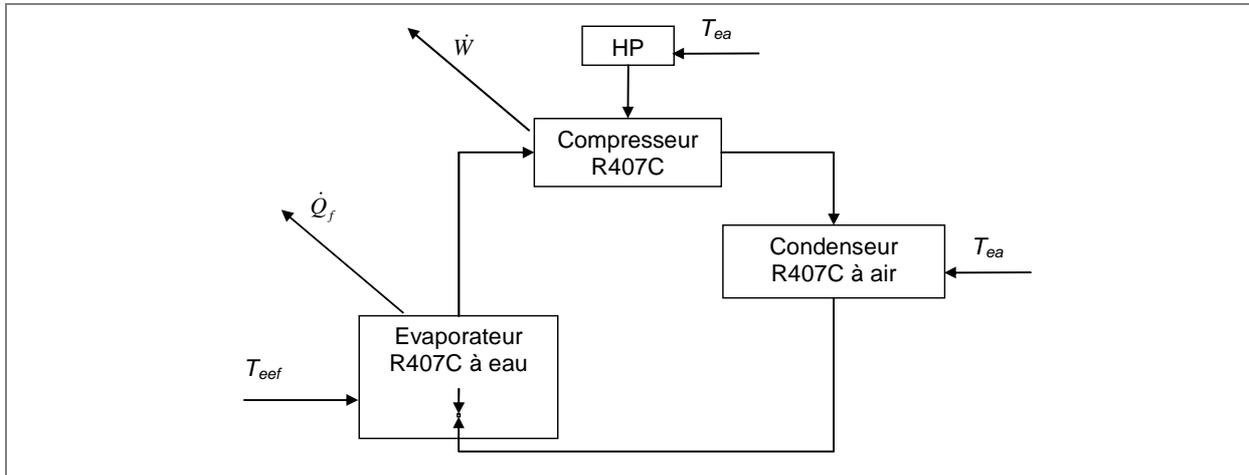


Figure IV.13 : Schéma de modélisation de la thermofrigopompe au R407C en mode rafraîchissement

En mode rafraîchissement, les simulations de validation ont été menées pour quatre températures d'entrée d'air au condenseur de 25, 30, 35 et 40°C et pour une température d'entrée d'eau froide de 10°C. Les figures IV.14 et IV.15 présentent les résultats des calculs des puissances électriques et frigorifiques. Les puissances expérimentales sont représentées à titre indicatif et les points ne correspondent pas à une température d'entrée d'eau froide constante. Elles correspondent à un essai de fonctionnement en mode rafraîchissement. Au fur et à mesure de l'essai, la température d'entrée d'eau froide diminue de 22,4 à 11,2°C et la température d'évaporation varie de 9,1 à -0,8°C. Les écarts entre température d'entrée d'eau froide et température d'évaporation sont trop élevés à cause du sous-dimensionnement de l'évaporateur à eau par rapport au compresseur. D'autre part, la mesure de température d'entrée d'air sur le prototype n'est pas d'une précision suffisante pour valider notre modèle. Les essais expérimentaux dans le mode rafraîchissement n'ont donc pas été poussés plus loin. La figure ci-dessous montre que les mesures expérimentales, pourtant assez proches au début de l'essai, s'éloignent des valeurs du modèle. Ces mesures ne nous permettent pas de valider le modèle.

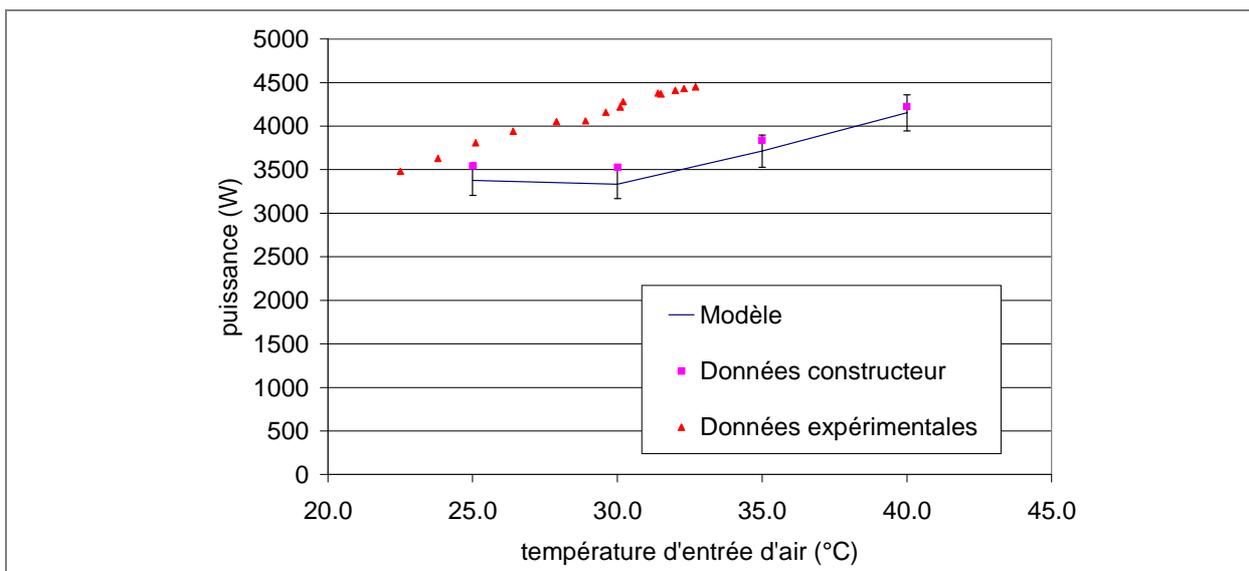


Figure IV.14 : Comparaison des puissances électriques modélisées avec Trnsys, issues des données du constructeur et expérimentales en mode rafraîchissement

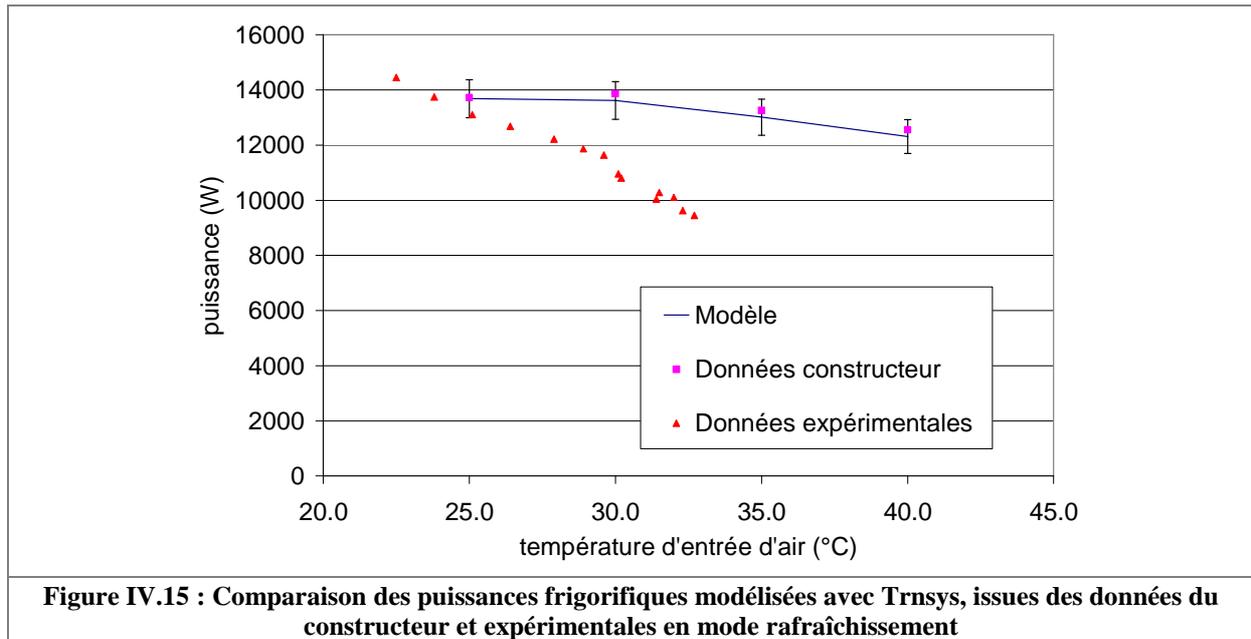


Figure IV.15 : Comparaison des puissances frigorifiques modélisées avec Trnsys, issues des données du constructeur et expérimentales en mode rafraîchissement

Le modèle de simulation et les données du constructeur sont en bonne concordance. En revanche, les points expérimentaux de ce mode ne peuvent être utilisés pour la validation. Les figures IV.11 et IV.12 présentant les évolutions des puissances en mode équilibré avec évaporation sur eau servent à valider le modèle dans ce cas de figure. Lorsque les températures d'évaporation sur eau correspondent entre modèle et expérimentation, les puissances frigorifiques concordent à moins de 10% près.

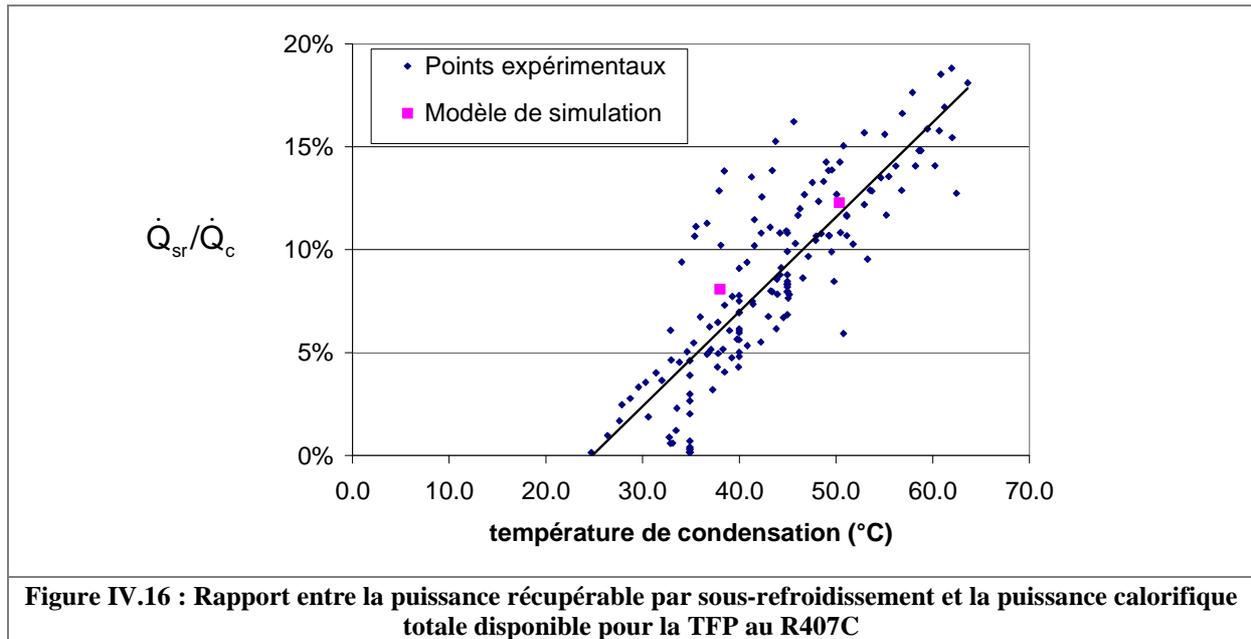
IV.4.1.1.4. Comparaison des puissances

Les données du constructeur et celles du modèle numérique correspondent à moins de 5% près. Cette erreur est du même ordre de grandeur que l'incertitude des résultats du modèle du constructeur utilisé dans le logiciel « Selection Software 7 » d'Emerson Copeland. Les résultats expérimentaux sont également en bonne concordance avec le modèle en mode chauffage et en mode équilibré. Le modèle est donc considéré comme validé au niveau des méthodes de calcul et du paramétrage à moins de 10% près. Le mode chauffage est le mode de fonctionnement le plus sollicité de la thermofrigopompe. La concordance des résultats de simulation et expérimentaux dans ce mode a été la priorité pour le choix des paramètres de modélisation. Les autres modes présentent une concordance légèrement moins bonne mais tout de même acceptable pour l'étude comparative qui fait l'objet du chapitre V.

IV.4.1.2. Puissance de sous-refroidissement

La puissance de sous-refroidissement est obtenue à l'aide d'une équation linéaire d'interpolation de résultats expérimentaux obtenus dans les modes chauffage et équilibré. La figure IV.16 présente le rapport de la puissance récupérée au sous-refroidisseur sur la boucle d'eau froide, sur la puissance utile récupérée au condenseur en fonction de la température de condensation. La dispersion des points expérimentaux mesures dépend de la variation des températures d'entrée d'eau froide entre 5 et 15°C et de la précision de la métrologie. L'équation d'interpolation linéaire de ces points expérimentaux est donnée en équation IV.46. Les points du modèle de simulation sont assez proches de la loi empirique basée sur les points expérimentaux.

$$\frac{\dot{Q}_{sr}}{\dot{Q}_c} = 0,0046 \cdot T_{cd} - 0,1141 \quad (\text{Equation IV.46})$$



La puissance de sous-refroidissement augmente par rapport à la puissance calorifique au fur et à mesure que la température de condensation augmente du fait d'une température de réfrigérant en sortie du condenseur utile et donc en entrée au sous-refroidisseur de plus en plus élevée.

IV.4.2. Machines optimisées du point de vue du dimensionnement : modélisation finales

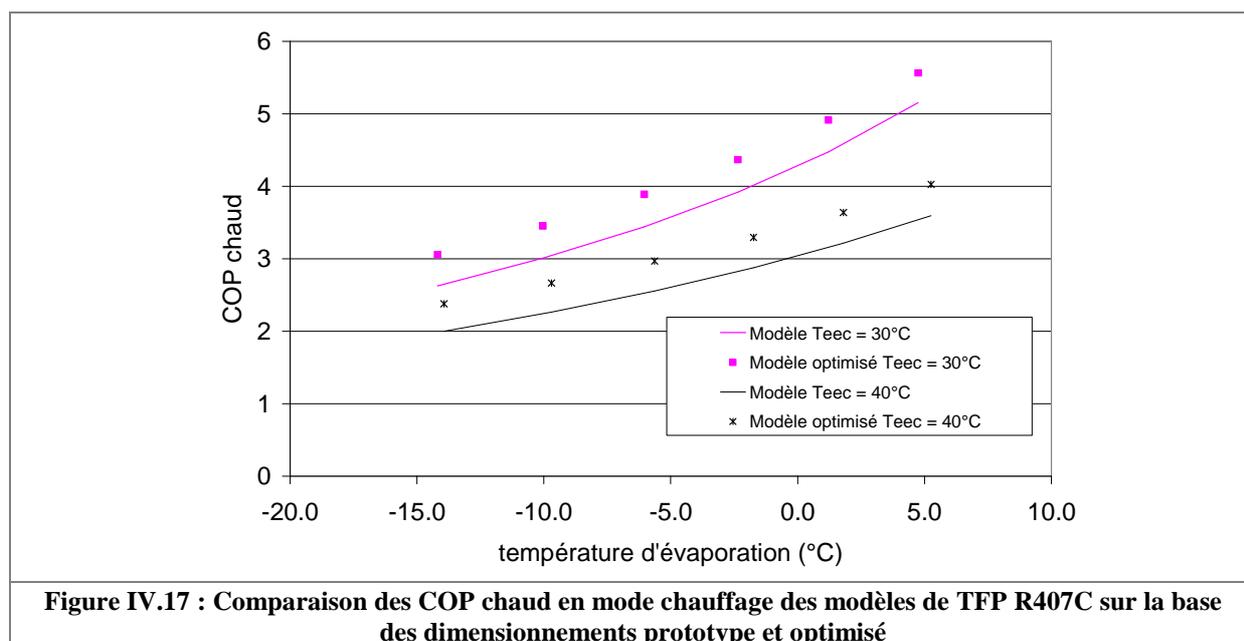
Dans cette partie, les thermofrigopompes et les pompes à chaleur finalement modélisées sont correctement dimensionnées. Elles permettent de générer les tableaux des puissances calorifiques, frigorifiques et électriques en fonction des conditions de fonctionnement.

IV.4.2.1. Modifications pour le modèle de TFP au R407C

Les modèles des divers composants frigorifiques ont été modifiés de sorte que les erreurs de construction décrites ci-après soient corrigées. Les autres composants n'ont pas été modifiés.

- Le surdimensionnement du compresseur : le volume balayé du compresseur a été diminué de 20%.
- La batterie d'équilibrage sur air correspond à un tubage alterné HP et BP comme initialement prévu (paragraphe II.4.2.). Par rapport à celle du prototype, cela conduit à fortement réduire la surface des ailettes. Néanmoins par rapport à l'échangeur sur air de la PAC réversible, la surface des ailettes est multipliée par un facteur égal à 1,4. L'efficacité d'ailette ϵ_a simulée est de 0,8 pour le modèle de TFP ($\epsilon_a = 0,9$ pour le modèle de PAC réversible).

La figure IV.17 présente la comparaison entre les coefficients de performance du modèle de TFP basé sur les caractéristiques du prototype et le modèle optimisé du point de vue du dimensionnement. Le second modèle prend en compte les modifications énoncées ci-dessus. L'augmentation de ce coefficient de performance évolue entre 10 et 20% suivant la température d'entrée d'eau chaude et la température d'évaporation.



IV.4.2.2. Modifications pour le modèle de TFP au CO₂

Le modèle validé de thermofrigopompe au R407C sert de base à la construction d'un modèle de thermofrigopompe au CO₂. Les modèles d'évaporateurs du R407C sont réutilisés pour le CO₂. En revanche, le gas cooler est un modèle différent, discrétisé en zones de petite surface. Cette technique de modélisation de gas cooler a déjà été utilisée ou préconisée par plusieurs auteurs [SAR 2004] [SAR 2006] [DIN 2007] [MEU 2007] [HAB 2007]. Une première étude a consisté à définir des surfaces d'échanges acceptables pour les différents échangeurs de la TFP au CO₂. A partir de ces nouveaux paramètres, des simulations ont été menées pour déterminer les puissances échangées avec ces modèles de thermofrigopompes et de pompes à chaleur au CO₂ et pour les comparer avec les puissances des modèles au R407C.

IV.4.2.2.1. Surfaces d'échange

Une première étude simulée a été menée avec un modèle de TFP au CO₂ disposant des mêmes surfaces d'échangeurs à la haute pression que ceux du modèle au R407C. Les modifications ont porté sur le diamètre hydraulique du côté du fluide frigorigène et des corrélations utilisées pour le calcul des coefficients d'échange. La figure IV.18 présente l'évolution des températures, lors de simulations en mode chauffage, dans des gas coolers destinés à l'eau de chauffage avec des surfaces d'échange de 2,45 m² et de 0,6 m². La première surface d'échange correspond à celle utilisée pour le R407C. Dans toute une partie de l'échangeur, entre 0,4 et 1 de fraction de surface d'échange, il n'y a pas d'échange thermique entre les deux fluides. Ce gas cooler peut donc avoir une surface d'échange plus faible. La surface d'échange de 0,6 m² permet d'aboutir à un pincement en sortie d'échangeur dans le sens d'écoulement du réfrigérant proche de 2°C. Cette surface a été obtenue par tâtonnement.

Pour le gas cooler de sous-refroidissement, la surface de l'échangeur au R407C est trop faible pour la puissance disponible avec le CO₂. Celle-ci est peut atteindre jusqu'à 35 % de la puissance calorifique de chauffage. Cependant, les coefficients d'échange locaux du CO₂ supercritique en sous-refroidissement sont plus de 3 fois plus faibles que ceux relevés dans le gas cooler de chauffage. La surface d'échange nécessaire est largement augmentée jusqu'à la valeur de 0,5 m², correspondant presque à la surface d'échange du gas cooler. La figure IV.19 présente les évolutions de température pour des surfaces d'échange de 0,16 et de 0,5 m², respectivement après le passage dans un gas cooler de surface 2,45 et 0,6 m².

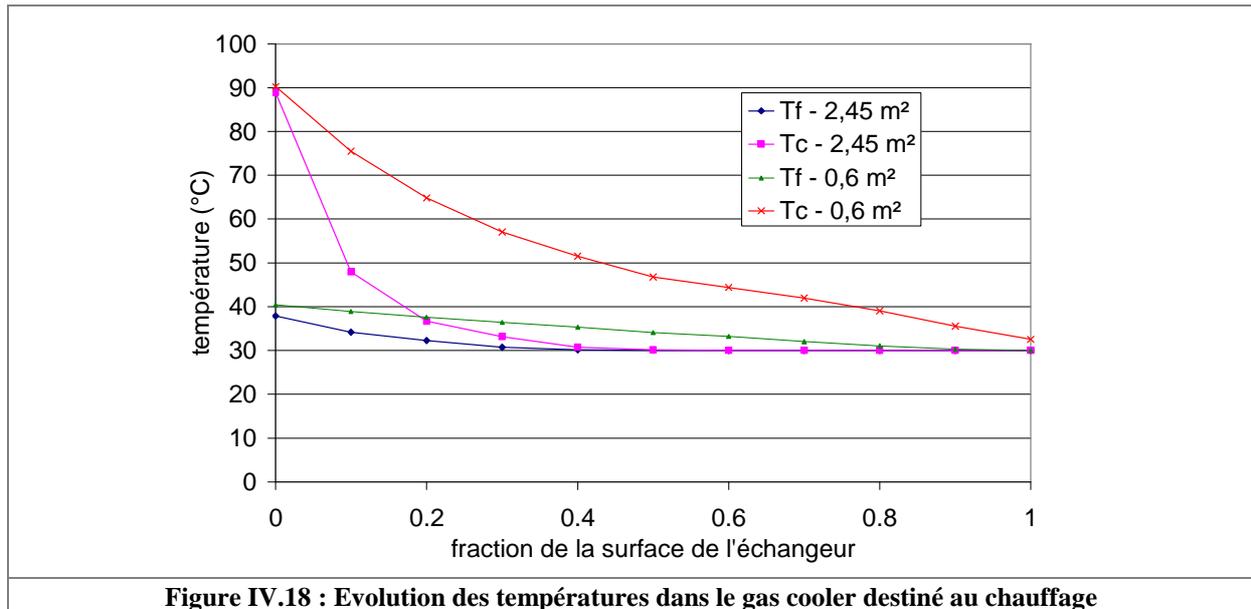


Figure IV.18 : Evolution des températures dans le gas cooler destiné au chauffage

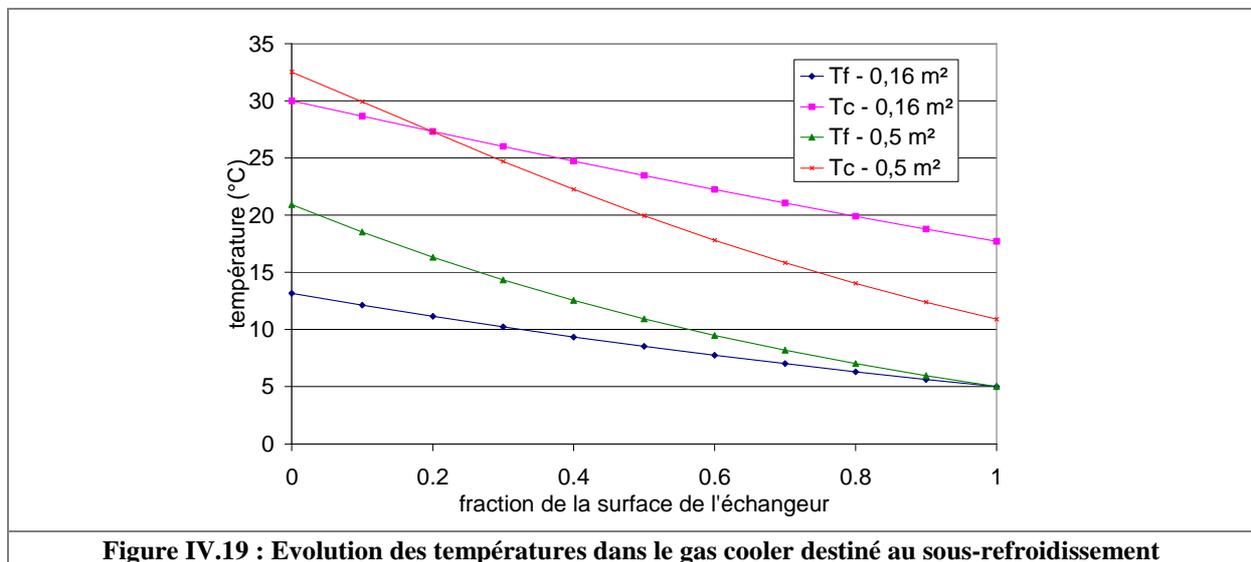


Figure IV.19 : Evolution des températures dans le gas cooler destiné au sous-refroidissement

Les surfaces d'échange et les diamètres hydrauliques choisis pour les échangeurs de chaleur sont donnés dans le tableau IV.5. Les diamètres hydrauliques sont identiques à ceux des échangeurs au R407C, excepté pour les gas coolers où les diamètres ont été réduits à 1 mm. Les surfaces d'échange sont plus faibles sur la partie haute pression de l'installation au CO₂ car les coefficients d'échange sont plus élevés pour le dioxyde de carbone dans le domaine supercritique, du moins en ce qui concerne la partie échangeur à eau. Cette tendance à une diminution de la surface d'échange, notamment du côté du dioxyde de carbone, est confirmée par une publication de Kim et al. [KIM 2004]. Les coefficients d'échange sont effectivement augmentés par des propriétés de transfert de chaleur favorables. La surface d'échange du sous-refroidisseur est fortement augmentée à cause de la puissance à récupérer dans cette partie du refroidissement du CO₂ supercritique. Pour les parties condenseur et évaporateur de la batterie à air, la surface d'échange reste la même. La surface d'échange de l'évaporateur à eau a été augmentée à 1,5 m² car la puissance frigorifique produite était trop élevée dans certaines conditions de fonctionnement.

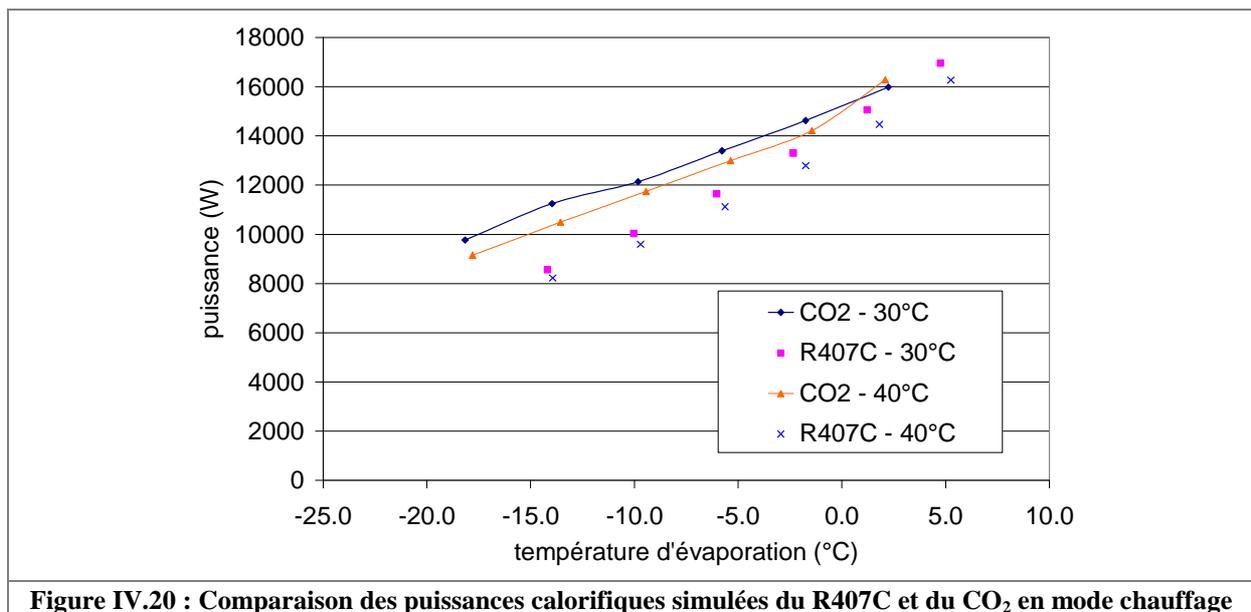
Le gas cooler pourra se diviser en deux échangeurs pour une surface d'échange cumulée de 0,6 m² afin d'assurer la préparation d'ECS en plus de la production d'eau chaude de chauffage.

Fluide secondaire	Echangeur	Surface d'échange (m ²)	Diamètres hydrauliques (mm) réfrigérant / fluide source
Eau (Echangeur à plaques)	Gas cooler	0,6	1 / 3,9
	Sous-refroidisseur	0,5	1 / 3,9
	Evaporateur	0,8	3,9 / 3,9
Air (Batterie à ailettes)	Gas cooler	4,24	10 / 3,4
	Evaporateur	4,24	10 / 3,4

Tableau IV.5 : Surfaces d'échange et diamètres hydrauliques des échangeurs du modèle au CO₂

IV.4.2.2.2. Correspondance des modèles

La construction du modèle au dioxyde de carbone est basée sur la correspondance des puissances calorifiques des modèles au R407C et au CO₂. Dans cette comparaison, les puissances calorifiques incluent un sous-refroidissement dans le gas cooler de chauffage. Le paramètre permettant de caler les modèles est la valeur du volume balayé du compresseur au CO₂. En considérant les mêmes technologies de fabrication de compresseur, les rendements électrique et mécanique sont les mêmes que pour le compresseur au R407C, respectivement 0,9 et 0,72. Le volume balayé a été fixé à la valeur de 1,037 l/s de sorte que les puissances calorifiques moyennes des cycles au CO₂ et au R407C soient égales en mode chauffage (moins de 1% d'écart). La figure IV.20 présente la comparaison des puissances calorifiques en fonction de la température d'évaporation et pour des températures d'entrée d'eau chaude de 30 et 40°C.



Les points représentés sur cette figure correspondent aux mêmes températures d'entrée d'air (de -10 à 15°C). La température d'évaporation du R407C est plus élevée de quelques degrés grâce à la variation progressive de température du réfrigérant durant l'évaporation, liée à la zéotropie du fluide frigorigène.

La valeur du volume balayé du cycle au CO₂ ($V_{b-CO_2} = 1,037$ l/s) est peu élevée en comparaison avec celui du R407C ($V_{b-R407C} = 4,028$ l/s). Le taux de compression (environ 3 pour le CO₂ et environ 4 pour le R407C) et le volume spécifique (environ 0,01 m³/kg pour le CO₂ et environ 0,04 m³/kg pour le R407C en vapeur saturée à 0°C) sont également plus faibles. Ceci donne une indication sur le rapport de taille entre les deux compresseurs. Il sera donc nettement en faveur du dioxyde de carbone. Ce résultat concorde avec les observations de Kim et al. [KIM 2004] à partir des études de Parsch [PAR 2002] sur le développement de compresseurs au CO₂.

IV.4.2.2.3. Puissance de sous-refroidissement

La puissance de sous-refroidissement est obtenue à l'aide d'une simulation dans le mode chauffage. La figure IV.21 présente les résultats de calcul du rapport de la puissance récupérée au sous-refroidisseur sur la boucle d'eau froide, sur la puissance utile récupérée au condenseur en fonction de la température d'entrée d'eau chaude pour une température d'air extérieur de 0°C. La variabilité de ce rapport en fonction de la température d'évaporation est inférieure à 10%. L'équation d'interpolation (équation IV.47) permet de donner une bonne approximation de la puissance récupérable par sous-refroidissement. La courbe est divisée en deux parties séparées autour de 30°C. Cette température est proche de la température critique.

$$\frac{\dot{Q}_{sr}}{\dot{Q}_c} = \begin{cases} 0,0064 \cdot T_{eec} + 0,0938 & \text{si } T_{eec} \geq 30^\circ\text{C} \\ 0,0024 \cdot T_{eec}^2 - 0,107 \cdot T_{eec} + 1,3682 & \text{si } T_{eec} < 30^\circ\text{C} \end{cases} \quad \text{(Equation IV.47)}$$

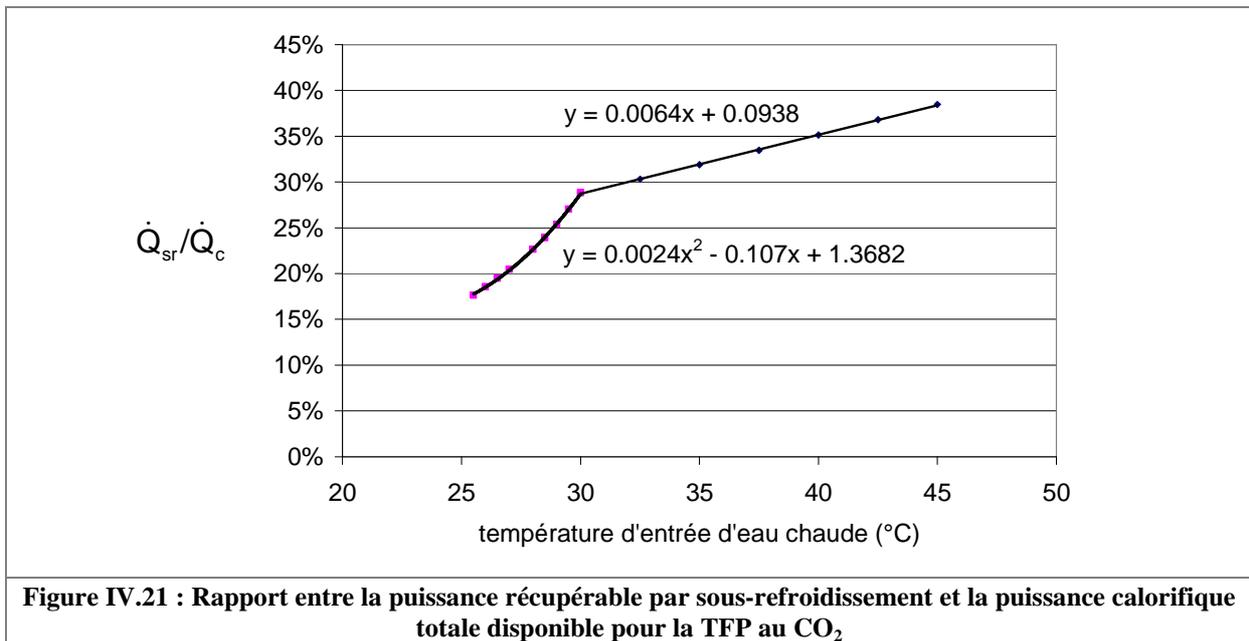


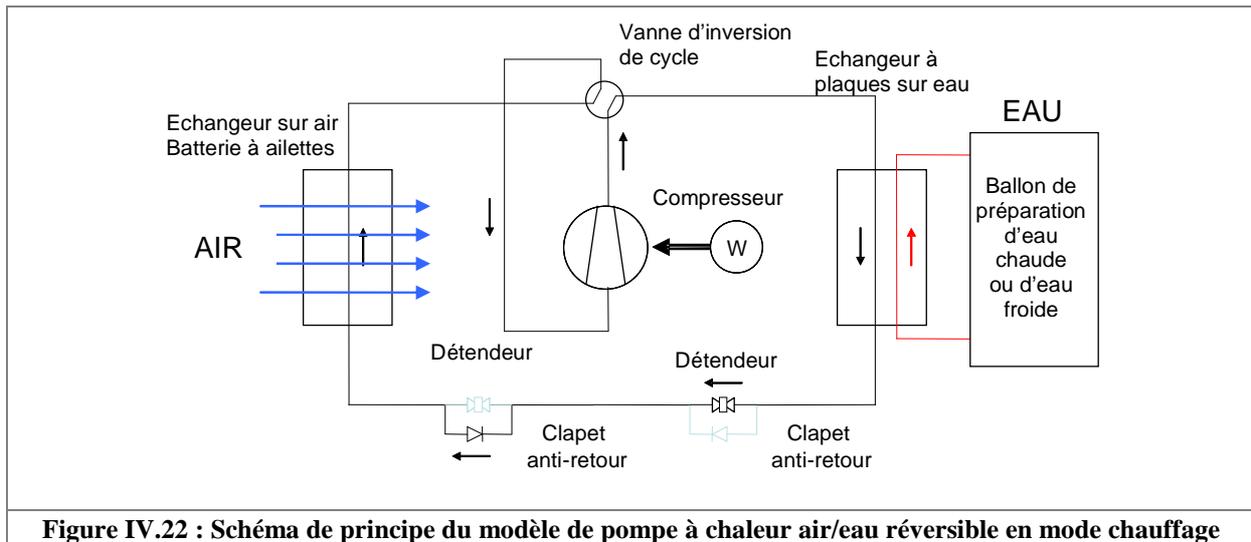
Figure IV.21 : Rapport entre la puissance récupérable par sous-refroidissement et la puissance calorifique totale disponible pour la TFP au CO₂

IV.4.2.3. Modèles de pompes à chaleur air / eau réversibles

Les modèles de pompes à chaleur sont construits sur la base des composants frigorifiques développés pour les TFP au R407C et au CO₂ et optimisés en termes de dimensionnement. La figure IV.22 présente le schéma de fonctionnement des pompes à chaleur réversibles air/eau, prises comme référence de comparaison.

La production ou le préchauffage d'eau chaude sanitaire par la PAC ne sont pas modélisés. Sur le marché, cette option est minoritaire. La production d'ECS est assurée par un ballon électrique classique.

Les modèles de compresseurs sont les mêmes que pour les TFP. Les volumes balayés sont de 4,028 l/s pour le R407C et de 1,037 l/s pour le CO₂. Les surfaces d'échange retenues correspondent à celles des composants des TFP optimisées en mode chauffage. Elles sont répertoriées dans les tableaux IV.6 (R407C) et IV.7 (CO₂). La surface d'ailettes a été divisée par deux par rapport à la première batterie modélisée qui correspond à celle du prototype.



Fluide secondaire	Echangeur	Surface d'échange (m ²)	Diamètres hydrauliques (mm) réfrigérant / fluide source
Eau (Echangeur à plaques)	Condenseur	2,45	3,9 / 3,9
	Evaporateur	0,8	3,9 / 3,9
Air (Batterie à ailettes)	Condenseur	4,24	10 / 3,4
	Evaporateur	4,24	10 / 3,4

Tableau IV.6 : Surfaces d'échange et diamètres hydrauliques des modèles d'échangeurs au R407C

Fluide secondaire	Echangeur	Surface d'échange (m ²)	Diamètres hydrauliques (mm) réfrigérant / fluide source
Eau (Echangeur à plaques)	Gas cooler	0,6	1 / 3,9
	Evaporateur	0,8	3,9 / 3,9
Air (Batterie à ailettes)	Gas cooler	4,24	10 / 3,4
	Evaporateur	4,24	10 / 3,4

Tableau IV.7 : Surfaces d'échange et diamètres hydrauliques des modèles d'échangeurs au CO₂

La modélisation des pompes à chaleur est également optimisée en termes de dimensionnement alors qu'en réalité les surfaces des échangeurs sont surévaluées dans le mode rafraîchissement car généralement surdimensionnées en mode chauffage. En effet, la production de froid est normalement réalisée sur un échangeur à eau dimensionné pour la production de chaud. Dans nos simulations, ce ne sera pas le cas mais cette hypothèse aura peu d'influence sur les puissances thermiques produites.

IV.4.2.4. Tableaux de puissances

Les puissances calorifiques, frigorifiques et électriques des installations de thermofrigopompes et de pompes à chaleur au R407C et au CO₂ ont été calculées pour des conditions variables de températures de source froide et de source chaude. Cette base est préférée à celle des températures de fonctionnement machine condensation et évaporation pour plusieurs raisons :

- on ne peut pas parler de condensation avec le CO₂ transcritique mais de refroidissement de gaz à température variable,
- le calcul des températures machine est évité dans les simulations annuelles, ceci entraîne d'une part un gain de temps de calcul et d'autre part évite la mise en place d'un écart forfaitaire (qui n'est en réalité pas constant suivant les conditions de fonctionnement) entre la température de la source et la température machine,
- le fonctionnement en mode chauffage avec récupération du sous-refroidissement n'est pas un fonctionnement classique de pompe à chaleur ; la puissance frigorifique à obtenir à l'évaporateur à air est plus élevée, la température d'évaporation a tendance à être plus faible pour une TFP que pour une PAC. Le calcul de puissance à partir des températures de source permet de prendre en compte cette différence de fonctionnement.

Les puissances ont ensuite été réduites pour correspondre à des installations de 10 kW de puissance calorifique (puissance nominale) pour le point de fonctionnement 5°C / 35°C en températures de source froide et de source chaude. Cette base correspond environ à un point de fonctionnement classique de dimensionnement 0°C / 40°C en températures d'évaporation et de condensation.

Les tableaux IV.8, IV.9, IV.10 et IV.11 présentent les puissances calorifiques récupérées au condenseur P_{calo} et au sous-refroidisseur P_{sr} , les puissances frigorifiques P_{frigo} et les puissances électriques absorbées au compresseur P_{elec} , respectivement pour la TFP et la PAC au R407C puis pour la TFP et la PAC au CO₂. En mode rafraîchissement comme en mode équilibré la source froide est l'eau du ballon d'eau froide dont la température T_{sf} reste au-dessus de 0°C. La source chaude est l'air extérieur en mode rafraîchissement et l'eau de chauffage en mode chauffage ou équilibré.

Si on compare les thermofrigopompes aux pompes à chaleur au R407C, on observe une différence de puissances dans le mode chauffage. En effet, la récupération de chaleur par sous-refroidissement a pour incidence de majorer la puissance frigorifique à l'évaporateur. Comme les évaporateurs sur air de la TFP et de la PAC sont identiques au niveau constructif et que la puissance frigorifique est plus élevée pour la TFP, la température et la pression d'évaporation sont légèrement plus basses pour la TFP. La puissance frigorifique varie dans le même sens que la basse pression. Pour un même point de fonctionnement, la puissance calorifique réduite varie très peu alors que la puissance électrique est sensiblement plus faible.

Dans le cas du CO₂, la récupération de chaleur par sous-refroidissement est beaucoup plus importante. Ceci engendre une augmentation de la puissance frigorifique sur l'air extérieur et une baisse importante de la température et de la pression d'évaporation. La puissance électrique enregistre alors une augmentation relativement à la puissance calorifique de base, fixée à 10 kW pour le point de fonctionnement 5°C / 35°C.

Les puissances électriques sont plus élevées pour le CO₂. Ceci se traduit par une baisse générale des performances par rapport au R407C. La puissance frigorifique produite est plus élevée avec le CO₂ qu'avec le R407C principalement pour les plus faibles températures extérieures. Cette tendance est également observée par les études expérimentales décrites par Kim et al. [KIM 2004].

TFP CO ₂	Puissance	Pcalo		Psr		Pfrigo		Pelec		Pcalo		Psr		Pfrigo		Pelec		Pcalo		Psr		Pfrigo		Pelec									
		Tsf (°C)	Tsc (°C)	-15				-10				-5				0				5				10				15					
Mode 1 Rafraîchissement	25																						13,17	3,90			15,61	3,98			17,86	3,81	
	30																						11,45	3,72			13,58	3,95			15,45	3,78	
	35																						10,49	4,60			12,36	4,87			13,97	5,05	
	40																						9,70	5,46			11,46	5,79			13,01	6,00	
	45																						8,87	6,22			10,48	6,59			12,00	6,82	
Mode 3 Equilibré	25																						13,25	10,89	3,45	14,70	12,23	3,52	16,19	13,84	3,40		
	30																						11,77	8,99	3,99	13,51	10,57	4,27	14,74	11,81	4,34		
	35																						11,62	8,46	4,58	13,31	9,91	4,98	14,53	11,14	5,07		
	40																						11,45	7,94	5,13	13,14	9,31	5,66	14,35	10,48	5,82		
	45																						11,19	7,36	5,63	12,91	8,68	6,28	14,11	9,78	6,54		
Mode 5 Chauffage	25	7,25	1,41	3,43	8,30	1,64	3,58	9,36	1,87	3,70	10,47	2,10	3,76	11,53	2,39	3,79	12,50	2,73	3,77	13,73	2,91	3,72											
	30	6,62	2,02	3,42	7,54	2,34	3,60	8,28	2,89	3,78	9,23	3,21	3,90	10,17	3,60	3,97	11,17	3,91	4,05	12,10	4,26	4,06											
	35	6,33	2,21	3,77	7,24	2,62	4,02	8,15	3,05	4,21	9,04	3,49	4,38	10,00	3,89	4,52	10,96	4,27	4,61	11,88	4,65	4,69											
	40	6,09	2,27	4,03	7,02	2,75	4,35	7,96	3,23	4,63	8,90	3,68	4,85	9,84	4,14	5,03	10,78	4,59	5,17	11,69	5,02	5,29											
	45	5,80	2,35	4,20	6,75	2,87	4,61	7,70	3,40	4,96	8,65	3,92	5,25	9,60	4,43	5,50	10,53	4,94	5,69	11,45	5,39	5,85											
50	5,42	2,61	4,25	6,33	3,19	4,70	7,25	3,78	5,10	8,17	4,34	5,45	9,08	4,91	5,76	10,01	5,46	6,03	10,84	5,85	6,25												

Tableau IV.10 : Puissances simulées de la TFP au CO₂, réduites par rapport à la puissance de 10 kW au régime nominal T_{sf} = 5 °C / T_{sc} = 35°C

PAC CO ₂	Puissance	Pcalo		Psr		Pfrigo		Pelec		Pcalo		Psr		Pfrigo		Pelec		Pcalo		Psr		Pfrigo		Pelec									
		Tsf (°C)	Tsc (°C)	-15				-10				-5				0				5				10				15					
Mode 1 Rafraîchissement	25																						13,17	3,90			15,61	3,98			17,86	3,81	
	30																						11,45	3,72			13,58	3,95			15,45	3,78	
	35																						10,49	4,60			12,36	4,87			13,97	5,05	
	40																						9,70	5,46			11,46	5,79			13,01	6,00	
	45																						8,87	6,22			10,48	6,59			12,00	6,82	
Mode 5 Chauffage	25	6,94		2,94	7,81		3,29	8,80		3,03	9,91		3,04	11,13		3,04	12,47		3,01	13,92		2,96											
	30	6,70		3,35	7,47		3,83	8,35		3,44	9,35		3,48	10,47		3,51	11,69		3,54	13,04		3,57											
	35	6,46		3,70	7,18		4,37	8,01		3,85	8,95		3,94	10,00		4,02	11,16		4,11	12,44		4,21											
	40	6,23		3,99	6,94		4,90	7,77		4,27	8,70		4,41	9,73		4,57	10,87		4,72	12,11		4,89											
	45	5,99		4,22	6,76		5,43	7,63		4,69	8,59		4,92	9,66		5,15	10,82		5,38	12,07		5,61											
50	5,75		4,39	6,63		5,96	7,59		5,10	8,64		5,44	9,78		5,76	11,00		6,07	12,31		6,37												

Tableau IV.11 : Puissances simulées de la PAC au CO₂, réduites par rapport à la puissance de 10 kW au régime nominal T_{sf} = 5 °C / T_{sc} = 35°C

IV.4.3. Comparaison des performances en régime permanent

IV.4.3.1. Facteurs de performance

Pour terminer cette partie concernant la modélisation et la simulation des thermofrigopompes, une étude comparative peut être menée sur les performances en régime permanent des thermofrigopompes au R407C et au CO₂. Les critères de performance choisis sont les coefficients de performance énergétique, issus de la première loi de la thermodynamique, le coefficient de performance de Carnot et le rendement exergetique issu de la deuxième loi de la thermodynamique. La notion d'exergie est assez fréquemment utilisée [SAR 2004] [LEG 1999] dans l'évaluation de la performance des thermofrigopompes à cause du caractère discutable de la somme d'énergies de nature différente, à savoir une énergie thermique de chauffage et une énergie thermique de rafraîchissement. Or, dans le cas de puissances instantanées, la somme de composantes calorifique et frigorifique est tout à fait acceptable. Les facteurs de performance sont répertoriés dans le tableau IV.12. La première ligne concerne le COP énergétique qui est le rapport des puissances utiles produites sur la puissance électrique absorbée par le système. Le COP de Carnot est calculé grâce aux températures des sources chaude et froide. Il est déduit des première et seconde lois de la thermodynamique en imposant une création d'entropie nulle. Le rendement exergetique correspond au rapport de l'exergie produite sur l'exergie absorbée. L'exergie produite est le produit de l'énergie par la valeur absolue du rendement de Carnot. Elle correspond à la quantité d'énergie sous forme de travail qu'il est possible d'obtenir à partir d'une quantité d'énergie thermique par une transformation parfaite. L'exergie absorbée est directement égale à l'énergie électrique fournie au compresseur.

Facteur de performance	Mode chauffage	Mode rafraîchissement	Mode équilibré
COP	$\frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}}$	$\frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}}$	$\frac{\dot{Q}_c + \dot{Q}_f}{\dot{W}}$
COP de Carnot	$\frac{T_{source\ chaude}}{T_{source\ chaude} - T_{source\ froide}}$	$\frac{T_{source\ froide}}{T_{source\ chaude} - T_{source\ froide}}$	$\frac{T_{source\ chaude} + T_{source\ froide}}{T_{source\ chaude} - T_{source\ froide}}$
Rendement exergetique	$\frac{Q_c}{W} \cdot \left 1 - \frac{T_{ext}}{T_{source\ chaude}} \right $	$\frac{Q_f}{W} \cdot \left 1 - \frac{T_{ext}}{T_{source\ froide}} \right $	$\frac{Q_c}{W} \cdot \left 1 - \frac{T_{ext}}{T_{source\ chaude}} \right + \frac{Q_f}{W} \cdot \left 1 - \frac{T_{ext}}{T_{source\ froide}} \right $

Tableau IV.12 : Facteurs de performance

IV.4.3.2. Résultats

Les résultats de cette étude comparative peuvent être présentés sous forme de graphique des indices de performance en régime permanent en fonction de la température extérieure (figure IV.23). Le mode chauffage concerne les températures extérieures les plus basses, le mode rafraîchissement, les températures extérieures les plus élevées et le mode équilibré est calculé pour une température extérieure moyenne de 20°C. Les températures d'entrée d'eau chaude et d'eau froide sont respectivement de 40 et 10°C. Concernant les COP en termes d'énergie, le CO₂ est moins performant de 18% à -15°C à 43% à 15°C en mode chauffage et de 15% à 25°C à 42% à 40°C en mode rafraîchissement. Le mode équilibré du CO₂ est moins performant d'environ 22%. Le mode équilibré est également mis en œuvre pour d'autres températures extérieures que celle de 20°C. D'autres simulations montrent une différence de performance en mode équilibré entre 43% à -15°C et 15% à 15°C entre les cycles au CO₂ et au R407C, à l'avantage du second réfrigérant. Ces résultats montrent une différence assez claire entre les performances énergétiques des cycles des deux fluides frigorigènes.

Le COP de Carnot est calculé à partir des températures des sources. Ce coefficient est donc indépendant du fluide frigorigène choisi. La différence entre les COP énergétiques et les COP de Carnot représente les degrés d'irréversibilité de chaque cycle. Le cycle transcritique du CO₂ introduit

donc plus d'irréversibilités que le cycle subcritique classique de réfrigération d'un HFC comme le R407C.

Les courbes des rendements exergetiques sont liées aux énergies produites et absorbées et aux températures moyennes des sources. Les températures moyennes sont calculées pour des évolutions logarithmiques entre l'entrée T_e et la sortie T_s d'un échangeur en degrés Kelvin d'après l'équation IV.48.

$$\bar{T} = \frac{T_e - T_s}{\ln\left(\frac{T_e}{T_s}\right)} \quad (\text{Equation IV.48})$$

Les valeurs des rendements exergetiques du CO₂ sont comprises entre 25,8% et 12,0% en chauffage et entre 21,6% et 27,2% en rafraîchissement. Les valeurs pour le R407C évoluent entre 30,8% et 38,1% en chauffage et entre 30,6% et 38,4% en rafraîchissement. Globalement, le rendement exergetique du dioxyde de carbone est plus faible que celui du R407C mais est aussi légèrement moins sensible à l'évolution de la température extérieure. En mode rafraîchissement, au fur et à mesure que la température extérieure baisse, le rendement exergetique du R407C a tendance à rejoindre celui du CO₂. Cette tendance est confirmée par des résultats, publiés par Kim et al. [KIM 2004], qui montrent des performances pour le CO₂ supérieures à celles d'un HFC pour des températures extérieures encore légèrement plus basses. En mode équilibré à 20°C, le CO₂ est presque aussi performant que le R407C en termes d'exergie (42.0% pour le CO₂ et 45.3% pour le R407C).

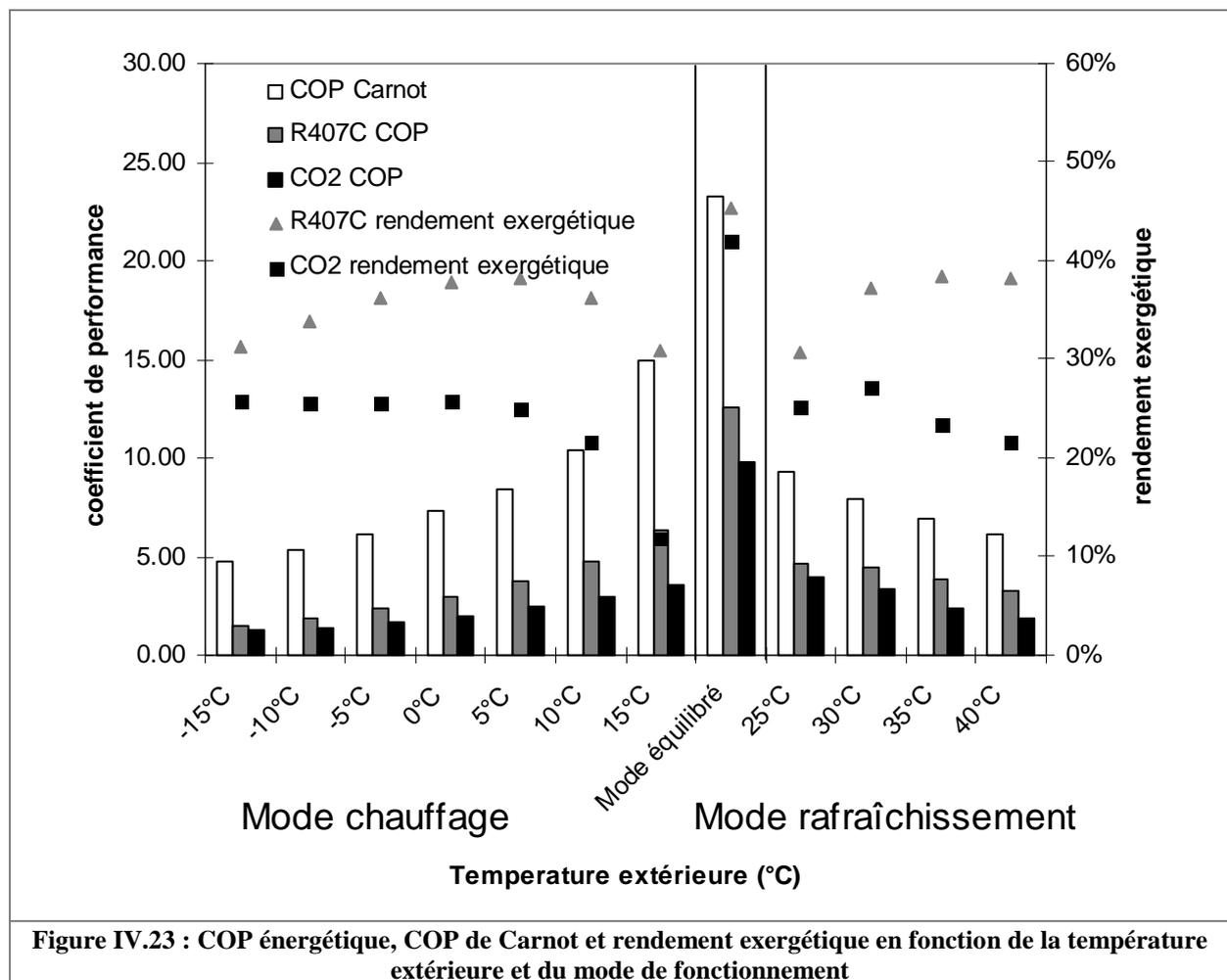


Figure IV.23 : COP énergétique, COP de Carnot et rendement exergetique en fonction de la température extérieure et du mode de fonctionnement

IV.5. Conclusion

Des modèles de thermofrigopompes au R407C et au CO₂ ont été construits à partir d'équations de la théorie des transferts de chaleur et des corrélations permettant de déterminer les coefficients d'échange locaux. Ces équations ont été intégrées à des programmes Trnsys correspondant à des composants frigorifiques. Les modèles de composants ont ensuite été intégrés à des modèles globaux de machines frigorifiques dans des projets Trnsys. Les résultats de simulation ont été comparés aux données expérimentales afin de valider les composants du modèle de thermofrigopompe au R407C. Le dimensionnement des composants a été corrigé sur la base de l'analyse phénoménologique réalisée à partir du prototype. Un modèle de thermofrigopompe au CO₂ transcritique a été construit à partir des composants frigorifiques développés pour le R407C et redimensionnés et d'un modèle de gas cooler discrétisé.

En ce qui concerne la thermofrigopompe au R407C, les résultats de simulation sont très proches des données du constructeur du compresseur avec une erreur inférieure à 5%, ce qui est de l'ordre de grandeur de la validité des données annoncées par le logiciel. Le modèle de thermofrigopompe au R407C est également validé par comparaison avec les données expérimentales. Les résultats de simulation et expérimentaux sont en concordance avec une erreur inférieure à 10% dans les modes de production de chaud (chauffage et équilibré). Les résultats de simulation du modèle de thermofrigopompe au CO₂ montrent des puissances électriques absorbées plus élevées. Les tendances dégagées par les résultats d'une publication détaillée de Kim et al. [KIM 2004] sur la conception des systèmes au CO₂ correspondent à nos résultats de simulation aux niveaux de la taille du gas cooler et du compresseur ainsi que de la baisse moins importante des puissances frigorifiques en mode froid avec la diminution de la température d'air extérieur.

Les résultats de cette étude de modélisation des cycles frigorifiques sont des tableaux donnant les puissances électriques absorbées par le compresseur, calorifiques et frigorifiques en fonction des températures des sources : températures d'entrée d'eau froide, d'eau chaude ou d'air. Ces tableaux de puissances sont utilisés dans le chapitre V pour les simulations annuelles des thermofrigopompes et des pompes à chaleur au R407C et au CO₂ sollicitées par les besoins d'un bâtiment multizone placé dans différents climats.

Enfin, une étude comparative est menée afin d'évaluer les performances des cycles thermodynamiques du CO₂ et du R407C. Dans les conditions de simulation correspondant à du chauffage et du rafraîchissement d'espaces, le cycle transcritique du CO₂ est moins performant que le cycle subcritique du R407C en termes de COP énergétique et de rendement exergetique. Par ailleurs, les performances des deux fluides tendent à s'approcher des mêmes niveaux de performance en mode équilibré pour une température extérieure de 20°C. En mode rafraîchissement, les performances tendent à s'approcher quand la température extérieure diminue. La baisse de performance modérée et l'avantage sur le plan de l'impact environnemental direct sont les atouts du CO₂ comme fluide frigorigène. Ceci explique l'intérêt que porte les fabricants de climatisations automobiles ou de distributeurs de boissons pour ce fluide frigorigène. Grâce à cela, les compresseurs au CO₂ sont actuellement dans une phase de développement et d'optimisation particulièrement active. Leurs performances sont donc encore susceptibles d'évoluer dans les années à venir.

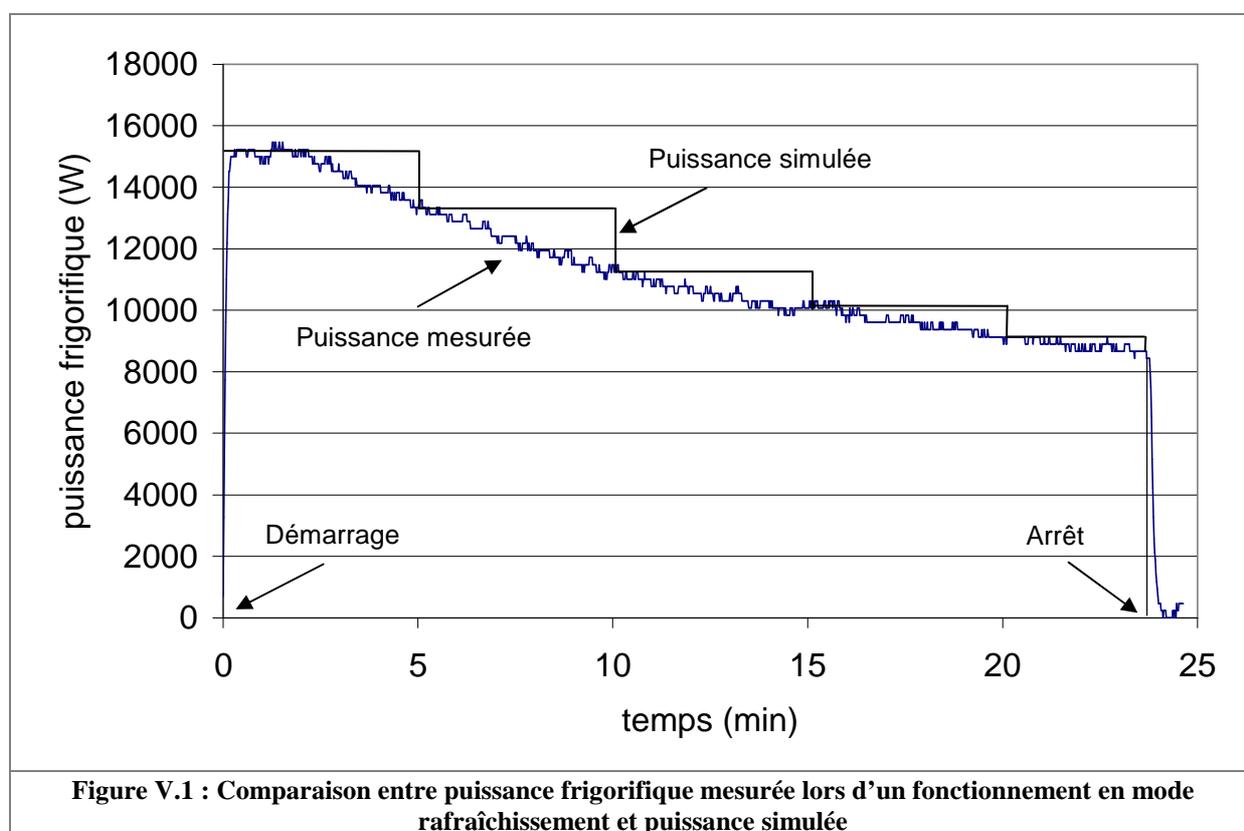
Après avoir établi les tableaux de performance par mode de fonctionnement, il reste à simuler et à comparer le comportement des TFP et des PAC au HFC et au CO₂, non plus en régime permanent sur des points de fonctionnement, mais dans des cas de simulations annuelles où ces installations couplées à des bâtiments assurent les besoins de chauffage, de rafraîchissement et de production d'ECS. Le cas d'un hôtel de 45 chambres est pris comme exemple d'application dans les simulations présentées au chapitre V.

Chapitre V : Etude simulée des performances des thermofrigopompes au HFC et au CO₂ couplées à un bâtiment

V.1. Introduction

Les objectifs de l'étude simulée sont d'évaluer l'amélioration apportée par l'installation d'une thermofrigopompe à la place d'une pompe à chaleur réversible, en termes de performance et d'économie d'énergie et d'étudier la possibilité d'utiliser le dioxyde de carbone à la place d'un HFC comme fluide frigorigène. Le chapitre V présente l'étude comparative des systèmes de TFP et de PAC réversible air/eau au HFC R407C et au CO₂ satisfaisant aux besoins thermiques d'un bâtiment dans des simulations annuelles. La référence PAC air/eau est prise car celle-ci est la machine qui domine le marché. Dans sa version dominante, elle n'est pas équipée de l'option de production d'ECS. Les simulations annuelles demandent des temps de calcul importants pour des systèmes complexes. Le pas de temps choisi pour les simulations annuelles est de 5 minutes. Il ne pouvait être plus faible compte tenu des constantes de temps mises en jeu et de la méthode de simulation utilisée dans les modèles de bâtiment multizone Trnsys. Ce pas de temps permet cependant de décomposer et d'analyser le fonctionnement par mode des installations.

Pour des raisons de simplicité de modélisation et de diminution de temps de calcul, les TFP et les PAC sont donc modélisées comme des machines fonctionnant en séquences de régimes permanents par l'intermédiaire des tableaux de puissances. Sur un pas de temps, si la machine est en fonctionnement, les puissances sont à leurs valeurs maximales pendant toute la durée du pas de temps. Si la machine est à l'arrêt, les puissances sont nulles. Cette modélisation simplifiée a pour inconvénient majeur de ne pas considérer les régimes transitoires et donc de générer des résultats s'écartant légèrement des résultats réels. Cette simplification permet toutefois de proposer des résultats cohérents en termes de comparaison de systèmes. La figure V.1 présente une courbe de puissance frigorifique mesurée sur la boucle d'eau froide de notre prototype, lors d'une séquence de fonctionnement en mode rafraîchissement d'environ 25 min ainsi qu'une schématisation des créneaux de puissance simulée.



La courbe de puissance au démarrage est de type exponentiel à une constante de temps avec un temps de réponse très court, inférieur à 1 min. Ensuite, la puissance diminue avec la variation de la température d'entrée d'eau froide. A l'arrêt du groupe, la puissance décroît en suivant une courbe de

type exponentiel à deux constantes de temps avec une deuxième constante extrêmement faible. Le temps de réponse du système est encore ici très rapide. Le régime transitoire en phase de démarrage entraîne une sous-estimation de la puissance proche de la puissance résiduelle en phase d'arrêt. L'écart engendré par la non prise en compte des régimes transitoires est négligeable comparé à l'erreur faite par la discrétisation en pas de temps de 5 min. Lors d'une phase de fonctionnement de l'installation, la différence entre les températures des sources chaude et froide augmente progressivement. Les courbes des puissances thermiques diminuent. Le modèle numérique simplifié donnera donc des résultats proches mais systématiquement supérieurs à ceux de la machine réelle. Toutefois, l'objectif étant de réaliser des comparaisons de performances, le fait de travailler par séquences de fonctionnement en régime permanent est une hypothèse considérée comme valide.

L'étude simulée a pour objectif de calculer et d'analyser les puissances thermiques produites, les consommations électriques et les performances annuelles d'une installation de thermofrigopompe ou de pompe à chaleur réversible couplée à des bâtiments situés dans trois villes aux climats différents, Rennes, Marseille et Bruxelles. Pour ces simulations, des modèles simplifiés d'installations ont été construits à partir des tableaux de puissances thermiques et électriques déterminées dans le chapitre IV. Une stratégie de régulation et un modèle de givrage ont été définis. Le modèle a ensuite été couplé à des modèles de ballons de stockage et de bâtiment multizone. Le bâtiment est un hôtel de 45 chambres ayant des besoins en chauffage, en rafraîchissement et en production d'ECS. Ces besoins sont satisfaits par l'énergie contenue dans les ballons de stockage. Les installations simulées (TFP ou PAC réversible) assurent le maintien en température des ballons.

Le comportement des modèles est ensuite vérifié au niveau du déclenchement soit des modes de fonctionnement d'après les écarts entre les températures régulées et les températures de consigne des boucles d'eau, soit des phases de dégivrage.

Les indices de performance choisis pour cette étude sont le coefficient de performance issu de la première loi de la thermodynamique, le coefficient de performance de Carnot ainsi que le rendement exergetique. Les installations de thermofrigopompes et de pompes à chaleur au R407C et au CO₂ sont comparées sur les plans des performances, des productions d'énergie thermique, des consommations d'électricité et des impacts environnementaux en termes d'émissions de CO₂ à l'aide du TEWI.

V.2. Modélisation des installations de chauffage et de rafraîchissement

Les modèles d'installations sont construits à l'aide de tableaux de puissances à trois entrées, en fonction du mode, de la température d'entrée de source chaude et de source froide. Ces tableaux ont été construits à partir des modèles de thermofrigopompes présentés dans le chapitre IV. Cette technique de modélisation a été choisie pour réduire le temps de calcul lors des simulations annuelles. Un modèle a été développé pour simuler la partie régulation – commande. Il permet notamment de définir le mode de fonctionnement des thermofrigopompes et des pompes à chaleur. Il contient également un modèle de givrage, programmé pour lancer les phases de dégivrage des PAC.

Des modèles Trnsys de ballons d'eau chaude de chauffage, d'eau chaude sanitaire et d'eau froide de rafraîchissement ont été dimensionnés et ajoutés à la modélisation. Un paramètre correspondant à la taille de l'installation, appelé « facteur taille » ou facteur de dimensionnement, permet d'adapter les puissances produites aux besoins du bâtiment. Il est déterminé à partir des besoins en chauffage du bâtiment en fonction du climat. Ce facteur s'applique donc aux puissances produites, mais aussi aux puissances d'appoints et aux débits d'eau.

Le modèle représentatif de l'hôtel de 45 chambres a été défini à l'aide du type56 de Trnsys, modèle de bâtiment multizone.

V.2.1. Modèles globaux

V.2.1.1. Description des modèles globaux

La figure V.2 est une capture d'écran de la représentation de la modélisation de la TFP couplée à un bâtiment multizone dans l'environnement « simulation studio » de Trnsys. Cette modélisation est une compilation de plusieurs modèles issus de la bibliothèque de modules Trnsys. Il se décompose en quatre zones principales :

- la machine frigorifique, TFP ou PAC, définie par trois modèles :
 - le Type42a permettant de calculer les puissances thermiques et électriques,
 - le modèle de calcul des températures de production ECS, chauffage et rafraîchissement en fonction des puissances délivrées par la machine,
 - la macro « Régulation » regroupant plusieurs modèles,
- l'installation hydraulique, composée des modèles Trnsys suivants :
 - trois ballons de stockage ECS, eau de chauffage et eau de rafraîchissement,
 - deux appoints chauffage et ECS,
 - deux modèles de calcul des températures de retour des boucles de distribution d'eau chaude et d'eau froide en fonction des besoins thermiques du bâtiment,
- les modèles associés aux besoins en eau chaude sanitaire :
 - une macro « Profil ECS », générateur de profil journalier de soutirage d'ECS,
 - un modèle de température d'eau froide de réseau,
- les modèles associés aux besoins thermiques du bâtiment contenus dans une macro nommée « Hôtel » :
 - le modèle de bâtiment multizone,
 - le fichier météorologique,
 - les modèles de gestion de l'éclairage.

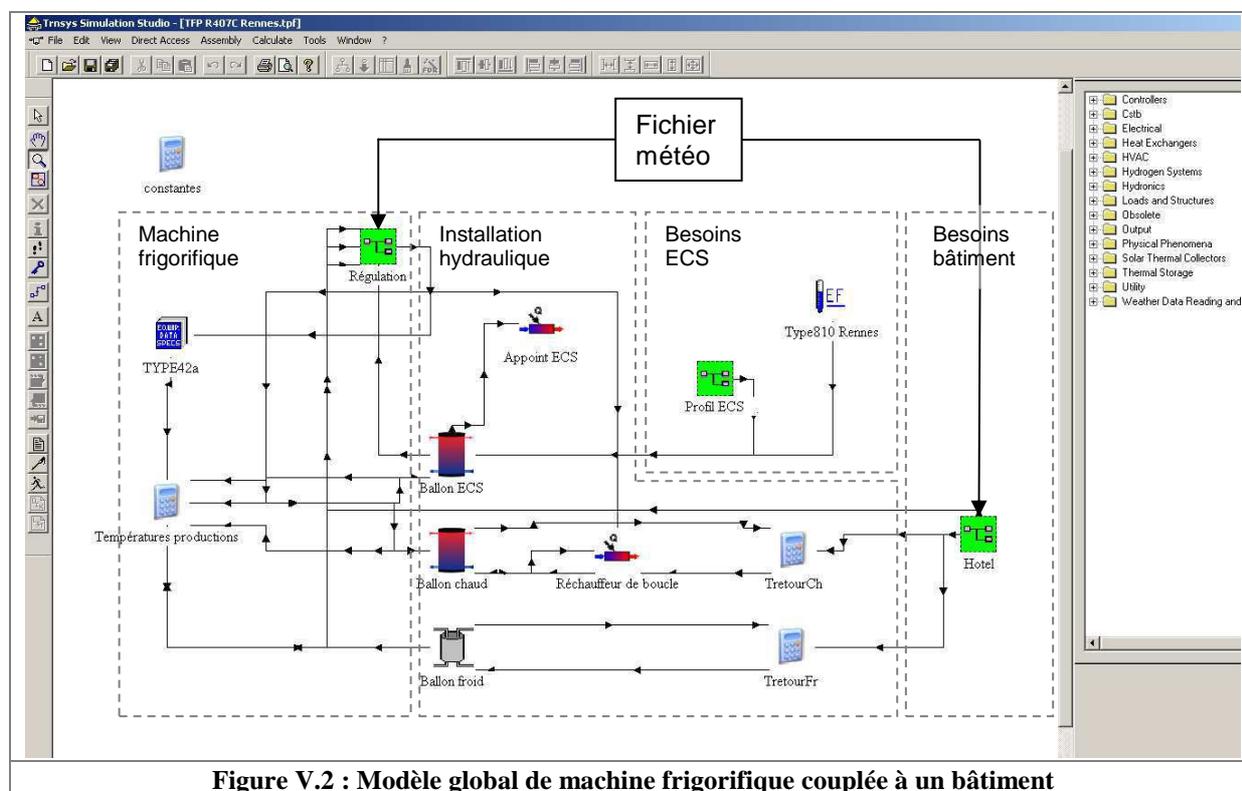


Figure V.2 : Modèle global de machine frigorifique couplée à un bâtiment

Le modèle nommé « type42a » est le lecteur d'un fichier de données. Ce modèle est utilisé pour obtenir les puissances thermiques et électriques des machines frigorifiques en fonction des

températures d'évaporation, de condensation ou des températures de la source chaude suivant le type d'installation.

Les « macros » Trnsys sont des associations de modèles permettant de faciliter la lecture des schémas modélisés. Trois macros sont définies : « Régulation », « Profil ECS » et « Hôtel ». La macro « Régulation » calcule les températures et définit le mode de fonctionnement en fonction des températures des boucles d'eau et de la température extérieure (issue du fichier météorologique). La macro « Profil ECS » définit les débits de soutirage à partir d'une consommation journalière moyenne et d'un profil de consommation issu des données de l'AICVF pour les hôtels. La macro « Hôtel » contient le modèle de bâtiment multizone et ses modèles auxiliaires tels que le fichier de lecture des données météorologiques.

Trois ballons sont modélisés : ECS, eau chaude et eau froide. Ces ballons à quatre connexions prennent en compte la stratification de température. « Appoint ECS » est un modèle « Type6 » de la bibliothèque de Trnsys, modèle d'appoint de chauffage électrique sur la conduite de distribution d'ECS. Le Type6 « Réchauffeur de boucle » est l'appoint sur la boucle de chauffage. Le modèle « Type810 Rennes » génère des données de température d'eau froide du réseau en fonction du site d'implantation du bâtiment.

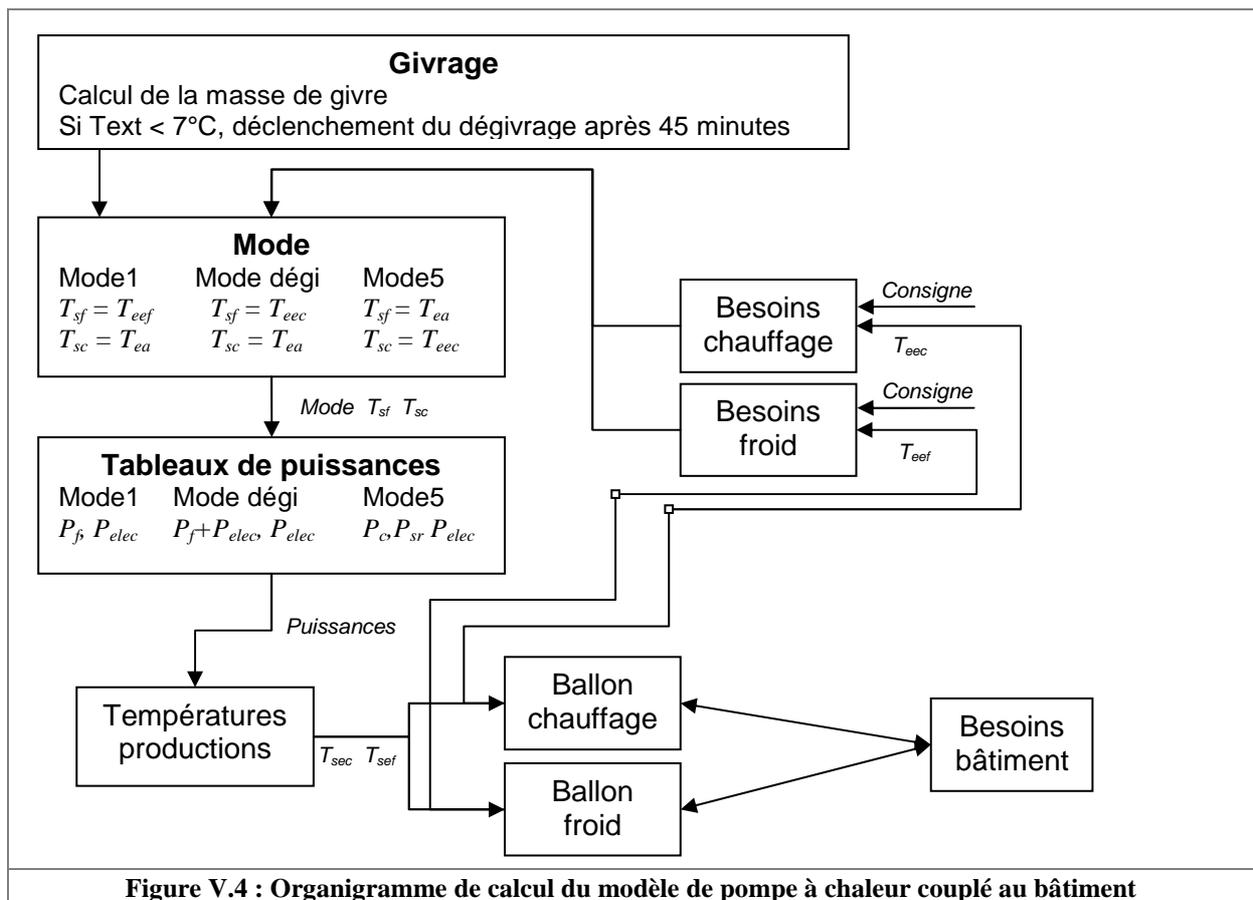
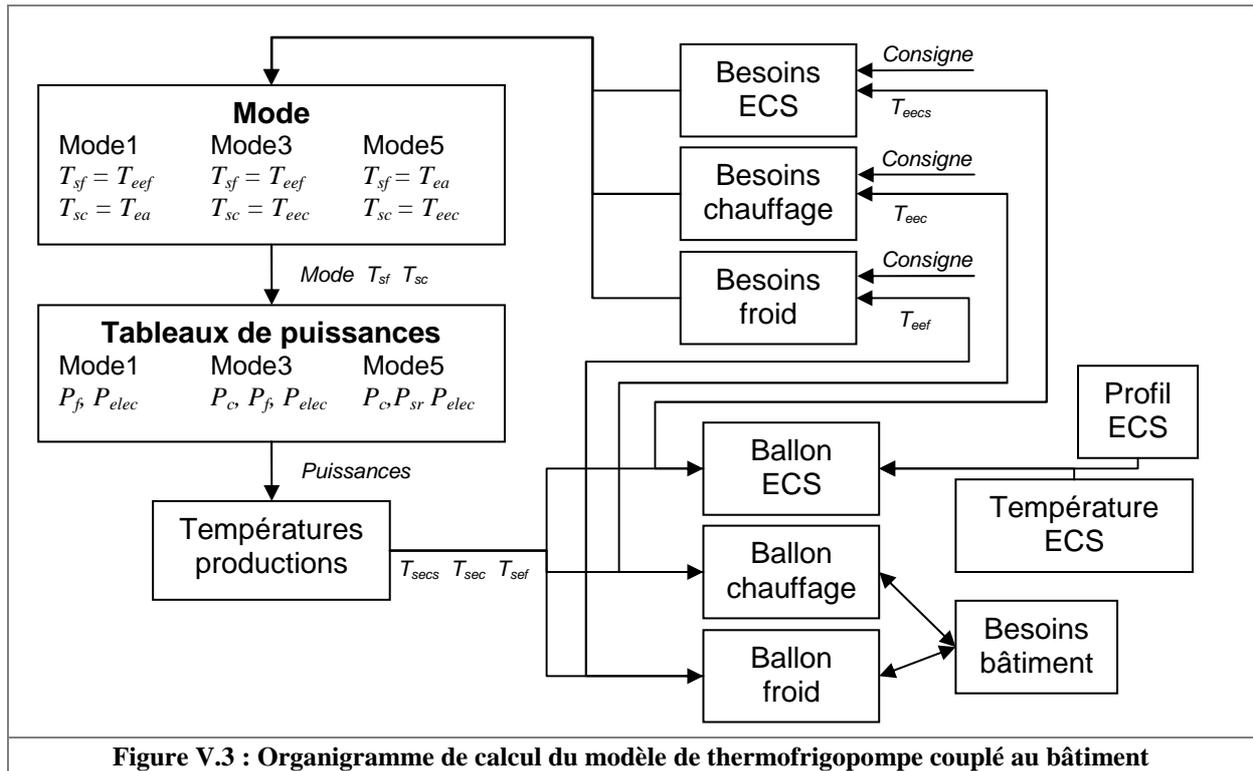
Les éditeurs d'équations Trnsys, symbolisés par des « calculatrices » sont des outils de calcul ouverts. Le modèle nommé « constantes » permet de définir l'ensemble des constantes utilisées dans le modèle : débits, volumes de stockage, facteur de taille (ou de dimensionnement) d'installation. Le modèle nommé « Températures productions » calcule les températures de production d'ECS, d'eau chaude de chauffage et d'eau froide de rafraîchissement à partir des températures de l'eau provenant des ballons, entrant dans les échangeurs utiles et des puissances de l'installation issues du « Type42a ». Les modèles « TretourCh » et « TretourFr » calculent respectivement les températures de retour des boucles chaude et froide en fonction des besoins en chaud et en froid du bâtiment.

V.2.1.2. Organigrammes de fonctionnement

L'organigramme de calcul du modèle de thermofrigopompe couplée au bâtiment est présenté sur la figure V.3. Le modèle « Régulation » comprend des modules comparateurs nommés « Besoins » entre les températures d'eau chaude sanitaire, d'eau chaude de chauffage et d'eau froide de rafraîchissement et les consignes associées ainsi qu'un module « Mode » qui détermine le mode de fonctionnement et les températures de sources correspondantes en fonction des besoins. Les puissances thermiques et électriques mises en jeu sont issues des tableaux de puissances affectés au Type42a (présenté sur la figure V.2). Le module suivant nommé « Températures productions » calcule les températures de sortie des échangeurs utiles de la TFP. Les ballons chauffage et froid sont alimentés par l'eau provenant de la TFP d'une part et du circuit de distribution dans le bâtiment d'autre part.

L'organigramme de calcul du modèle de pompe à chaleur couplée au bâtiment est présenté sur la figure V.4. Les différences par rapport au modèle de thermofrigopompe sont les suivantes :

- Modèle de givrage : calcul de la masse de givre formé pour déterminer l'énergie nécessaire à la fonte de la couche de givre et temporisation déclenchant une phase de dégivrage en cycle inversé « Mode dégi » avec respectivement comme températures de sources chaude et froide, la température d'entrée d'air et la température d'entrée d'eau chaude.
- Pas de production d'ECS par la pompe à chaleur. L'ECS est produite par un appoint électrique d'efficacité 1.



V.2.1.3. Remarques sur le couplage de l'installation au bâtiment

Le couplage de l'installation frigorifique au bâtiment n'est pas modélisé de manière complète. Le fonctionnement de l'installation évolue en fonction des besoins du bâtiment calculés par le modèle de bâtiment multizone. Les unités terminales du système de chauffage et de rafraîchissement satisfont aux besoins du bâtiment de manière parfaite. En réalité, leur fonctionnement influence l'évolution des températures intérieures et donc des besoins thermiques du bâtiment. Cependant, la modélisation des unités terminales de chaque zone du bâtiment représente une complexification importante du système entraînant une augmentation du temps de calcul non négligeable. Cette partie de la modélisation n'a pas été jugée nécessaire pour remplir l'objectif de cette étude, à savoir la comparaison des performances des systèmes frigorifiques.

Dans le modèle présenté ici, les températures intérieures correspondent aux consignes de chauffage ou de rafraîchissement des unités terminales lorsque l'installation est en fonctionnement. Les puissances thermiques permettant d'assurer les consignes de température sont des sorties du modèle de bâtiment multizone. Elles permettent de calculer les températures de retour des boucles d'eau. Le couplage est donc « partiel » entre le bâtiment et les ballons d'eau (il n'y a que le bâtiment qui influence les températures des ballons) et « complet » entre les ballons et la machine frigorifique (les températures des ballons participent au pilotage de la machine mais dépendent aussi de ses conditions de fonctionnement).

V.2.2. Modèles de thermofrigopompes

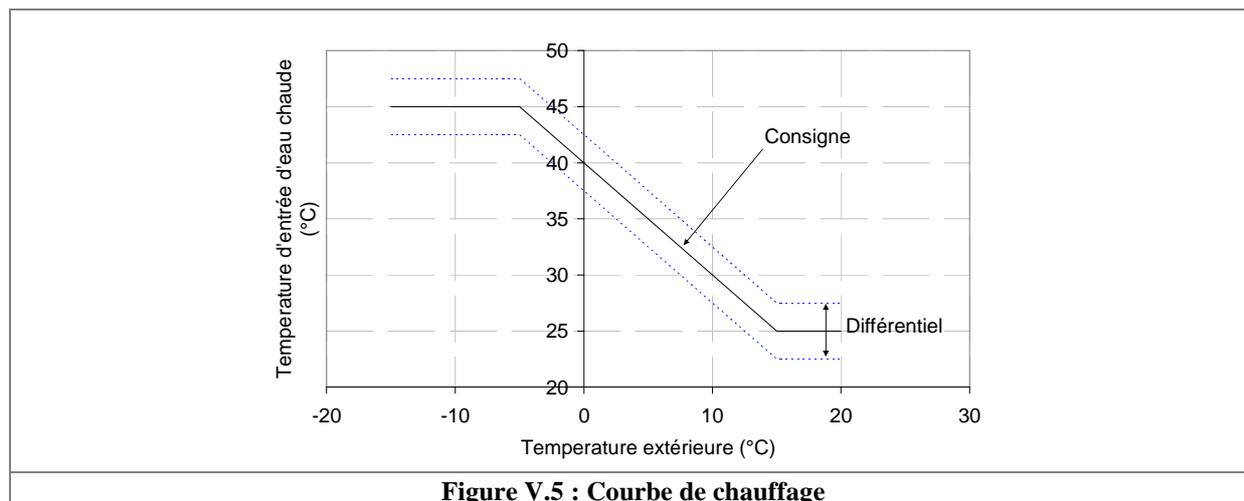
V.2.2.1. Tableaux des puissances thermiques et électriques

La modélisation de l'installation frigorifique donne les puissances thermiques et la puissance électrique absorbée au compresseur sur chaque pas de temps. La modélisation est donc une succession de régimes permanents durant des pas de temps de 5 minutes. Les puissances sont obtenues par interpolation linéaire entre les valeurs des tableaux IV.8 à IV.11 suivant le type d'installation simulée par le Type42a. Le fichier d'entrée regroupe les puissances thermiques et électriques en fonction du mode et des températures de source chaude et froide. Chaque installation, thermofrigopompes et pompes à chaleur au R407C et au CO₂, dispose de son fichier de données de puissances.

V.2.2.2. Régulation – commande

Les variables de contrôle utilisées pour simuler des besoins en chauffage d'ECS, d'eau chaude de chauffage et en rafraîchissement d'eau froide sont obtenues par des modèles Trnsys « Type2 » de comparateurs différentiels tout ou rien.

La consigne de chauffage suit une droite en fonction de la température extérieure (figure V.5) compatible avec un circuit de chauffage par ventilo-convecteurs. La température d'entrée d'eau chaude est de 45°C pour une température extérieure inférieure ou égale à -5°C, de 25°C pour une température extérieure supérieure ou égale à 15°C et suit une droite entre les températures extérieures de -5 et de 15°C. Un différentiel de régulation de 5°C est mis en place afin d'éviter les cycles courts de fonctionnement. La consigne de température de préparation d'eau chaude sanitaire est fixée à 52,5°C avec un différentiel de 5°C. La température de préparation d'eau froide est d'environ 5°C. Elle dépend de la puissance frigorifique. La demande de production de froid est repérée par une température d'entrée d'eau froide supérieure à 13°C. La production de froid est arrêtée lorsque la température d'entrée d'eau froide est descendue à 8°C.



La stratégie d'enclenchement des modes est différente pour la TFP et pour la pompe à chaleur. Pour la TFP, lorsqu'il y a une demande de chaud seul, le mode chauffage est enclenché. Lorsqu'il y a une demande de froid seul, le mode rafraîchissement est enclenché. Lorsqu'il y a une demande simultanée en chaud et en froid, le mode équilibré est enclenché. Une demande de chaud est soit une demande de production d'ECS ou de chauffage d'eau chaude. Pour la TFP, le mode 1 est inactif pendant la période hivernale et le mode 5 est inactif pendant la période estivale. Les besoins en froid en hiver et en chaud en été sont intégralement satisfaits par le mode 3. Un décalage d'1 pas de temps entre la « mesure » des températures contrôlées et le déclenchement d'un mode de fonctionnement est mis en place pour assurer la convergence du modèle global de l'installation. Les températures contrôlées définissent les besoins en fonction de leur écart avec les consignes. La combinaison des besoins définit le mode de fonctionnement au pas de temps de simulation suivant.

Pour la PAC, durant toute l'année, le mode chauffage est enclenché lorsqu'il y a une demande de chaud et que le rapport des besoins en chaud sur les besoins en froid est supérieur à 1,3. Le mode rafraîchissement est enclenché lorsqu'il y a une demande de froid et que le rapport des besoins en chaud sur les besoins en froid est inférieur à 1,3. Le mode de dégivrage est prioritaire par rapport au mode chauffage.

V.2.2.3. Production d'eau chaude sanitaire

L'eau chaude sanitaire est produite par désurchauffe des vapeurs issues du refoulement du compresseur et éventuellement le début de la condensation de fluide frigorigène. La puissance nécessaire à ce poste est prélevée sur la puissance calorifique totale.

Dans la présentation des thermofrigopompes au HFC et au CO₂ du chapitre II, la production d'eau chaude sanitaire est effectuée par un échangeur de chaleur appelé « désurchauffeur ECS », par lequel est récupérée l'énergie de désurchauffe du fluide frigorigène et éventuellement une partie de l'énergie de condensation. Une répartition de la puissance calorifique disponible entre l'eau chaude sanitaire et l'eau de chauffage peut alors être effectuée par la gestion de la pression de condensation.

La stratégie de gestion de la répartition des puissances calorifiques n'est pas retenue pour l'étude simulée. Ce point nécessite une phase de tests expérimentaux pour réellement déterminer les niveaux de pression à gérer en fonction des températures d'entrée d'eau chaude de chauffage et d'eau chaude sanitaire. La production d'ECS a donc été simplifiée. Elle est modélisée comme prioritaire par rapport au chauffage et la puissance calorifique fournie à l'ECS pour atteindre 50°C est soustraite à la puissance calorifique totale. Le reste de la puissance est fournie à l'eau de chauffage. La consigne de pression est celle calculée pour le chauffage à partir de l'équation de régulation III.3 pour le R407C et l'équation IV.9 pour le CO₂.

Les données de température d'eau froide et les débits issus d'une courbe de puisage sont calculés par des types Trnsys en fonction du type de bâtiment modélisé et de son lieu d'implantation. Le profil de soutirage est tiré des données de l'AICVF. La consommation de l'hôtel est calculée grâce à un ratio donné dans le Recknagel [REC 1986] concernant l'hôtellerie. Ce manuel préconise un ratio de consommation d'environ 100 litres d'eau chaude à 50°C par jour et par chambre, ce qui donne, pour l'hôtel de 45 chambres complet toute l'année, une consommation annuelle de 1642,5 m³.

Un appoint électrique est placé sur la boucle d'eau chaude pour assurer une température de distribution de 50°C. Les consommations électriques de cet appoint sont relevées sur chaque pas de temps.

Les pompes à chaleur sont des installations classiques de production d'eau chaude et froide pour le chauffage et le rafraîchissement. Dans leur version classique, elles ne produisent pas d'ECS. Cette hypothèse est retenue pour nos simulations.

V.2.3. Boucles d'eau

Les débits d'eau dans les diverses boucles ont été définis grâce au dimensionnement des boucles d'eau du prototype. Suite aux conclusions du chapitre III sur ce point, les débits d'eau chaude de chauffage et d'eau froide de rafraîchissement ont été fixés à la valeur de 2000 l/h au niveau des boucles entre la TFP et les ballons ainsi que dans les circuits de distribution dans le bâtiment. Les valeurs sont relatives au facteur de dimensionnement de l'installation. Avec ces débits, on obtient des écarts de températures dans les échangeurs conformes aux règles de dimensionnement.

Les volumes des ballons de stockage ont été fixés à des valeurs de 500 litres pour l'eau chaude sanitaire, pour l'eau chaude de chauffage et pour l'eau froide de rafraîchissement. Cette taille de ballons permet un encombrement raisonnable dans le local chaufferie relativement à la capacité d'accueil de l'hôtel. Les constantes de refroidissement des ballons, fixées à 0,85 W.m⁻².K⁻¹, sont issues de la RT 2005 [RT 2005].

Les pertes de chaleur par les canalisations n'ont pas été prises en compte car l'étude porte essentiellement sur l'interaction entre la machine frigorifique et les ballons de stockage. Certes, les pertes dans les canalisations accentuent les besoins du bâtiment. La situation modélisée correspond alors à un bâtiment ayant légèrement moins de déperditions qu'en « réalité », mais cette hypothèse ne gêne pas les résultats de l'étude de par son aspect comparatif. La température de retour de l'eau circulant dans la boucle de chauffage ou de rafraîchissement est calculée à partir de la température de départ au pas de temps précédent.

V.2.4. Débit d'air

Le débit d'air dans l'échangeur d'équilibrage à ailettes est d'1,5 kg/s soit environ 4500 m³/h, multiplié par le « facteur taille ». La consommation électrique des ventilateurs associés aux batteries est calculée à partir de la puissance des ventilateurs du prototype. Leur puissance est de 300 W. La puissance des ventilateurs modélisée est donc de 300 W multipliée par le facteur de dimensionnement.

V.2.5. Modèle de givrage – dégivrage

V.2.5.1. Dégivrage des thermofrigopompes

Le givrage et le dégivrage ne sont pas simulés pour les TFP. Les séquences alternées d'hiver mettent en jeu le mode équilibré avec déclenchement du caloduc gravitaire. Il n'y a pas d'arrêt de production de chaud et pas de perte de performance. Le ballon d'eau froide est dimensionné de sorte que la montée en température soit d'une durée suffisamment courte pour que le niveau de givrage reste très faible et n'affecte pas la puissance calorifique produite. Le dégivrage concerne uniquement les modèles de pompes à chaleur.

V.2.5.2. Dégivrage des pompes à chaleur

Un modèle simplifié de givrage de batterie évaporateur a été programmé afin de lancer des phases de dégivrage pour la pompe à chaleur réversible. La technique de dégivrage utilisée par la PAC est de type injection de gaz chauds par inversion de cycle. L'énergie de dégivrage est apportée par la condensation du fluide frigorigène dans la batterie givrée. L'évaporation se produit alors à l'échangeur à plaques connecté au ballon d'eau chaude. Il y a donc un puisage d'énergie dans le ballon d'eau chaude pour réaliser le dégivrage. La production de chaleur est aussi stoppée pendant le temps du dégivrage.

Le facteur de bipasse f_{bp} de la batterie modélisée est de 0,7. La masse de givre au pas de temps $i+1$ est donnée par l'équation V.1 en fonction des teneurs en humidité en entrée w_e et en sortie de batterie et w_s , de la valeur de la teneur en humidité de l'air saturé à 0°C, du facteur de bipasse, du débit d'air et du pas de temps dt égal à 5 minutes.

$$m_g^{i+1} = (w_e - w_s) \cdot (1 - f_{bp}) \cdot \dot{m}_{air} \cdot dt + m_g^i \quad (\text{Equation V.1})$$

Lorsque le temps de fonctionnement en mode chauffage avec une température extérieure inférieure à 7°C a atteint 45 minutes, une phase de dégivrage est enclenchée.

Les phases de dégivrage tiennent compte d'une perte de performance liée à l'arrêt de la production de chaleur et au puisage d'une partie de cette chaleur pour alimenter l'évaporateur du cycle inversé. L'inversion du cycle s'effectue sur un pas de temps complet, il y a donc arrêt de la production de chaleur sur ce pas de temps, mais le temps de dégivrage (équation V.2) est calculé par le rapport de l'énergie nécessaire pour le dégivrage (équation V.3) sur la puissance disponible au condenseur dans le cycle inversé. L'énergie thermique puisée au ballon d'eau chaude correspond à l'énergie de dégivrage E_{dg} . La puissance électrique moyenne $P_{elec_{dg}}$ durant l'inversion du cycle sur un pas de temps est calculée par l'équation V.4, le temps de dégivrage étant toujours inférieur au pas de temps.

$$t_{dg} = \frac{E_{dg}}{P_{frigo} + P_{elec}} \quad (\text{Equation V.2})$$

$$E_{dg} = m_g \cdot L_{Lg} \quad (\text{Equation V.3})$$

$$P_{elec_{dg}} = \frac{t_{dg}}{dt} \cdot P_{elec} \quad (\text{Equation V.4})$$

V.3. Modélisation du bâtiment et de son environnement

Le modèle de bâtiment multizone permet, en fonction des conditions climatiques, de calculer les valeurs des besoins de chauffage et de rafraîchissement à satisfaire par l'installation. Ces besoins évoluent en fonction des conditions extérieures de température et d'ensoleillement obtenues par des fichiers météorologiques. Le bâtiment modélisé est un hôtel. Les consommations d'eau chaude sanitaire de ce type de bâtiment sont élevées. Les situations à charges simultanées en chaud et en froid seront par conséquent plus nombreuses à partir du moment où des besoins de rafraîchissement seront présents.

V.3.1. Description du bâtiment étudié

Le bâtiment choisi est un hôtel pouvant accueillir 45 à 90 personnes dans 45 chambres réparties sur 3 niveaux, un rez-de-chaussée et 2 étages (figure V.6). Deux cages d'escalier, l'une à l'intérieur, l'autre à l'extérieur ainsi qu'une cage d'ascenseur desservent les 3 niveaux. Au rez-de-chaussée (figure V.7)

sont situés un espace d'accueil, des sanitaires, une salle d'activités et de restauration, 2 bureaux, un local technique pour le ménage et le linge, une partie de la cage d'ascenseur et un couloir qui mène à 9 chambres. Les deux étages supérieurs ont strictement la même configuration (figure V.8) : un couloir central dessert 18 chambres, un local technique et offre un accès à l'ascenseur central et aux escaliers extérieurs. La figure V.9 présente le schéma d'une chambre.

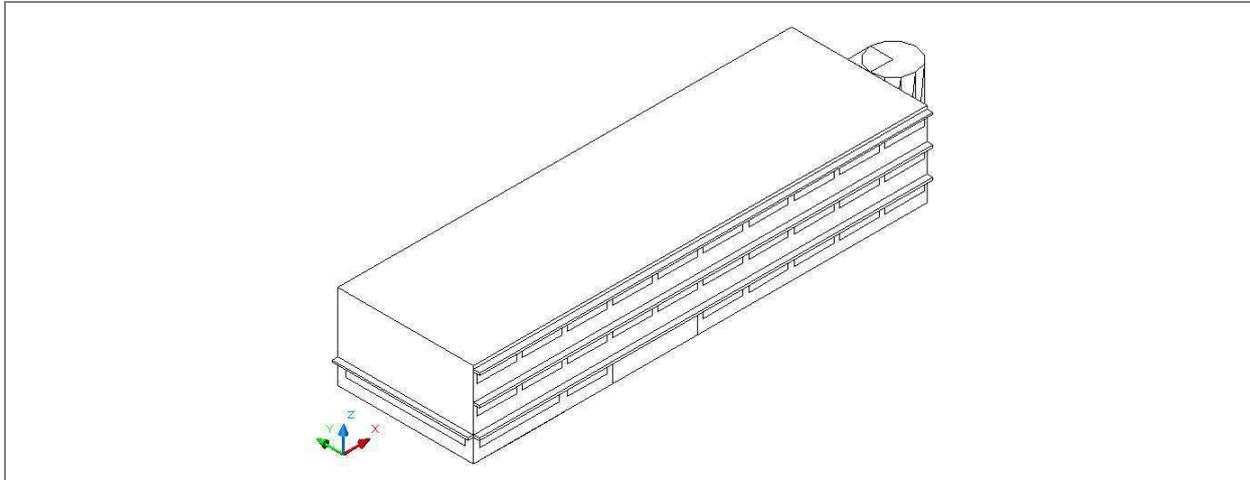


Figure V.6 : Vue isométrique du bâtiment

Salle d'activité Restauration 96 m ²	Bureau 20 m ²	Bureau 20 m ²	Cage escalier 20 m ²	Local technique 15 m ² Ascenseur 5 m ²	Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²
	Couloir 40 m ²							
	Toilettes 20 m ²	Zone d'accueil 64 m ²		Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²

Figure V.7 : Plan du rez-de-chaussée

Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²	Cage escalier 20 m ²	Local technique 15 m ² Ascenseur 5 m ²	Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²
Couloir 80 m ²									
Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²	Chambre 20 m ²				

Figure V.8 : Plan du 1^{er} et du 2^{ème} étage

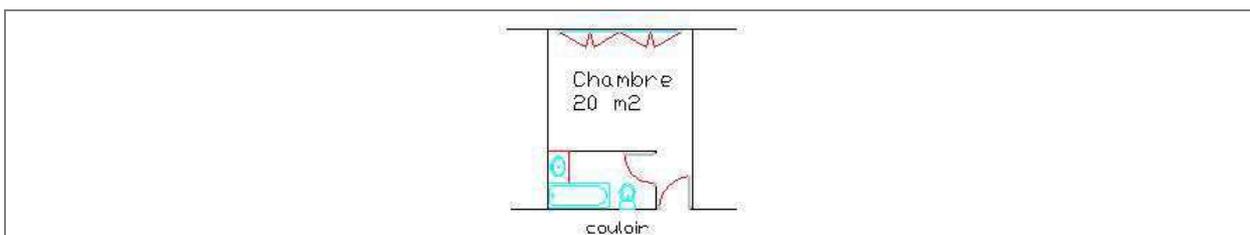


Figure V.9 : Plan d'une chambre

V.3.1.1. Matériaux des parois

Les matériaux de construction choisis pour définir les parois de l'hôtel ainsi que leurs caractéristiques thermiques sont répertoriés dans le tableau V.1. Les matériaux choisis sont des matériaux classiques du génie civil pour les climats étudiés.

Matériau	Conductivité (W/m.K)	Capacité (kJ/kg.K)	Masse volumique (kg/m ³)
Brique	0,9	1	1800
Béton	1,65	1	2400
Plâtre	0,35	1	2000
Revêtement sol	0,17	1,4	1200
Isolant	0,04	1	50
Bois	0,15	2	550
Dalle bitume	0,05	1	2000

Tableau V.1 : Caractéristiques des matériaux des parois du modèle multizones d'hôtel

V.3.1.2. Composition des parois

Différentes parois ont été définies suivant les données des matériaux du tableau V.1. Les compositions des parois correspondent à des compositions classiques de parois (tableau V.2).

Paroi	Matériau	Epaisseur (mm)	Coefficient U (W/m ² /K)
Plancher RDC	revêtement de sol plastique	5	0,316
	béton	120	
	isolant	100	
	béton	200	
Mur extérieur	plâtre	10	0,307
	isolant	80	
	lame d'air	15	
	parpaing	200	
Mur intérieur	enduit	15	0,587
	plâtre	26	
	isolant	50	
Plancher intérieur	plâtre	26	0,586
	revêtement de sol plastique	5	
Toiture terrasse	béton	200	0,286
	dalle bitume	10	
	isolant	100	
Voile béton autour des cages d'escalier	béton	200	2,653
	plâtre	15	
	plâtre	15	

Tableau V.2 : Caractéristiques des matériaux des parois du modèle multizones d'hôtel

V.3.1.3. Description des zones thermiques

Les zones thermiques ont été définies en fonction de leur utilisation et de leur orientation. Pour limiter le nombre de zones, les chambres adjacentes ayant la même orientation sont regroupées sur chaque niveau.

Les figures V.10, V.11 et V.12 présentent le découpage du bâtiment en zones thermiques, respectivement du rez-de-chaussée, du 1^{er} et du 2^{ème} étage. La liste des zones thermiques est la suivante :

- Zone 0 : accueil
- Zone 0' : sanitaires
- Zone 1 : salle d'activités ou de réunion

- Zone 2 : regroupement des deux bureaux
- Zone 3 : cage d'ascenseur
- Zone 3' : cage d'escalier
- Zones 8, 18 et 28 : locaux techniques respectivement au RDC, au 1er et au 2ème étage
- Zones 5, 6, 7, 9, 10, 11, 12, 13, 15, 16, 17, 20, 21, 22, 23, 25, 26, 27 : chambres ou regroupement de chambres ayant la même orientation
- Zones 4, 14 et 24 : couloirs respectivement au RDC, au 1er et au 2ème étage

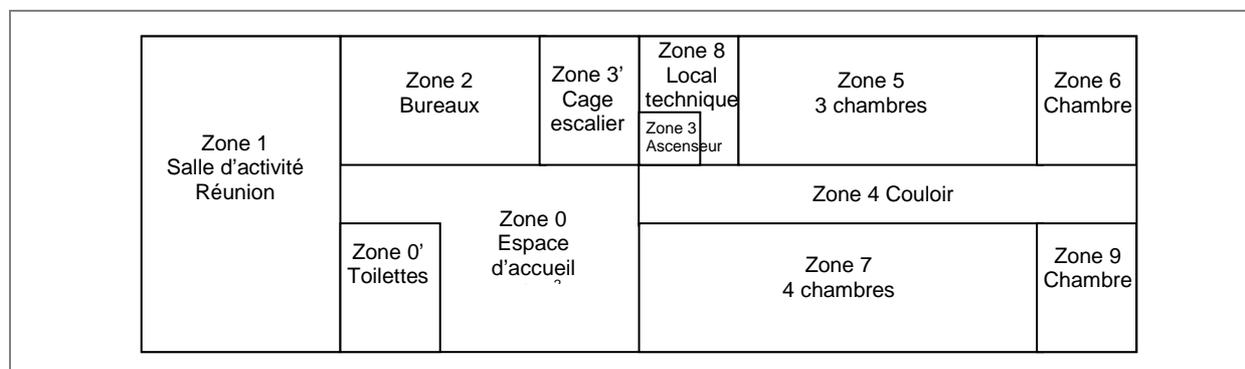


Figure V.10 : Plan des zones thermiques du rez-de-chaussée

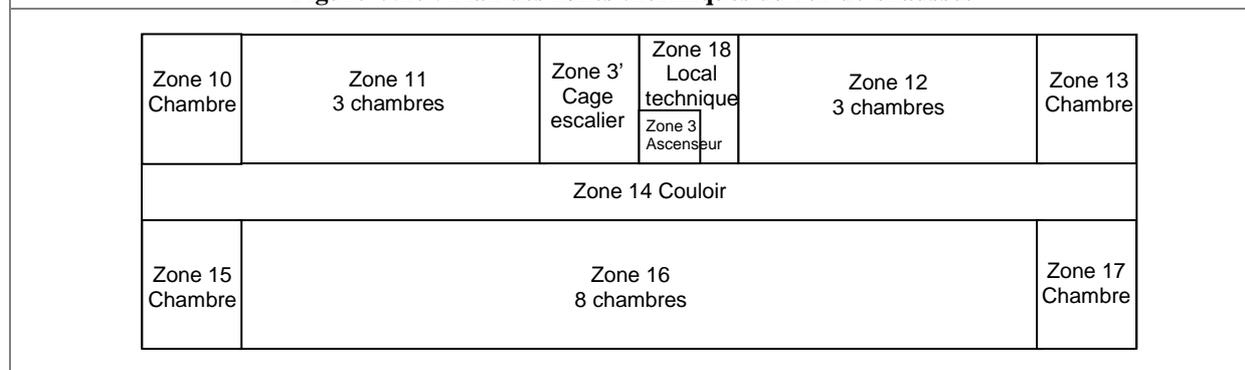


Figure V.11 : Plan des zones thermiques du 1^{er} étage

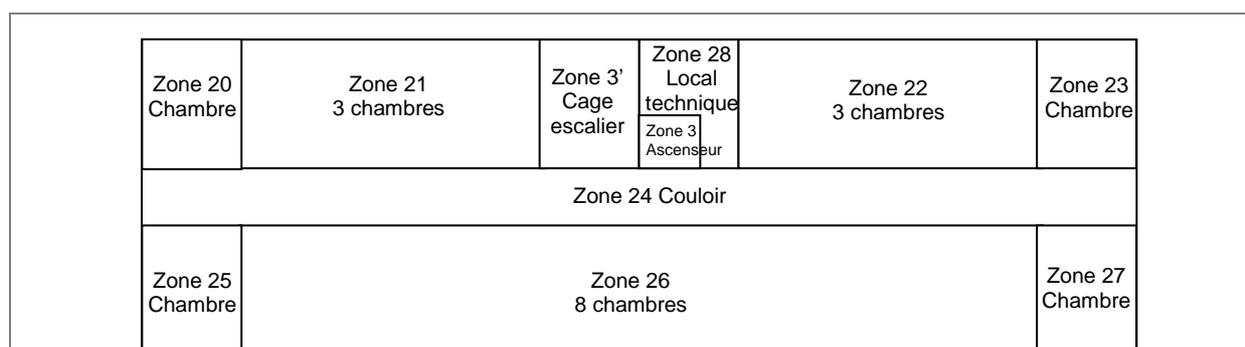


Figure V.12 : Plan des zones thermiques du 2^{ème} étage

V.3.1.4. Linéiques

Des ponts thermiques ayant un coefficient ψ de $0,20 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ont été considérés au niveau des liaisons entre les murs extérieurs et les murs de refend de la cage d'escalier, entre les planchers et les murs extérieurs et entre les plafonds et les murs extérieurs. Les données sont issues du CDreef édité par le Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB).

V.3.1.5. Vitrages

Tous les vitrages sont du type double vitrage lame argon en 4/16/4 avec un coefficient de transfert U_g de $1,4 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et un coefficient de transmission solaire g de 0,589. Les façades vitrées sont situées uniquement sur les deux façades principales nord et sud du bâtiment, mise à part la zone 1 qui possède un vitrage à l'ouest et les couloirs qui sont équipées de portes vitrées à l'est et à l'ouest. Les vitrages occupent 35 % de la surface des parois sauf pour la façade sud de la zone accueil qui est vitrée à 90 %. Des protections solaires de type casquette d'une longueur de 30 cm ont été placées au-dessus des vitrages sur les façades sud.

V.3.1.6. Perméabilité

L'infiltration est supposée constante et égale à 0,1 volume par heure (valeur Trnsys par défaut) sauf dans la zone de l'ascenseur qui n'a pas de contact avec l'extérieur.

V.3.1.7. Ventilation

La ventilation de type simple flux est continue dans les chambres, l'accueil, les sanitaires, les couloirs et la cage d'escalier. Le taux de renouvellement d'air est de 0,6 volume par heure. La ventilation est intermittente dans les autres zones. Elle fonctionne de 7h00 à 22h00. Le taux de renouvellement d'air y est également de 0,6 volume par heure. Les bouches d'entrées d'air sont situées dans les menuiseries des fenêtres et l'extraction se fait par des bouches placées dans les salles de bain des chambres, les couloirs, les sanitaires. La température de l'air de renouvellement est égale à la température extérieure dans toutes les zones sauf dans la cage d'ascenseur où est prise la température moyenne des zones 3', 8, 18 et 28 ainsi que dans les toilettes où est prise la température de la zone d'accueil. S'agissant d'une VMC simple flux, l'air neuf n'est pas traité (pas d'humidification ou de déshumidification).

V.3.1.8. Occupation

L'occupation des locaux par les personnes constitue un apport de chaleur gratuit qui est pris en compte dans les simulations. Les chambres sont supposées être occupées de 20h00 à 7h00 chacune par une personne. Les zones 1 (salle d'activités) et 2 (bureaux) sont occupées en semaine de 8h00 à 18h00. 10 personnes occupent la zone 1 et 2 personnes, la zone 2. La zone 3 (ascenseur) a une occupation moyenne continue de 0,1 personne. La zone 0 (accueil) est occupée par une personne 24h/24 tous les jours. Les zones 0' (sanitaires), 8, 18, 28 (locaux techniques), 4, 14 et 24 (couloirs du rez-de-chaussée, du 1^{er} et du 2^{ème} étage) sont supposées sans occupation. Le type d'activité des personnes est léger : assis, travail léger convenant à l'activité de personnes dans un bureau, un hôtel ou un appartement. La puissance thermique correspondante est de 120 W/personne [ISO 7730].

V.3.1.9. Eclairage

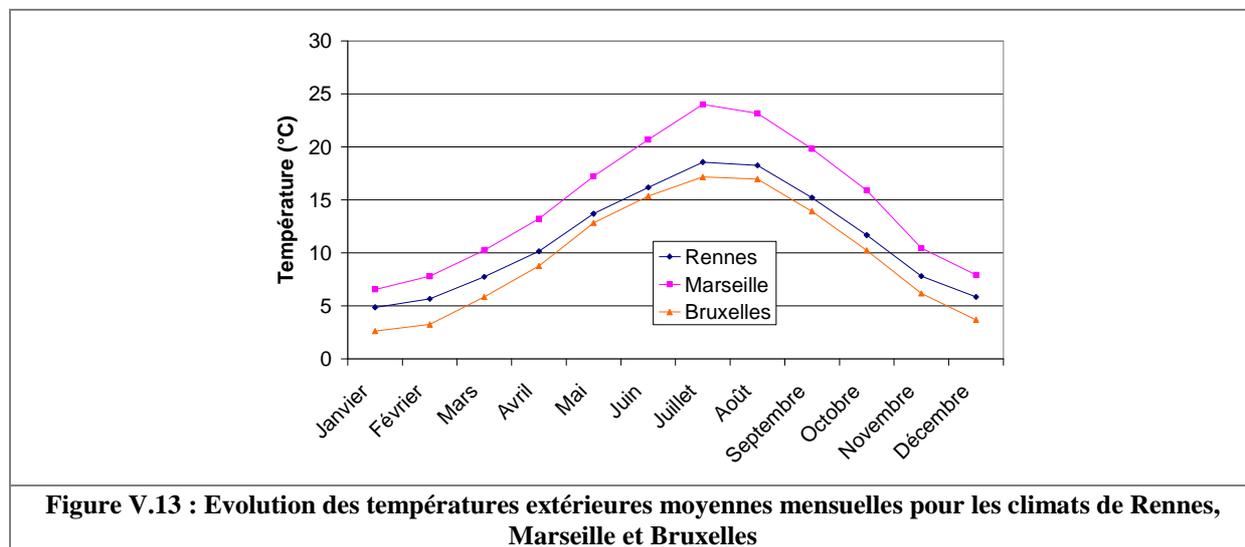
La puissance de l'éclairage est égale à 10 W/m^2 . Dans les chambres, l'éclairage est supposé en fonctionnement de 20h00 à 23h00 tous les soirs. Dans les autres zones, l'éclairage est en marche pendant les périodes d'occupation et si le flux solaire total horizontal est trop faible. Un modèle auxiliaire du bâtiment met en marche l'éclairage pour une valeur de flux solaire inférieure à 120 W/m^2 et actionne l'arrêt pour une valeur supérieure à 200 W/m^2 . Dans les zones accueil, couloirs et cages d'escalier et d'ascenseur, l'éclairage est allumé en permanence. Les zones 8, 18 et 28 (locaux techniques) sont supposées non éclairées.

V.3.1.10. Appareils électriques

Les zones susceptibles d'avoir un appareil électrique en fonctionnement sont les zones 0, 1 et 2. Les plages horaires de fonctionnement des appareils électriques sont identiques aux plages d'occupation par les personnes. Les puissances sont simulées par l'allumage d'ordinateurs de 140W.

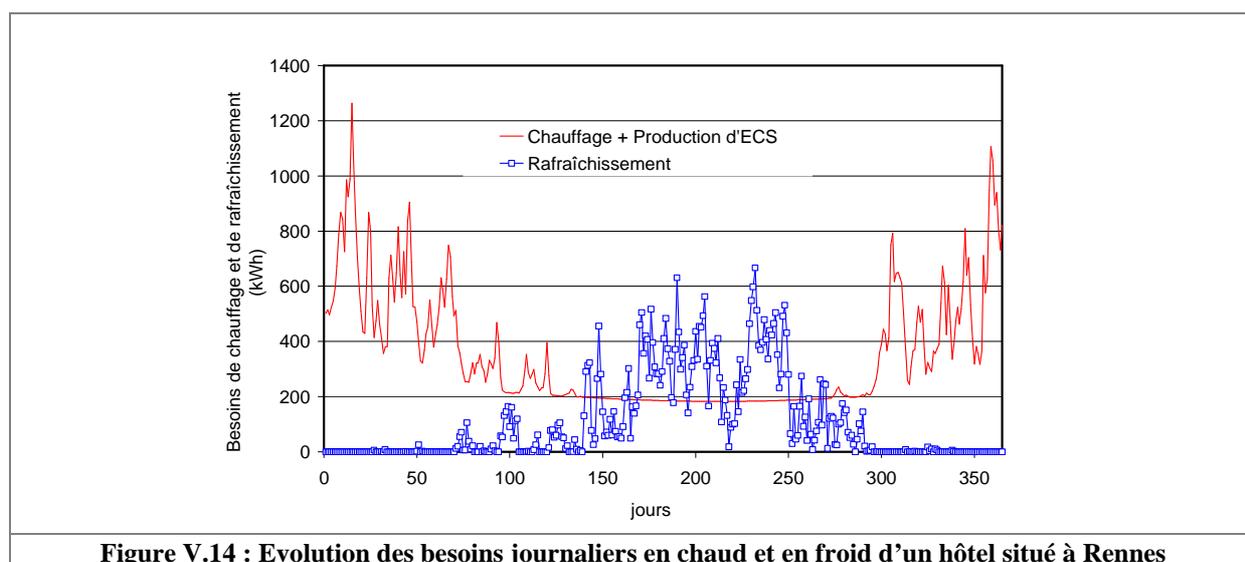
V.3.2. Villes d'implantation des bâtiments et climats

Le comportement des installations soumises à des besoins différents en fonction du climat est étudié pour trois villes : Rennes, Marseille et Bruxelles. L'évolution des températures extérieures moyennes mensuelles est présentée sur la figure V.13. Les fichiers météorologiques utilisés sont des fichiers annuels typiques TMY (Typical Meteorological Year) générés à partir des données météorologiques relevées sur 30 ans de l'USNOAA (United States National Oceanic and Atmospheric Administration).



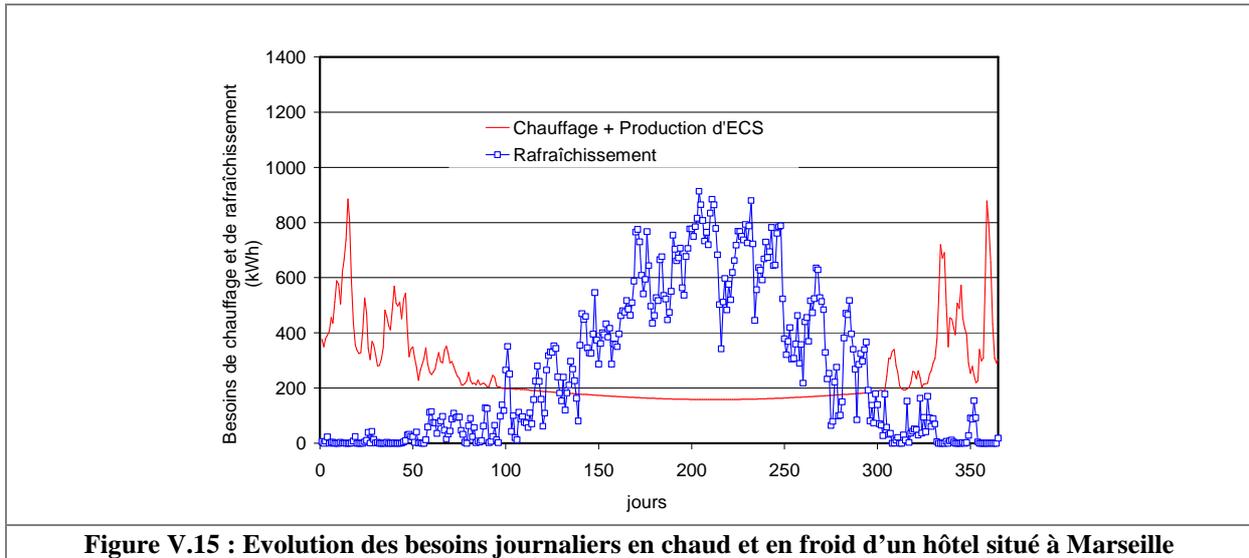
V.3.2.1. Rennes

Le climat de Rennes est de type océanique. La température moyenne annuelle est de 11,3°C. L'amplitude journalière des températures moyennes horaires et l'amplitude annuelle des températures moyennes journalières sont relativement faibles. La figure V.14 présente l'évolution des besoins journaliers du bâtiment hôtel en chaud et en froid. Les besoins en chaud sont la somme des besoins de chauffage et de production d'ECS. Les besoins annuels s'élèvent à 74870 kWh en production d'ECS, à 51680 kWh en chauffage et à 39184 kWh en rafraîchissement. Entre le 100^{ème} et le 300^{ème} jour, soit d'avril à fin octobre, on est en présence de besoins simultanés en chaud et en froid.



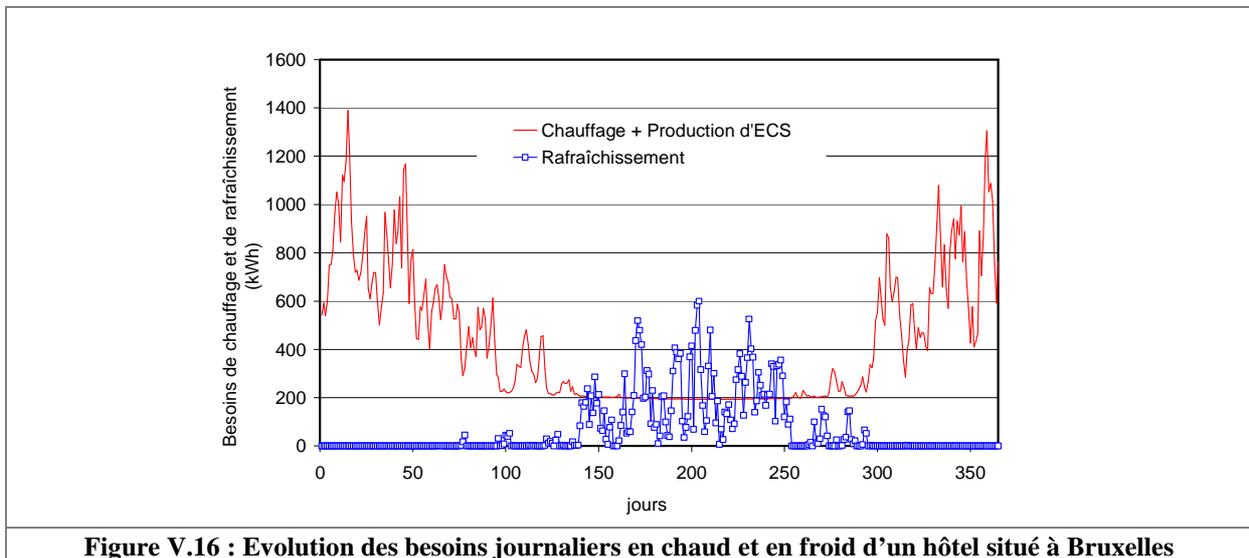
V.3.2.2. Marseille

Le climat de Marseille est de type méditerranéen. La température moyenne annuelle est de 14,8°C. Elle est relativement élevée par rapport à Rennes. L'amplitude journalière des températures moyennes horaires et l'amplitude annuelle des températures moyennes journalières sont relativement élevées. La figure V.15 présente l'évolution des besoins journaliers en chaud et en froid. Les besoins en chaud sont la somme des besoins de chauffage et de production d'ECS. Les besoins annuels s'élèvent à 68524 kWh en production d'ECS, à 23535 kWh en chauffage et à 94808 kWh en rafraîchissement. Entre le 50^{ème} et le 300^{ème} jour, soit de fin février à fin octobre, on est en présence de besoins simultanés en chaud et en froid.



V.3.2.3. Bruxelles

Le climat de Bruxelles est de type continental. La température moyenne annuelle est de 9,8°C. Elle est relativement basse par rapport à Rennes. L'amplitude journalière des températures moyennes horaires, l'amplitude annuelle des températures moyennes journalières. La figure V.16 présente l'évolution des besoins journaliers en chaud et en froid. Les besoins en chaud sont la somme des besoins de chauffage et de production d'ECS. Les besoins annuels s'élèvent à 77589 kWh en production d'ECS, à 77781 kWh en chauffage et à 24809 kWh en rafraîchissement. Entre le 140^{ème} et le 250^{ème} jour, soit de mai à septembre, on est en présence de besoins simultanés en chaud et en froid.



V.3.2.4. Dimensionnement des installations en fonction des besoins

Les besoins en chauffage, en rafraîchissement et en production d'ECS sont répertoriés dans le tableau V.3. Les besoins les plus importants en chauffage et en production d'eau chaude sanitaire correspondent au climat le plus froid, celui de la ville de Bruxelles. Les besoins les plus importants en rafraîchissement sont enregistrés dans la ville de Marseille où le climat est de type méditerranéen. La ville de Rennes se situe dans un climat océanique qui engendre des besoins modérés dans tous les postes de consommation. Les besoins en eau chaude sanitaire dépendent également de la température d'eau froide du réseau. Celle-ci est plus élevée notamment en été à Marseille, qu'à Rennes et à Bruxelles. Cette différence entre climats s'observe également sur la période estivale des courbes des besoins journaliers (figures V.14, V.15 et V.16).

Site	Production d'ECS	Chauffage	Rafraîchissement
Rennes	74870	51680	39184
Marseille	68524	23535	94808
Bruxelles	77589	77781	24809

Tableau V.3 : Besoins thermiques en kWh du bâtiment en fonction du site d'implantation

L'appoint ECS est dimensionné de sorte que l'intégralité des besoins soit susceptible d'être couverte par l'appoint. Un calcul rapide donne une puissance approximative de 40 kW pour des débits de soutirages maximaux de 900 l/h et un écart maximal de 40°C entre la température d'entrée d'eau froide et la température de départ ECS.

L'installation de thermofrigopompe ou de pompe à chaleur est dimensionnée à partir des règles préconisées par l'association française pour les pompes à chaleur [AFP 2008] :

- la PAC ou TFP doit pouvoir subvenir à 80% des besoins de chauffage à la température de base,
- la PAC ou TFP associée à son appoint de chauffage doit correspondre à 120% des besoins de chauffage à la température de base.

Le tableau V.4 regroupe les résultats de dimensionnement. Les besoins en chaud à la température de base sont donnés dans la première colonne. A partir d'une interpolation des valeurs des tableaux des puissances réduites (tableaux IV.8 à IV.11), la puissance de chauffage réduite est calculée pour la température de base¹¹. Le facteur de dimensionnement ou multiplicatif correspond au rapport de 80% des besoins sur la puissance réduite à T_{base} . L'appoint chauffage correspond à 40% des besoins à la température de base.

Ville T_{base} Besoins à $T_{ext}=T_{base}$	Machine	Puissance en chaud (kW) réf 10 kW pour $T_{sf}=5^{\circ}C / T_{sc}=35^{\circ}C$	Facteur de dimensionnement	Puissance de la machine à T_{base} (kW)	Puissance de l'appoint chauffage (kW)
Rennes -4 °C 38,11 kW	TFP R407C	7,07	4,31	30,49	15,24
	PAC R407C	7,10	4,29	30,49	15,24
	TFP CO2	7,89	3,86	30,49	15,24
	PAC CO2	7,82	3,90	30,49	15,24
Marseille -5 °C 28,11 kW	TFP R407C	6,83	3,29	22,49	11,24
	PAC R407C	6,85	3,28	22,49	11,24
	TFP CO2	7,70	2,92	22,49	11,24
	PAC CO2	7,63	2,95	22,49	11,24
Bruxelles -8 °C 52,60 kW	TFP R407C	6,19	6,80	42,08	21,04
	PAC R407C	6,24	6,74	42,08	21,04
	TFP CO2	7,13	5,90	42,08	21,04
	PAC CO2	7,11	5,92	42,08	21,04

Tableau V.4 : Facteurs de dimensionnement, puissances calorifique de la machine à T_{base} et puissance de l'appoint électrique de chauffage

¹¹ Exemple de calcul pour une TFP R407C à Rennes :

$$\dot{Q}_c = 6,84 \text{ kW pour } T_{sf} = -5^{\circ}C / T_{sc} = 45^{\circ}C \quad ; \quad \dot{Q}_c = 8,05 \text{ kW pour } T_{sf} = 0^{\circ}C / T_{sc} = 45^{\circ}C$$

$$\text{Par interpolation, } \dot{Q}_c = 7,07 \text{ kW pour } T_{sf} = -4^{\circ}C / T_{sc} = 45^{\circ}C$$

$$\text{Facteur de dimensionnement} = \frac{80\% \text{ des besoins à } T_{base}}{\dot{Q}_c} = \frac{0,8 \cdot 38,11}{7,07} = 4,31$$

V.4. Performances des thermofrigopompes au HFC et au CO₂

La simulation de référence est celle d'une thermofrigopompe au HFC installée dans le bâtiment hôtel situé à Rennes. Le comportement du modèle numérique est analysé afin de vérifier le bon fonctionnement de l'installation concernant l'enclenchement de chaque mode et des phases de dégivrage. Les performances de cette installation de référence sont ensuite comparées à une pompe à chaleur. Les autres paramètres variables sont le fichier météorologique associé à l'ensemble système / bâtiment et le type de fluide frigorigène. L'étude comparative présente les puissances thermiques produites, les consommations d'électricité et les performances des installations de thermofrigopompes et de pompes à chaleur au R407C et au CO₂. Les facteurs de performance utilisés sont les coefficients de performance énergétique, le coefficient de performance de Carnot et le rendement exergetique. Les facteurs de performance sont répertoriés dans le tableau IV.12.

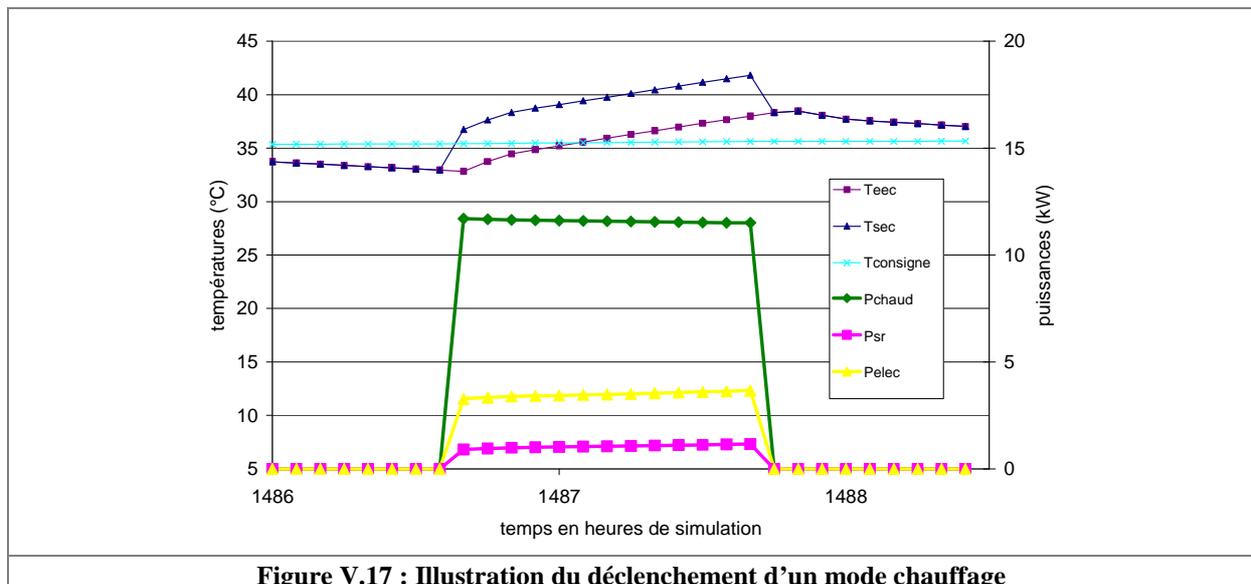
V.4.1. Vérification du fonctionnement du modèle

V.4.1.1. Enclenchement des modes

Les modes sont enclenchés par l'écart entre les températures contrôlées calculées et les consignes. Les besoins en chauffage sont enclenchés par une température d'entrée d'eau chaude au condenseur trop faible par rapport à la consigne. Les besoins en production d'ECS sont enclenchés par une température de départ d'ECS vers le réseau d'alimentation trop faible. Les besoins en rafraîchissement sont enclenchés par une température d'entrée d'eau froide à l'évaporateur trop élevée.

V.4.1.1.1. Mode chauffage

Le mode chauffage est enclenché par une demande de chauffage ou de production d'ECS sans demande de froid. La figure V.17 illustre l'enclenchement d'un mode chauffage par une demande de remontée en température du ballon de stockage de la boucle de chauffage. Elle présente les températures d'entrée et de sortie d'eau chaude, la température de consigne, les puissances thermiques de chauffage et de sous-refroidissement et la puissance électrique absorbée au compresseur. Lorsque la température d'entrée d'eau chaude passe en-dessous de la consigne de température moins un demi-différentiel de 2,5°C, le mode chauffage de la TFP est enclenché. Il y a donc apparition de puissances thermiques et électrique. La température de sortie d'eau chaude du condenseur devient supérieure à la température d'entrée. La température d'entrée d'eau chaude augmente progressivement jusqu'au dépassement de la consigne d'un demi-différentiel. Le ballon a donc bien été maintenu en température.



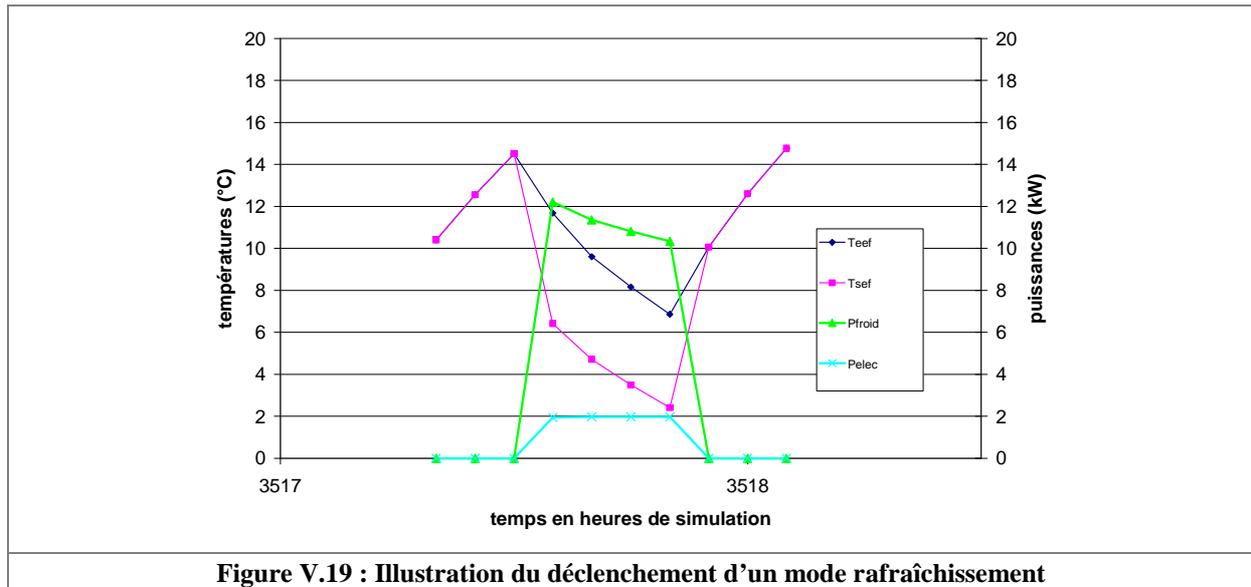


Figure V.19 : Illustration du déclenchement d'un mode rafraîchissement

V.4.1.2. Phases de dégivrage

V.4.1.2.1. Thermofrigopompes

Les phases de dégivrage de la thermofrigopompe sont automatiques et augmentent les performances moyennes de l'installation par l'utilisation de la boucle d'eau froide comme source à l'évaporateur. Elles sont effectuées en mode équilibré. La modélisation prend en compte le changement de mode commandé par la variation de la température de la boucle d'eau froide. Le mode équilibré avec dégivrage automatique éventuel est enclenché lorsque la température d'entrée d'eau froide est supérieure à 13°C et le mode chauffage est enclenché lorsque cette température est inférieure à 8°C. La masse de givre accumulée sur les batteries à ailettes est calculée mais n'est pas le paramètre utilisé pour lancer le dégivrage par caloduc en mode équilibré. Ceci se fait sur une base temps qui dépend du dimensionnement du ballon d'eau froide.

V.4.1.2.2. Pompes à chaleur

La figure V.20 présente l'évolution de la masse de givre, des puissances thermique et électrique ainsi que des températures d'eau chaude (consigne, entrée et sortie du condenseur) lors d'une remontée en température du ballon d'eau chaude. En mode chauffage, l'évaporateur sur air de la pompe à chaleur givre progressivement. La masse de givre augmente suivant l'équation V.1, de manière plus ou moins importante suivant les conditions extérieures de température et d'humidité. Le critère de déclenchement de l'inversion de cycle pour le dégivrage est une horloge qui comptabilise les pas de temps durant lesquels la température extérieure est inférieure à 7°C. Lorsque le temps de l'horloge a atteint 45 minutes, le dégivrage est enclenché. Le cycle correspond au mode rafraîchissement avec une condensation « sur l'air » et une évaporation sur l'eau chaude. Une quantité d'énergie est prise sur la boucle d'eau chaude par évaporation pour réaliser le dégivrage à l'aide de l'énergie de condensation. La température de sortie d'eau chaude devient inférieure à la température d'entrée d'eau chaude au condenseur. La puissance calorifique devient nulle. La puissance électrique calculée correspond à la puissance nécessaire pour réaliser le dégivrage. En réalité, le dégivrage dure le temps d'un pas de temps.

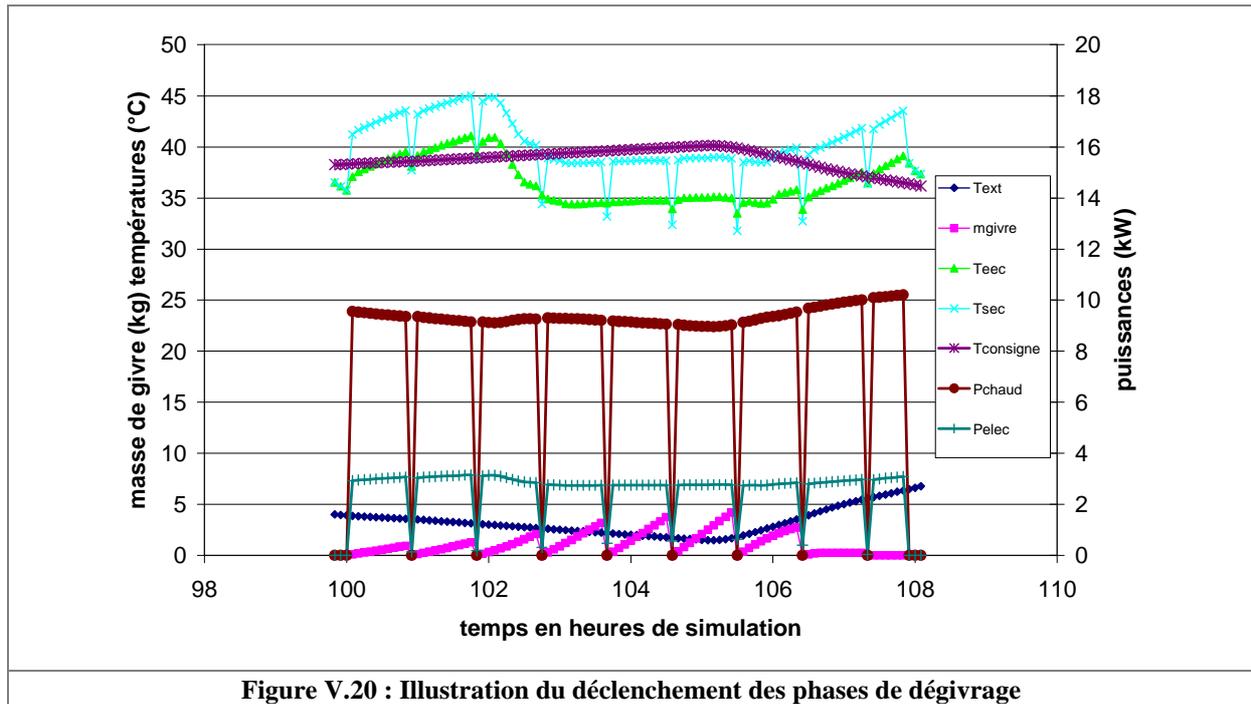


Figure V.20 : Illustration du déclenchement des phases de dégivrage

Dans les conditions de simulations présentées sur la figure V.20, le dégivrage intervient bien toutes les 45 minutes, ce qui correspondrait à environ 6 min 40 s par heure de temps de non production de chauffage et de puisage d'énergie au ballon d'eau chaude. Le pas de temps de la simulation est supérieur au temps moyen de dégivrage. Les temps d'arrêt de production et de puisage d'énergie représentent un effet du dégivrage sur les performances proche de celui d'un temps de dégivrage moyen de l'ordre de 3 à 4 min/h (données publiées par Naveteur et al. [NAV 1998] et Bernier [BER 2002]).

V.4.2. Résultats des simulations annuelles

Les résultats de l'étude simulée sont présentés en détail en fonction des paramètres de climat (Rennes, Marseille ou Bruxelles), de type d'installation (TFP ou PAC) et de type de fluide (R407C ou CO₂). Ils concernent les productions d'énergie thermique (chauffage + production d'ECS éventuelle et rafraîchissement), les consommations électriques et les performances des systèmes.

V.4.2.1. Productions d'énergie thermique

Le tableau V.5 présente les productions d'énergie thermique de chaque installation vis-à-vis des besoins thermiques du bâtiment. Les appoints électriques ECS et chauffage participent également à la production thermique en chaud.

La figure V.21 présente de manière graphique les productions d'énergie thermique du tableau V.5. Cette figure met en évidence les différences entre les climats des trois villes. Les installations produisent plus d'énergie calorifique que d'énergie frigorifique, de façon modérée pour un bâtiment situé dans la ville de Rennes et de façon plus tranchée pour la ville de Bruxelles. Celles de la ville de Marseille produisent majoritairement de l'énergie frigorifique. Les productions thermiques correspondent aux besoins des bâtiments en fonction du climat des villes d'implantation.

Configuration			Besoins			Productions thermiques		Productions électriques	
Fluide	Machine	Site	Chauffage (kWh)	ECS (kWh)	Froid (kWh)	Chaud (kWh)	Froid (kWh)	Appoint ECS (kWh)	Appoint chauffage (kWh)
R407C	TFP	Rennes	51680	74697	39184	114337	39686	142	5379
		Rennes	51680	74697	39184	49782	39483	74697	2936
	PAC	Marseille	23535	68784	94808	83980	95956	146	3323
		Marseille	23535	68784	94808	22745	95322	68784	990
	TFP	Bruxelles	77781	76924	24809	152953	24798	72	2329
		Bruxelles	77781	76924	24809	77196	24794	76924	4990
CO2	TFP	Rennes	51680	74697	39184	114515	41086	118	5288
		Rennes	51680	74697	39184	49493	39540	74697	2892
	PAC	Marseille	23535	68784	94808	56578	104236	148	1622
		Marseille	23535	68784	94808	22521	95444	68784	1132
	TFP	Bruxelles	77781	76924	24809	154446	25177	71	1837
		Bruxelles	77781	76924	24809	76040	24857	76924	4533

Tableau V.5 : Productions d'énergie thermique des installations et besoins des bâtiments

Les TFP produisent simultanément les énergies calorifique et frigorifique alors que le choix de la production des PAC est déterminé par le rapport des besoins en chaud sur les besoins en froid du bâtiment. Contrairement aux TFP, les PAC ne satisfont donc pas immédiatement aux besoins minoritaires. Par ailleurs, les PAC au R407C ne participent pas aux besoins de production d'ECS. Finalement, les pertes énergétiques des ballons de stockage sont plus importantes pour des ballons « plus chargés », comme c'est le cas pour les TFP.

Les bilans d'énergie apparents ne sont pas tout à fait équilibrés. L'énergie produite par la machine frigorifique est comptabilisée avant les ballons de stockage. L'énergie transmise au bâtiment, après les ballons. Les bilans sont équilibrés par les pertes thermiques des ballons.

Les productions d'énergie calorifique sont systématiquement plus élevées avec la TFP car celle-ci assure en quasi-totalité la production d'ECS.

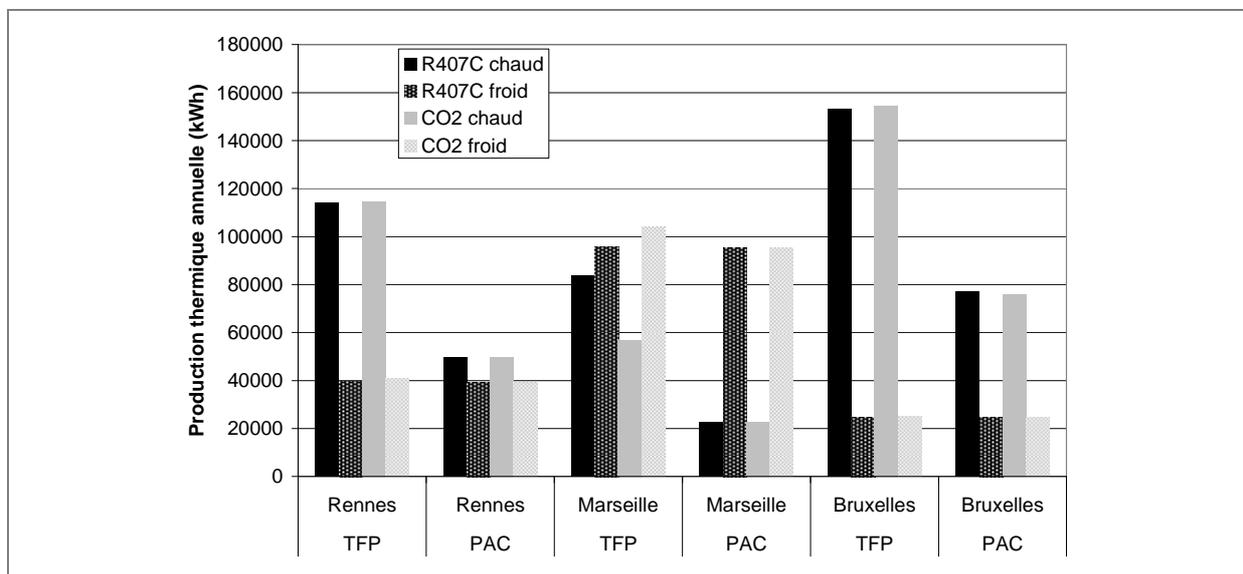


Figure V.21 : Productions d'énergie thermique des machines frigorifiques

V.4.2.2. Consommations électriques

Le tableau V.6 présente les consommations électriques des installations. Pour les pompes à chaleur, les consommations présentées sous l'intitulé « Machine frigorifique » comprennent les consommations liées au dégivrage.

Configuration			Consommations électriques					
Fluide	Machine	Site	Machine frigorifique (kWh)	dont dégivrage (kWh)	Appoint ECS (kWh)	Appoint chauffage (kWh)	Ventilateurs (kWh)	Totale (kWh)
R407C	TFP	Rennes	35470	0	142	5379	977	41968
	PAC	Rennes	23218	91	74697	2936	651	101502
	TFP	Marseille	33756	0	146	3323	1299	38524
	PAC	Marseille	23525	53	68784	990	973	94273
	TFP	Bruxelles	49215	0	72	2329	793	52409
	PAC	Bruxelles	33503	516	76924	4990	544	115961
CO2	TFP	Rennes	60742	0	118	5288	795	66943
	PAC	Rennes	34342	43	74697	2892	628	112559
	TFP	Marseille	43563	0	148	1622	856	46188
	PAC	Marseille	35160	15	68784	1132	886	105963
	TFP	Bruxelles	82191	0	71	1837	662	84761
	PAC	Bruxelles	47214	124	76924	4533	556	129227

Tableau V.6 : Consommations électriques des installations

Les écarts de consommations électriques entre les TFP et les PAC sont élevés. Le bâtiment hôtel présente de très forts besoins en ECS. La production est assurée en électricité directe pour les PAC de référence du marché.

Les consommations électriques totales des TFP sont beaucoup plus faibles que celles des PAC grâce aux économies réalisées principalement sur le poste appoint ECS et très légèrement sur les postes appoint chauffage, dégivrage et ventilateurs. La TFP bénéficie surtout d'une production d'ECS par le mode équilibré en période estivale et dans une moindre mesure de l'absence d'un dégivrage pénalisant et de l'arrêt des ventilateurs en mode équilibré.

La figure V.22 présente de manière graphique les consommations d'électricité du tableau V.6. Les économies d'énergie électrique sont assez importantes (de l'ordre de 50% entre TFP et PAC au R407C et de 30 à 50% entre TFP et PAC au CO₂). La production complète d'ECS par TFP est beaucoup plus performante que celle de la PAC en préchauffage avec appoint électrique. Cette hypothèse de fonctionnement représente la quasi-totalité des économies d'énergie électrique.

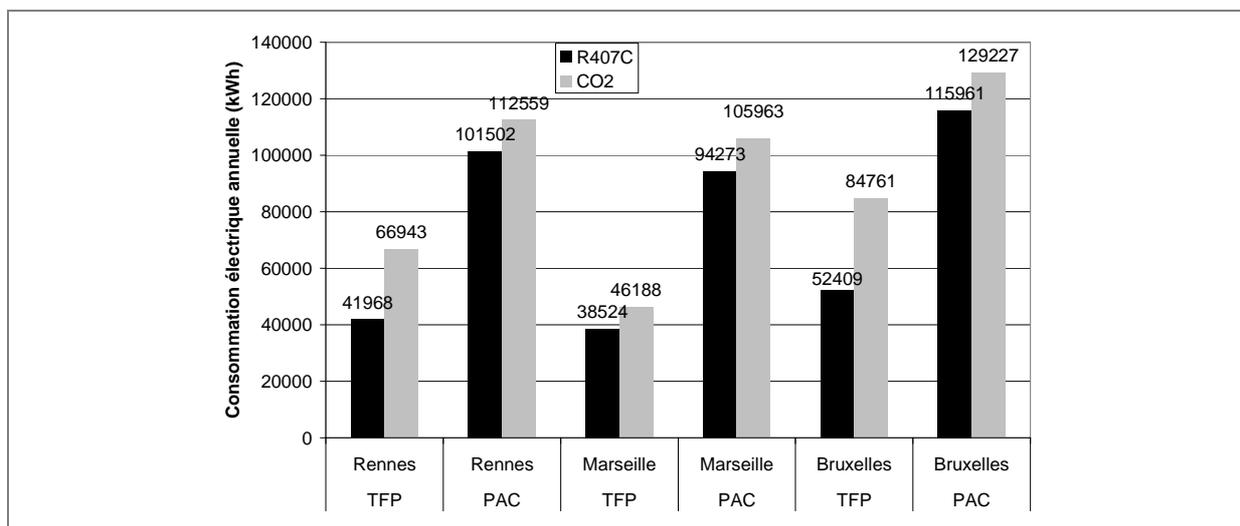


Figure V.22 : Consommations électriques des machines frigorifiques

La puissance affectée à la production d'ECS est soustraite à la puissance calorifique de l'installation calculée pour une température d'entrée d'eau chaude de chauffage donnée. On ne tient pas compte d'une température d'entrée d'ECS au désurchauffeur plus élevée qui aurait tendance à relever la température de condensation et à diminuer la puissance calorifique et donc les performances de la TFP.

Des simulations complémentaires sont donc menées pour une TFP et une PAC au R407C pour des besoins correspondant à un taux d'occupation de l'hôtel situé à Rennes de 30% (tableau V.7). Les besoins simulés de production d'ECS deviennent alors inférieurs aux besoins de chauffage et ne représentent plus que 22409 kWh. Le résultat de cette simulation est une réduction de la consommation d'énergie électrique de 27,9% malgré une réduction de la simultanéité des besoins de chaud pour la production d'ECS et de froid pour le rafraîchissement durant la période estivale.

Configuration			Consommations électriques					
Fluide	Machine	Site	Machine frigorifique (kWh)	dont dégivrage (kWh)	Appoint ECS (kWh)	Appoint chauffage (kWh)	Ventilateurs (kWh)	Totale (kWh)
R407C	TFP	Rennes	26209	0	5504	3042	726	35482
	PAC	Rennes	23218	91	22409	2936	651	49214

Tableau V.7 : Consommations électriques des TFP et PAC au R407C avec un taux d'occupation de l'hôtel de 30% pour le site de Rennes

La simulation n'a pas pris en compte l'augmentation éventuelle de pression liée à la répartition entre les productions d'eau chaude de chauffage et d'ECS. Cependant, cette prise en compte ne majorera pas de plus de 5% l'énergie électrique consommée. L'économie d'énergie électrique apportée par l'installation d'une TFP à la place d'une PAC réversible sera proche de 50% pour un taux d'occupation de 100% et d'après la simulation complémentaire ci-dessus, proche de 30% pour un taux d'occupation de 30%.

V.4.2.3. Coefficients de performance et rendement exergetique

Le tableau V.8 présente les valeurs annuelles des coefficients de performance issus des bilans d'énergie, des coefficients de performance de Carnot et des rendements exergetiques des machines frigorifiques. La dernière colonne correspond au rapport des productions thermiques totales incluant la production d'ECS par appoint. Le COP machine correspond à l'énergie thermique produite divisée par l'énergie électrique consommée. Les performances annuelles des TFP sont clairement supérieures à celles des PAC. L'amélioration des coefficients de performance est plus importante pour les sites de Rennes et Bruxelles où les besoins sont majoritaires en chauffage et où le mode équilibré est davantage utilisé en alternance avec le mode chauffage. D'après les valeurs calculées pour le site de Marseille, la production simultanée d'été apporte une amélioration moins significative.

Configuration			Coefficients de performance annuels			
Fluide	Machine	Site	COP chaud+froid machine	COP chaud+froid installation	COP Carnot machine	Rendement exergetique machine
R407C	TFP	Rennes	4,34	3,80	16,22	35,5%
	PAC	Rennes	3,84	1,64	14,90	30,9%
	TFP	Marseille	5,33	4,76	20,00	33,3%
	PAC	Marseille	5,02	1,99	20,64	31,0%
	TFP	Bruxelles	3,61	3,44	15,33	36,3%
	PAC	Bruxelles	3,04	1,59	11,46	22,7%
CO2	TFP	Rennes	2,56	2,41	15,66	16,9%
	PAC	Rennes	2,59	1,48	14,28	14,7%
	TFP	Marseille	3,69	3,52	20,83	19,2%
	PAC	Marseille	3,36	1,77	19,96	18,2%
	TFP	Bruxelles	2,19	2,14	12,77	16,8%
	PAC	Bruxelles	2,14	1,41	10,75	24,6%

Tableau V.8 : Coefficients de performance et rendement exergetique des machines et des installations

Le calcul du COP de Carnot dépend uniquement de la différence entre les températures des sources chaude et froide. Des valeurs moyennes aussi élevées ont relativement peu de sens dans ses simulations du fait de la forte fluctuation des températures des sources. Cependant, une analyse comparative des valeurs permet de dégager les tendances. Les valeurs les plus élevées apparaissent pour le mode rafraîchissement. Les apports internes des bâtiments sont assez élevés et des besoins de

rafraîchissement apparaissent pour des températures extérieures modérées. Dans ce mode, les températures des sources, air extérieur et eau froide, sont assez proches pour de nombreux pas de temps. Les COP de Carnot moyens les plus élevés sont obtenus pour le site de Marseille.

Les rendements exergetiques rendent compte de la performance des installations au niveau énergétique et de la qualité de l'énergie produite par rapport à un travail mécanique assimilé à de l'énergie « pure ». Les rendements exergetiques suivent la même évolution que la différence entre les COP saisonniers chaud+froid et les COP de Carnot qui correspondent à des cycles parfaits. Le rendement exergetique maximal est obtenu pour une thermofrigopompe installée dans un bâtiment à Bruxelles. Les rendements exergetiques montrent une augmentation des performances des TFP par rapport aux PAC entre 8,0 et 14,7%. Les rendements exergetiques des TFP au CO₂ sont moins bons que ceux des PAC au CO₂. Pour chaque site, ceci correspond à la faible amélioration de COP par rapport à l'amélioration du COP de Carnot.

La figure V.23 présente de manière graphique les coefficients de performance chaud+froid des machines frigorifiques. L'amélioration de performance la plus significative apportée par une TFP installée à la place d'une PAC est relevée pour la ville de Bruxelles où les besoins de chauffage sont les plus importants (+56,6% pour le COP). Les séquences alternées entre le mode chauffage classique et le mode équilibré plus performant sont mises en jeu plus fréquemment que sur les autres sites. La figure V.24 présente les coefficients de performance des installations calculés par le rapport des productions d'énergie thermique sur les consommations d'énergie électrique des ensembles TFP ou PAC + appoints. L'énergie électrique consommée par les circulateurs n'est pas prise en compte dans ce calcul.

L'amélioration des COP annuels des TFP par rapport aux PAC est beaucoup plus importante pour les installations au R407C. Les TFP au CO₂ enregistre un COP plus faible que les PAC dans le mode chauffage à cause du sous-refroidissement. Le sous-refroidissement important engendre une augmentation de la puissance frigorifique et une baisse de la pression d'évaporation. La performance du cycle s'en trouve assez fortement affectée. On constate donc seulement une légère amélioration des performances pour la TFP au CO₂ par rapport à la PAC au CO₂. Un surdimensionnement de l'évaporateur et du ventilateur de la TFP au CO₂ s'impose pour revenir à un niveau équivalent de température d'évaporation et donc de performance en mode chauffage. Le CO₂ disposant d'une plus grande quantité d'énergie récupérable par sous-refroidissement que le R407C, ceci permettra d'espérer enregistrer une amélioration significative des performances grâce à une utilisation plus fréquente du mode équilibré en séquences hivernales. Néanmoins, le fonctionnement en séquences alternées mode chauffage – mode équilibré est suffisamment favorable pour compenser cette perte de performance en mode chauffage si bien que pour le site de Bruxelles, le COP de la TFP au CO₂ est presque au niveau de celui de la PAC au R407C.

Les coefficients de performance annuels chaud+froid machine et installation sont également calculés pour un taux d'occupation de l'hôtel de 30%. Les résultats sont répertoriés dans le tableau V.9. La baisse des besoins en ECS entraîne une baisse de simultanéité des besoins en chaud et en froid qui se répercute par une baisse des COP chaud+froid annuels de la TFP et de l'installation complète comprenant les appoints. La part de production thermique par l'appoint électrique ECS diminue pour la PAC. Ceci entraîne une augmentation du COP chaud+froid installation par rapport au scénario d'occupation de 100%.

Configuration			Coefficients de performance annuels	
Fluide	Machine	Site	COP chaud+froid machine	COP chaud+froid installation
R407C	TFP	Rennes	4,08	3,26
	PAC	Rennes	3,84	2,33

Tableau V.9 : Coefficients de performance des machines et des installations avec un taux d'occupation de l'hôtel de 30% pour le site de Rennes

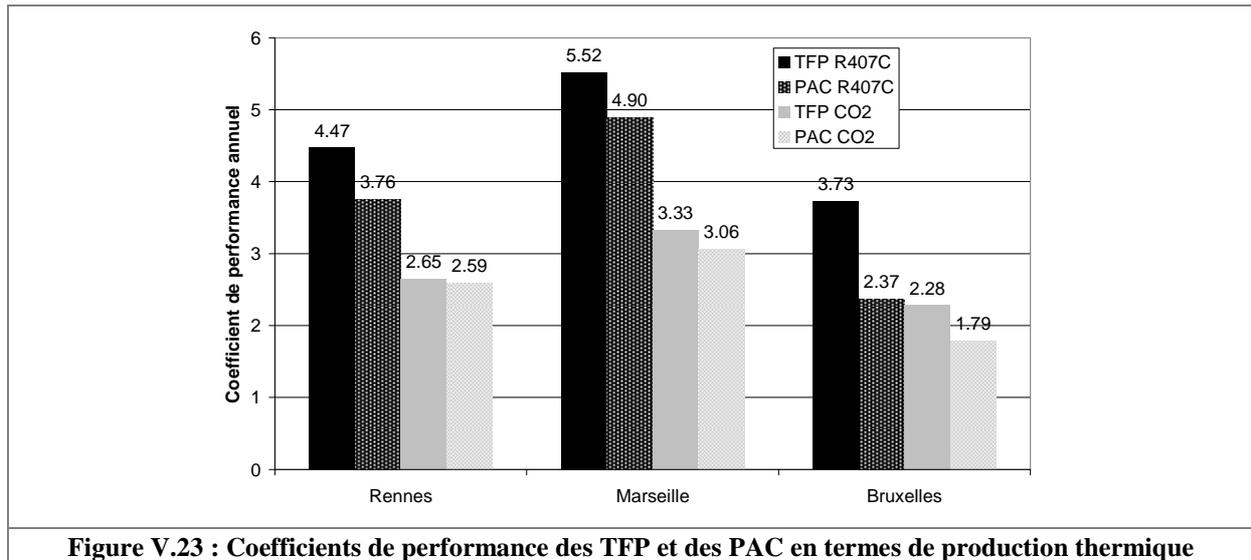


Figure V.23 : Coefficients de performance des TFP et des PAC en termes de production thermique

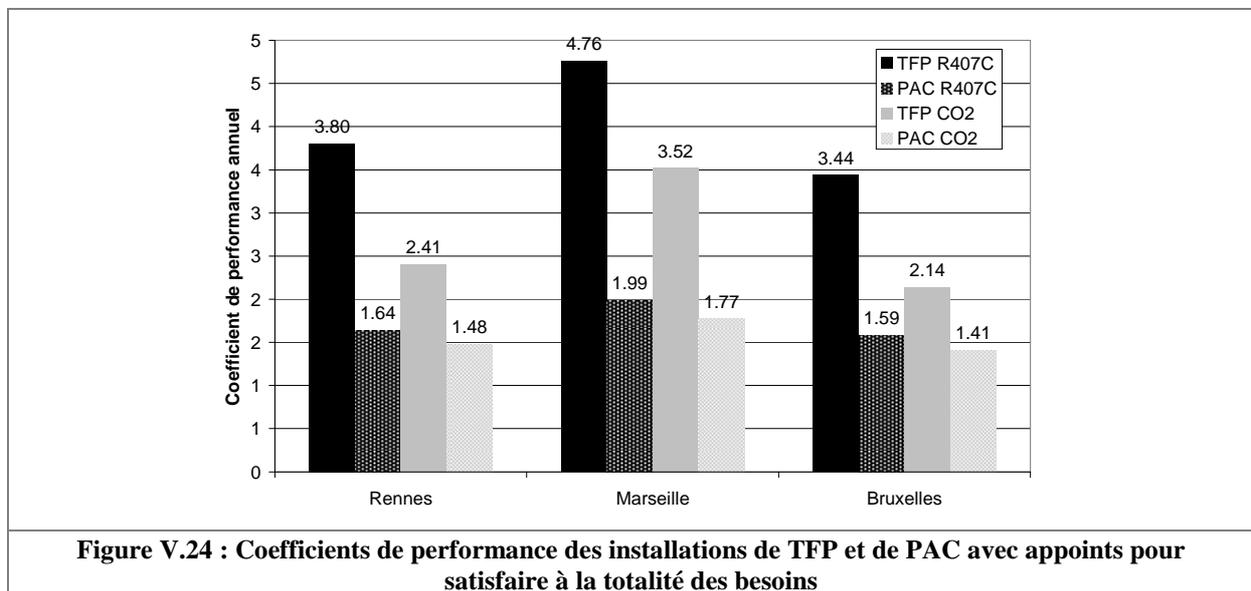


Figure V.24 : Coefficients de performance des installations de TFP et de PAC avec appoints pour satisfaire à la totalité des besoins

V.4.2.4. Impacts environnementaux

L'impact environnemental est évalué par le TEWI (Total Equivalent Warming Impact) (équation I.41). Les hypothèses prises pour le calcul sont une durée de vie de 20 ans, un taux de fuite annuel de 3%, un taux de récupération en fin de vie de 75% et un ratio de rejet de CO₂ par la production d'électricité de 0,09 kgCO₂/kWh pour la France et 0,29 kgCO₂/kWh pour la Belgique [MEU 2005].

Le ratio de charge pour les pompes à chaleur est classiquement de 0,2 kg/kW en puissance calorifique [MEU 2005]. La charge en fluide frigorigène d'une installation se situe à 80% dans le condenseur. Comme la TFP dispose de deux condenseurs et que ceux-ci ne sont pas vidés de leur charge lors d'un changement entre un mode de production de chaud et un mode rafraîchissement, la charge de la TFP est fixée à 1,8 fois la charge de la PAC.

Le tableau V.9 et la figure V.25 présentent les résultats du calcul des TEWI. L'impact du ratio d'émission de CO₂ dû à la production d'électricité est très important. Pour le site de Bruxelles, les TEWI sont largement au-dessus des valeurs obtenues en France du fait de l'impact indirect élevé. Les TEWI des TFP sont inférieurs à ceux des PAC. L'augmentation de la charge pour la TFP a pour inconvénient d'augmenter l'impact environnemental direct. L'économie d'électricité réalisée par la

TFP permet cependant de compenser l'augmentation de l'impact direct par une diminution de l'impact indirect.

L'utilisation du dioxyde de carbone à la place du R407C n'offre pas de diminution d'impact environnemental. La diminution d'impact direct permet de compenser l'augmentation de l'impact indirect lié aux consommations électriques pour les deux sites en France. A Bruxelles, le ratio d'émission de CO₂ par kWh produit étant plus élevé, la compensation n'est pas suffisante.

Configuration			Impact environnemental				
Fluide	Machine	Site	Charge en fluide frigorigène (kg)	GWP ₁₀₀ (kg CO ₂)	Impact direct (kg CO ₂)	Impact indirect (kg CO ₂)	TEWI (kg CO ₂)
R407C	TFP	Rennes	15,5	1526	20051	75542	95594
	PAC	Rennes	8,6	1526	11140	182704	193844
	TFP	Marseille	11,8	1526	15330	69344	84674
	PAC	Marseille	6,6	1526	8517	169691	178207
	TFP	Bruxelles	24,3	1526	31490	303972	335461
	PAC	Bruxelles	13,5	1526	17494	672573	690067
CO2	TFP	Rennes	14,0	1	12	120497	120509
	PAC	Rennes	7,8	1	7	202606	202612
	TFP	Marseille	10,6	1	9	83139	83148
	PAC	Marseille	5,9	1	5	190733	190738
	TFP	Bruxelles	21,3	1	18	491611	491629
	PAC	Bruxelles	11,8	1	10	749515	749525

Tableau V.10 : Impacts environnementaux des installations

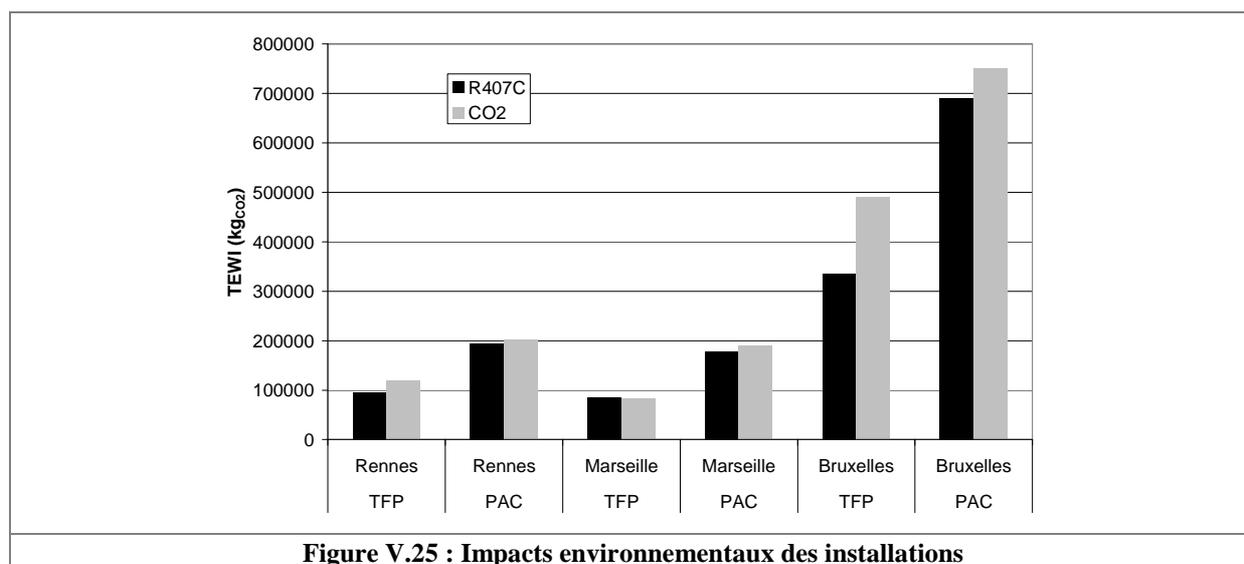


Figure V.25 : Impacts environnementaux des installations

V.5. Conclusion

Les installations de thermofrigopompes et de pompes à chaleur au R407C et au CO₂ ont été modélisées et soumises à des sollicitations de la part d'un bâtiment de type hôtel situé à Rennes, Marseille et Bruxelles, trois villes aux climats différents.

Le bâtiment simulé est conçu dans un souci de consommation d'énergie minimale. L'optimum combinant énergie et coût de construction impose un niveau d'isolation assez élevé pour des besoins de chauffage modérés mais également de faibles besoins de rafraîchissement en été. La production d'ECS engendre une augmentation des situations de besoins simultanés en chaud et en froid.

Le couplage du bâtiment à l'installation est effectué par l'intermédiaire de ballons de stockage qui alimentent les circuits de distribution d'eau du bâtiment. Les modes de fonctionnement des installations ainsi que leur déclenchement en fonction de l'évolution des besoins ont été simulés. Les performances annuelles des diverses installations ont ainsi pu être évaluées.

L'installation d'une thermofrigopompe à la place d'une pompe à chaleur air / eau réversible classique (ne produisant pas d'ECS) entraîne une augmentation des productions thermiques, une diminution des consommations électriques et une augmentation assez nette des performances. L'augmentation des performances provient de l'usage accentué du mode équilibré en production simultanée de chaud et de froid de la TFP. Plus ce mode est mis en jeu dans le fonctionnement annuel par de fortes demandes d'ECS ou par un usage important des séquences alternées en hiver, plus l'amélioration des performances est importante. Cependant, ce mode peut générer une augmentation des pertes d'énergie au niveau des ballons de stockage. L'isolation des ballons est donc un facteur encore plus important pour ce type d'installation où les ballons sont à des niveaux de température plus éloignés de la température du local technique. Dans la mesure où le climat et le type d'utilisation valorisent le mode équilibré, la TFP aura des performances largement supérieures à celles de la PAC réversible, sa concurrente.

L'utilisation du CO₂ doit pouvoir apporter une amélioration des performances plus importante que celle du R407C grâce à l'importante quantité d'énergie récupérable par sous-refroidissement. Cependant, dans l'étude du chapitre IV, les performances en régime permanent des TFP au CO₂ simulées dans les tableaux de puissances sont en dessous de celles des PAC au CO₂. Ceci est dû à l'augmentation de la puissance frigorifique liée au sous-refroidissement accentué, qui s'accompagne d'une baisse de la pression d'évaporation pour une même température de source froide. Une amélioration des performances est tout de même apportée par l'alternance des modes chauffage et équilibré en période hivernale. Cette séquence est mieux mise à profit pour le site de Bruxelles. Les performances de la TFP au CO₂ s'approchent de celles de la PAC au R407C. Ce constat permet d'envisager l'idée nouvelle du développement d'installations de chauffage (et de rafraîchissement) au CO₂.

Malgré l'augmentation de la charge en fluide frigorigène, la TFP apporte une diminution de l'impact environnemental par rapport à la PAC évalué par le calcul des TEWI en émissions équivalentes de CO₂. L'augmentation de la charge présente peu d'influence en comparaison de la diminution de l'impact indirect lié aux consommations électriques. L'utilisation du dioxyde de carbone permet de réduire l'impact direct des installations mais augmente l'impact indirect par des performances plus faibles. Le ratio d'émission de CO₂ par kWh électrique produit étant relativement faible pour la France, les TEWI des installations au CO₂ sont équivalents à ceux des installations au R407C.

Conclusion générale et perspectives du projet

Les pompes à chaleur air/eau réversibles, références actuelles du marché, sont des systèmes de chauffage de plus en plus répandus dans les constructions neuves. Elles ne permettent pas la préparation d'ECS. Les besoins en chaud et en froid ont tendance à s'équilibrer sur l'année et à apparaître simultanément. Pour le moment, les thermofrigopompes sont des installations de forte puissance destinées au chauffage et au rafraîchissement de bâtiments de surface importante ou de procédés industriels ciblés et il n'existe pas de réalisation pour les secteurs visés par notre thermofrigopompe, à savoir l'hôtellerie, le petit tertiaire et le résidentiel de standing.

Les fluides frigorigènes chlorés ont été abandonnés à cause de leur impact sur la couche d'ozone. Les fluides frigorigènes fluorés sont aujourd'hui le meilleur compromis entre « sécurité » et performance. Ils sont mis en œuvre dans les installations neuves de pompes à chaleur et de climatisation. Or, ce sont des gaz à effet de serre et ces fluides risquent à leur tour d'être interdits dans un avenir plus ou moins proche. Leurs concurrents directs dans les applications du secteur du bâtiment sont les fluides à faible potentiel de réchauffement global (GWP), notamment les fluides naturels tels que les hydrocarbures, l'ammoniac et le dioxyde de carbone. Le dioxyde de carbone utilisé en cycle transcritique connaît un regain d'intérêt depuis quelques années principalement pour les domaines de la réfrigération commerciale, de la climatisation automobile et de la production d'eau chaude sanitaire. Ces atouts majeurs sont une température « glissante » au rejet de chaleur et, caractéristique intéressante pour notre concept, une grande quantité d'énergie récupérable par sous-refroidissement. Le choix de notre étude s'est donc porté sur un fluide classique, le HFC R407C et un fluide à faible GWP, le CO₂.

La conception de la TFP de petite à moyenne puissance à équilibrage sur air permet de réaliser des économies d'énergie non négligeables soit par la production simultanée utile d'eau chaude et d'eau froide, soit par un fonctionnement en séquence alternée en période hivernale permettant de relever la température moyenne d'évaporation et de libérer temporairement l'évaporateur à air pour réaliser des phases de dégivrage. Un dégivrage classique de PAC air/eau réversible est doublement pénalisant car durant cette phase, une quantité de chaleur est puisée dans le ballon d'eau chaude et la production utile est stoppée. La TFP permet de réaliser un dégivrage à partir d'un stockage précédemment constitué sur la boucle d'eau froide (inutilisée à des fins de rafraîchissement en hiver) sans arrêt de la production de chaleur. Le concept présente également l'avantage de moins solliciter le compresseur par l'absence de l'inversion de cycle pour le dégivrage. Enfin, la disponibilité d'eau chaude et d'eau froide permanente doit permettre d'augmenter le degré de confort des utilisateurs. Une version de la thermofrigopompe au dioxyde de carbone est envisagée. Elle permet une production performante d'ECS et une plus grande mise en œuvre du mode équilibré grâce à l'importante quantité d'énergie récupérable au sous-refroidissement. Par ailleurs, les hautes pressions de fonctionnement du CO₂ en cycle transcritique constituent un défi en passe d'être relevé dans la conception des échangeurs de refroidissement à eau (gas cooler).

Un prototype de thermofrigopompe a été construit d'après les concepts de la machine présentée dans le chapitre II. Un condenseur et un évaporateur à eau, reliés à des ballons de stockage, produisent des énergies calorifique et frigorifique. Un échangeur d'équilibrage sur air permet de faire fonctionner le prototype soit en mode chauffage seul, soit en mode rafraîchissement seul. Un échangeur de sous-refroidissement permet de stocker une quantité de chaleur sur la boucle d'eau froide en mode chauffage pour ensuite fonctionner en mode équilibré pendant un certain temps et activer le dégivrage par caloduc gravitaire. Un automate programmable a été utilisé pour commander le compresseur, les ventilateurs ainsi que toutes les électrovannes du circuit frigorifique. Une métrologie a été mise en place sur le prototype afin de valider expérimentalement son fonctionnement et ses performances. Des insuffisances propres à tout prototype ont généré quelques problèmes qui n'ont cependant pas interdit l'analyse phénoménologique. Une erreur de réalisation a été commise dans le tubage en « couches » alternées HP BP des batteries à air, le compresseur a été surdimensionné par rapport à l'évaporateur et les pompes du circuit d'eau sous-dimensionnées. Malgré cela, le comportement global et les différents

modes de fonctionnement de la machine ont été validés. Les transitions entre modes et la régulation de pression de condensation s'effectuent de manière satisfaisante. Le système de dégivrage par caloduc fonctionne de manière efficace. Les performances des différents modes sont globalement validées par comparaison avec les données du constructeur du compresseur.

Des modèles de simulation de thermofrigopompes au R407C et au CO₂ ont été créés dans l'environnement du logiciel Trnsys. Les modèles au R407C ont été validés par les données expérimentales issues des essais sur le prototype avec une erreur inférieure à 10%. Le modèle de TFP au R407C a ensuite été redimensionné pour tenir compte de l'optimisation mise en évidence par l'étude expérimentale. Un modèle de thermofrigopompe au CO₂ transcritique a été construit à partir des composants frigorifiques développés pour le R407C et d'un modèle de gas cooler discrétisé. Les résultats de simulation du modèle de thermofrigopompe au CO₂ correspondent aux tendances des résultats d'une publication détaillée de Kim et al. [KIM 2004] sur la conception des systèmes au CO₂. Une étude comparative est menée afin d'évaluer les performances des cycles thermodynamiques du CO₂ et du R407C. Dans les conditions de simulation retenues, le cycle transcritique du CO₂ est moins performant que le cycle subcritique du R407C en termes de COP énergétique et de rendement exergétique.

Les résultats de l'étude de modélisation des cycles frigorifiques sont des tableaux donnant les puissances électriques (absorbées par le compresseur), calorifiques et frigorifiques en fonction de températures des sources. Ces tableaux de puissances sont utilisés pour les simulations annuelles des thermofrigopompes et des pompes à chaleur au R407C et au CO₂ sollicitées par les besoins d'un bâtiment multizone placé dans différents climats. L'installation d'une thermofrigopompe à la place d'une pompe à chaleur réversible entraîne une diminution des consommations électriques et une augmentation importante des performances. Ces différences sont liées au mode de production simultanée de chaud et de froid de la TFP. Ce mode est sollicité en période estivale pour des besoins simultanés de production d'ECS et de rafraîchissement et en période hivernale en alternance avec le mode chauffage pour relever les performances et réaliser les dégivrages. Les PAC air/eau réversibles sont pénalisées lors des dégivrages par l'arrêt de la production de chaud et le puisage dans le stock de chaleur précédemment constitué. Plus le mode équilibré est mis en jeu dans le fonctionnement annuel et plus l'amélioration des performances est importante. L'utilisation du CO₂ pouvait apporter une amélioration plus importante que celle du R407C grâce à l'importante quantité d'énergie récupérable par sous-refroidissement. Les performances des TFP au CO₂ sont proches de celles des PAC au R407C pour le climat de Bruxelles. Ce constat permet d'envisager l'idée nouvelle du développement d'installations de chauffage (et de rafraîchissement) au CO₂. La TFP au R407C apporte une diminution significative de l'impact environnemental évalué par le calcul des TEWI en émissions de CO₂ à cause de la diminution de l'impact indirect lié aux consommations électriques. L'augmentation de la charge présente peu d'influence en comparaison. Dans le cas du CO₂ comme fluide frigorigène, l'impact environnemental est équivalent à celui du R407C pour les sites français.

Les perspectives du projet sont à court terme, la construction d'un second prototype optimisé avec la collaboration d'un partenaire industriel. La production d'ECS devra être envisagée. Un autre banc hydraulique devra permettre une alimentation en eau à température constante. Une autre métrologie devra être mise en place pour évaluer les performances en régime permanent et in situ. L'étude du fonctionnement du caloduc gravitaire pourra ainsi être approfondie. Un fluide frigorigène mieux adapté aux hautes pressions nécessaires à la production d'ECS comme le R134a pourra être mis en place. Des températures de condensation plus élevées pourront être plus facilement atteintes, l'azéotropie du fluide simplifiera le système de régulation, enlèvera une source d'erreur et rendra plus clair le dialogue entre les partenaires du projet.

Références

- [ACA 2008] Académie des Technologies, *Efficacité Energétique dans les Bâtiments*, Rapport de l'Académie des Technologies, mars 2008
- [ACH 2008] Achaichia N., *HFO-1234yf Un Nouveau Fluide pour la Climatisation Automobile*, Colloque Effet de Serre VII de l'Alliance Froid Climatisation Environnement, Réglementation Fluides Frigorigènes La Fin du R22 & Fluides à Bas GWP, Eurosites Républiques, Paris, 9 octobre 2008
- [ADE 2007] Adegoke C.O., Akintunde M.A., Fapetu O.P., *Comparative Exergetic Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems in the Superheated and Subcooled Regions*, AU Journal of Technology, Vol. 10, No. 4, 2007
- [AFC 2008] Alliance Froid Climatisation Environnement, *Les Devoirs du Détendeur d'Equipements, Réglementation sur les Fluides Frigorigènes Fluorés*, Règlements Européens 842/2006 & 2037/2000, Décret Français 737/2007
- [AFP 2008] Association Française Pour les Pompes A Chaleur, *Les Pompes à Chaleur dans l'Existant sur Réseaux Hydrauliques – Règles Techniques et Conseils Pratiques de Mise en Œuvre*, Edition AFPAC, pp. 24-28, p. 61, juin 2008
- [ANR 2006] Agence Nationale de la Recherche, *Appel à Projets de Recherche sur l'énergie dans le bâtiment*, PREBAT, 2006
- [APA 2007] Aparecida Silva C., Bertagnolio S., Hannay J., Lebrun J., *Heat Pumping and Reversible Air Conditioning First Case Study Results*, Heat SET 2007 conference, Heat transfer in component and systems for sustainable energy technologies, 2007
- [ASH 1989] ASHRAE, *ASHRAE Handbook Fundamentals (SI Edition)*, Edition of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2001
- [ASH 2004] ASHRAE, *ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment (SI Edition)*, Edition of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2004
- [BAR 2001] Barbosa J. R., Hewitt G. F., *Forced Convective Boiling of Binary Mixtures in Annular Flow. Part II: Heat and Mass Transfer*, International of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, pp. 1475-1484, 2001
- [BAR 2008] Barrault S., Clodic D., *Quantités Récupérées et Projections Futures*, Colloque Effet de Serre VII de l'Alliance Froid Climatisation Environnement, Réglementation Fluides Frigorigènes La Fin du R22 & Fluides à Bas GWP, Eurosites Républiques, Paris, 9 octobre 2008
- [BAU 1978] Bauche B., Goalic A., Lénat Y., Velly J.-P., *La Pompe à Chaleur dans l'Habitat*, Document de stage formation continue, IUT de Lorient, 1978
- [BEJ 1995] Bejan A., *Convection Heat Transfer*, Second Edition, Editions Wiley-Interscience, 1995
- [BEN 1980] Bennett, D. L., Chen, J. C., *Forced convection boiling in vertical tubes for saturated pure components and binary mixtures*, Journal of AIChE, 1980, Vol 26, 454-461
- [BER 1989] Bertin M., Faroux J.-P., Renault J., *Cours de Thermodynamique*, Editions Dunod Université, 1989
- [BER 2002] Bernier J., *La « Vraie » Incidence du Dégivrage sur la Performance des PAC*, Chaud Froid Plomberie, No. 646, pp. 81-85, mai 2002
- [BER 2008] Béranger B., *Les Pompes à Chaleur*, Editions Eyrolles, 2008
- [BOU 1990] Bouttefroy P., *Thermofrigopompe chez IBM Corbeil*, Revue Générale du Froid, No. 6, pp.19-23, juillet-août 1990
- [BYR 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
- [CAL 2002] Calm J. M., *Emissions and environmental impacts from air-conditioning and refrigeration systems*, International Journal of Refrigeration, Vol. 25, pp. 293-305, 2002

-
- [CAL 2008] Calm J. M., *The Next Generation of Refrigerants – Historical Review, Considerations and Outlook*, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 1123-1133, 2008
- [CAR 1824] Carnot S., *Réflexions sur la Puissance Motrice du Feu (1824)*, Editions Blanchard, 1953
- [CFP 2001] Chaud Froid Plomberie, *La « Thermofrigopompe », une Technique Economique ... et Peu Emettrice de CO₂*, Chaud Froid Plomberie, No. 632, pp. 67-71, février 2001
- [CFP 2003] Chaud Froid Plomberie, *Un Immeuble Parisien Climatisé par une Thermofrigopompe sur Nappe Phréatique*, Chaud Froid Plomberie, No. 660, pp. 62-68, septembre 2003
- [CIA 2006] CIAT, *Aquaciat 2, Groupes de Production d'Eau Glacée*, Catalogue climatisation – réfrigération – traitement d'air – échanges thermiques, No. 06.01A, Edition 2006
- [CLA 1986] Clark D. R., *HVACSIM+ Building Systems and Equipment Simulation Program Reference Manual*, U.S. Department of Commerce, National Bureau of Standards, National Engineering Laboratory, Center for Building Technology, Building Equipment Division, Ref. NBSIR 84-2996, 1985
- [COL 2008] Colbourne D., Cox N., Suen K. O., Mazur V., *Performance of a Low-GWP Near-Azeotropic Alternative to R410A*, 8th IIF/IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen, Danemark, 2008
- [COX 2008] Cox N., Mazur V., Colbourne D., *The Development of a Quasi-Azeotropic Refrigerant for Commercial Point-of-Sale Refrigeration and Vehicle Air Conditioning*, 8th IIF/IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen, Danemark, 2008
- [COX 2009] Cox N., Mazur V., Colbourne D., *Alternative Low GWP MAC Refrigerant Blends*, Base de données du site Internet R744.com, mis en ligne le 09/02/2009
- [CRE 1978] Crespin J., *La Technologie des Pompes à Chaleur à Compression*, QR CEGIBAT, Editions SEDIT, 1978
- [CRE 2007] Cremaschi L., *Development Trends for Heat Pump Components*, IEA Heat Pump Centre Newsletter, Vol. 25, No. 3, 2007
- [CUE 2009] Cuevas C., Lebrun J., *Testing and Modelling of a Variable Speed Scroll Compressor*, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 469-478, 2009
- [DAQ 2005] Daqing L., Groll E. A., *Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle with Ejector-Expansion Device*, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 766-773, 2005
- [DEN 2007] Deng J.-Q., Jiang P.-X., Lu T., Lu W., *Particular Characteristics of Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle with an Ejector*, Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp.381-388, 2007
- [DIN 2007] Ding G.-L., *Recent Developments in Simulation Techniques for Vapour-Compression Refrigeration Systems*, International Journal of Refrigeration, Vol. 30, No. 7, pp. 1119-1133, 2007
- [DIN 2009] Dincera K., Baskayab S., Uysalc B. Z., Ucguld I., *Experimental Investigation of the Performance of a Ranque-Hilsch Vortex Tube with Regard to a Plug Located at the Hot Outlet*, International Journal of Refrigeration, Vol. 32, No. 1, pp. 87-94, 2009
- [DIR 2006] *Directive 2006/40/CE du Parlement Européen et du Conseil du 17 mai 2006 Concernant les Emissions Provenant des Systèmes de Climatisation des Véhicules à Moteur et Modifiant la Directive 70/156/CE du Conseil*
- [DOM 2006] Domanski P. A., Yashar D., *Comparable Performance Evaluation of HC and HFC Refrigerants in an Optimized System*, 7th IIF/IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim, Norvège, 2006
- [DTU 2000] Technical University of Denmark, *Coolpack Version 1.46*, Department of Mechanical Engineering, 2000
- [DUM 1982] Dumon R., Chrysostome G., *Les Pompes à Chaleur*, Les Objectifs Scientifiques de Demain, Editions Masson, 1982
- [DUM 2008] Duminil M., *Histoire et Evolution des Fluides Frigorigènes des Systèmes Frigorifiques à Compression*, Revue Générale du Froid & du Conditionnement d'Air, No. 1080, pp. 45-55, janvier-février 2008
- [DUP 2007] Duprez M.-E., Dumont E., Frère M., *Modelling of Reciprocating and Scroll Compressors*, International Journal of Refrigeration, Vol. 30, pp. 873-886, 2008
-

-
- [EME 2008] Emerson Climate Technologies, *Copeland Brand Products Selection Software 7.01*, 2008
- [ENE 2003] Energie, Mines et Ressources Canada, *Compresseurs et Turbines*, Série de la Gestion de l'Énergie à l'Intention des Industries, Commerces et Institutions No. 14, 2003
- [FLE 1968] Fleury P., Mathieu J.-P., *Chaleur, Thermodynamique, Etats de la Matière*, Editions Eyrolles, 1968
- [FOU 2008] Fournaison L., *Evolution des Fluides FrigopORTEURS*, Revue Générale du Froid & du Conditionnement d'Air, No. 1080, pp. 45-55, janvier-février 2008
- [FOX 2006] FOX, *Accumulateurs Hydropneumatiques à Vessie – Serie HTR*, p. 47, catalogue 2006
- [FRA 2008] François S., Roy P., *Les Substituts du R22*, Colloque Effet de Serre VII de l'Alliance Froid Climatisation Environnement, Réglementation Fluides Frigorigènes La Fin du R22 & Fluides à Bas GWP, Eurosites Républiques, Paris, 9 octobre 2008
- [GOE 2007] Goetzler W., *Variable Refrigerant Flow Systems*, ASHRAE Journal, Edition of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Avril 2007
- [GON 2008] Gong G., Zeng W., Wang L., Wu C., *A New Heat Recovery Technique for Air-Conditioning / Heat-Pump System*, Applied Thermal Engineering, Vol. 28, pp. 2360-2370, 2008
- [GRE 2007] Greenpeace, *Protection de la Couche d'Ozone, Analyse et Exposé de Position*, Document préparé dans le cadre du 20^{ème} anniversaire du Protocole de Montréal, 19^{ème} rencontre des Parties au Protocole de Montréal, Canada, 16-21 septembre 2007
- [GUOa 2008] Guo X.-M., Chen Y.-G., Wang W.-H., Chen C.-Z., *Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system*, Applied Thermal Engineering, Vol. 28, pp. 2267-2278, 2008
- [GUOb 2008] Guo-Yuan M., Hui-Xia Z., *Experimental study of a heat pump system with flash-tank coupled with scroll compressor*, Energy and Buildings Vol. 40, No. 5, pp. 697-701, 2008
- [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, Vol. 30, pp. 732-743, 2007
- [HER 2006] Hérant P., *Réduction des Consommations d'Énergie et des Emissions de Gaz à Effet de Serre des Bâtiments : Quel Contexte National ?*, Ref. ADEME/DBU/PH, Communication RT 2005 du département Bâtiment et Urbanisme de l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie, 24 Octobre 2006
- [HH 2006] H. H., *Ayphassorho Met l'Exergy en Musique*, Clim Pratique, No. 76, pp. 55-58, janvier-février 2006
- [HUA 2009] Huang D., Li Q., Yuan X., *Comparison between Hot-Gas Bypass Defrosting and Reverse-Cycle Defrosting Methods on an Air-to-Water Heat Pump*, Applied Energy, Vol. 86, pp. 1697-1703, 2009
- [IIF 2001] IIF/IIR, *R407C, Propriétés Thermophysiques, Tables et Diagrammes pour l'Industrie du Froid*, Editions de l'Institut International du Froid, Paris, France, 2001
- [IIF 2003] IIF/IIR, *R744, CO₂, Dioxyde de Carbone, Propriétés Thermophysiques, Tables et Diagrammes pour l'Industrie du Froid*, Editions de l'Institut International du Froid, Paris, France, 2003
- [ISO 7730] Norme ISO 7730, *Ergonomie des Ambiances Thermiques – Détermination Analytique et Interprétation du Confort Thermique par le Calcul des Indices PMV et PPD et par des Critères de Confort Thermique Local*, 2005
- [JEN 2008] Jenkins D., Tucker R., Ahadzi M., Rawlings R., *The Performance of Heat Pumps in Current and Future Offices*, Energy and Buildings, Vol. 40, 2008
- [JOH 2003] Johnson Controls, *Series P299 Electronic pressure Transmitter*, European Refrigeration Controls Catalogue, Catalog Section 5, Product Bulletin P299, 2003
- [KAN 2008] Kang H., Joo Y., Kim Y., *Effects of Flash Gas Generation at the Expansion Device Inlet on the Dynamic Characteristics of a Refrigeration System*, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 396-403, 2008
-

-
- [KAO 2008] Kaori Heat Treatment Co. Ltd., *Brazed Plate Heat Exchanger, Innovative Concept for CO₂ (R744) Application*, December 2008
- [KAV 1989] Kavanaugh S. P., Rafferty K., *Ground-Source Heat Pumps, Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings*, Edition of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1997
- [KIM 2004] Kim M.-H., Pettersen J., Bullard C. W., *Fundamental Process and System Design Issues in CO₂ Vapor Compression Systems*, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 30, pp. 119-174, 2004
- [KLE 1992] Klein S. A., Alvarado F. L., *EES Engineering Equation Solver pour Microsoft Windows*, 1992
- [KON 1989] Kondepudi S. N., O'Neal D. L., *Effect of frost growth on the performance of louvered finned tube heat exchangers*, International Journal of Refrigeration, Vol. 12, No. 3, pp. 151-158, 1989
- [KOR 1990] Kornhauser A. A., *The Use of an Ejector as a Refrigerant Expander*, Proceedings of the 1990 USNC/IIR – Purdue refrigeration conference, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp. 10-19, 1990
- [KUS 2006] Kusakari, K., *The spread situation and the future view of the CO₂ refrigerant heat pump water heater in Japan*, 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim, Norway, Keynote speech, 2006
- [KYO 1997] *Protocole de Kyoto à la Convention-Cadre des Nations Unies sur le Changements Climatiques*, 1997
- [LEC 1982] Lécivain E., Laroche G., Vallot A., *La Production Simultanée d'Eau Glacée et d'Eau Chaude à 368 K (95 Deg C) par une Thermofrigopompe d'une Laiterie*, International Journal of Refrigeration, Vol. 5, No. 4, pp. 221-223, 1982
- [LEG 1999] Le Goff P., *Optimisations Exergétique, Economique ou Ecologique des Thermo-frigopompes*, Entropie, Vol. 35, pp. 6-11, 1999
- [LEM 2008] Le Moniteur, *Les Energies Renouvelables*, Article du Moniteur Campus, No. 5475, p. 53, 2008
- [LEN 2004] Lénat Y., *Froid Industriel*, Cours de licence et IUP, 2004
- [LEP 2006] Le Pierrès N., Lingai L., *Analyse Exergétique de Différents Systèmes Passifs et Actifs de Chauffage et de Rafraîchissement pour l'Habitat*, Colloque IBPSA France, La Réunion, 2006
- [LIA 2000] Liao S. M., Zhao T. S., Jakobsen A., *A Correlation of Optimal Heat Rejection Pressures in Transcritical Carbon Dioxide Cycles*, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 831-841, 2000
- [LIA 2002] Liao S. M., Zhao T. S., *Measurements of Heat Transfer Coefficients from Supercritical Carbon Dioxide Flowing in Horizontal Mini/Micro Channels*, Journal of Heat Transfer, Vol. 124, pp. 413-420, juin 2002
- [LIU 2007] Liu D., Zhao F.-Y., Tang G.-F., *Frosting of Heat Pump with Heat Recovery Facility*, Renewable Energy, Vol. 32, pp. 1228-1242, 2007
- [LOR 1994] Lorentzen G., *Revival of Carbon Dioxide as a Refrigerant*, International Journal of Refrigeration, Vol. 17, No. 5, pp. 292-301, 1994
- [LUI 2008] Luickx P. J., Helsen L. M., D'haeseleer W. D., *Influence of Massive Heat-Pump Introduction on the Electricity-Generation Mix and the GHG Effect: Comparison between Belgium, France, Germany and The Netherlands*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 12, pp. 2140-2158, 2008
- [MAD 2002] MAD l'outil froid, *Climatisation d'Infogrames par Thermofrigopompes*, MAD l'outil froid, No. 47, pp.32-37, décembre 2002
- [MAR 1964] Marnet P., Mantran B., Mallet J. A., Rybaka R., *La Centrale Thermodynamique de la Maison de l'ORTF, Application à la Climatisation*, Annales de l'Institut Technique du Bâtiment et des Travaux Publics, No. 204, décembre 1964
- [MAT 2007] Mathison M. M., Groll E. A., Braun J. E., *Compressors for Heat Pumps*, IEA Heat Pump Centre Newsletter, Vol. 25, No. 3, 2007
- [MAU 1986] Maurer C., *Dégivrage des Installations Frigorifiques de Chambres Froides*, International Journal of Refrigeration, Vol. 9, No. 2, pp. 74-79, 1986
-

-
- [MCC 2003] McCulloch A., Lindley A. A., *From Mine to Refrigeration: a Life Cycle Inventory Analysis of the Production of HFC-134a*, International Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp. 865-872, 2003
- [MEU 2005] Meunier F., Rivet P., Terrier M.-F., *Froid Industriel*, Editions Dunod, 2005
- [MIN 2007] Ministère de l'Ecologie, du Développement et de l'Aménagement Durables, *Dossier de Présentation « Grenelle Environnement »*, juillet 2007
- [MIN 2009] Ministère de l'Ecologie, de l'Energie, du Développement Durable et de l'Aménagement du Territoire, *La France face à ses Engagements Internationaux Climat en 2007 : Nouvelle Baisse des Emissions de Gaz à Effet de Serre Enregistrée en 2007*, Résultats d'inventaire d'émission de gaz à effet de serre pour le périmètre Kyoto, 2009
- [MON 1987] PNUE, *Protocole de Montréal relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone*, Programme des Nations Unies pour l'Environnement, Secrétariat de l'ozone, 1987
- [NAV 1998] Naveteur J., Dumas P., Vital B., *Ventilo-Convecteurs Alimentés par une Pompe à Chaleur Réversible*, Chaud Froid Plomberie, No. 600, pp. 47-52, 1998
- [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] Nekså P., *CO₂-Heat Pump Water Heater: Characteristics, System Design and Experimental Results*, International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No. 3, pp. 172-179, 1998
- [NEK 2002] Nekså P., *CO₂ Heat Pump Systems*, International Journal of Refrigeration, Vol. 25, pp. 421-427, 2002
- [NIS 2002] NIST, *REFPROP, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties*, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Database 23, Version 7.0, 2002
- [OCA 1981] O'Callaghan P. W., Probert S. D., *Exergy and economics*, Applied Energy, Vol. 8, No. 3, pp. 227-243, 1981
- [PAR 2002] Parsch W., *Status of Compressor Development for R-744 Systems*, VDA AAAlternative Refrigerant Winter Meeting, Saalfelden, Autriche, 2002
- [PAU 2008] Paul J., Santos J. P. G. V., *Small Heat Pumps for Ventilated Houses and Domestic Hot Water Production*, 8th IIF/IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen, Danemark, 2008
- [POG 2008] Poggi F., Macchi-Tejeda H., Leducq D., Bontemps A., *Refrigerant Charge in Refrigeration Systems and Strategies of Charge Reduction*, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 353-370, 2008
- [REC 1986] Recknagel H., Sprenger E., Hönnmann W., *Recknagel, Manuel Pratique du Génie Climatique*, PYC Edition, p. 1421, 1986
- [REF 2002] REFPROP, *Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties*, NIST Standard Reference Database 23, Version 7.0, Copyright 2002
- [REG 2006] *Règlement (CE) N° 842/2006 du Parlement Européen et du Conseil du 17 mai 2006 relatif à certains gaz fluorés*
- [RT 2005] Réglementation Thermique 2005, *Méthode de calcul Th-CE 2005*, Version 7.3, mars 2006
- [SAP 2003] Sappa F., *Chaud et Froid à l'Infirmier protestante*, Clim Pratique, No. 52, pp. 30-32, janvier-février 2003
- [SAR 2004] Sarkar J., Bhattacharyya S., Ram Gopal M., *Optimization of a Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications*, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, No. 8, pp. 830-838, 2004
- [SAR 2006] Sarkar J., Bhattacharyya S., Ram Gopal M., *Simulation of a Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications*, International Journal of Refrigeration, Vol. 29, No. 5, pp. 735-743, 2006
- [SAR 2009] Sarangi R. K., Bhattacharya A., Prasher R. S., *Numerical Modelling of Boiling Heat Transfer in Microchannels*, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 300-309, 2009
-

-
- [SCH 2006] Schneider Electric, *Automatismes et contrôle - Plate-forme d'automatisme - Modicon TSX Micro - Logiciel PL7*, catalogue janvier 2006
- [SOL 1996] Solartron, *3595 1H/1J Universal IMP, IMPs – Isolated Measurement Pods*, 1996
- [SOL 2000] Solar Energy Laboratory, *TRNSYS, A Transient Simulation Program*, Vol. 1, Reference Manual, University of Wisconsin, Madison, 2000
- [SOL 2007] Solvay Fluor GmbH, *Solkane® Refrigerant Software Version 6.0.1.6*, 2007
- [STE 2005] Stene J., *Residential CO₂ Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating*, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 1259-1265, 2005
- [SWH 2006] S. W., H. H., *Rendements Optimisés grâce à la Nappe*, Clim Pratique, No. 76, pp.49-53, janvier-février 2006
- [TAS 2005] Tashtoush B., Molhim M., Al-Rousan M., *Dynamic Model of an HVAC System for Control Analysis*, Energy, Vol. 30, pp. 1729-1745
- [THE 1978] Thévenot R., *Essai pour une Histoire du Froid Artificiel dans le Monde*, Editions de l'Institut International du Froid, 1978
- [THO 2004] Thome J. R., El Hajal J., *Flow Boiling Heat Transfer to Carbon Dioxide: General Prediction Method*, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 294-301, 2004
- [TRA 1996] Tran T. N., Wambsganss M. W., France D. M., *Small Circular and Rectangular-Channel Boiling with Two Refrigerants*, International Journal of Multiphase Flow, Vol. 22, No. 3, pp. 485-498, 1996
- [UNE 2006] United Nations Environment Programme, *The 2006 Assessment of the Scientific Assessment Panel*, Executive summary, UNEP Ozone Secretariat, 2006
- [UST 2009] Ust Y., *Performance Analysis and Optimization of Irreversible Air Refrigeration Cycles Based on Ecological Coefficient of Performance Criterion*, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 47-55, 2009
- [VEI 2004] Veillette M., *Étude bibliographique sur le fonctionnement et la modélisation de cycles thermiques utilisant du CO₂ comme caloporteur*, Laboratoire Thermaus, Université de Sherbrooke, juillet 2004
- [WEG 1990] Wegner G. E., *Dégivrage des Evaporateurs*, Chaud Froid Plomberie, Editions Parisiennes, No. 512, pp. 73-80, 1990
- [WHI 1997] White S. D., Cleland D. J., Cotter S. D., Stephenson R. A., Kallu R. D. S., Fleming A. K., *A Heat Pump for Simultaneous Refrigeration and Water Heating*, IPENZ Transactions, Vol. 24, No. 1/EMCh, 1997
- [XIA 2006] Xia Y., Zhong Y., Hrnjak P. S., Jacobi A. M., *Frost, Defrost, and Refrost and its Impact on the Air-Side Thermal-Hydraulic Performance of Louvered-Fin, Flat-Tube Heat Exchangers*, International Journal of Refrigeration, Vol. 29, pp. 1066-1079, 2006
- [XIE 2009] Xie G., Wang Q., Sunden B., *Parametris Study and Multiple Correlations on Air-Side Heat Transfer and Friction Characteristics of Fin-and-Tube Heat Exchangers with Large Number of Large-Diameter Tube Rows*, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 1-16, 2009
- [YUN 2007] Yun R., Hwang Y., Radermacher R., *Convective Gas Cooling Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Supercritical CO₂/oil Mixture in a Minichannel Tube*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, pp. 4796-4804, novembre 2007
- [ZEH 2004] Zehnder M., *Efficient Air-Water Heat Pumps for High Temperature Lift Residential Heating, Including Oil Migration Aspects*, Thèse de l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2004
- [ZHA 2001] Zhao Y., Ohadi M. M., Radermacher R., *Microchannel Heat Exchangers with Carbon Dioxide*, Final report prepared for the Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute, Arlington, Virginia, USA, Ref. ARTI-21CR/10020-01, septembre 2001
-

Nomenclature

Sigles et abréviations :

ACV	Analyse du Cycle de Vie
ASHRAE	American Society of Heating Refrigeration and Air conditioning Engineers
Bl	bouteille liquide
Cde	condenseur à eau
CFC	chlorofluorocarbure
Cp	compresseur
CSTB	Centre Scientifique et Technique du Bâtiment
Decs	désurchauffeur pour la production d'eau chaude sanitaire
Det	détendeur
DRV	Débit de Réfrigérant Variable
DU	unités Dobson
ECS	eau chaude sanitaire
EDF	Electricité de France
Eea	échangeur d'équilibrage sur air
EPBD	Energy Performance of Buildings
Esr	échangeur de sous-refroidissement ou sous-refroidisseur
Eve	évaporateur à eau
Evr	électrovanne
Fd	filtre déshydrateur
GC	gas cooler
HC	hydrocarbure
HCFC	hydrochlorofluorocarbure
HFC	hydrofluorocarbure
NIST	National Institute of Standards and Technology
Nrv	clapet anti-retour
Oc	orifice calibré
PAC	pompe à chaleur
Pec	pompe sur le circuit d'eau chaude
Pef	pompe sur le circuit d'eau froide
PERCHE	Pompe à chaleur En Relève d'une CHaudièrE
PREBAT	Programme de Recherche et d'Expérimentation sur l'Energie dans les Bâtiments
Pvc	pompe d'alimentation des ventilo-convecteurs
RT 2005	réglementation thermique 2005
REFPROP	REFeference fluid PROPERTIES
TFP	thermofrigopompe
TRNSYS	a TRaNsient SYstems Simulation Program
VI	voyant liquide

Symboles latins :

<i>BP</i>	basse pression	Pa
<i>Bo</i>	paramètre de flottabilité	-
<i>C_{epref}</i>	consommations énergétiques réglementaires	kWh.m ⁻² .an ⁻¹
<i>COP</i>	Coefficient de Performance	-
<i>Cp</i>	chaleur massique	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
<i>D</i> ou <i>d</i>	diamètre	m
<i>dt</i>	pas de temps	s
<i>DT</i> ou <i>ΔT</i>	différence de température	°C, K
<i>DTLM</i> ou <i>ΔTLM</i>	moyenne logarithmique de l'écart de température	°C, K
<i>e</i>	épaisseur	m
<i>E</i>	quantité d'énergie	J, kWh

f	facteur de friction	-
f_{bp}	facteur de bipasse	-
g	accélération gravitationnelle	$m.s^{-2}$
g	coefficient de transmission solaire	-
G	flux massique	$kg.s^{-1}.m^{-2}$
GWP	Global Warming Potential	kg_{CO_2} émis sur 100 ans
h	enthalpie	$J.kg^{-1}$
hc	coefficient d'échange par convection	$W.m^{-2}.K^{-1}$
HP	haute pression	Pa
K_v	coefficient de perte de charge	-
m	masse	kg
\dot{m}	débit massique	$kg.s^{-1}$
$\dot{m}C$	débit de capacité calorifique	$J.s^{-1}.K^{-1}$
L	taux de fuite annuel	$\%.an^{-1}$
L_L	chaleur latente de liquéfaction	$J.kg^{-1}$
n	durée de vie de l'installation (calcul du TEWI)	an
n	coefficient polytropique	-
Nu	nombre de Nusselt	-
NUT	nombre d'unités de transfert	-
ODP	Ozone Depletion Potential	-
p	pression	Pa
P	puissance	W
P_{calo}	puissance calorifique	W
P_{elec}	puissance électrique absorbée au compresseur	W
P_{frigo}	puissance frigorifique	W
Pr	nombre de Prandtl	-
P_{sr}	puissance de sous-refroidissement	W
Q	quantité de chaleur	J, kWh
\dot{Q}	puissance thermique	W
Re	nombre de Reynolds	-
S	surface	m^2
sc	surchauffe	$^{\circ}C, K$
T	température	$^{\circ}C, K$
\bar{T}	moyenne logarithmique de température	K
$TEWI$	Total Equivalent Warming Impact	kg_{CO_2} émis sur 100 ans
U	coefficient global d'échange	$W.m^{-2}.K^{-1}$
U_g	coefficient global de transfert d'un vitrage	$W.m^{-2}.K^{-1}$
V_b	volume balayé	$m^3.s^{-1}$
w	teneur en humidité	$kg_{eau}.kg_{air}^{-1}$
W	travail mécanique	J, kWh
\dot{W}	puissance mécanique	W
We	nombre de Weber	-
x	fraction massique de vapeur	-
X_{tr}	paramètre de Martinelli	-

Symboles grecs :

α	taux de récupération en fin de vie	%
β	taux de CO_2 rejeté pour la production d'électricité	$kg_{CO_2}.kWh^{-1}$
Δ	écart	-
ε	efficacité	-
η	rendement	-
λ	conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
μ	viscosité dynamique	Pa.s

ν	viscosité cinématique	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
ρ	masse volumique	$\text{kg}.\text{m}^{-3}$
σ	tension superficielle	$\text{N}.\text{m}^{-1}$
τ	taux	-

Indices :

a	air ou ailette
b	bulle
c	chaud ou chauffage
cb	convective boiling
cc	contre-courant
cd	condensation
cp	courants parallèles
cx	courants croisés
dg	dégivrage
dsc	désurchauffe
e	entrée ou extérieur
ea	entrée d'air
ee	entrée d'eau
eec	entrée d'eau chaude
eef	entrée d'eau froide
élec	électrique
em	d'espace mort
ev	évaporation
ex	exergétique
f	froid ou frigorifique
g	givre
i	intérieur
is	isentropique
l	liquide
max	maximum
mec	mécanique
min	minimum
nb	nucleate pool boiling
opt	optimal
p	paroi
r	réfrigérant
s	sortie
sat	saturation
sc	source chaude
sc	zone de surchauffe
sf	source froide
sr	sous-refroidissement
Sr	sous-refroidisseur
surf	surface
tp	two-phase
v	vapeur
V	vaporisation
vol	volumétrique

Exposants :

exp	expérimental
i	indice de zone
th	théorique

Annexes

Annexe 1 : Corrélations de transferts de chaleur

Annexe 2 : Schémas de fonctionnement par mode

Annexe 3 : Documentation technique des éléments principaux du prototype

Annexe 4 : Fiche de calcul de la charge en fluide frigorigène

Annexe 1 : Corrélations de transferts de chaleur

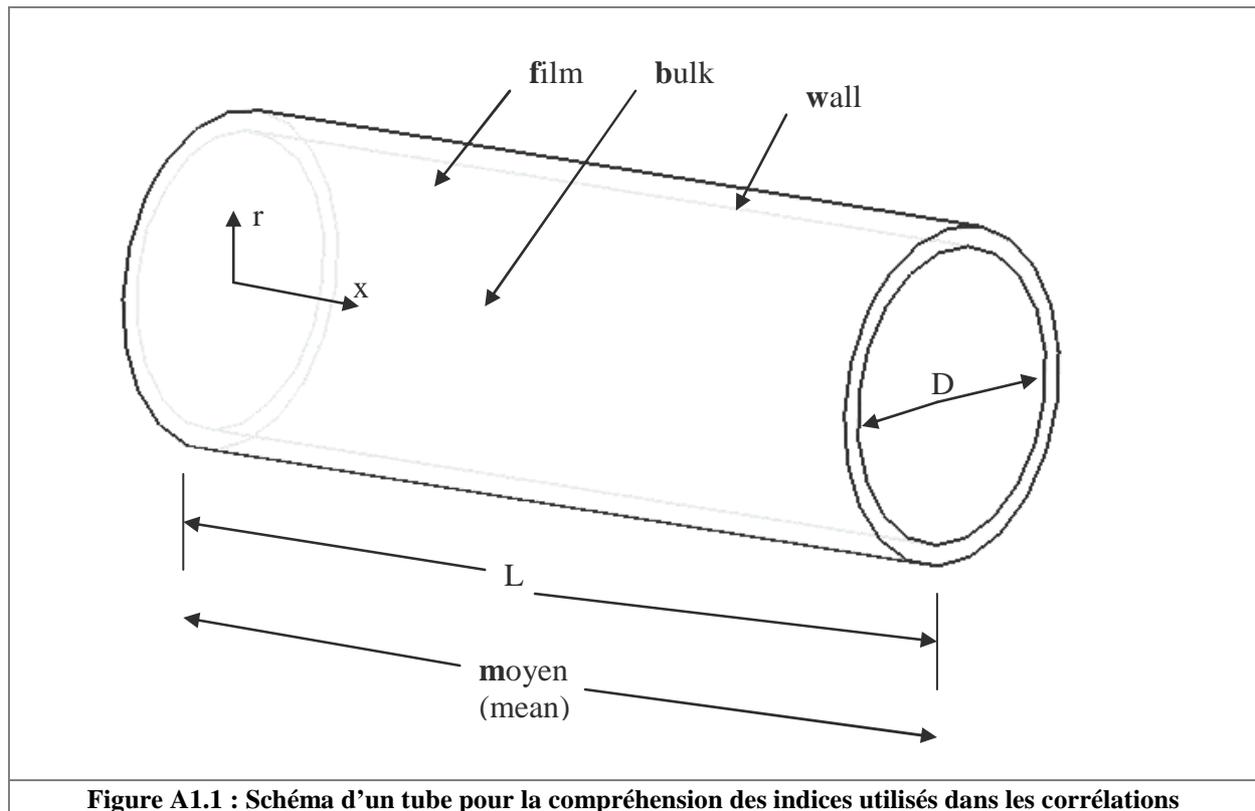


Figure A1.1 : Schéma d'un tube pour la compréhension des indices utilisés dans les corrélations

Nom	Équation	Étendue de l'application
McAdams [ASH 1989]	$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$ en refroidissement $Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ en chauffage	Propriétés thermodynamiques constantes

Tableau A1.1 : Corrélation pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur sensible en convection forcée et régime d'écoulement turbulent

Nom	Équation	Étendue de l'application
McAdams [ASH 1989]	$hc = 0,0077 \cdot (\lambda^3 \rho^2 g)^{0,33} \frac{Re^{0,4}}{\mu^{0,67}}$	Surface verticale
Carpenter et Colburn [ASH 1989]	$hc = 0,065 \cdot \left(\frac{Cp_f \lambda_f \rho_f f}{2 \mu_f \rho_v} \right)^{0,5} G_m$ avec $G_m = \left(\frac{G_i^2 + G_i G_o + G_o^2}{3} \right)^{0,5}$	Intérieur d'un tube vertical
Ackers et al. [ASH 1989]	$Nu = 0,026 \left(\frac{Cp \cdot \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \left(\frac{DG_E}{\mu} \right)^{0,8}$ avec $G_E = G_v \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) + G_l$	Intérieur d'un tube horizontal

Tableau A1.2 : Corrélation pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur en condensation et en régime turbulent

Nom	Équation	Étendue de l'application
Bennet-Chen [BAR 2001]	$\alpha = \alpha_{cb} \cdot F + \alpha_{nb} \cdot S$ $\alpha_{cb} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_L}{d} \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr_L^{0,4}$ $F = \begin{cases} 1 & \text{si } 1/X_{tt} \leq 0,1 \\ 2,35 \cdot \left[\frac{1}{X_{tt}} + 0,213 \right]^{0,736} & \text{si } 1/X_{tt} > 0,1 \end{cases}$ $X_{tt} = \left(\frac{1-\dot{x}}{\dot{x}} \right)^{0,875} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0,5} \left(\frac{\eta_L}{\eta_G} \right)^{0,125}$ $\alpha_{nb} = 0,00122 \cdot \frac{\lambda_L^{0,79} C_{pL}^{0,45} \rho_L^{0,49}}{\sigma^{0,5} \eta_L^{0,29} \rho_G^{0,24} \Delta h_v^{0,24}} \cdot \Delta T_{sat}^{0,24} \cdot \Delta p_{sat}^{0,75}$ $\Delta T_{sat} = T_w - T_s$ $\Delta p_{sat} = p(T_w) - p(T_s)$ $S = \frac{1}{1 + 2,53 \cdot 10^{-6} Re_{tp}}$ $Re_{tp} = Re_L \cdot F^{1,25}$	-Tube vertical -Substances pures ou binaires
Modification de Hwang et al. à la corrélacion de Bennett-Chen [HAB 2006]	$S = \frac{1 - \exp(-\beta)}{\beta}$ $\beta = \frac{F \cdot \alpha_{cb} \cdot X_o}{\lambda_L}$ $X_o = 0,05 \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{-0,5}$	-CO ₂
Wattelet- Chato [VEI 2004]	$\alpha_{tp} = \left[\alpha_{nb}^n + \alpha_{cb}^n \right]^{1/n}, n = 2,5$ $\alpha_{nb} = 55 \left(\frac{p_{sat}}{p_{crit}} \right)^{0,12} \left[-\log_{10} \left(\frac{p_{sat}}{p_{crit}} \right) \right]^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67}$ $\alpha_{cb} = F \alpha_1 R \text{ et } F = 1 + 1,925 X_{tt}^{-0,83}$ $\alpha_1 = 0,023 \frac{k_l}{D} Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4}$ $R = 1,32 Fr^{0,2} \text{ si } Fr_l < 0,25, R = 1 \text{ si } Fr_l \geq 0,25$	-R-134a, R-12 -Tube horizontal -dia. 7,04 mm

Tableau A1.3 : Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur par évaporation

Nom	Équation	Étendue de l'application
Kattan-Thome-Favrat [THO 2004]	$\alpha_{tp} = \frac{D\theta_{dry}\alpha_{vapor} + D(2\pi - \theta_{dry})\alpha_{wet}}{2\pi D}$ $\alpha_{wet} = (\alpha_{nb}^3 + \alpha_{cb}^3)^{1/3}$ $\alpha_{nb} = 55 \left(\frac{p_{sat}}{p_{crit}} \right)^{0,12} (-\log_{10} \left(\frac{p_{sat}}{p_{crit}} \right))^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67}$ $\alpha_{cb} = 0,01333 \left(\frac{\dot{m}(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_L} \right)^{0,69} \left(\frac{Cp_L \mu_L}{k_L} \right)^{0,4} \frac{k_L}{\delta}$ $\varepsilon = \frac{x}{\rho_g} \left\{ (1 + 0,12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1,18}{\dot{m}} \left[\frac{g\sigma(\rho_l - \rho_g)}{\rho_l^2} \right]^{1/4} (1-x) \right\}^{-1}$ $\alpha_{vapor} = 0,023 \left(\frac{\dot{m}xD}{\varepsilon\mu_g} \right)^{0,8} \left(\frac{Cp_g \mu_g}{k_g} \right)^{0,4} \frac{k_g}{D}$	-Tube horizontal
Thome-Hajal [THO 2004]	$\alpha_{tp} = \text{Kattan-Thome-Favrat}$ $\alpha_{nb,CO2} = 0,71\alpha_{nb} + 3970$ $\alpha_{cb} = \text{Kattan-Thome-Favrat}$ $S = \frac{(1-x)^{1/2}}{0,121 Re_l^{0,225}}$ $\alpha_{wet} = \left[(S\alpha_{nb,CO2})^3 + \alpha_{cb}^3 \right]^{1/3}$	-CO ₂ -Tube horizontal -dia.>0,79 mm -dia.< 10,06 mm 5<q<36 kWm ⁻²

Tableau A1.3 (suite) : Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur par évaporation

Nom	Équation	Étendue de l'application
Gnielinski (1976) [VEI 2004]	$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)}$	2300<Re<10 ⁶ Propriétés thermodynamiques constantes
Petukhov (1958, 1963, 1973) [VEI 2004]	$Nu = \frac{(f/8)RePr}{A_1 + A_2(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)}$ <p>où A₁ et A₂ sont présentés dans les publications de Fang et al.</p>	10 ⁴ <Re<5x10 ⁶ 0,5<Pr<200 Propriétés thermodynamiques constantes
Chen et al. [BEJ 1995]	$\frac{\overline{hc_L}}{\lambda_l} \left(\frac{v_l^2}{g} \right)^{1/3} = \left[\frac{Re_L^{-0,44} + 5,82 \cdot 10^{-6} \cdot Re_L^{0,8} Pr_l^{1/3}}{+ 3,27 \cdot 10^{-6} \frac{Pr_l^{1,3}}{d^2} \left(\frac{v_l^2}{g} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,156}} \cdot \frac{\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,78} Re_L^{0,4} Re_l^{1,4}}{(1,25 + 0,39 \cdot Re_L/Re_l)^2} \right]^{1/2}$	Condensation à l'intérieur d'un cylindre vertical de diamètre d avec un flux de vapeur descendant

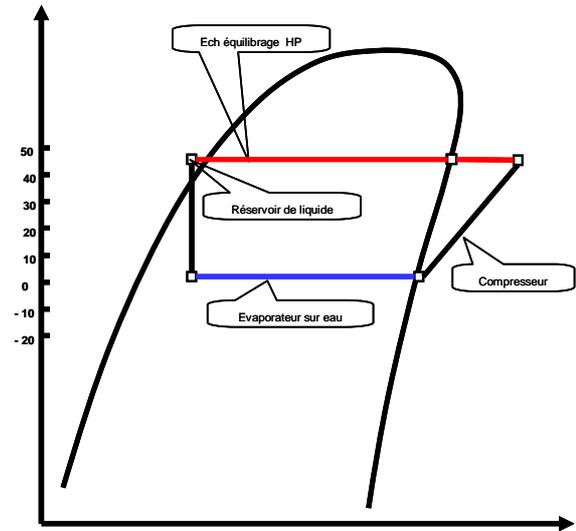
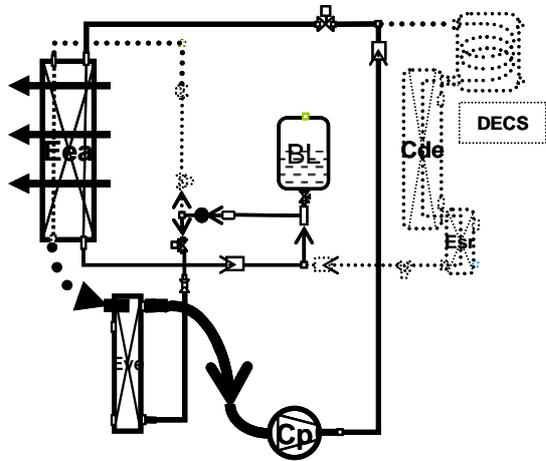
Tableau A1.4 : Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur sensible pour le refroidissement du CO₂ dans le gas cooler

Nom	Équation	Étendue de l'application
Baskov-Kuraeva-Protopopov (1977) [VEI 2004]	$Nu_w = Nu_{ow} \left(\frac{\overline{Cp}}{Cp_w} \right)^m \left(\frac{\rho_w}{\rho_m} \right)^n$ <p>où Nu_{ow} est calculé avec la corrélation de Petukhov et les coefficients n et m sont présentés dans les publications de Fang et al.</p>	-CO ₂ -Tube vertical refroidi dia. 4.12mm $1 \times 10^5 < Re_m < 6,5 \times 10^5$
Fang (2001) [VEI 2004]	$Nu_w = \frac{(f_w/8)(Re_w - 1000)Pr_w}{A + 12,7(f_w/8)^{1/2}(Pr_w^{2/3} - 1)} \left(1 - 0,001 \frac{q_w}{G} \right) \left(\frac{\overline{Cp}}{Cp_w} \right)$ <p>où A est présenté dans les publications de Fang et al.</p>	-CO ₂ -Tube refroidi $3 \times 10^3 < Re_w < 10^6$ $-350 < q_w/G < 0$
Ghajar-Asadi [VEI 2004]	$Nu_b = Nu_b' \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^a \left(\frac{\overline{Cp}}{Cp_b} \right)^b$ $Nu_b' = \frac{0,125 f Re_b Pr_b}{[12,7(f/8)^{0,5}(Pr_b^{2/3} - 1) + 1,07]}$ <p>pour les coefficients a et b, voir les publications de Ghajar-Asadi</p>	-CO ₂ -corrélation pour fluides près de la zone critique -vérifiée expérimentalement $2 \times 10^4 < Re_b < 1,2 \times 10^6$
Krasnoshchekov-Kuraeva-Protopopov (1970) [VEI 2004]	$Nu_w = Nu_{ow} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^n \left(\frac{\overline{Cp}}{Cp_w} \right)^m$ <p>où Nu_{ow} est calculé avec la corrélation de Petukhov et les coefficients n et m sont présentés dans les publications de Fang et al. et Pitla et al.</p>	-CO ₂ -Tube horizontal refroidi $6 \times 10^4 < Re_w < 3 \times 10^5$ $9 \times 10^4 < Re_b < 3 \times 10^5$
Liao et Zhao (2002) [LIA 2002]	$Nu_w = Nu_{ow} 5,57 \left(\frac{Gr}{Re_b^2} \right)^{0,205} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w} \right)^{0,437} \left(\frac{\overline{Cp}}{Cp_w} \right)^{0,411}$ <p>où Nu_{ow} est calculé avec la corrélation de McAdams</p>	-CO ₂ -Tube horizontal refroidi 0,5mm < dia. < 2,16mm 74bar < p < 120bar $\rho \omega > 0,02 \text{ kg/min}$ $\rho \omega < 0,2 \text{ kg/min}$ $10^{-5} < Gr/Re_b^2 < 10^{-2}$
Petrov et Popov (1985) [VEI 2004]	$Nu_w = Nu_{ow} (1 - 0,001 q_w) \left(\frac{\overline{Cp}}{Cp_w} \right)^n$ <p>où le coefficient n est donné dans les publications de Pitla et al. et de Fang et al.</p>	-CO ₂ -Tube horizontal ou vertical refroidi $1,5 \times 10^4 < Re_w < 8 \times 10^5$ $3 \times 10^4 < Re_b < 8 \times 10^5$ $-350 < q_w/G < -29$
Petrov et Popov (1988) [VEI 2004]	$Nu_m = \frac{(f/8) Re_m \overline{Pr}}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} \left[\overline{Pr}^{2/3} \sqrt{\frac{\rho_w}{\rho_b}} \left(1 - A_1 \sqrt{\frac{ f_i }{f}} \right) - \left(1 - A_2 \sqrt{\frac{ f_i }{f}} \right) \right]}$ <p>où $A_1=0.9$ et $A_2=1.0$ pour le CO₂</p>	-CO ₂ -Tube horizontal ou vertical refroidi $2 \times 10^4 < Re_w < 1,9 \times 10^5$ $2 \times 10^4 < Re_b < 2 \times 10^5$ $-800 < q_w/G < -200$
Pitla et al. (2001) [VEI 2004]	$Nu = \left(\frac{Nu_{wall} + Nu_{bulk}}{2} \right) \frac{\lambda_{wall}}{\lambda_{bulk}}$ <p>où Nu_{wall} et Nu_{bulk} sont calculés avec la corrélation de Gnielinski</p>	-CO ₂ -Tube refroidi dia. 4,72mm

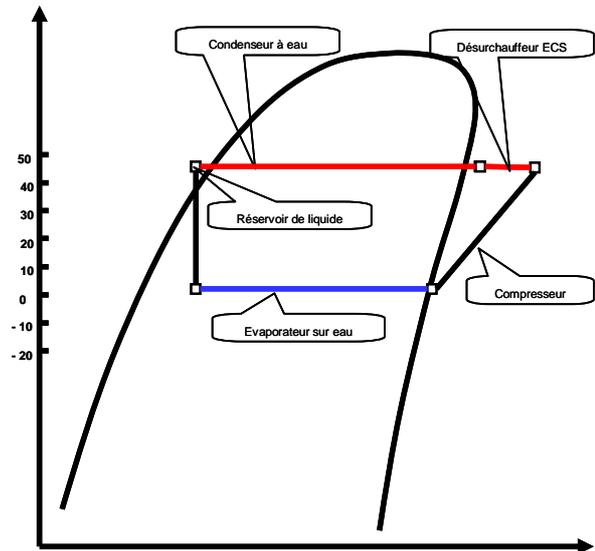
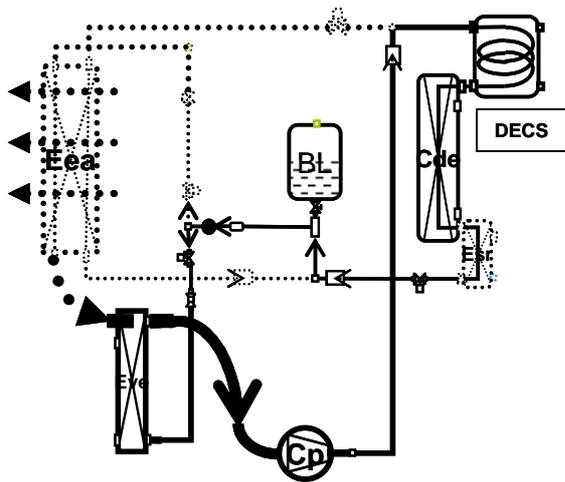
Tableau A1.4 (suite) : Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur sensible pour le refroidissement du CO₂ dans le gas cooler

Annexe 2 : Schémas de fonctionnement par mode

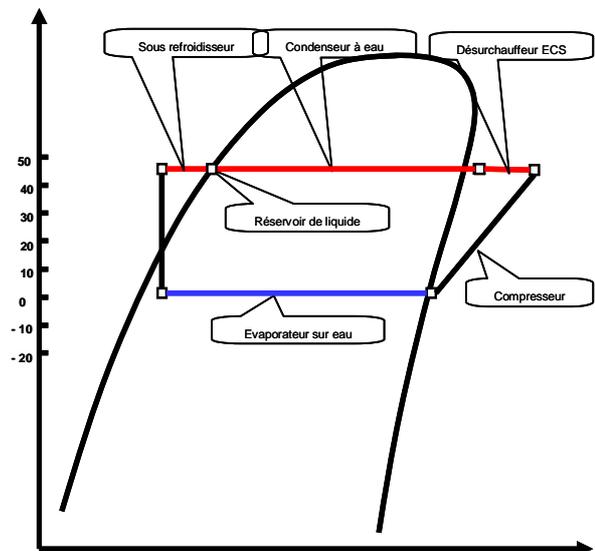
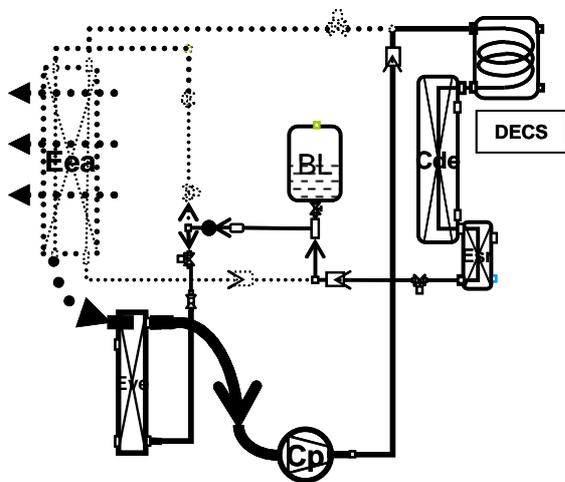
Mode 1: Froid seul



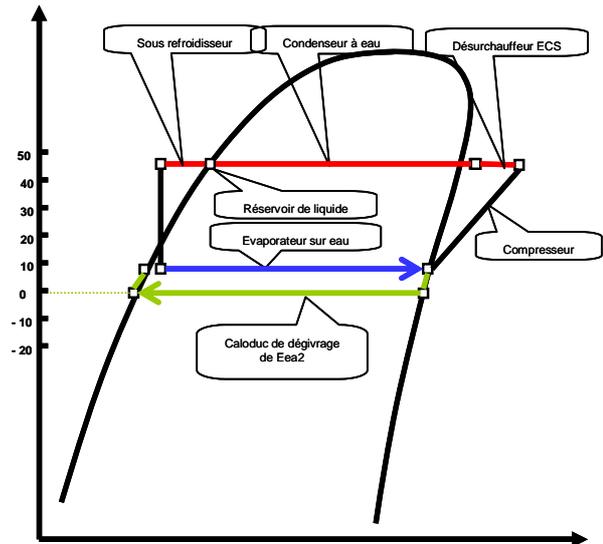
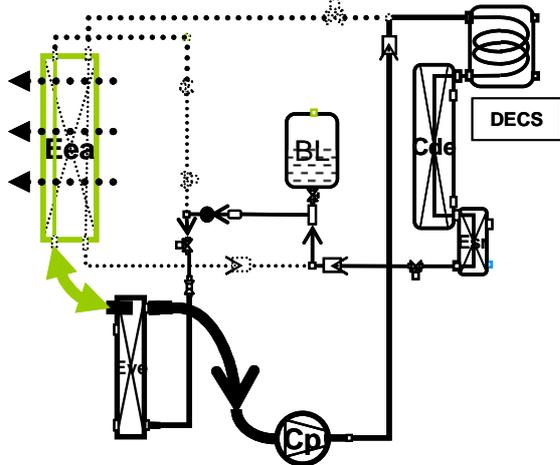
Mode 2: Equilibré tendance froid



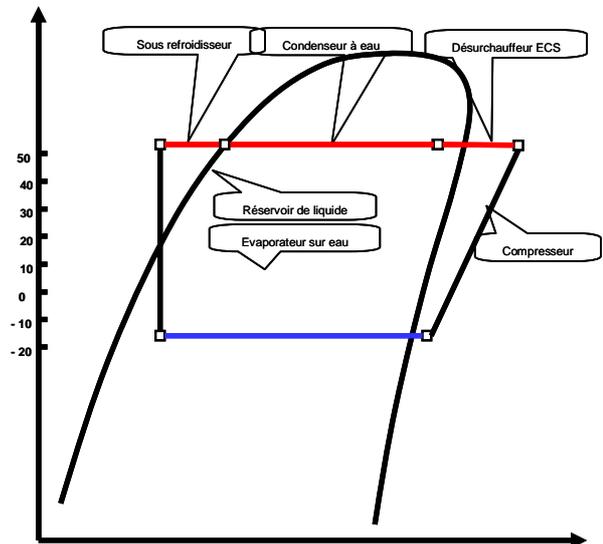
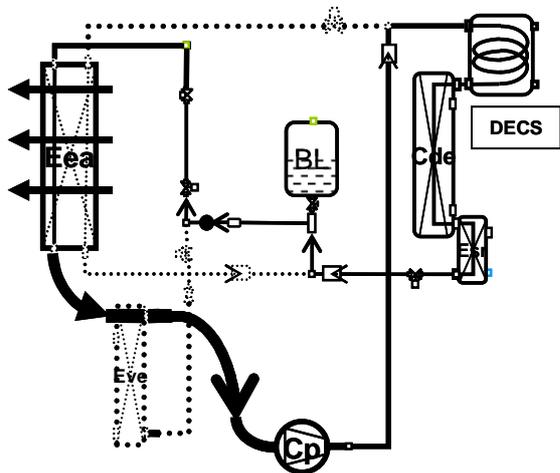
Mode 3: Equilibré tendance chaud



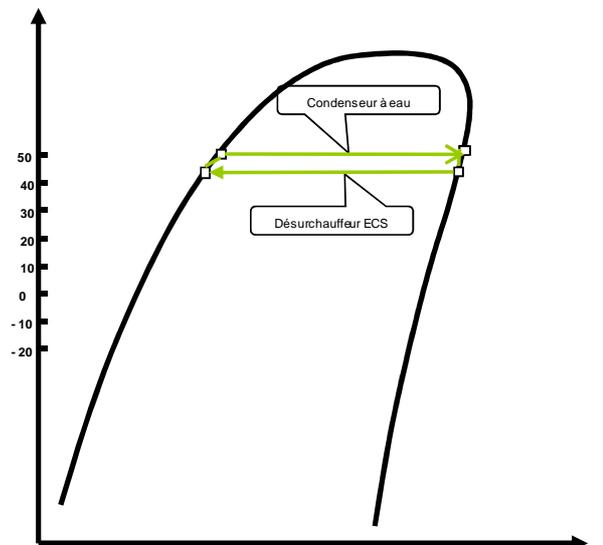
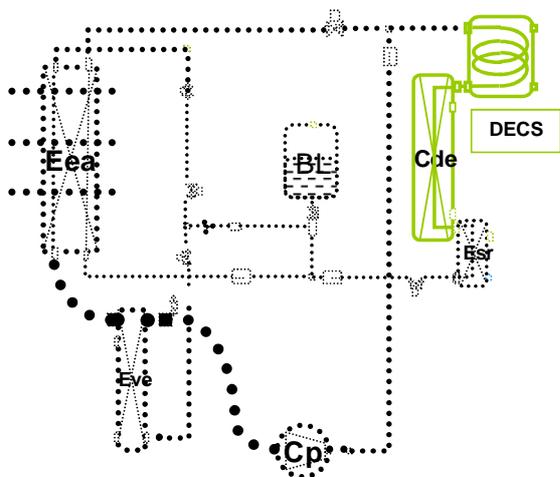
Mode 4: Equilibré tendance chaud avec dégivrage



Mode 5: Chauffage seul



Mode 6 : Maintien ECS



Annexe 3 : Documentation technique des éléments principaux du prototype

Compresseur



50Hz

ZB38KCE-TFD

Pt rosée R407C

Copeland Scroll - Compresseur - Réfrigération - Réfrigération

DONNÉES MÉCANIQUES ET PHYSIQUES DU COMPRESSEUR

Volume balayé , m3/h	14.5
Longueur/Largeur, mm	242/242
Hauteur, mm	457
Poids net, kg	38
Poids brut, kg	41
Aspiration Rotalock , pouce	1 1/4
Refoulement Rotalock, pouce	1
Pression max côté HP, bar g	28.8
Pression maxi à l'arrêt, bar g	21
Quantité d'huile, l	1.9
Fixations mm (Ø)	190 x 190 (8.5)
Pression sonore @1m, dBA	61
Puissance sonore, dBA	72

DONNÉES ÉLECTRIQUES DU COMPRESSEUR (380/420V - 3~ - 50Hz)

Intensité max. de fonction., A	12.8
Courant rotor bloqué, A	65.5
Résistance bobinage, ohm	2.65
Class de protection par default	IP 21 (IEC 34)

ACCESSOIRES (INCLUS)

Protection de surchauffe refoulement	Thermodisk interne
Supensions caoutchouc	Standard

ACCESSOIRES EN OPTION

Résistance de carter	70 W Externe
----------------------	--------------

VERSION MOTEUR

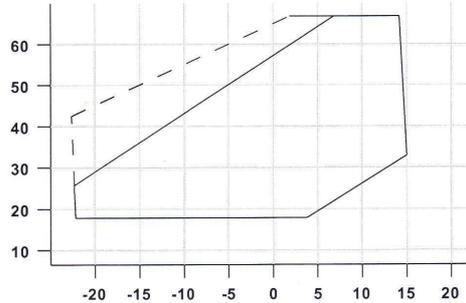
Réseau électrique	Nominal Tension	Code moteur	Type de raccord	Facteur de correction pour l'intensité
380-420V/3~/50Hz	400	TFD	Y	1.00
200-220V/3~/50Hz	200	TF5	Y	2.00
200-230V/3~/60Hz	230	TF5	Y	2.00
460V/3~/60Hz	460	TFD	Y	1.00



50Hz

ZB38KCE-TFD

Pt rosée R407C



Temp. mini d'évaporation avec
 ——— 25°C Gaz aspirés
 - - - 10K Surchauffe asp.

Température des gaz aspirés 20.0°C **Température d'évaporation °C** Sous-refroidissement liquide 0.0K

Cond. °C	P. Frigo. kW									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15
18	5.63	7.23	9.14	11.40	13.95					
20	5.55	7.14	9.05	11.30	13.85	16.75				
30		6.53	8.35	10.50	12.95	15.75	17.00	18.95	20.70	
40			7.41	9.37	11.65	14.25	15.40	17.25	18.85	
45				8.76	10.90	13.40	14.50	16.25	17.80	
50				8.13	10.15	12.50	13.55	15.20	16.65	
55					9.39	11.55	12.55	14.10	15.50	
60						10.65	11.55	13.00	14.25	
65							10.55	11.85	13.05	
	P. Absorbée kW									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15
18	1.80	1.83	1.88	1.95	2.05					
20	1.89	1.92	1.96	2.03	2.11	2.24				
30		2.46	2.48	2.51	2.55	2.61	2.64	2.69	2.74	
40			3.14	3.17	3.19	3.21	3.22	3.24	3.26	
45				3.55	3.58	3.60	3.60	3.61	3.62	
50				3.96	4.00	4.03	4.03	4.04	4.05	
55					4.47	4.51	4.52	4.52	4.53	
60						5.03	5.04	5.06	5.07	
65							5.62	5.64	5.66	
	Intensité 400V, A									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15
18	5.52	5.55	5.59	5.66	5.76					
20	5.62	5.64	5.68	5.74	5.82	5.94				
30		6.16	6.18	6.21	6.25	6.30	6.33	6.38	6.43	
40			6.82	6.85	6.88	6.90	6.91	6.93	6.95	
45				7.25	7.28	7.30	7.31	7.32	7.33	
50				7.70	7.75	7.77	7.78	7.79	7.80	
55					8.28	8.33	8.34	8.35	8.36	
60						8.96	8.98	9.00	9.01	
65							9.71	9.74	9.76	
	Débit masse g/s									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15
18	26.2	33.8	43.0	53.9	66.6					
20	26.2	33.9	43.2	54.1	67.0	82.0				
30		33.5	43.0	54.4	67.7	83.0	90.0	101.0	111.0	
40			41.6	53.0	66.5	82.5	89.5	100.5	111.0	
45				52.0	65.4	81.5	88.5	100.0	110.0	
50				50.9	64.2	80.0	87.0	98.5	109.0	
55					62.9	78.5	85.5	97.0	107.5	
60						77.0	84.0	95.5	106.0	
65							82.5	94.0	104.5	

Version 65 / 39463 (01/08) www.eCopeland.com 4 mars 2008

Batteries à ailettes

reçu de : 0296877998

SOCAFRROID

08/03/07 03:27 Pg: 2/3

07/03/2007 12:05 0148264913

MORGANA

PAGE 01/02

A. BOURGET

BATTERIE A 2 CIRCUITS IMBRIQUÉS

MORGANA S.A. Tél 01 48 26 34 13 Fax 01 48 26 49 13	SOCAFRROID	Date: 07-03-2007
EVAPORATEUR : 30007035c		
Air :	Débit = 3400 m ³ /h	Pr. tot. = 101325 Pa
Entrée :	Temp. - HR% = 2.0 °C à 95 %	P. de Ch. = 43.9 Pa
Sortie :	Temp. - HR% = -0.8 °C à 99 %	Vitesse = 1.68 m/s
	Puissance = 5411 W	
Fluide : R407C T.évap = -4.8 °C (1: 35 s: 5) P. de Ch. = 0.165 bar		
Dim:	Longueur ailetée = 750 mm	Nombre de Rangs = 6
	Hauteur ailetée = 750 mm	Ecart. ailettes = 2.1 mm
	Nbre de Circuits = 5	Surface d'éch. = 68 m ²
Poids: CUAL = 0 kg (CUCU = 0 kg)		Volume interne = 0 dm ³
TYPE M50Q/ 2.1 DD-15T- 6N- 750/ 5C/CUAL (PROGR.M50QR07/0000/1000) X 2 batteries		
BATTERIE EVAPORATEUR : (CUAL)		
	Longueur ailetée = 750 mm	Entrée/Sortie même côté
	Nombre de Rangs = 6	Hauteur ailetée = 750 mm (15T)
	Nombre de Circuits = 5	Ecart. ailettes = 2.1 mm
Poids: CUAL = 0 kg (CUCU = 0 kg)		Surface d'éch. = 68 m ² (2.0)
		Volume interne = 0.0 dm ³
AIR :	Pression Tot = 101325 Pa	Vitesse = 1.68 m/s
	Débit = 3400 m ³ /h	P. de charge = 4.5 mmCE
Entrée :	Température = 2.0 °C	Humidité relative = 95 %
	Enthalpie = 2.96 kcal/kg	Teneur en eau = 4.14 g/kg
	Poids vol. = 1.279 kg/m ³	
Sortie :	Température = -0.8 °C	Humidité relative = 99 %
	Enthalpie = 1.89 kcal/kg	Teneur en eau = 3.50 g/kg
	Puissance = 5411 W	(Sens. = 3435 W) (E = 0.857)
FLUIDE :		
	Fluide = R407C	Temp. Evap. = -4.8 °C
	Débit = 0.0336 kg/s	Temp. Lig. = 38.0 °C
	Perte de charge = 169 g/cm ²	Surchauffe = 5.0 °C
		Temp. surf. moy. = -1.3 °C
	KG (sec/hum) = 0.0/ 40.1	de / ai = 34.9 / 1032 W/m ² °C

RÉSUMÉ CARACT. DEMANDÉES. FROID.

02 27 23 40 54

$$P = 10570 \text{ W}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{T.M.E. ENTREE} = +2^\circ \\ \text{T.ÉVAP} = -5. \end{array} \right\} \Delta T 7^\circ$$

$$\text{DÉBIT AIR TOTAL RÉSULTANT} = 6800 \text{ m}^3/\text{h}$$

Fax reçu de : 0148264913

07/03/07 12:05 Pg: 1

reçu de : 0296877998

SOCAFROID

08/03/07 03:27 Pg: 3/3

07/03/2007 12:05 0148264913

MORGANA

PAGE 02/02

MORGANA S.A. Tél 01 48 26 34 13 Fax 01 48 26 49 13	SOCAFROID	Date: 07-03-2007
CONDENSEUR : 300070350		
Air :	Débit = 3400 m ³ /h	Pr. tot. = 101325 Pa
Entrée :	Temp. = 35.0 °C	P. de Ch. = 32.2 Pa
Sortie :	Temp. = 41.8 °C	Vitesse = 1.68 m/s
	Puissance = 7306 W	$\Delta T_{12,3} = 3.3^\circ$
Fluide : R407C	T. cond = 48.3 °C (d: 0 sr: 0)	P. de Ch. = 0.043 bar
Dim:	Longueur ailetée = 750 mm	Nombre de Rangs = 6
	Hauteur ailetée = 750 mm	Ecart. ailettes = 2.1 mm
	Nbre de Circuits = 5	Surface d'éch. = 68 m ²
Poids: CUAL = 0 kg (CUCU = 0 kg)		Volume interne = 0 dm ³
TYPE M50Q / 2.1 CD-15T- 6N- 750/ 5C/CUAL (PROGR.M50QR07/0000/1000) <i>x 2 batteries</i>		
BATTERIE CONDENSEUR : (CUAL)		
	Longueur ailetée = 750 mm	Entrée/Sortie même côté
	Nombre de Rangs = 6	Hauteur ailetée = 750 mm (15T)
	Nombre de Circuits = 5	Ecart. ailettes = 2.1 mm
Poids: CUAL = 0 kg (CUCU = 0 kg)		Surface d'éch. = 68 m ² (2.0)
		Volume interne = 0.0 dm ³
AIR :	Pression Tot = 101325 Pa	Vitesse = 1.68 m/s
	Débit = 3400 m ³ /h	P. de charge = 3.3 mmCE
Entrée :	Température = 35.0 °C	Humidité relative = 30 %
	Enthalpie = 14.86 kcal/kg	Teneur en eau = 10.54 g/kg
	Poids vol. = 1.138 kg/m ³	
Sortie :	Température = 41.8 °C	Humidité relative = 19 %
	Enthalpie = 16.52 kcal/kg	Teneur en eau = 10.54 g/kg
	Puissance = 7306 W	(E = 0.879)
FLUIDE :	Fluide = R407C	Temp. Cond. = 48.3 °C
	Débit = 0.0445 kg/s	Déssurchauffe = 0.0 °C
	Perte de charge = 44 g/cm ²	Sous Refroid. = 0.0 °C
		Temp. surf. moy. = 42.7 °C
	KG (sec/hum) = 15.5 / 40.1	ae / ai = 33.6 / 1765 W/m ² °C

RESUME CARACT. DEMANDÉES CHAUD

$$P = 14430 \text{ W}$$

$$\left. \begin{array}{l} T_{\text{air entrée}} = 35^\circ \\ T_{\text{cond.}} = 47^\circ \end{array} \right\} \Delta T_{12,3}$$

BATTERIE CONSTRUCTION

SECTION AILETTÉE 750 x 750 (30 Tubes sur hauteur)
 6 RANGS 3,1 *Les 15 Tubes alternés percés.*
 2 circuits indépendants de chaque série

SALUTATIONS

JM MASSON

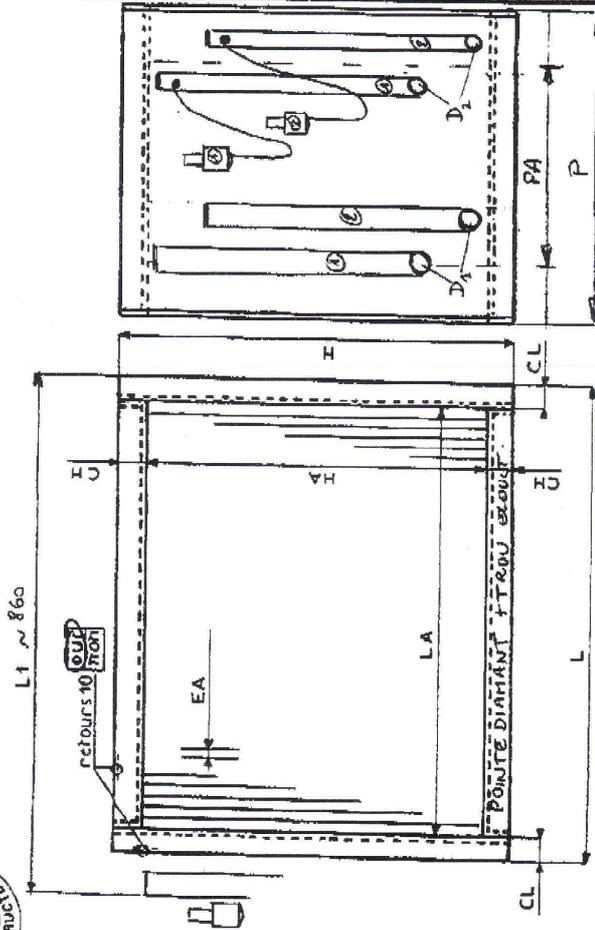
Fax reçu de : 8148264913

07/03/07 12:05 Pg: 2

VOLUME INTERNE = 2 x 6 dm

MRS BOURGET - COLAS RUA CDE N° 01446

CLIENT: SOCAFROID PLAN: 300070350/D



EA	LA	HA	PA	L	H	F	CL	CH	DISTRIB.	D1	D2	D3
2,1	750	130	880	800	200	35	25	2x SD 3/16"	7/8"	5/8"		

M25Q / 2.1 - DD/CD - 30T - 6N - 750 / CAL / 2 x SC (22) (41)

TUBES:	AILETTES:	CADRES:	DIVERS:	PEINT. PVC
CU M	Ø 10 A M250 X	ALU GALVA	EL. ZN INOX LAITON	
CUSN	Ø 16 M45	PVC CU ALU		

coude (face) →
 épingle (face) →
 x tube supprimé
 coude (dos) →
 épingle (dos) →

reçu de : 0296877998

SOCAFROID

11/06/07 03:05

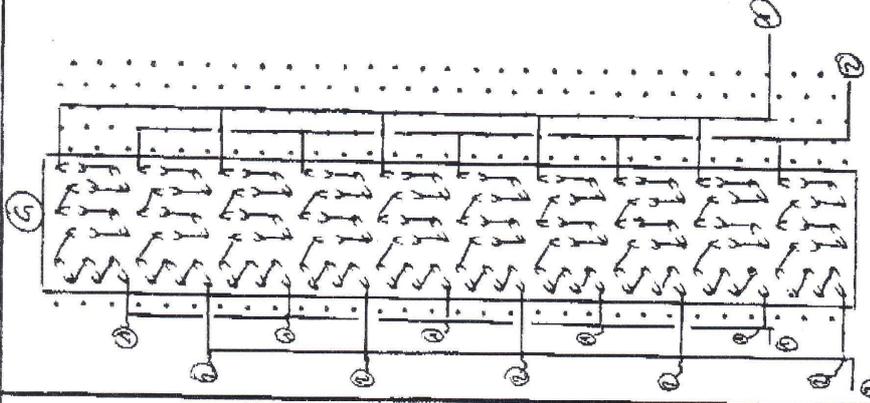
Pg: 3

05/05/2007 15:05 0148264913

MORGANA

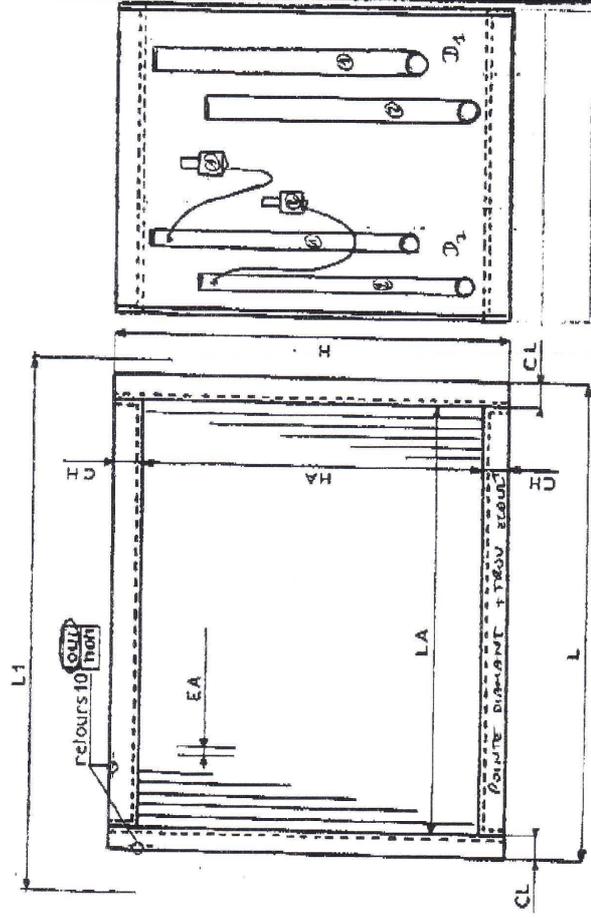
PAGE 02/02

DEPART EN BAS



coudel (face) →
 épingle (face) →
 tube supprimé ✕
 coude (dos) →
 épingle (dos) →

CLIENT: SOCAFROID
PLAN : 300070350/G



EA	LA	HA	PA	L	H	P	CL	CH	DISTRIB.	D1	D2	D3
----	----	----	----	---	---	---	----	----	----------	----	----	----

M250/71.00/CO-30T-6N-750/COAL/2XSC

TUBES:		AILETTES:		CADRES:		EL. ZN		DIVERS:		PEINT. PVC	
CU	M	Ø 10	M250	ALU	GALVA	INOX	LAITON				
CUSN	M	Ø 16	M15	PVC	ALU						

reçu de : 0148264913

05/06/07 16:06 Pg: 2

Condenseur à eau

5. Jan. 2007/ 18:04/

GFF RENNES 0299331551/ 38 48

N°0446/ P. 6/7

ALFA REPOSE


Spécification Echangeur à Plaques Alfa Laval
Client : GFF

Projet : 1059458

Date : 05/01/2007

CONDENSEUR

Poste : CB 52-50H P= 14.4 KW

Nombre d'échangeurs à Plaques Brasées	1
Echangeur à Plaques Brasées type	CB52-50H
Nombre de Plaques	50
Matériau des Plaques	ALLOY 316
Matériau des brasures	Cuivre

PERFORMANCES DE L'APPAREIL	Unités	
Surface d'échange	m ²	2.45
Coefficient d'échange (propre)	W/(m ² *K)	1171
Coefficient d'échange (encrassé)	W/(m ² *K)	1054
Excès de surface	%	11
Coefficient d'encrassement * 10000	m ² *K/W	0.94

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES

		R407C	Eau Non Aliment
		CONTRE-COURANT	
Nature du fluide			
Sens de circulation des fluides			
Débit	kg/h	245.8	2483
Température d'entrée	°C	90.0	40
Température de condensation	°C	50.0	45
Température de sortie	°C	45.2	
Dt de Sous refroidissement	°C	5	
Puissance thermique	kW		14.40
Perte de charge	kPa	0.6118	9.261
Vitesse dans les connexions	m/s	2.059	0.8673

CARACTERISTIQUES MECANIQUES

	DN 25.	DN 32.
Type de raccordements	S1->S2	S3->S4
Positions des raccordements	30 / 45	30 / 45
Pression de service max. / Pression d'épreuve Bar		

PROPRIETES PHYSIQUES (Moyennes)

		Liquide		Vapeur
		Entrée / sortie	Entrée / sortie	Entrée / sortie
Densité	kg/m ³	770.5/1036	67.55/87.20	990.8/988.9
Chaleur Spécifique	kJ/(kg*K)	2.488/1.800	1.133/1.388	4.176/4.174
Viscosité	cP	0.0880/0.123	0.0195/0.0147	0.654/0.598
Conductibilité thermique	W/(m*K)	0.0424/0.0748	0.0175/0.0145	0.630/0.636

CARACTERISTIQUES DIMENSIONNELLES

Hauteur, Largeur, Profondeur	mm	x x
Poids de l'appareil vide	kg	

Fax reçu de :

05/01/07 17:05 Pg : 6

Evaporateur à eau

5. Jan. 2007 18:04

GFF RENNES 0299331551 38 48
ALFA REPOSE

N°0446 P. 4/7


Spécification Echangeur à Plaques Alfa Laval
Client : GFF

Projet : 1059458

Date : 05/01/2007

EVAPORATEUR

Poste : CB 26-34H

Nombre d'échangeurs à Plaques Brasées	1
Echangeur à Plaques Brasées type	CB26-34H
Nombre de Plaques	34
Matériau des Plaques	ALLOY 316
Matériau des brasures	Cuivre

PERFORMANCES DE L'APPAREIL

Unités

Surface d'échange	m ²	0,80
Coefficient d'échange (propre)	W/(m ² *K)	2661
Coefficient d'échange (encrasse)	W/(m ² *K)	2524
Excès de surface	%	0
Coefficient d'encrassement * 10000	m ² *K/W	0.20

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES

		Eau Non Aliment	R407C
Nature du fluide		CONTRE-COURANT	
Sens de circulation des fluides			
Débit	kg/h	2448	245.8
Température d'entrée	°C	10.0	
Température d'évaporation	°C		1.0
Température de sortie	°C	6.0	
Dt de Surchauffe	°C		5.0
Puissance thermique	kW		11.44
Perte de charge	kPa	12.40	9.822
Vitesse dans les connexions	m/s	1.503	7.899

CARACTERISTIQUES MECANIQUES

Type de raccordements	DN 24.	DN 24.
Positions des raccordements	S1-->S2	S3-->S4
Pression de service max. / Pression d'épreuve Bar	30 / 45	30 / 45

PROPRIETES PHYSIQUES (Moyennes)

		Liquide	Liquide	Vapeur
		Entrée / sortie	Entrée / sortie	Entrée / sortie
Densité	kg/m ³	1000/1001	1255/1218	20.37/19.09
Chaleur Spécifique	kJ/(kg*K)	4.204/4.209	1.388/1.439	0.9708/0.9426
Viscosité	cP	1.31/1.47	0.231/0.205	0.0111/0.0117
Conductibilité thermique	W/(m*K)	0.587/0.580	0.106/0.100	0.0112/0.0118

CARACTERISTIQUES DIMENSIONNELLES

Hauteur, Largeur, Profondeur	mm	x x
Poids de l'appareil vide	kg	

ATTENTION : LE FLUIDE R407c EST UN FLUIDE A GLISSEMENT SON EVAPORATION DEBUTE A -3.3°C DANS LE CAS PRESENT
*****ATTENTION AU RISQUE DE GEL*****

Fax reçu de :

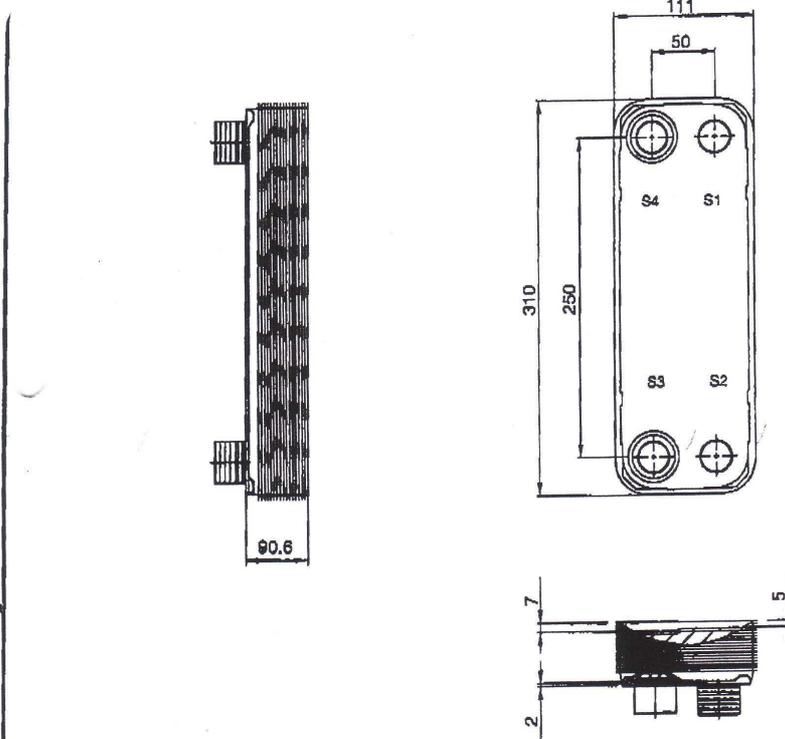
05/01/07 17:05 Pg : 4

2007, 18:04

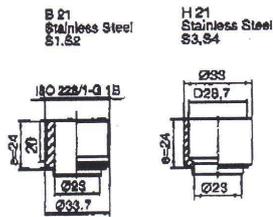
GFF RENNES 0299331551 38 48

N°0446 P. 5/7

ALFA REPOSE



Frameplate is depressed 2 mm at connection S3/S4
 Pressurplate is depressed 2 mm / even number of channel plates
 at connections T3/T4 / uneven number of channel plates at
 connections T1/T2.



SURFACE D'ECHANGE	m²	MATIERE DES PLAQUES	Alloy 316	LONGUEUR	114.6
POIDS A VIDE	5.720 kg	EPAISS. DES PLAQUES	0.4 mm	LARGEUR	111.0
POIDS EN CHARGE	7.370 kg	GROUPAGE	1*17H*118H	HAUTEUR	310.0

DIMENSIONS EN MILLIMETRES

ENTREE	TEMP. °C	SORTIE	TEMP. °C	DEBIT m³/h	PERTE DE CHARGE kPa	V. DE LIQUIDE dm³
S4		S3			kPa	0.8 dm³
S2		S1			kPa	0.9 dm³

FOURNISSEUR	REF.	TO NO.	ECHANGEUR DE CHALEUR A PLAQUES	
AT / REF.			CB26-34H	
REFERENCE CLIENT				
SIGN			PED	ITEM ID. 32361 2034 2
Fax reçu de :			DATE	REV

05/01/07 17:05 Pg: 5

Sous-refroidisseur

Fax reçu de : 0299315517

SOCIÉTÉ

17/01/07

00:00

19: 27:0

5. Jan. 2007, 18:03,

GFF RENNES 02993315517 38 48

N°0446 P. 2/7

ALFA REPONSE

0293834054



Spécification Echangeur à Plaques Alfa Laval

Client : GFF

Projet : 1059458

Date : 05/01/2007

SOUS REFROIDISSEUR

Peste : F= 10.4 KW

Echangeur à plaques type

AC 10-14H

Nombre de plaques (par unité)

14

Matériau des plaques

ALLOY 316

Matériau des joints

PERFORMANCES DE L'APPAREILUNITES

Surface d'échange	m ²	0.18
Coefficient d'échange (propre)	W/(m ² K)	1420
Coefficient d'échange (encrassé)	W/(m ² K)	1110
Excès de surface	%	7
Coefficient d'encrassement * 10000	m ² /KW	1.9

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES

		<u>Coté chaud</u>		<u>Coté froid</u>
		R407C	R407C	
Nature du fluide			CONTRE-COURANT	
Sens de circulation des fluides				
Débit	m ³ /h			
Température d'entrée	°C	40.0		6.0
Température de sortie	°C	19.5		10.0
Moy. Log. Diff. Temp.	K		16.6	
Puissance thermique	kW		2.905	
Perte de charge	kPa	0.9446		30.51
Vitesse dans les connexions	m/s	0.2524		1.635

PROPRIETES PHYSIQUES

(entrée / sortie)

Masse volumique	kg/m ³	/	/
Chaleur spécifique	kJ/(kg.K)	/	/
Conductivité thermique	W/(m.K)	/	/
Viscosité d'entrée	cP	/	/

CARACTERISTIQUES MECANIQUES

Type de raccords		DN 18.	DN 18.
Positions des raccords			
Pression de service maximum	barg	10.0	10.0
Pression d'épreuve	barg	19.0	19.0

CARACTERISTIQUES DIMENSIONNELLES

Longueur, Largeur, Hauteur	mm	x x
Poids net, vide / rempli	kg	/ 0
Capacité d'extension	nb. de plaques	

Fax reçu de :

05/01/07 17:04 Pg: 2

Reçu de : 0296877998

SOCAFROID

19/03/89 08:58

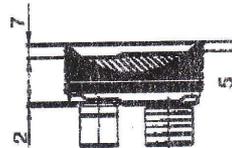
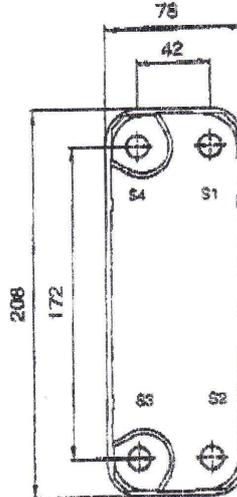
Pg: 3/3

5.03.2007 10:03

GFF RENNES 0299331551e 38 48

N90446 P. 3/7

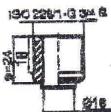
ALFA REPONSE



Pressoplate à épaisseur 2 mm et connexion 62/84
 Pressoplate à épaisseur 2 mm / every number of channel plates
 est conçu/drawn T1/83 / every number of channel plates est
 conçu/drawn T1/82.

A S1
Stainless Steel
S1 S2

G S1
Stainless Steel
S3 S4



DIMENSIONS EN MILLIMETRES

SURFACE D'ECHANGE	m²	MATIERE DES PLAQUES	Alloy 316	LONGUEUR	39.9
POIDS A VIDE	1.147 kg	EPAISS. DES PLAQUES	0.3 mm	LARGEUR	77.0
POIDS EN CHARGE	1.407 kg	GROUPE	17H16H	HAUTEUR	207.0

PRODUIT	ENTREE	TEMP.	SORTIE	TEMP.	DEBIT	PERTE DE CHARGE	V. DE LARQUE
Water	S4	°C	S3	°C	m³/h	MPa	0,1 cm²
Water	S2	°C	S1	°C	m³/h	MPa	0,1 cm²

FOURNISSEUR / REF.	TO NO.	ECHANGEUR DE CHALEUR A PLAQUES	
AGENT / REF.		AC10-14H	
REFERENCE CLIENT			
CARRIER SCS		ITEM ID. 32830 1400 1	
SIGN		DATE	REV

AC10-14H
PED

Fax reçu de :

05/01/87 17:04 Pg: 3

Annexe 4 : Fiche de calcul de la charge en fluide frigorigène

longueur totale de tube	Volume d'huile	Volume intérieur	masse totale	Equivalent volume liquide
13.76 m	1.90 l	38.85 l	9.80 kg	9.04 l

Eléments	longueur en mm	diamètre en pouces	diamètre en mm	section en mm²	phase	volume en l	masse volumique	masse en kg	Volume HP en l
Eléments									
Eve					liq + vap	0.80	190.64	0.153	0.170
Bacl					vap	2.00	21.80	0.044	0.049
Cp					vap	0.08	38.85	0.003	0.004
Cde					liq + vap	2.28	139.82	0.319	0.356
Eea1 (partie HP)					liq + vap	0.00	139.82	0.000	0.000
Esr					liq	0.20	1116.80	0.223	0.200
Bl					liq	5.00	1116.80	5.584	5.000
Raccord Bl					liq	0.20	1116.80	0.223	0.200
Eea2 (partie BP)					vap	12.00	21.80	0.262	0.292
Liaisons									
Vm3 - 20	800	1/4"	6.4	127	liq	0.10	1116.80	0.113	0.101
17-25	850	3/8"	9.5	285	liq	0.24	1116.80	0.271	0.242
25-det1	500	3/8"	9.5	285	liq	0.14	1116.80	0.159	0.143
25 - evr2	2100	3/8"	9.5	285	liq	0.60	1116.80	0.668	0.599
det1 - Eve	200	3/4"	19.1	1140	liq + vap	0.23	1008.30	0.230	0.228
Eve - Bacl	600	1"5/8"	41.3	5352	vap	3.21	21.80	0.070	0.078
Bacl - Cp	600	1"3/8"	34.9	3832	vap	2.30	21.30	0.049	0.055
Bacl - Eve	350	3/8"	9.5	285	liq	0.10	1239.70	0.124	0.100
Cp - 4	1640	3/4"	19.1	1140	vap	1.87	56.40	0.105	0.118
4 - Cde	200	3/8"	9.5	285	vap	0.06	55.50	0.003	0.004
4 - evr5	400	3/4"	19.1	1140	vap	0.46	55.50	0.025	0.028
Cde - Esr	1090	1/2"	12.7	507	liq	0.55	1116.80	0.617	0.552
Esr - 9	260	3/8"	9.5	285	liq	0.07	1116.80	0.083	0.074
9 - evr4	150	3/8"	9.5	285	liq	0.04	1116.80	0.048	0.043
9 - 12	100	3/8"	9.5	285	liq	0.03	1116.80	0.032	0.029
12 - 64	220	3/8"	9.5	285	liq	0.06	1116.80	0.070	0.063
12 - Bl	250	3/8"	9.5	285	liq	0.07	1116.80	0.080	0.071
64 - 62	300	3/8"	9.5	285	liq	0.09	1116.80	0.095	0.086
té 13 - 14 - 17	50	3/4"	9.5	285	liq	0.01	1116.80	0.016	0.014
33 - 48	300	1"5/8"	41.3	5352	vap	1.61	21.80	0.035	0.039
48 - Eea2a	800	1"1/8"	28.6	2565	vap	2.05	21.80	0.045	0.050
48 - Eea2b	800	1"1/8"	28.6	2565	vap	2.05	21.80	0.045	0.050
Eea2a - det2a	450	3/8"	9.5	285	vap	0.13	21.80	0.003	0.003
Eea2b - det2b	750	3/8"	9.5	285	vap	0.21	21.80	0.005	0.005

