



HAL
open science

Optimisation du cycle de fonctionnement d'un chauffe-eau thermodynamique résidentiel

Kevin Ruben Deutz

► **To cite this version:**

Kevin Ruben Deutz. Optimisation du cycle de fonctionnement d'un chauffe-eau thermodynamique résidentiel. Thermique [physics.class-ph]. Université de Lyon, 2018. Français. NNT : 2018LYSEI006 . tel-02068216

HAL Id: tel-02068216

<https://theses.hal.science/tel-02068216v1>

Submitted on 14 Mar 2019

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.



N°d'ordre NNT : 2018LYSEI006

THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON
opérée au sein de
L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA)

Ecole Doctorale N° 182
Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique
Spécialité: Thermique et énergétique

Soutenue publiquement le 26/01/2018, par :
Kevin Ruben Deutz

**Optimisation du cycle de
fonctionnement d'un Chauffe-Eau
Thermodynamique résidentiel**

Devant le jury composé de :

Lemort, Vincent	Professeur	Université de Liège	Examineur
Louahlia, Hasna	Professeur	Université de Caen Normandie	Rapporteur
Marchio, Dominique	Professeur	CES Mines Paris Tech	Rapporteur
Rullière, Romuald	Maître de Conférences	INSA-Lyon	Examineur
Cauret, Odile	Ingénieure de Recherche	EDF R&D	Examineur
Haberschill, Philippe	Maître de Conférences	INSA-Lyon	Directeur de thèse

Département FEDORA – INSA Lyon - Ecoles Doctorales – Quinquennal 2016-2020

SIGLE	ÉCOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	CHIMIE DE LYON http://www.edchimie-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage secretariat@edchimie-lyon.fr INSA : R. GOURDON	M. Stéphane DANIELE Institut de recherches sur la catalyse et l'environnement de Lyon IRCELYON-UMR 5256 Équipe CDFA 2 Avenue Albert EINSTEIN 69 626 Villeurbanne CEDEX directeur@edchimie-lyon.fr
E.E.A.	ÉLECTRONIQUE, ÉLECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://edeea.ec-lyon.fr Sec. : M.C. HAVGOUDOUKIAN ecole-doctorale.eea@ec-lyon.fr	M. Gérard SCORLETTI École Centrale de Lyon 36 Avenue Guy DE COLLONGUE 69 134 Écully Tél : 04.72.18.60.97 Fax 04.78.43.37.17 gerard.scorletti@ec-lyon.fr
E2M2	ÉVOLUTION, ÉCOSYSTÈME, MICROBIOLOGIE, MODÉLISATION http://e2m2.universite-lyon.fr Sec. : Sylvie ROBERJOT Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 INSA : H. CHARLES secretariat.e2m2@univ-lyon1.fr	M. Fabrice CORDEY CNRS UMR 5276 Lab. de géologie de Lyon Université Claude Bernard Lyon 1 Bât. Géode 2 Rue Raphaël DUBOIS 69 622 Villeurbanne CEDEX Tél : 06.07.53.89.13 cordey@univ-lyon1.fr
EDISS	IN TERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTÉ http://www.ediss-lyon.fr Sec. : Sylvie ROBERJOT Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 INSA : M. LAGARDE secretariat.ediss@univ-lyon1.fr	Mme Emmanuelle CANET-SOULAS INSERM U1060, CarMeN lab, Univ. Lyon 1 Bâtiment IMBL 11 Avenue Jean CAPELLE INSA de Lyon 69 621 Villeurbanne Tél : 04.72.68.49.09 Fax : 04.72.68.49.16 emmanuelle.canet@univ-lyon1.fr
INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES http://edinfomaths.universite-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage Tél : 04.72.43.80.46 Fax : 04.72.43.16.87 infomaths@univ-lyon1.fr	M. Luca ZAMBONI Bât. Braconnier 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69 622 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.26.23.45.52 zamboni@maths.univ-lyon1.fr
Matériaux	MATÉRIAUX DE LYON http://ed34.universite-lyon.fr Sec. : Marion COMBE Tél : 04.72.43.71.70 Fax : 04.72.43.87.12 Bât. Direction ed.materiaux@insa-lyon.fr	M. Jean-Yves BUFFIÈRE INSA de Lyon MATEIS - Bât. Saint-Exupéry 7 Avenue Jean CAPELLE 69 621 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.72.43.71.70 Fax : 04.72.43.85.28 jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr
MEGA	MÉCANIQUE, ÉNERGÉTIQUE, GÉNIE CIVIL, ACOUSTIQUE http://edmega.universite-lyon.fr Sec. : Marion COMBE Tél : 04.72.43.71.70 Fax : 04.72.43.87.12 Bât. Direction mega@insa-lyon.fr	M. Philippe BOISSE INSA de Lyon Laboratoire LAMCOS Bâtiment Jacquard 25 bis Avenue Jean CAPELLE 69 621 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.72.43.71.70 Fax : 04.72.43.72.37 philippe.boisse@insa-lyon.fr
ScSo	ScSo* http://ed483.univ-lyon2.fr Sec. : Viviane POLSINELLI Brigitte DUBOIS INSA : J.Y. TOUSSAINT Tél : 04.78.69.72.76 viviane.polsinelli@univ-lyon2.fr	M. Christian MONTES Université Lyon 2 86 Rue Pasteur 69 365 Lyon CEDEX 07 christian.montes@univ-lyon2.fr

Résumé

Le chauffe-eau thermodynamique (CET), dont le principe repose sur une pompe à chaleur (PAC), est l'une des principales solutions pour répondre à l'enjeu de réduction des consommations énergétiques des bâtiments liées à l'eau chaude sanitaire. Le CET le plus courant sur le marché français est composé d'une PAC sur air extérieur, au R134a, dont le condenseur est de type manteau, entourant le ballon de stockage. Bien que le système arrive à maturité, les performances annuelles semblent encore loin des performances théoriques. Cette thèse a donc pour objectif l'optimisation des performances énergétiques des CET, en partant du CET standard français, selon un principe de compromis technico-économique. Pour cela, un modèle détaillé du CET standard est élaboré. La PAC est modélisée sous Dymola à l'aide de la bibliothèque TIL. Le ballon de stockage est modélisé par une combinaison d'une approche zonale et d'un modèle 1D. Ce modèle détaillé est calibré et validé expérimentalement grâce à des essais d'un CET standard réalisé en enceintes climatiques. Ce modèle est ensuite utilisé pour identifier les principaux gisements d'économie d'énergie. Une première analyse permet d'identifier les paramètres les plus influents sur les performances du CET. Cette sélection conduit ensuite à l'élaboration d'un modèle simplifié, plus apte à étudier des périodes longues de fonctionnement en intégrant des critères de coût et de confort. Une étude spécifique, à l'aide d'un algorithme génétique, permet d'évaluer le potentiel d'optimisation lié au pilotage du CET. Une étude multi-paramétrique montre ensuite que le design des échangeurs joue également un rôle important. Les résultats de ces deux voies prometteuses d'optimisation du CET étant inter-dépendants, une dernière partie consiste en une étude multi-critère. Les résultats montrent qu'avec la nouvelle configuration proposée sont obtenus, un meilleur confort thermique sur une plus large gamme de scénario, une augmentation de COP moyenne annuelle de 37 % et une réduction moyenne de facture électrique de 30 %.

Abstract

Heat Pump Water Heaters (HPWH) are efficient and fast-developing sanitary hot water production systems relying on a heat pump thermodynamic cycle for heat generation, consequently offering a considerable energy saving potential in the buildings sector. The most forthcoming HPWH on the French market are Air-Source Heat Pump Water Heaters (ASHPWH) composed of an exterior air source R134a heat pump and using a wrap-around type condenser, surrounding the thermal storage tank (TST). However, it is found that although these ASHPWH have reached an important level of maturity, it seems that there is still room for improvement of their energy performance. Consequently, the main objective of this PhD thesis is to search for optimization pathways, starting from the reference ASHPWH on the French market, leading a better technical and economical compromise in terms of ASHPWH design. To reach this objective, a detailed model is first developed using Dymola (Modelica language). This model comprises of a zonal model and a 1D model for the TST associated to an air source heat pump modeled with the TIL thermal component modeling library. After model calibration, the model is validated thanks to a large set of experimental tests carried out on a standard ASHPWH in climatic cells. The validated model is then used to identify optimization pathways by carrying out annual simulations and identifying energy performance improvement potentials. It is found out that both thermodynamic cycle performance and improved ASHPWH control logics are major contributors to the final energy performance. Both being highly interdependent and impacting energy performances, but also comfort and ASHPWH cost, the last part of the study consists of a multi-criteria optimization. Finally, a new ASHPWH design is proposed achieving better thermal comfort upon a large variety of user draw-off profiles, achieving 37 % average annual energy savings and 30 % reduction of the electrical bill.

A Alex

Remerciements

Je souhaite tout d'abord remercier, Odile Cauret, Emmanuel Chabut et François Courtot, tous trois à l'origine de cette thèse à la suite de mon stage au sein du département Technologies & Recherche pour l'Efficacité Energétique (TREE) de la R&D d'EDF. Ensuite je tiens à remercier grandement Philippe Haberschill et Romuald Rullière d'avoir pris la direction de cette thèse au sein du Centre d'énergétique et de Thermique de Lyon (CETHIL) et qui m'ont donné un soutien intellectuel et une pleine confiance dans l'élaboration de la réflexion et le développement des méthodologies de recherche.

Je tiens ensuite à remercier, avec une sincérité particulière Odile Cauret qui a pris au nom de EDF R&D, la gestion complète de cette thèse tant sur la direction technique que la gestion administrative. Sur le plan technique, elle a su parfaitement équilibrer la liberté de l'exploration, propre à l'enseignement par la recherche et les besoins de résultats pour EDF R&D. Son regard consciencieux a permis de mieux cadrer les résultats de cette thèse et a permis d'articuler clairement le propos.

Je remercie également les rapporteurs de cette thèse, Dominique Marchio et Hasna Louahlia, qui ont pris le temps d'étudier le travail effectué et dont les précieux commentaires et questions ont grandement contribué à l'amélioration du manuscrit. Je remercie aussi Vincent Lemort pour la présidence du jury et les intéressants échanges au cours de la thèse ainsi que lors de la soutenance.

Je souhaiterais aussi remercier toute l'équipe du groupe E37 du département TREE de EDF R&D, à l'origine d'une très chaleureuse ambiance de travail avec une entraide forte, rendant le travail de recherche encore plus agréable et intéressant. En particulier, je souhaiterais remercier l'équipe du CLIMATRON (laboratoire E37) avec qui j'ai passé la majeure partie de cette thèse. Je souhaite remercier Xavier Tavernier, mon très aimable co-bureau qui a activement participé dans les travaux expérimentaux de cette thèse.

Merci à Alberto Tejada mon collègue doctorant, d'un an mon aîné dans le groupe et ami qui a su me « coacher » dans les moments difficiles de la thèse et m'a aider à prendre du recul pour mieux comprendre les attentes de la thèse. De plus, je voudrais remercier Maria Goossens ma collègue doctorante du groupe pour les moments d'échanges scientifiques et pour les moments agréables passés ensemble.

J'adresse également mes remerciements à Cedric Teuillère qui m'a aidé à de nombreuses reprises avec son regard technique particulièrement affûté, son sens des attentes industrielles et son ouverture d'esprit qui ont donné lieu à des échanges très constructifs sans lesquels les fondements techniques de cette thèse auraient été d'une tout autre qualité.

Au sein du CETHIL, je souhaiterais en premier lieu remercier mes directeurs de thèse. Philippe Haberschill, pour son regard d'expert sur la thermique et la thermodynamique, sa confiance et son temps très précieux mis à disposition pour m'apprendre et me transmettre les outils nécessaires au travail de recherche scientifique. Romuald Rullière pour son infaillible sens du planning et des délais, sa réactivité et son soutien tant sur le plan technique qu'humain.

Je souhaiterais ensuite remercier Florence Cannale qui m'a accueillie au sein du département et sans qui mon intégration au CETHIL n'aurait été aussi bonne. J'adresse aussi mes remerciements à Marilyne Galindo et Christine Dirienzo pour leur organisation de mes séjours aux CETHIL et le bon

accueil qui m'y était réservé. Je remercie très chaleureusement tous les doctorants du CETHIL avec qui malgré mon faible taux de présence, nous avons su construire un lien et partager un bout de chemin bordé de fraternité et de moments agréables qui en plus de l'épanouissement technique ressenti par l'accomplissement de cette thèse m'a apporté un épanouissement humain fort.

Enfin, je voudrais remercier mon cercle personnel proche constitué de ma famille et de mes amis. En premier lieu, je veux remercier du fond du cœur ma conjointe, Laetitia Giacobelli, pour son soutien continu, son écoute, ses mots rassurants et motivants, sa générosité sans égale. Bien que ses mots ne soient pas dans cette thèse, indirectement son énergie y est et je la remercie très fortement. Je désire remercier mes parents, mon oncle et ma tante qui ont toujours été à mes côtés, à mon écoute et qui m'ont apporté de nombreuses leçons de vie, le tout avec le but principal que je sois heureux. Le chemin qui m'a amené où je suis aujourd'hui et l'accomplissement de cette thèse leur est dû en grande partie.

En dernier lieu, je remercie tous mes amis, qui ont su m'aider à lâcher prise lors de la thèse avec qui j'ai grandi et partagé des moments uniques.

Sommaire

Résumé	i
Abstract	i
Table des figures	vi
Liste de tableaux	xiii
Nomenclature	xiv
Introduction générale.....	1
Chapitre I : Contexte et Etat de l'Art des Chauffe-Eau Thermodynamiques	3
I - 1. L'Eau Chaude Sanitaire en France	4
I - 1. 1. L'Eau Chaude Sanitaire, au cœur de l'enjeu sur l'efficacité énergétique.....	4
I - 1. 2. Les besoins d'Eau Chaude Sanitaire en France.....	6
I - 1. 3. Différents moyens de productions d'ECS dans le parc Français.....	7
I - 2. Le Chauffe-Eau Thermodynamique	8
I - 2. 1. Principe de fonctionnement d'une Pompe à chaleur (PAC).....	8
I - 2. 2. Description du Chauffe-Eau Thermodynamique.....	10
I - 3. Le marché des CET	11
I - 3. 1. L'évolution du marché mondial et français	11
I - 3. 2. Segmentation des produits sur le marché français	12
I - 3. 3. Le coût des CET sur le marché et leur performance affichée	14
I - 4. Performances énergétiques des CET.....	15
I - 4. 1. Spécificité de l'eau chaude et des CET par rapport à une PAC classique	15
I - 4. 2. Les indicateurs de Performance du CET	16
I - 4. 3. Performances certifiées	17
I - 4. 4. Les performances mesurées dans la littérature	18
I - 5. Etat de l'art des améliorations des performances énergétiques des CET	20
I - 5. 1. Littérature scientifique	20
I - 5. 2. Brevets	25
I - 6. Définition du CET de référence	29
I - 6. 1. Caractéristiques générales	29
I - 6. 2. Typologies de condenseur manteau	30
I - 7. Conclusions et objectifs de la thèse	31
Chapitre II : Modélisation dynamique du CET sous Modelica/Dymola	32
II - 1. La modélisation comme outil d'analyse des performances des CET	33
II - 1. 1. Objectif de la modélisation	33

II - 1. 2. Cahier des charges de la modélisation	34
II - 1. 3. Présentation de Dymola et Modelica	36
II - 2. Modélisation de la PAC.....	36
II - 2. 1. Différentes techniques de modélisation	36
II - 2. 2. Modélisation retenue	38
II - 3. Modélisation du ballon d'ECS	48
II - 3. 1. Phénomènes physiques	48
II - 3. 2. Différentes techniques de modélisation	50
II - 3. 3. Modélisation retenue	51
II - 4. Assemblage final sous Dymola	58
Chapitre III : Etude, identification et comparaison expérimentale du modèle de CET	59
III - 1. Définition du système de référence.....	60
III - 1. 1. Configuration générale	60
III - 1. 2. Caractéristiques détaillées	61
III - 2. Etude expérimentale et description du système.....	62
III - 2. 1. Procédure des essais et instrumentation	62
III - 2. 2. Première validation des performances du CET	65
III - 2. 3. Installation d'un compresseur à vitesse variable, un détendeur électronique et un débit-mètre Coriolis	66
III - 2. 4. Analyse d'incertitude de mesure	67
III - 3. Identification du modèle.....	68
III - 3. 1. Identification du compresseur et du détendeur avec des données issues des constructeurs.....	68
III - 3. 2. Identification du modèle global	71
III - 4. Validation expérimentale du modèle	74
III - 4. 1. Au cours d'une période de chauffe	74
III - 4. 2. Au cours d'un essai complet de type EN 16147	85
III - 4. 3. Au cours d'une période de soutirage continu	88
III - 4. 4. Extrapolation du modèle à un CET au propane	90
III - 5. Conclusion du chapitre	91
Chapitre IV : Analyse des gisements d'économie d'énergie - études annuelles et multiparamétriques	92
IV - 1. Etude annuelle du CET	93
IV - 1. 1. En fonction du climat.....	93
IV - 1. 2. En fonction des besoins	100
IV - 2. Simplification du modèle.....	102
IV - 2. 1. Cahier des charges de modélisation	102

IV - 2. 2. Modélisation simplifiée du CET de référence	103
IV - 2. 3. Etude comparative du modèle simplifié	105
IV - 3. Etude du pilotage.....	109
IV - 3. 1. Algorithme d'optimisation génétique	109
IV - 3. 2. Optimisation génétique pour un cas réel sur cinq jours de fonctionnement	110
IV - 4. Etude paramétrique des performances du système de stockage.....	113
IV - 4. 1. Impact de l'isolant	113
IV - 4. 2. Impact du brise-jet.....	113
IV - 5. Etude exergetique et énergetique du cycle thermodynamique du CET	115
IV - 5. 1. Etude exergetique.....	115
IV - 5. 2. Etude énergetique	118
IV - 6. Conclusion du chapitre.....	131
Chapitre V : Optimisation technico-économique du CET de référence	133
V - 1. Optimisation du cycle thermodynamique.....	134
V - 1. 1. Optimisation multi-critère du design du cycle de référence avec un algorithme génétique	134
V - 1. 2. Etude de l'intérêt d'un cycle bi-étagé.....	140
V - 1. 3. Conclusion sur le CET optimisé développé	143
V - 2. Optimisation du pilotage	144
V - 2. 1. Analyse des besoins d'ECS	144
V - 2. 2. Smart control adapté au CET	147
V - 2. 3. Résultats pour sur 6 soutirages réels	148
V - 3. Analyse technico-économique globale: combinaison d'un pilotage adapté aux besoins et d'un meilleur cycle thermodynamique.....	153
V - 3. 1. Etude de performances en fonction de besoins réels variables: COP, coût, confort	153
V - 3. 2. Analyse économique	157
V - 4. Conclusion du chapitre.....	159
Conclusion générale et perspectives	160
Perspectives et limites de l'étude	162
Références.....	165

Table des figures

Figure I-1. Evolution des besoins en énergie finale par secteur en France. Source : ADEME [1].....	4
Figure I-2. Evolution des besoins thermiques dans les bâtiments résidentiels. Source: CEREN 2014 [6]	5
Figure I-3. Variations des besoins journaliers à 40 °C observées pour 72 appartements T3 du parc social et 24 ménages de 2 personnes. Source : ADEME [10]	6
Figure I-4. Fonctionnement d'une PAC dans un diagramme de Mollier	8
Figure I-5. Différentes configuration de CET. Sources: Hepbelasi [17] & Morrison [11].....	10
Figure I-6. Evolution des ventes de CET en France et en Europe. Source: [25] [26].....	11
Figure I-7. Répartition des ventes de CET par type de bâtiment. Source : MSI 2016 [13].....	12
Figure I-8. Répartition des CET en fonction de la typologie de source froide. Source : MSI [13] ...	12
Figure I-9. Répartition des technologies de condenseur pour les CET sur air extérieur. Source : LCIE	13
Figure I-10. Fluides frigorigènes employés dans les CET sur air extérieur. Source LCIE.....	13
Figure I-11. Répartition des performances en fonction du coût hors taxe, TRI en fonction des performances saisonnières et du coût. Source: DOMOTELEC/LCIE.....	14
Figure I-12. COP de Carnot en modes ECS et Chauffage, adapté de : [29] & [30].....	15
Figure I-13. Répartition des COP normatif et puissance électriques maximales des CET du marché. Source : [34]	17
Figure I-14. COP En fonction du taux d'utilisation de l'ECS pour 20 systèmes en conditions réelles de fonctionnement. Source : [27]	18
Figure I-15. Différentes configurations de cycle thermodynamiques avec injection de vapeur. Source : [47]	21
Figure I-16. Comparaison des performances de différentes techniques d'injection pour une PAC air/air à -15/20 par rapport à un cycle avec sous-refroidisseur simple. Source: [48].....	22
Figure I-17. Amélioration du COP des PAC aérothermiques avec l'injection. Source: [19].	22
Figure I-18. Configuration d'un cycle en cascade. Source : [15]	23
Figure I-19. Cycle thermodynamique adapté pour un CET bi-étagé à fonctionnement instantané. Source: [57]	24
Figure I-20. Evolution du nombre de publications de brevet CET par an basé sur notre recherche d'antériorité.....	25
Figure I-21. Répartition des thématiques de recherche industrielle sur les compresseurs pour CET	26
Figure I-22. Thématiques de recherche industrielle sur les condenseurs pour CET	26
Figure I-23. Schéma fonctionnel du brevet CN103292466. Source : [61].....	27
Figure I-24. Schéma fonctionnel du brevet CN203432134. Source : [64].....	28
Figure I-25. Schéma fonctionnel du brevet CN202304526. Source: [65].....	28
Figure I-26. Schéma fonctionnel du brevet JP2011163618. Source : [66]	29
Figure I-27. Configuration du système de référence, le CET split sur air extérieur.....	30
Figure I-28. Typologies de condenseur manteau pour CET. A : condenseur « Roll-Bond », B : Condenseur Micro-canaux. Source : [67], [68]	30
Figure II-1. Illustration des différentes techniques de modélisation de PAC en fonction de leur niveau de détail et vitesse de simulation	37
Figure II-2. Exemple de composants disponibles dans la bibliothèque TIL. Source : [88].....	38
Figure II-3. Modèle de compresseur	39
Figure II-4. Fonctionnement d'un détendeur thermostatique. Source: [91].....	41

Figure II-5. Architecture orienté objet d'une cellule de fluide frigorigène sous TIL© pour le bilan d'énergie. Source : [92] [88]	43
Figure II-6. Domaine de températures couvert par la PAC et consignes maximales recommandées. Source : [110].....	47
Figure II-7. Algorithme de dégivrage de la PAC.....	47
Figure II-8. Effets du soutirage sur la stratification d'un ballon de stockage avec différents brise-jets. Soutirage à 10 l/min après 1min en haut, après 5 min en bas, source : [118].....	49
Figure II-9. Différentes techniques de modélisation des ballons et contraintes associées.....	50
Figure II-10. Profil d'écoulement zonal avec un ballon initialement uniforme en température. Source : [127].....	51
Figure II-11. Illustration des échanges thermiques considérés dans le bilan d'énergie par zone du ballon. Partie fluide en orange et solide en grise.....	54
Figure II-12. Modèle de ballon avec architecture TIL©.....	57
Figure II-13. Assemblage final sous Dymola du modèle de CET sur air extérieur.....	58
Figure III-1. Le CET split sur air extérieur	60
Figure III-2. Banc d'essai à EDF Lab.....	62
Figure III-3. Schéma d'instrumentation détaillé du CET split sur air extérieur.....	63
Figure III-4. Instrumentation du ballon avec une canne de sondes de température PT100 1/10 DIN disposées à l'intérieur du ballon par sa bride inférieure.....	64
Figure III-5. Instrumentation du condenseur manteau avec des sondes de surface PT100 1/10 DIN après sectionnement de l'isolant et zoom sur la forme du condenseur	64
Figure III-6. Premier essai expérimental selon la NF 16147 avec un soutirage L.....	65
Figure III-7. Changement de compresseur et de détendeur de l'unité extérieure	66
Figure III-8. Pose d'un débit-mètre sur la ligne haute pression liquide de la PAC.....	66
Figure III-9. Précision de l'identification du modèle avec les données constructeur pour 30 Hz, 50 Hz, 60 Hz et 90 Hz	69
Figure III-10. Modélisation empirique du détendeur TXV en fonction des données constructeur..	70
Figure III-11. Vérification et Identification du ventilateur avec un modèle d'évaporateur TIL théorique.....	70
Figure III-12. Evolution des températures dans le ballon au cours d'une chauffe de 10 °C à 55 °C	71
Figure III-13. Illustration de l'identification de la pression de condensation en fonction du temps et des températures dans le ballon en fonction de la hauteur et du temps	72
Figure III-14. Evolution des températures dans le ballon au cours d'un soutirage de type V40 à 600 l/h	73
Figure III-15. Illustration de l'identification du modèle de soutirage en fonction de la hauteur dans le ballon et du temps pour un soutirage à 600 l/h et une eau froide à 10 °C.....	74
Figure III-16. Evolution de la température au cours du temps prédite par le modèle pour une chauffe de 10 à 55 °C de l'eau et une température d'air de 7 °C.....	75
Figure III-17. Comparaison expérimentale de l'évolution de la température au sein du ballon et de la température de surface du condenseur	76
Figure III-18. Validation du modèle de compresseur par sa température de sortie du compresseur et le débit aspiré.....	77
Figure III-19. Comparaison entre l'évolution de la puissance du ventilateur et des températures d'air d'entrée et de sortie de l'évaporateur prédite par le modèle et les données expérimentales	78

Figure III-20. Evolution des pressions de condensation et d'évaporation (à gauche) et température de l'air entrée/sortie (à droite) pour une chauffe uniforme de 10 °C à 55 °C avec une température d'air constante de 7 °C	78
Figure III-21. Comparaison expérimentale de l'évolution de la puissance thermique fournie par le condenseur, la puissance électrique absorbée par le compresseur et le COP instantané prédits par le modèle	79
Figure III-22. Comparaison expérimentale du modèle en phase de givrage et dégivrage par inversion de cycle	80
Figure III-23. Comparaison expérimentale de l'évolution de la puissance électrique et thermique et du COP instantané au cours d'une chauffe de 10 °C à 55 °C pour différentes vitesses de compresseur	82
Figure III-24. Evolution du rendement global du compresseur en fonction de la fréquence au cours d'une chauffe de 10 °C à 55 °C.....	83
Figure III-25. Comparaison de la puissance électrique compresseur pour différentes conditions de fonctionnement avec le compresseur de 13 cm ³ (A) et de 17,6 cm ³ (B) et un échantillonnage d'un point toutes les 10 min.....	84
Figure III-26. Comparaison expérimentale du COP instantané au cours d'une chauffe de 10 °C à 55 °C pour le compresseur de 13 cm ³ avec un échantillonnage d'un point toutes les 10 minutes	85
Figure III-27. Comparaison du modèle à un essai expérimental selon la norme NF 16147	86
Figure III-28. Zoom sur la phase de soutirage, COP instantané et comparaison avec un modèle « initialement » stratifié	87
Figure III-29. Période de soutirage de type V40 à différents débits de soutirage. A – 240 l/h, B – 360 l/h, C – 480 l/h, D – 600 l/h.....	88
Figure III-30. Sensibilité du V40 au débit d'ECS.....	89
Figure III-31. Comparaison du modèle avec une configuration de CET différente au propane pendant un soutirage de type EN 16147	90
Figure IV-1. Répartition de l'énergie produite et de l'énergie « fatale » pour cinq météos européennes et un scénario de soutirage réel fixe.....	95
Figure IV-2. Répartition de l'énergie consommée et du COP annuel avec et sans pertes statiques du CET en fonction de cinq climats européens.....	95
Figure IV-3. Répartition de la consommation électrique par poste en fonction de la température extérieure pour les climats de Strasbourg (A), Paris (B), Marseille (C), Birmingham (D).....	97
Figure IV-4. COP de chauffe en fonction du taux de charge initial et de la température de l'air....	98
Figure IV-5. COP « ballon » (A-C) et temps de chauffe (B-D) pour deux taux de charge du ballon de 60 % (A-B) et 20 % (C-D)	99
Figure IV-6. Evolution du COP en fonction du temps de chauffe à gauche, et répartition finale des énergies produites à droite pour un taux de charge de 20 % et 60 % et une température d'air extérieur de – 2 °C	100
Figure IV-7. Répartition de l'énergie consommée et produite en fonction des besoins des utilisateurs pour le climat de Trappes et 6 scénarios de soutirage de natures différentes	101
Figure IV-8. Taux d'inconfort en nombre d'évènements et coût unitaire du kWh produit à gauche pour le climat de Trappes et différents profils de soutirage. Taux de valorisation ou répartition des heures pleines et heures creuses à droite (heures creuses en vert au-dessus)	102
Figure IV-9. Comparaison de l'énergie thermique produite annuellement prédite par le modèle simplifié à celle calculée à l'aide du modèle détaillé pour différents climats	105
Figure IV-10. Comparaison de l'électricité consommée annuellement prédite par le modèle simplifié avec celle calculée avec le modèle détaillé pour différents climats	106

Figure IV-11. Energie produite et consommée pour le modèle détaillé et simplifié.....	107
Figure IV-12. Taux d'inconfort, coût par kWh produit et distribution de la température de l'air extérieure de fonctionnement du CET	107
Figure IV-13. COP annuels mesurés et simulés en fonction du taux d'utilisation	108
Figure IV-14. Comparaison de la consommation électrique annuelle prédite par le modèle simplifié et des données réelles.....	108
Figure IV-15. Principe de fonctionnement d'un algorithme génétique	110
Figure IV-16. Trajectoire de pilotage optimale selon l'algorithme génétique et contraintes imposées pour un jour moyen	112
Figure IV-17. Comparaison du COP et du coût de l'énergie sur 5 jours de fonctionnement pour un pilotage de référence par hystérésis et un pilotage optimisé au pas de temps horaire	112
Figure IV-18. Performances annuelles en fonction de la conductivité thermique de l'isolant employé	113
Figure IV-19. COP annuel à gauche et pression de condensation et nb de redémarrages à droite	114
Figure IV-20. Taux d'inconfort annuel en fonction de l'efficacité du brise-jet	114
Figure IV-21. Rendement exergetique en fonction de la température de l'air et de l'eau pour le CET au cours de chauffe seules de 10 °C à 55 °C.....	116
Figure IV-22. Destruction d'exergie et rendement exergetique en fonction de la température d'eau des composants du CET pour une chauffe avec une température d'air extérieur de 7 °C.....	118
Figure IV-23. Répartition de l'exergie perdue au cours d'une période de fonctionnement de 110 h avec pertes statiques et soutirage normatif de type L	118
Figure IV-24. COP de chauffe en fonction du nombre de spires autour du condenseur et de la charge en fluide frigorigène	119
Figure IV-25. COP de chauffe moyen en fonction de la charge en fluide frigorigène pour différentes températures de l'air extérieur.....	120
Figure IV-26. Sous refroidissement moyen en fonction de la charge en fluide frigorigène pour différentes températures de l'air extérieur.....	121
Figure IV-27. COP instantané en fonction de la charge et de la température d'eau dans le ballon pour une température d'air extérieur de 5 °C	121
Figure IV-28. Charge optimale en fonction de la température dans le ballon et de la température d'air extérieur.....	122
Figure IV-29. Variation du COP de chauffe pour une surface d'échange de condenseur de 1.46 m ² et différents diamètres de tubes du condenseur.....	123
Figure IV-30. Illustration d'un condenseur à micro-canaux pour CET. Source : [68].....	123
Figure IV-31. Validation du modèle de micro-canaux et charge optimale de R134a pour un diamètre de tube de 1,2 mm et une chauffe à une température de l'air de 20 °C.....	124
Figure IV-32. Variation du COP de chauffe pour une surface d'échange de condenseur de 1,46 m ² , un diamètre des tubes condenseur de 3 mm et différents nombres de tubes par passe	125
Figure IV-33. Variation du COP de chauffe pour une surface d'échange du condenseur de 1,46 m ² , un diamètre des tubes condenseurs de 2 mm et différents nombres de tubes par passe.....	125
Figure IV-34. Variation du COP de chauffe pour une surface d'échange du condenseur de 1,46 m ² , un diamètre des tubes condenseurs de 1,2 mm et différents nombres de tubes par passe	126
Figure IV-35. Etude paramétrique du COP de chauffe en fonction de la conductance thermique équivalente de la paroi du condenseur et du ballon (gauche) et du coefficient d'échange entre la paroi du ballon et l'eau (droite).....	127
Figure IV-36. Evolution du COP de chauffe en fonction du nombre de rang de l'évaporateur pour une chauffe à 7 °C d'air extérieur et une vitesse de ventilateur fixe.....	127

Figure IV-37. Evolution du COP de chauffe en fonction du nombre de rangs et du nombre de tubes par rang de l'évaporateur pour une chauffe à une température de l'air extérieur de 7 °C et une vitesse de ventilateur fixe	128
Figure IV-38. Influence du pas d'ailette sur le COP de chauffe pour différents nombres de rangs de l'évaporateur et 24 tubes par rang	129
Figure IV-39 Influence du pas d'ailette sur le COP de chauffe pour différents nombres de rangs de l'évaporateur et 18 tubes par rang	129
Figure IV-40. Influence de la profondeur d'ailette sur le COP de chauffe pour différents nombres de rangs de l'évaporateur et 24 tubes par rang	130
Figure IV-41. Influence de la nature du fluide frigorigène sur le COP de chauffe pour différentes charges de fluide	130
Figure V-1. Résultat d'optimisation sous Dymola à l'aide de la bibliothèque « optimisation »	135
Figure V-2. COP de chauffe et temps de chauffe pour des CET optimisés pour le R134a, le propane et le R1234yf par rapport au CET de référence au R134a. Température d'air de 7 °C.....	136
Figure V-3. Propriété thermiques du R134a (bleu), R1234yf (vert) et du propane (rouge), source : TILmedia [88]	137
Figure V-4. COP instantané (A) et pression de condensation (B) des CET optimisés pour le R134a, le propane et le R1234yf par rapport au CET de référence au R134a	137
Figure V-5. COP de chauffe en fonction du temps pour un CET au propane optimisé et un CET avec limite de charge à 150 g et en fonction du diamètre des collecteurs pour une charge de 150 g en propane.....	138
Figure V-6. COP instantané en fonction de la température d'eau pour différents fluides et un compresseur au propane dédié	139
Figure V-7. Températures pour un condenseur externe en fonction du taux d'occupation du condenseur pour une eau chauffée de 10 °C à 60 °C et COP en fonction de la pression de saturation pour différentes températures d'entrée au condenseur. Source : [151].....	140
Figure V-8. Variation du COP instantané en fonction de la charge pour différentes températures d'eau dans le ballon.....	140
Figure V-9. Modélisation sous Dymola avec la bibliothèque TIL d'un cycle bi-étagé avec injection et flash tank. Pilotage de la détente intermédiaire et de la vanne d'injection non montré.	141
Figure V-10. Comparaison du COP et temps de chauffe pour deux cycles bi étagés, avec sous-refroidisseur (« Subcooler » - SC) ou Flash Tank (FT) et un cycle simple pour différentes températures d'air extérieur. Gain tracé avec le cycle FT.	142
Figure V-11. Comparaison du COP et temps de chauffe entre le cycle bi-étagé avec flash tank et le cycle de référence simple pour différentes températures de consigne d'eau et pour différentes températures d'air extérieur.....	143
Figure V-12. Illustration de l'évolution des besoins journaliers d'ECS à 40 °C pour une famille de 4 personnes	144
Figure V-13. Variation saisonnière des besoins d'ECS	145
Figure V-14. Illustration de la sensibilité des besoins d'ECS journaliers avec la température d'air extérieur pour un faible besoin saisonnier	145
Figure V-15. Variation moyenne journalière des besoins d'ECS par rapport à une moyenne glissante sur 14 jours.....	146
Figure V-16. Nombre de jours sous-estimés par une moyenne glissante et une moyenne pondérée glissante sur 14 jours des besoins de soutirage	146
Figure V-17. Ecart de consommation d'ECS entre la semaine et le weekend	147
Figure V-18. COP annuel et coût de l'énergie produite sur différents scénarios de soutirage avec différentes techniques de pilotage avec ou sans vitesse variable	150

Figure V-19. Taux d'inconfort sur différents scénarios de soutirage avec différentes techniques de pilotage avec ou sans vitesse variable	151
Figure V-20. Coût de l'énergie produite sur différents scénarios de soutirage avec la technique de pilotage à base smart contrôle et vitesse variable pour deux tarifications de l'électricité en base et en heure pleine – heure creuse	151
Figure V-21. COP annuel et coût de l'énergie produite sur différents scénarios de soutirage avec un pilotage par vitesse variable et répartition de la production en jour-nuit et un pilotage par vitesse variable seulement de jour	152
Figure V-22 Taux d'inconfort sur différents scénarios de soutirage avec un pilotage par vitesse variable et répartition de la production en jour-nuit et un pilotage par vitesse variable seulement de jour	153
Figure V-23. Comparaison du COP annuel sur 28 scénarios de soutirages réels en zone H1a pour le CET de référence, le CET avec le pilotage intelligent et une surisolation de 30 % du ballon et le CET « next gen » combinant un pilotage et un design optimisé.....	155
Figure V-24. Comparaison du coût annuel de l'énergie thermique consommée sur 28 scénarios de soutirages réels en zone H1a pour le CET de référence, le CET avec le pilotage intelligent et une surisolation de 30 % du ballon et le CET « next gen » combinant un pilotage et un design optimisé	156
Figure V-25. Comparaison du confort annuel sur 28 scénarios de soutirages réels en zone H1a pour le CET de référence, le CET avec le pilotage intelligent et une surisolation de 30 % du ballon et le CET « next gen » combinant un pilotage et un design optimisé.....	156
Figure V-26. Sensibilité du COP et du taux d'inconfort au taux de réserve dans le ballon pour 28 scénarios de soutirages réels en zone H1a pour le CET « next gen » combinant un pilotage et un design optimisé	157
Figure V-27. Temps de retour sur investissement par rapport au prix marginal d'achat de différents CET par rapport à un CEJ	158
Figure 0-1. Illustration de la variation de la température dans le ballon selon la procédure d'essai EN 16147. Source: [28].....	176
Figure 0-2. Débits de soutirage selon la norme NF EN 16147. Source : [28]	177
Figure 0-3. Cycle de soutirage L selon la norme NF EN 16147. Source : [28]	177
Figure 0-4. Illustration des essais NF EN 16147 possibles	178
Figure 0-5. Calcul de la puissance électrique du ventilateur par TIL. Source : [88].....	182
Figure 0-6. Pilotage smart control avec apprentissage des besoins et vitesse variable (vue extérieure).....	184
Figure 0-7. Pilotage smart control avec apprentissage des besoins et vitesse variable (vue intérieure)	185
Figure 0-8. Modèle sous dymola de PAC simplifié avec pilotage par smart control et ballon de stockage simplifié 1D.....	185
Figure 0-9. Variation du COP de chauffe moyen avec la température d'air et la vitesse de compresseur	187
Figure 0-10. Température en haut du ballon et moyenne en face du condenseur et COP du CET pour une météo en H1a et un soutirage réel pour deux types de pilotage. Pilotage intelligent (rouge), pilotage de référence (bleu)	188
Figure 0-11. Optimisation de CET multicritère sans prise en compte détaillée de géométrie de condenseur	188
Figure 0-12. Essai réglementaire du CET sous Dymola avant optimisation du pilotage.....	189
Figure 0-13. Essai réglementaire du CET sous Dymola après optimisation du pilotage.....	189

Figure 0-14. Essai réglementaire du CET sous Dymola après optimisation du pilotage et des composants du CET selon la norme.....	190
Figure 0-15. Photos de la géométrie de l'évaporateur	191
Figure 0-16. Pose de sondes de pression et température autour du compresseur.....	191
Figure 0-17. Configuration de l'évaporateur et du ventilateur en aspiration d'air avec pose de sondes sur les circuits de l'évaporateur.....	192
Figure 0-18. Ballon et du condenseur manteau avant pose de sonde	192

Liste de tableaux

Tableau II-1. Revue bibliographique des études de modélisation du CET sur air extérieur, hypothèses, gamme de validation, incertitude et disponibilité de données.....	35
Tableau III-1. Caractéristiques générales de la PAC et du ballon	60
Tableau III-2. Données géométriques détaillées du CET	61
Tableau III-3. Liste du matériel de mesure, référence, type, gamme et précision.....	67
Tableau III-4. Conditions moyennes de fonctionnement côté R134a considérées.....	67
Tableau III-5. Coefficient obtenus par identification des fonctions de rendement avec les données du constructeur	68
Tableau III-6. Conditions expérimentales pour l'identification au cours de période de chauffe.....	71
Tableau III-7. Coefficients initiaux et identifiés du modèle de CET.....	72
Tableau III-8. Conditions expérimentales pour l'identification au cours de périodes de soutirage	73
Tableau III-9. Résumé des conditions expérimentales	75
Tableau III-10. Conditions expérimentales de l'essai de givrage.....	79
Tableau III-11. Conditions expérimentales pour la validation au cours d'un essai normatif.....	85
Tableau III-12. Analyse d'erreur entre le modèle et les données expérimentales sur un essai EN 16147	87
Tableau IV-1. Caractéristiques générales des météo étudiées.....	93
Tableau IV-2. Caractéristiques générales des scénarios de soutirage.....	94
Tableau IV-3. Coefficient obtenus par identification des coefficients des expressions des puissances avec des données issues de simulation du modèle détaillé.....	103
Tableau IV-4. Caractéristiques des systèmes étudiés	108
Tableau IV-5. Caractéristiques géométriques du condenseur micro-canaux de Peng et al. [68]	123
Tableau V-1. Configurations optimales prédite par l'algorithme génétique.....	136
Tableau V-2. Caractéristiques des soutirages choisis pour l'analyse.....	148
Tableau V-3. Coefficient d'identification du modèle simplifié à partir du modèle détaillé du CET optimisé	154
Tableau V-4. Caractéristiques et paramétrage des systèmes étudiés	154
Tableau O-1. Coefficient obtenus pour la modélisation du compresseur propane du constructeur	181
Tableau O-2. Caractéristiques des profils de soutirage employés dans l'étude du chapitre 5....	193

Nomenclature

a, b	Constantes de corrélation	(-)
A, S	Surface	(m ²)
c_v, c_p	Chaleur spécifique par unite de volume ou de masse	(J.K ⁻¹ .m ⁻³) - (J.K ⁻¹ .kg ⁻¹)
d	Epaisseur	(m)
D, D_h	Diametre, Diamètre hydraulique	(m)
ex	Exergie spécifique	(J.kg ⁻¹)
Ex	Exergie	(J)
\dot{Ex}	Flux d'exergie	(W)
f	Fonction objectif ou facteur de frottement	(-)
F, S	Facteur de Reynolds et de surpression	(-)
g	Gravité	(m.s ⁻²)
h	Enthalpie spécifique, coefficient de transfert convectif	(J.kg ⁻¹) - (W. m ⁻² .K ⁻¹)
H	Hauteur	(m)
j_N	Facteur de Colburn	(-)
L_c	Longueur caractéristique	(m)
m, \dot{m}	Masse, Debit massique	(kg.s ⁻¹)
n	Fréquence, nombre	(s ⁻¹) - (-)
$OnOff$	Etat boolean d'allumage	(-)
p	Périmètre	(m)
P, P_{red}	Pression, Pression réduite par rapport à la pression critique	(Pa) - (-)
P_{ES}	Puissance absorbée en régime stabilisé	(W)
\dot{Q}	Flux de chaleur	(W)
r	Ratio, rayon	(-)
s	Entropie spécifique	(J.K ⁻¹ .kg ⁻¹)
t	Temps	(s)
T, T_∞	Température, Température éloignée	(K)
U	Coefficient de transfert de chaleur surfacique global	(W. m ⁻² .K ⁻¹)
v	Vitesse	(m.s ⁻¹)
V, V_{40}	Volume, Volume d'eau à 40 °C	(m ³) - (l)
\dot{V}	Débit volumique	(m ³ .s ⁻¹)
\dot{W}	Puissance	(W)
x, y	Titre de vapeur ou Axe horizontal et vertical	(-)
Pr, Ra, Re, Nu	Nombre de Prandtl, Rayleigh, Reynolds et Nusselts numbers	(-)
α	Diffusivité thermique	(m ² .s ⁻¹)
β	Coefficient de dilatation thermique isobare	(K ⁻¹)
$\gamma, \Delta P_{lim}$	Coefficients d'identification du détendeur	(m ² .Pa ⁻¹)
η	Rendement	(-)
λ	Conductivité thermique	(W. m ⁻¹ .K ⁻¹)
ζ	Facteur de frottement linéique	(-)
τ	Constante de Temps physique	(s)
ν, μ	Viscosité cinématique, Viscosité dynamique	(m ² .s ⁻¹) - (Pa.s)
ρ	Densité	(kg. m ⁻³)

Acronymes

<i>ASHPWH, HPWH</i>	Air Source Heat Pump Water Heater, Heat Pump Water Heater
<i>BP</i>	Basse Pression
<i>BST</i>	Ballon de Stockage Thermique
<i>COP</i>	Coefficient de Performance
<i>CET</i>	Chauffe-Eau Thermodynamique
<i>CESI</i>	Chauffe-Eau Solaire Individuel
<i>CEJ</i>	Chauffe-Eau Joule
<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics
<i>ECS</i>	Eau Chaude Sanitaire
<i>ENR, EnR</i>	Energie Renouvelable
<i>EEV</i>	Electronic Expansion Valve
<i>FT, SC</i>	Flash Tank, Sub Cooler ou Smart-Control

GES	Gaz à effet de serre
GWP	Global Warming Potential
HC	Heure Creuse
HP	Haute Pression ou Heure pleine
HFO	Hydrofluoroléfine
HFC	Hydrofluorocarbure
HT	Hors Taxes
next-gen	Next Génération – Nouvelle génération
PID	Proportionnel Intégral Dérivation
RT	Réglementation thermique
RAGE	Règles de l'Art Grenelle de l'Environnement
Tc	Taux de charge
TXV	Thermostatic Expansion Valve
TST	Thermal Storage Tank

Indices

<i>b</i>	Ballon
<i>bl, cl</i>	Couche limite
<i>bu</i>	Bulbe du détendeur TXV
<i>c, cond</i>	Condenser or condensing temperature
<i>comp</i>	Compresseur
<i>conv</i>	Convectif
<i>cp</i>	Changement de phase
<i>d</i>	Détruite
<i>dét</i>	Détendeur
<i>e, evap</i>	Evaporator or evaporating temperature
<i>eff</i>	Efficace ou effective
<i>el, elec</i>	Electric
<i>ex</i>	Exergétique
<i>g</i>	Global
<i>i, j</i>	Indices numériques
<i>inj</i>	Injection
<i>l</i>	Liquide
<i>in, out</i>	Entrée, sortie pour l'anglais "Inlet, Outlet"
<i>inv</i>	Inverter
<i>inst, int</i>	Instantané, Intégral
<i>is</i>	Isentropique
<i>lim</i>	Limite
<i>mot</i>	Moteur
<i>mix</i>	Mélange pour mixing en anglais
<i>min</i>	Minimum
<i>en, ec</i>	Evaporation nucléée, evaporation convective
<i>p</i>	Paroi
<i>réel, theor</i>	Valeur réelle, Valeur théorique
<i>ref</i>	Référence
<i>sat</i>	Saturation
<i>set</i>	Consigne, pour l'anglais "Setpoint"
<i>system</i>	Over the total system boundary
<i>th</i>	Thermique
<i>tot</i>	Total
<i>v</i>	Volumétrique
<i>vent</i>	Ventilateur

Introduction générale

L'énergie est une grandeur physique à laquelle on associe de nombreuses vertus. Présente sous différentes formes (e.g. chimique, électrique, thermique), elle est devenue au fil du temps, une commodité qui permet de répondre aux besoins de la société en matière de développement et de confort. Historiquement, les pays du monde ont connu une forte dépendance aux énergies d'origine fossile, une énergie avec un très haut contenu en CO₂. Les différentes crises pétrolières (1979, 2008) et le lien direct établi entre les émissions de CO₂ avec le réchauffement climatique ont contraint notre société à repenser sa manière de produire et de consommer de l'énergie.

Produire ou consommer de manière plus efficace l'énergie constitue une solution prometteuse qui permet de répondre aux enjeux de notre société en matière de lutte contre le dérèglement climatique en réduisant notre dépendance aux ressources fossiles, garantissant la sécurité de l'approvisionnement énergétique et augmentant la compétitivité économique.

Au niveau européen, cette transition énergétique s'accompagne d'ambitions réglementaires avec le paquet « 2020 » (récemment reconduit à 2030 avec différents objectifs) qui a pour ambition, par rapport à une référence établie en 1990, 20 % de réduction des gaz à effets de serre, l'augmentation de la part d'énergie renouvelable à 20 % de l'énergie finale et une augmentation de 20 % de l'efficacité énergétique. Ce paquet « Energie Climat » se décline aux différentes échelles nationales en fonction des contraintes particulières (e.g. disponibilité de ressources en énergies renouvelables, potentiel d'amélioration de l'efficacité énergétique, situation économique du pays).

En France, la consommation d'énergie finale est répartie sur trois secteurs clefs de l'économie : les transports, l'industrie et les bâtiments résidentiels et tertiaires. Les bâtiments sont à eux-mêmes responsables de 45 % de la consommation en énergie finale [1]. Dans cette consommation énergétique totale, le poste de chauffage et d'eau chaude sanitaire (ECS) représentent respectivement 67 % et 11 % de cette consommation. Le besoin de chauffage peut être réduit en diminuant le besoin thermique du bâtiment par une isolation plus importante ou par une augmentation de l'efficacité des systèmes de production d'énergie. Dans ce contexte de réduction progressive du besoin de chauffage, la part du besoin d'ECS n'a cessé d'augmenter ces dernières années et est vouée à devenir de plus en plus importante dans les années à venir. Or ce besoin d'ECS est quant à lui directement dépendant de la composition d'un bâtiment et du comportement des usagers, ce qui limite le champ d'action sur ce poste de consommation à l'augmentation de l'efficacité énergétique des moyens de production répondant à ces besoins.

Le Chauffe-Eau Thermodynamique (CET) est un moyen de production d'eau chaude répondant à cet objectif de performance énergétique. En effet, par l'intermédiaire d'une pompe à chaleur (PAC) et son efficacité théorique élevée, il permet de réduire la consommation électrique par rapport à un chauffe-eau plus classique avec une résistance chauffante. Or, de nombreuses études sur les performances énergétiques de ces systèmes ont permis de mettre en évidence un potentiel d'amélioration non négligeable. La thèse a donc comme principal objectif le développement d'un outil d'évaluation des performances des CET afin de déterminer les gisements d'amélioration de l'efficacité énergétique disponibles en vue de l'optimisation des performances énergétiques des CET.

Cet objectif est atteint tout d'abord, en évaluant les différentes typologies de CET et les orientations actuelles du marché. Ensuite un modèle dynamique détaillé, visant à la compréhension exhaustive des phénomènes physiques intervenants sur différentes échelles temporelles et avec différentes

conditions limites, est élaboré sur le CET le plus courant du marché. Une validation sur une large gamme de données expérimentales est ensuite entreprise afin d'établir le champ de validité du modèle. Une étude paramétrique permet enfin de déterminer les paramètres influents sur les performances du système. Dans un dernier temps, des calculs d'optimisation énergétique sont réalisés afin de développer un CET optimisé répondant à un objectif multiple de réduction de coût, de respect du confort et d'amélioration de la performance énergétique annuelle en conditions réelles.

Structure du rapport

Afin de présenter ces travaux, ce rapport est articulé autour de 5 chapitres.

Le chapitre 1 traite du principe de fonctionnement du CET et recense les différentes typologies existantes ainsi que leurs avantages et inconvénients. La thèse s'inscrivant dans une démarche industrielle, l'état actuel du marché du CET est analysé et un bilan est réalisé sur les performances énergétiques. Les orientations que prennent les industriels en matière d'innovation sont recensées à l'aide d'une étude des brevets déposés. Cette première partie permet d'ajuster le positionnement de la thèse et de définir de manière plus fine les objectifs.

Le chapitre 2 traite de la modélisation du CET identifié dans le chapitre 1 comme étant la typologie la plus courante sur le marché. Tout d'abord un cahier des charges de modélisation est élaboré permettant de cerner au mieux les objectifs de l'outil permettant de répondre aux objectifs globaux de la thèse. La modélisation est séparée en trois objets distincts, la PAC, le ballon de stockage thermique et le pilotage assurant la gestion de la production de chaleur.

Le chapitre 3 consiste en une validation exhaustive du modèle développé lors du chapitre 2, en faisant varier les conditions limites de fonctionnement du système et les composants constitutifs du système. Le modèle permet de répondre à des demandes de modélisation détaillées sur différentes échelles temporelles.

Le chapitre 4 consiste, à l'aide de l'outil de modélisation développé, en une étude des performances du CET à différentes échelles temporelles, de la performance sur une journée type de fonctionnement aux performances annuelles. Un modèle simplifié est élaboré à partir du modèle détaillé permettant de répondre à des études prospectives globales et réaliser des études sur le pilotage optimisé du CET. Une étude paramétrique est ensuite réalisée afin de mieux comprendre les phénomènes physiques impactant les performances énergétiques du CET ainsi que leur sensibilité.

Le chapitre 5 aborde l'optimisation du CET par des algorithmes mathématiques sur les deux thématiques identifiées dans le chapitre 4 : le pilotage et les performances thermodynamiques du CET. En termes d'amélioration des performances du cycle thermodynamique, une étude est réalisée sur le dimensionnement optimal des composants constitutifs de la PAC. En termes de pilotage, une étude est réalisée sur le pilotage optimal d'un CET en fonction des besoins en ECS et des conditions climatiques. Un pilotage simplifié est proposé, adapté à la configuration optimisée du CET développée. La combinaison du pilotage et du CET optimisé permet de répondre à l'objectif principal de la thèse consistant en un CET à moindre coût, assurant le confort avec une performance énergétique et économique optimisée.

Chapitre I : Contexte et Etat de l'Art des Chauffe-Eau Thermodynamiques

Ce premier chapitre vise à édifier le contexte de la thèse et établir les objectifs de recherche. Dans une première partie, les enjeux français d'efficacité énergétique liés à l'eau chaude sanitaire et la pertinence du chauffe-eau thermodynamique (CET) pour y répondre sont présentés. Ensuite, une étude de marché des chauffe-eau thermodynamiques est réalisée. Elle permet de définir un système de référence pour le marché français. Un état de l'art est dressé sur les études de performances énergétiques de ce type de système et des pompes à chaleur aérothermiques de manière plus générale. Cet état de l'art permet de mettre en évidence dans la littérature un foisonnement important de méthodes d'évaluation: les facteurs influents sur la performance des CET sont multiples et jamais évalués d'une manière exhaustive. Ceci ne permet donc pas de mettre en évidence l'importance de tous les facteurs par rapport à une référence commune. Face à ce constat apparait la nécessité de réaliser une évaluation précise du comportement physique du système de référence. Dans ce sens la modélisation numérique apparait comme un outil adéquat.

I - 1. L'Eau Chaude Sanitaire en France

I - 1. 1. L'Eau Chaude Sanitaire, au cœur de l'enjeu sur l'efficacité énergétique

Dans le monde, l'efficacité énergétique est devenue un enjeu de premier ordre avec la prise de conscience progressive des conséquences néfastes liées à l'utilisation en masse d'énergie fossile sur le dérèglement climatique. En effet, le secteur énergétique est directement et indirectement responsable de la majorité des émissions de gaz à effet de serre, soit environ deux tiers de la part total d'origine anthropogène [2]. Dans cette part d'émissions de GES d'origine énergétique, le CO₂ est un des majeurs contributeurs, principalement dû à la combustion de charbon qui est responsable actuellement de 44 % des émissions totales de GES dans le monde [2].

Si on considère l'efficacité énergétique comme un moyen de consommer moins d'énergie tout en conservant le même niveau de service, alors on comprend rapidement qu'elle est un élément essentiel dans la décarbonation du secteur énergétique [3]. En effet, elle est souvent considérée comme l'un des deux piliers essentiels, avec la croissance de la part d'énergie d'origine renouvelable dans le cadre de la transition énergétique et durable [4].

Au niveau économique, la consommation énergétique est souvent sectorisée sur les trois pôles les plus énergivores : les transports, l'industrie et le résidentiel/tertiaire. En France, chacun sont respectivement responsable de 33 %, 19 % et 45 % de la consommation d'énergie finale en 2014 [1], le reste étant dû essentiellement à l'agriculture (**Figure I-1**).

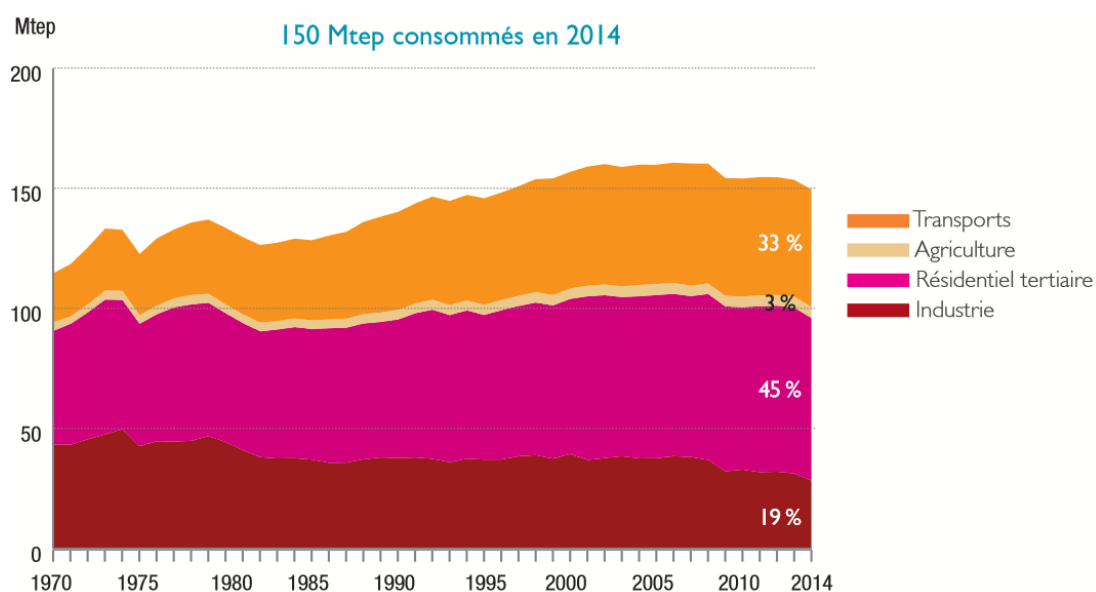


Figure I-1. Evolution des besoins en énergie finale par secteur en France. Source : ADEME [1]

Au niveau Européen, un ensemble de Directives (« paquet Energie Climat 2020 ») sur le climat et l'énergie ambitionne à l'horizon 2020 de réduire la consommation énergétique de 20 %, augmenter la part d'énergie renouvelable dans la consommation d'énergie finale de 20 % et réduire les émissions de gaz à effet de serre de 20 %, le tout par rapport à 1990. Dans ce cadre, la France a établi sa propre feuille de route et a inscrit dans les lois Grenelle 1 et 2 l'objectif de 23 % d'énergies renouvelables dans la consommation d'énergie finale. Enfin, en juillet 2015, la loi pour la Transition Energétique et la Croissance Verte porte à 32 % à l'horizon 2030 l'objectif de part d'énergies renouvelables dans la consommation d'énergie finale.

Les bâtiments résidentiels et tertiaires, responsables de la plus grande part des consommations énergétiques finales, constituent donc un levier non négligeable en matière d'efficacité énergétique. Dans cette part, les bâtiments résidentiels sont à eux seuls responsables de 26 % des consommations en énergie finale et représentent 20 % des émissions de GES [1].

Cette consommation élevée, est dominée en 2012 par les besoins en chauffage, suivi des besoins en électricité spécifique et l'Eau Chaude Sanitaire (ECS) qui représentent respectivement 67 %, 16 % et 10 % de la consommation totale de l'énergie des bâtiments [1]. La grande part d'énergie d'origine thermique (chauffage+ECS) dans les besoins des bâtiments a motivé l'apparition de la première réglementation thermique (RT) pour la construction neuve en 1974. Depuis, les besoins thermiques des bâtiments ont augmenté jusqu'au début des années 2000 pour enfin commencer à diminuer progressivement (**Figure I-2**).

Selon l'ADEME [1], ceci est attribuable principalement aux efforts réalisés en termes d'isolation et d'intégration d'équipements de chauffage et d'ECS plus performants. Ceux-ci sont directement encouragés par des réglementations (RT) sur les constructions neuves de plus en plus strictes passant d'un seuil de consommation en énergie primaire à respecter de 190 kWh/m²/an en 2000 à 50 kWh/m²/an avec la dernière réglementation RT 2012.

Même si l'effet induit par la réglementation reste modéré en raison du faible taux de renouvellement du parc de bâtiments (environ 1 %/an [5]), on assiste actuellement à une modification de la répartition de la consommation par usage (**Figure I-2**) : la part décroissante du besoin de chauffage cause une augmentation de la part relative en ECS, passant de 7,5 % des besoins thermiques en 1973 à 13,5 % en 2013. En absolu, la consommation énergétique liée à l'ECS ne varie que très peu depuis le début des années 1990 (**Figure I-2**).

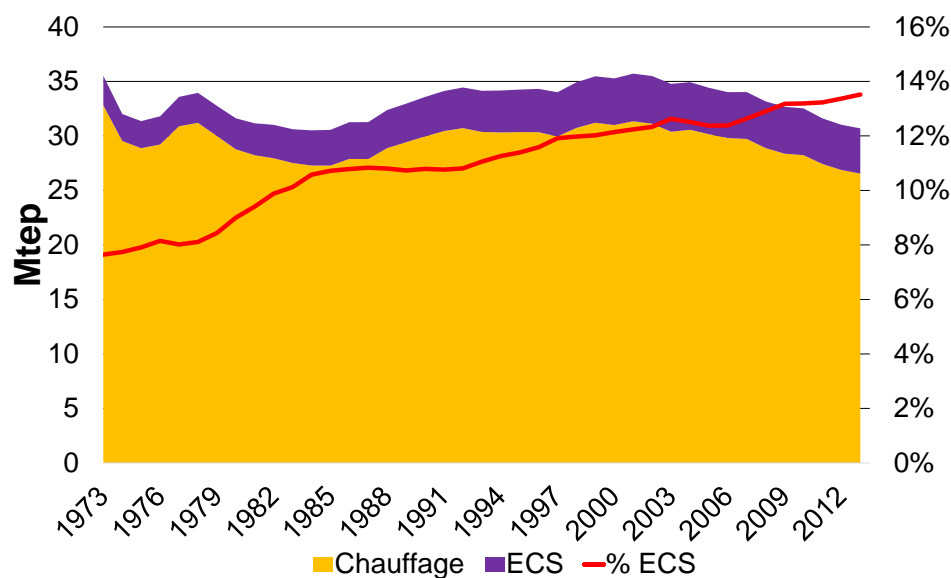


Figure I-2. Evolution des besoins thermiques dans les bâtiments résidentiels. Source: CEREN 2014 [6]

A l'horizon 2050, avec un scénario de rénovation énergétique important et avec la pénétration des technologies actuelles soutenues par la réglementation, Vorsatz et al. [7] montrent les besoins ECS jouent un rôle clef dans la réduction des consommations des bâtiments à l'échelle mondiale. Dans ce scénario, la consommation des bâtiments pourrait se voir réduire de 30 % par rapport à 2005 attribuable à une diminution de l'énergie ECS de 29 % et une réduction de chauffage de 34 %. Or, dans le cas contraire, si on maintient le cap actuel, la consommation énergétique globale mondiale

des bâtiments est vouée à augmenter soutenue par l'accroissement de la population mondiale, de la taille des logements, du taux de présence et du besoin en électricité [8] [7] [9].

I - 1. 2. Les besoins d'Eau Chaude Sanitaire en France

Les besoins thermiques en ECS, et les consommations énergétiques qu'ils engendrent, vont donc jouer un rôle clef dans les années à venir. Or ces besoins ont la particularité d'être très dépendants du comportement des usagers. En moyenne en France, les besoins en ECS s'élèvent à 56 l d'eau à 40 °C par jour et par personne. Ils présentent une forte variabilité d'un foyer à un autre en fonction du nombre d'occupant(s), de leur comportement et du taux d'occupation [10]. Cette variabilité existe aussi au sein d'un même foyer avec à la fois une variabilité hebdomadaire et plus faiblement une variabilité saisonnière [11].

En termes de variabilité hebdomadaire, le rapport établi dans le cadre du Pacte ECS de l'ADEME suivant 94 ménages montre que les besoins peuvent être très variables, atteignant jusqu'à sept fois la valeur moyenne annuelle pour un même ménage (Figure I-3). Cependant 95 % de l'ensemble des logements testés ne dépassent pas 3,7 fois leur valeur moyenne et ce 95 % du temps.

En ce qui concerne la saisonnalité, les besoins mensuels en ECS sont généralement plus faibles en été mais restent sinon relativement stables tout le reste de l'année [11] [10].

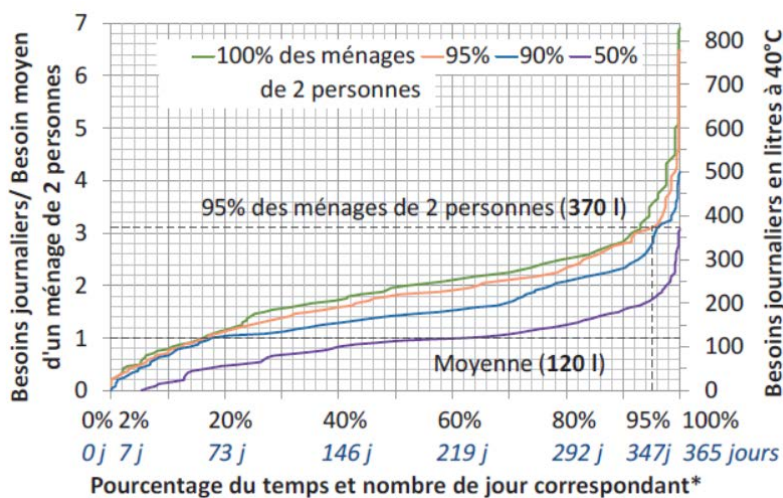


Figure I-3. Variations des besoins journaliers à 40 °C observées pour 72 appartements T3 du parc social et 24 ménages de 2 personnes. Source : ADEME [10]

Ces besoins thermiques n'ont que très peu évolué dans les 20 dernières années. C'est pourquoi l'efficacité énergétique des systèmes de production représente un levier majeur dans la réduction des consommations énergétiques liées à l'ECS.

I - 1. 3. Différents moyens de productions d'ECS dans le parc Français

Les différentes énergies utilisées pour l'ECS sont principalement le gaz et l'électricité qui représentent respectivement 38 % et 46 % des énergies de production d'ECS du parc des résidences principales en France [1]. Coté gaz, les chaudières double service, assurant à la fois le chauffage et la production d'ECS, sont prépondérantes avec 12,55 Millions d'unités installées en 2014 alors que pour l'électricité c'est le chauffe-eau électrique qui est majoritaire dans le parc avec 15,6 Millions d'unités, soit respectivement 34 % et 46 % du parc [12].

Or, ces technologies ne sont pas les plus efficaces en termes de performance énergétique et d'intégration d'énergie renouvelable. D'autres systèmes, tels que le chauffe-eau thermodynamique (CET) et le chauffe-eau solaire individuel (CESI), permettent des performances énergétiques et/ou des taux d'intégration d'énergies renouvelables plus significatifs [11] [13].

Ainsi le CET, système individuel de production d'ECS utilisant une pompe à chaleur (PAC), permet d'obtenir un rendement annuel en énergie primaire de l'ordre de 100 %, 250 % en énergie finale¹, et un taux d'EnR de 30 à 35 % de l'énergie primaire consommée (60 % de l'énergie finale). A titre de comparaison, une chaudière double servie haute performance a une efficacité énergétique de 90 %, en énergie primaire comme en énergie finale, sans aucune énergie renouvelable. De même, un chauffe-eau électrique a une efficacité énergétique de 30 % en énergie primaire, 75 % en énergie finale, et n'intègre aucune énergie renouvelable.

¹ En considérant un coefficient de conversion de l'électricité en énergie primaire (2,5, valeur retenue au niveau européen, et 2,58 en France).

I - 2. Le Chauffe-Eau Thermodynamique

I - 2. 1. Principe de fonctionnement d'une Pompe à chaleur (PAC)

Comme évoqué précédemment, le CET est basé sur une pompe à chaleur. La fonction première d'une PAC est le transfert de chaleur d'un milieu (source froide) à basse température, T_{froid} , vers un milieu à plus haute température, T_{chaud} , comme par exemple de l'air extérieur vers l'air à l'intérieur d'une maison ou l'eau chaude d'un ballon. Les PAC peuvent utiliser plusieurs sources froides telles que l'air, l'eau ou le sol. Dans cette thèse, nous nous concentrons essentiellement sur les PAC utilisant l'air, ou aérothermiques, du fait de leur maturité technologique ainsi que leur compétitivité par rapport aux deux autres solutions qui nécessitent des forages coûteux.

Une PAC utilise un cycle à compression de vapeur. Ce cycle utilise quatre organes constitutifs : un évaporateur, un compresseur, un condenseur et un détendeur. Ces éléments sont connectés en circuit fermé contenant un fluide frigorigène. Le compresseur permet de mettre en circulation le fluide frigorigène et consomme de l'énergie mécanique, extérieure au système. Cette action crée une différence de pression et de température du fluide frigorigène en circulation, entre les deux milieux.

Afin de comprendre comment le transfert de chaleur s'opère dans une pompe à chaleur, deux variables d'état conjuguées peuvent être utilisées, comme la pression et la température du fluide ou la pression et l'enthalpie, quantifiant l'énergie interne et l'énergie d'expansion/compression du fluide. A pression constante, la variation d'enthalpie du fluide permet de quantifier son échange de chaleur. Sur la Figure 4, un diagramme d'état, diagramme enthalpique, illustre les différents échanges d'énergie aux différents niveaux de pression avec l'état du fluide en circulation.

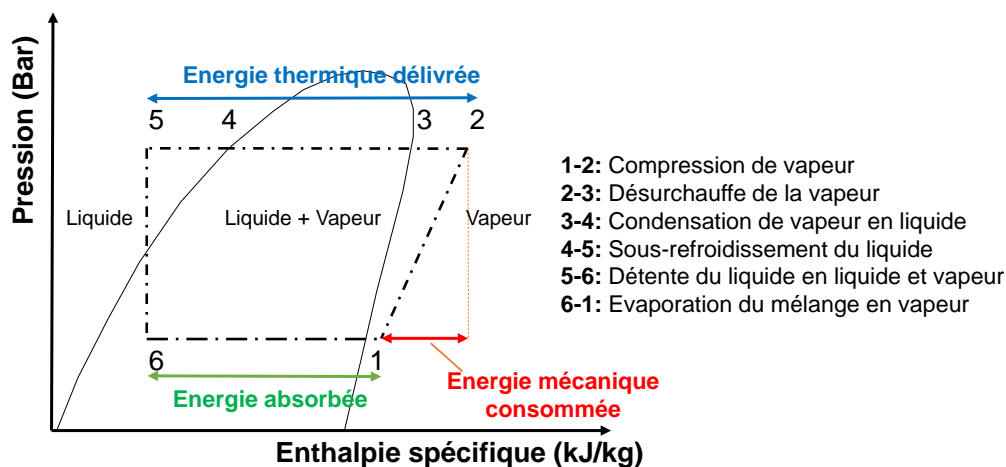


Figure I-4. Fonctionnement d'une PAC dans un diagramme de Mollier

Le fluide frigorigène entre à l'état de vapeur légèrement surchauffée dans le compresseur à basse pression (état 1). Le compresseur apporte de l'énergie mécanique au fluide, ce qui se traduit par une élévation de la pression et de l'enthalpie du fluide qui sort à l'état de vapeur surchauffée du compresseur (étape 1-2). Le fluide entre ensuite dans le condenseur qui délivre l'énergie contenue dans le fluide au milieu environnant à plus basse température par transfert thermique (étape 3-4). Le fluide perdant peu à peu de son énergie change progressivement de phase jusqu'à atteindre la phase liquide en sortie de condenseur. Le fluide entre ensuite dans un détendeur, qui permet d'abaisser brutalement la pression et la température du fluide à un niveau inférieur à la température du milieu environnant (étape 4-5). Cette transformation induit une vaporisation

partielle du fluide frigorigène. Le fluide frigorigène entre alors dans l'évaporateur où à plus basse température que le milieu environnant, il absorbe de l'énergie thermique ce qui cause l'évaporation du liquide. Enfin, le fluide sort à l'état de vapeur surchauffée à basse pression de l'évaporateur et entre dans le compresseur (retour à l'étape 1).

Si on réalise le bilan d'énergie sur le système, d'après la figure 4, nous obtenons:

$$\begin{aligned} & \text{énergie thermique délivrée} \\ & = \text{énergie thermique absorbée} + \text{énergie mécanique consommée} \end{aligned} \quad (1)$$

Les PAC ont des performances variables qui sont calculables par leur Coefficient de Performance (COP) qui correspond au rapport entre ce qui est produit et ce qui est consommé. L'énergie prélevée à la source froide étant gratuite, ce rapport se traduit selon l'équation 2 :

$$COP = \frac{\text{énergie thermique délivrée}}{\text{énergie mécanique consommée}} \quad (2)$$

En combinant les équations (1) et (2), $COP \geq 1$.

Si toutes les irréversibilités, ainsi que les pertes de chaleur sont négligées alors, selon Carnot, on obtient le COP théorique idéal:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{chaud}}{T_{chaud} - T_{froid}} \quad (3)$$

Ceci permet de comprendre que l'écart de température entre la source froide et le milieu chaud est le facteur prépondérant dans les performances des pompes à chaleur. Cette définition met également en évidence le fait qu'un COP n'est valable que pour un couple de températures donné.

Enfin, comme les transformations réelles ne sont pas réversibles et que les pertes de chaleur ne sont pas toujours nulles, les performances réelles seront toujours inférieures aux performances idéales, soit :

$$COP < COP_{Carnot} \quad (4)$$

Généralement, avec un cycle thermodynamique simple il est possible d'atteindre des COP réels correspondants à 30 à 35 % du COP de Carnot. Par optimisation du cycle thermodynamique ou changement de fluide, il est possible d'atteindre des COP correspondant à 40 à 50 % du COP de Carnot [14].

I - 2. 2. Description du Chauffe-Eau Thermodynamique

Le CET est un système individuel de production d'ECS qui utilise une PAC comme moyen de production de chaleur pour élever la température de l'eau. Le plus souvent une pompe à chaleur de faible puissance thermique est associée à un ballon de stockage thermique (BST) (**Figure I-5**) permettant de déphaser la production de la consommation. Les technologies à eau chaude instantanée nécessitent des PAC de forte puissance et sont quasi-inexistantes du fait de leur prix trop élevé.

Le CET n'est pas une invention nouvelle et la recherche a commencé sur ces systèmes dans les années 1950 [15] [16], mais comme le contexte n'y était pas favorable et qu'il manquait d'infrastructures, il n'a jusque-là pas trouvé de marché [17]. En Europe, ce n'est que depuis les années 1990 et le protocole de Kyoto que le CET a regagné en popularité dans la littérature scientifique. En 1990, Gustav Lorentzen a étudié le CO₂ comme fluide frigorigène dans la climatisation automobile et déposé un premier brevet [18]. La popularité de ce fluide frigorigène touche alors rapidement le CET avec Neksa et al. [19] du SINTEF qui développent un premier prototype d'un CET de grosse puissance au CO₂ en 1998 [19]. Ils annoncent que ces types de systèmes peuvent atteindre des meilleures performances du fait de la bonne compatibilité thermique avec l'eau [20]. En parallèle du SINTEF, le CRIEPI au Japon démarre des études en 1995 sur le sujet qui trouvent un écho très rapide avec le premier CET au CO₂ produit en masse en 2001 par DENSO CORP [21].

Pour les CET sur vecteur d'air avec stockage il existe plusieurs configurations possibles qui varient essentiellement en fonction de la typologie de la source froide et la configuration du condenseur. En termes de source froide, il existe principalement trois configurations, soit le CET utilise l'air extérieur, l'air extrait par la ventilation de la maison ou l'air ambiant d'une pièce. En termes de condenseur, il existe aussi principalement trois solutions, soit le condenseur est de tube immergé, manteau (autour de la cuve), ou externe (déporté de la cuve avec un circulateur) (**Figure I-5**).

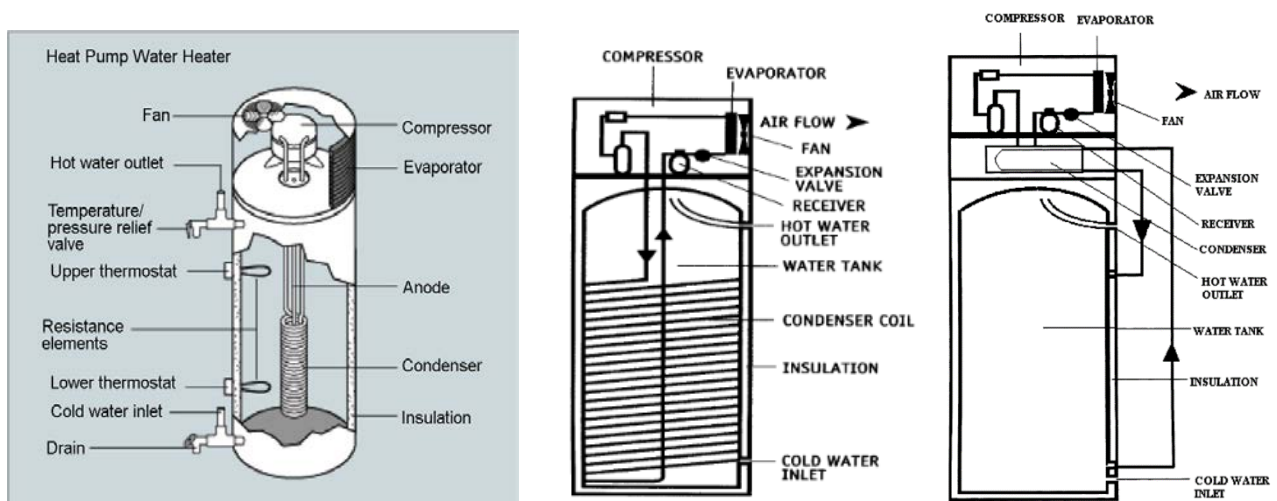


Figure I-5. Différentes configurations de CET. Sources: Hepbelasi [16] & Morrison [11]

Enfin on trouve principalement deux configurations différentes en termes d'intégration au bâti, soit des systèmes « monobloc » ou « split ». Les CET monobloc ont la particularité de posséder le groupe thermodynamique (évaporateur, compresseur et détendeur) au-dessus du ballon avec une gaine reliant à la source froide (**Figure I-5**). Les systèmes split possèdent le groupe thermodynamique situé à l'extérieur du bâti et sont reliés au ballon par des liaisons frigorifiques.

I - 3. Le marché des CET

I - 3. 1. L'évolution du marché mondial et français

Depuis le début des années 2000, le monde a connu une réémergence de la technologie, poussée très favorablement par les différents moteurs réglementaires et incitatifs, comme aux États-Unis avec le label ENERGY STAR® [22], au Japon avec les produits Eco Cute (CET performants au CO₂) promu par les entreprises électriques [23] ou en France avec la RT 2012. Au Japon, la vente de CET depuis la première introduction en 2001 a dépassé 4 millions d'unités vendues.

En France et en Europe, le CET est en croissance continue et ses ventes annuelles approchaient 120 000 unités en 2016 au niveau européen [24], essentiellement portées par la France (**Figure I-6**). En France, depuis le début des années 2000, suivant l'instauration des premières réglementations thermiques imposant une limite de consommation en énergie primaire des bâtiments nouvellement construits, la vente de CET a connu une évolution progressive jusqu'à devenir exponentielle à partir de 2012 (**Figure I-6**) [25]. Sur la période de Janvier à Décembre 2014, d'après les chiffres publiés par PAC & Clim'Info, le marché du CET représentait 72 949 pièces vendues, soit une augmentation de 54 % par rapport à la même période l'année précédente. A partir de 2015, le marché des CET a connu un ralentissement de sa croissance. Sur la période du 1^{er} Janvier au 31 décembre 2015, Selon les données Clim-Info ce nombre total de vente s'élèverait à 76 250, soit une augmentation de 4,5 %.

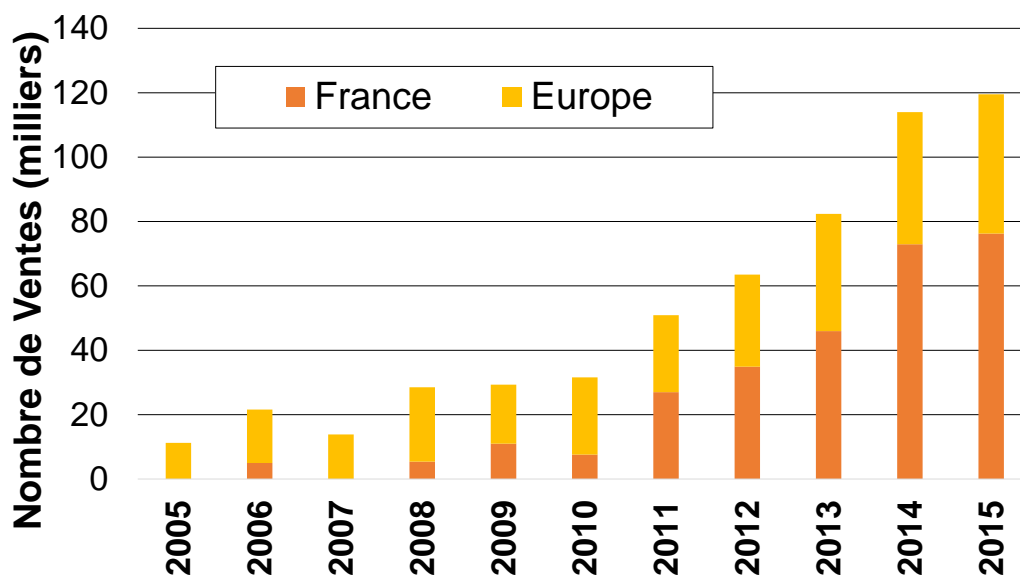


Figure I-6. Evolution des ventes de CET en France et en Europe. Source: [24] [25]

Cette évolution forte depuis 2012 s'explique principalement par la mise en application de la version 2012 de la réglementation thermique pour la construction neuve (RT2012). Outre une limite de consommation en énergie primaire, celle-ci impose un recours à une part d'énergie renouvelable pour les bâtiments individuels de 5 kWh/an/m². Le CET, grâce à sa partie renouvelable, représente alors un bon candidat, surtout lorsque le choix de système de chauffage est porté par un système non renouvelable, tel qu'une chaudière gaz. A partir de 2012, l'effet de la RT 2012 se fait ressentir directement par une inversion de la répartition des ventes de CET, passant de 38 % à 60 % des CET vendus dans le neuf en 2015 (**Figure I-7**). A partir de 2014, on observe une stagnation progressive du marché du CET qui a atteint son niveau de saturation dans le marché de la maison

individuelle neuve qui possède un taux de renouvellement faible de 1 %/an [5]. Le marché de la rénovation, quant à lui, évolue très peu (Figure I-7).

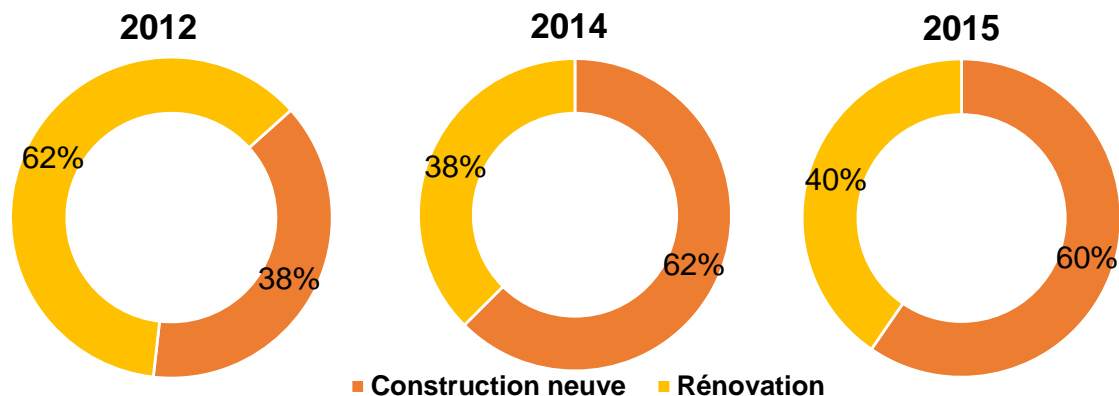


Figure I-7. Répartition des ventes de CET par type de bâtiment. Source : MSI 2016 [12]

I - 3. 2. Segmentation des produits sur le marché français

I - 3. 2. 1. Par source froide

Pour le CET aérothermique il existe principalement trois sources de chaleur : l'air ambiant, l'air extrait et l'air extérieur. En termes de répartition, les CET sur air extérieur représentent la plus grande part de marché, soit 50 % des systèmes installés en 2015 suivi des CET sur air ambiant (37 %) et des CET sur air extrait (10 %) (Figure I-8).

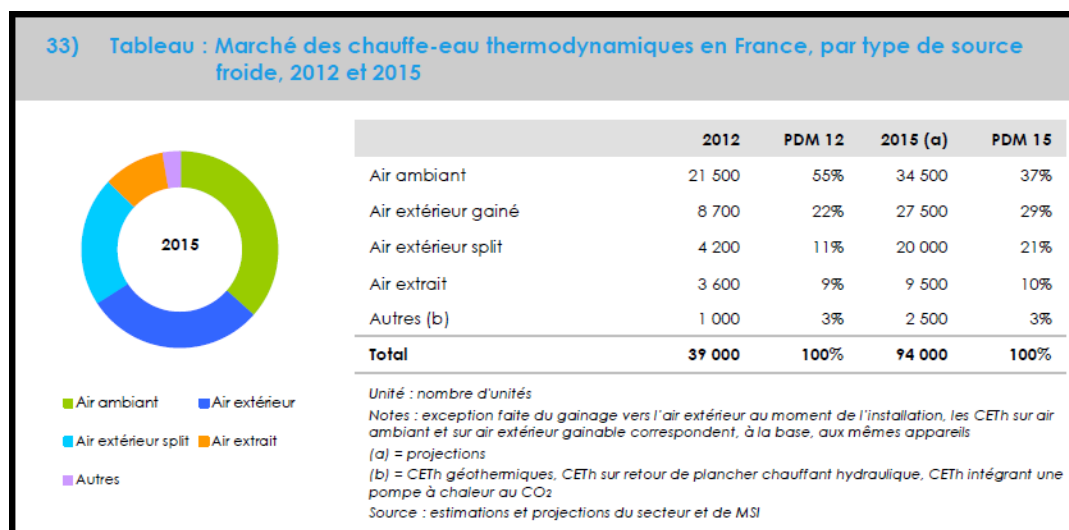


Figure I-8. Répartition des CET en fonction de la typologie de source froide. Source : MSI [12]

On peut noter qu'en 2012 la répartition des parts de marché était plutôt en faveur des CET sur air ambiant qui représentaient alors 55 % du marché. Suite à des difficultés d'intégration et des défauts de performance reportés pour ces systèmes [26], le marché s'est progressivement tourné vers l'air extérieur.

I - 3. 2. 2. Par typologie de condenseur

Les différentes technologies de condenseur ont été présentées précédemment. Parmi les produits présents sur le marché, le condenseur manteau entourant la cuve sur sa surface externe est le plus utilisé (83 % des CET sur air extérieur) suivi du condenseur externe (13 %) (Figure I-9).

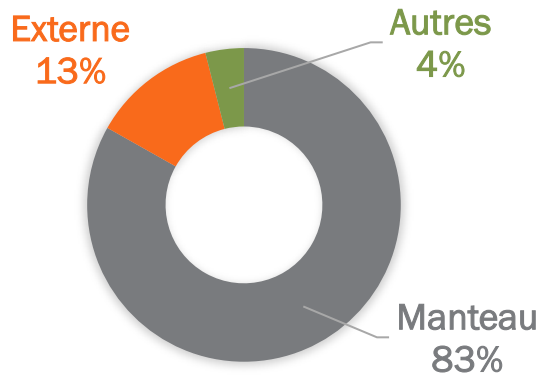


Figure I-9. Répartition des technologies de condenseur pour les CET sur air extérieur. Source : LCIE

I-3.2.3. Par fluide frigorigène

En ce qui concerne le fluide frigorigène, le R134a est actuellement le fluide le plus caractéristique des CET avec 91 % de taux d'utilisation (Figure I-10). On peut noter l'usage du CO₂ qui occupe une petite part du marché de 4 %, et l'apparition de nouveaux fluides à base d'hydrocarbures tel que le R600a (isobutane) et le R290 (propane).

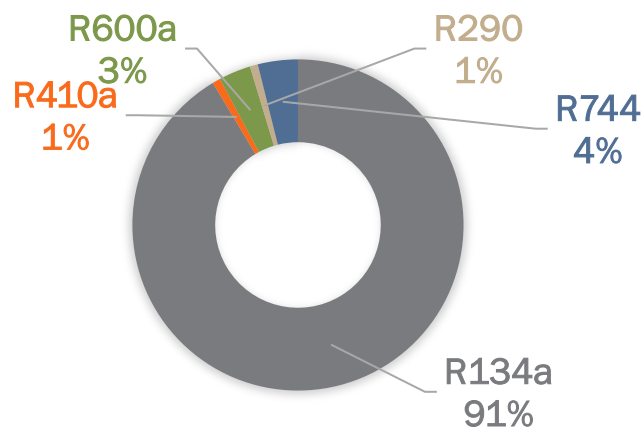


Figure I-10. Fluides frigorigènes employés dans les CET sur air extérieur. Source LCIE

Concernant le design du système, tous les systèmes observés sur le marché sont composés d'un cycle thermodynamique simple constitué des quatre principaux organes de toute PAC : compresseur, condenseur, détendeur et évaporateur et un ballon d'eau chaude généralement de 150 à 250 l.

I - 3. 3. Le coût des CET sur le marché et leur performance affichée

En termes de coût, indiqué hors taxe (HT), d'après les données disponibles sur le site Domotelec, il existe une grande disparité entre tous les systèmes présents sur le marché. La gamme s'étend de 1500 € HT pour la machine seule à plus de 6000 €, avec une majorité de systèmes ayant un coût compris entre 1500 et 3500 €. Il est aussi remarquable que pour un même prix, il existe une variété importante de systèmes avec différentes performances, selon la norme d'essais EN 16147 [27] (Annexe A - 1.), et qu'une augmentation de prix n'est pas forcément justifiée par une sensible augmentation de performance (**Figure I-11 a**). Nous distinguons ainsi des produits qui pour un COP normatif de 3,5 affiche un prix de 6000 €, principalement à base de CO₂ face à des machines à fluide frigorigène classique moins performantes à COP de 3 pour 2500 €.

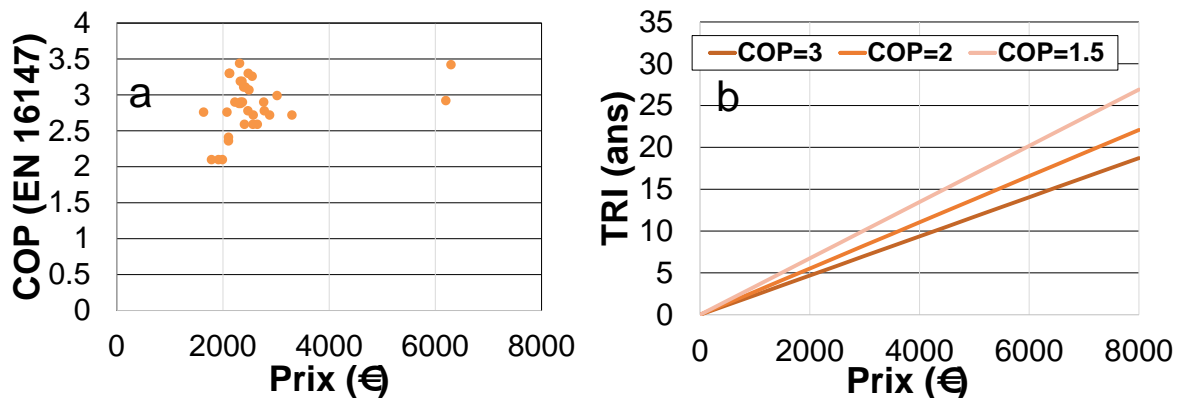


Figure I-11. Répartition des performances en fonction du coût hors taxe, TRI en fonction des performances saisonnières et du coût. Source: DOMOTELEC/LCIE

Le coût initial est un facteur essentiel en plus des performances dont la valorisation économique est très dépendante du niveau de besoin de l'utilisateur. En effet, pour des besoins européens à 2,5 MWh par an, correspondant à un foyer de 4 personnes, on peut observer des temps de retour sur investissement (TRI) par rapport à un chauffe-eau joule (**Figure I-11 b**) en fonction du coût d'investissement et des performances, cette fois-ci annuelles :

- d'environ 15 ans (**Figure I-11 b**) pour des machines à 6000 € avec un COP annuel de 3
- de 7 ans pour des CET à 3000 € avec un COP annuel de 1,5.

Ceci justifie la recherche autour de systèmes performants aux designs simples ne causant pas de sensible augmentation du coût d'investissement.

I - 4. Performances énergétiques des CET

En reprenant l'exemple japonais où le marché s'est développé de façon importante et continue à se développer, Goto et al. [24] analysent les raisons qui ont motivé les consommateurs japonais et soulignent qu'en plus des incitations réglementaires, le coût (largement réduit par les incitations) et le marketing, la promotion des performances élevées du produit a joué un rôle majeur dans la décision des consommateurs.

I - 4. 1. Spécificité de l'eau chaude et des CET par rapport à une PAC classique

Comme nous l'avons vu dans la section I - 2. , il est possible d'analyser les performances théoriques idéales de toute PAC avec le COP de Carnot. La figure 12 illustre les cas :

- d'une PAC air/eau fonctionnant en mode chauffage avec une régulation permettant d'adapter la température de l'eau délivrée dans le circuit de distribution en fonction de la température extérieure (loi d'eau)
- d'un CET qui doit lui réchauffer l'eau d'un ballon à une température élevée, supérieure à 40 °C, quelle que soit la température extérieure

La figure 12 illustre les conséquences de ces différences de fonctionnement en termes de performances.

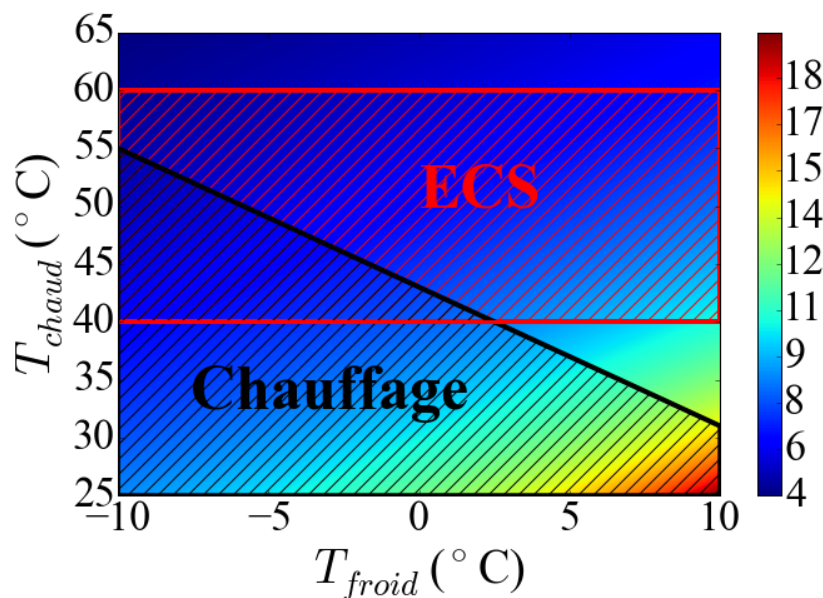


Figure I-12. COP de Carnot en modes ECS et Chauffage, adapté de : [28] & [29]

Les performances des CET subissent également des variations plus brutales que les PAC classiques, en raison de la variation de température d'eau dans le ballon induite par les soutirages et la réinjection d'eau froide consécutive, ce qui induit des complications de stabilisation du pilotage [30]. Comme nous l'avons vu précédemment, ces soutirages peuvent être assez aléatoires, ce qui cause le redémarrage du CET à différents moments dans la journée. Les performances d'un CET sur air extérieur subissent donc à la fois une variabilité induite par la température de l'air extérieur et celle induite par sa température d'eau. Ce double phénomène n'est d'ailleurs pas sans poser de problèmes pour la standardisation des performances [31] [32].

I - 4. 2. Les indicateurs de Performance du CET

Le COP des CET est calculé de manière très variable dans la littérature. Nous retenons principalement quatre indicateurs de performance, soit le COP instantané, le COP de chauffe, le COP normatif et le COP annuel. Pour cela, il suffit de reprendre l'équation (2) appliquée à différentes échelles de temps et à différentes limites du système :

- COP instantané

Le COP instantané mesure la performance immédiate du système pendant son fonctionnement. A l'état de marche de la PAC, il peut être calculé comme :

$$COP_{inst} = \frac{\text{Puissance thermique fournie au ballon}}{\text{Puissance électrique consommée}} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{el}} \quad (5)$$

- COP de chauffe

Le COP de chauffe s'intéresse seulement au système thermodynamique, il fait donc le rapport entre l'énergie thermique fournie au ballon par le condenseur et l'énergie électrique totale consommée par la PAC pour chauffer le ballon d'une température initiale donnée à une température finale de référence, souvent de 10 °C à 55 °C. Soit:

$$COP_{chauffe} = \frac{\text{Energie thermique fournie au ballon}}{\text{Energie électrique consommée}} = \frac{\int \dot{Q}_{cond} dt}{\int \dot{W}_{el} dt} \quad (6)$$

- COP normatif – journalier

Le COP normatif selon la norme européenne NF EN 16147, (Annexe A - 1.) se calcule sur une journée de soutirage de référence à 7 °C avec un profil de soutirage fixe. Elle s'intéresse à la part de l'énergie fournie à l'utilisateur par rapport à l'énergie électrique totale consommée :

$$COP_{normatif} = \frac{\text{Energie thermique soutirée}}{\text{Energie électrique consommée}} = \frac{\int \dot{m}_{ECS} c_p (T_{b,out} - T_{b,in}) dt}{\int \dot{W}_{el} dt} \quad (7)$$

Un COP mesuré de la façon suivante inclut l'efficacité de stockage du ballon avec une quantité de pertes thermiques. Cependant cet essai étant réalisé à température d'air fixe, ne peut par définition, au vu de la variabilité des conditions évoquées précédemment (section I - 4. 1.) pas être réaliste des performances réelles mesurés sur le terrain.

- COP annuel

Le COP annuel s'intéresse à l'échelle de temps la plus grande. Dans la littérature, celui-ci est souvent mesuré sur le terrain, ce qui nécessite des campagnes de mesure et un traitement de données conséquent. Il est calculé comme :

$$COP_{annuel} = \frac{\text{Energie thermique annuelle soutirée}}{\text{Energie électrique annuelle consommée}} = \frac{\int \dot{m}_{ECS} c_p (T_{b,out} - T_{b,in}) dt}{\int \dot{W}_{el} dt} \quad (8)$$

C'est cependant le COP le plus réaliste car il inclut la variabilité climatique et la variabilité hebdomadaire et saisonnière des soutirages.

I - 4. 3. Performances certifiées

Comme tous les produits liés à l'énergie, le CET entre dans le champ d'application de la Directive EcoDesign et doit avoir des performances minimales pour entrer sur le marché européen. Pour les CET, la norme d'essais liée à cette Directive est la norme NF EN 16147 (Annexe A - 1.). Cette norme permet de déterminer un COP dans des conditions de température (air, eau dans le ballon) et selon des scénarios de puisage d'eau chaude dans le ballon prédéfinis.

Les figures 13a et 13b représentent respectivement la répartition des performances et des puissances thermiques délivrées par les CET certifiés par le LCIE. Pour les CET sur air extérieur la part la plus significative des systèmes (23 %) sur le marché présentent un COP normatif à une température d'air extérieur de 7 °C allant de 2,7 à 2,9 (**Figure I-13**). Il existe cependant une disparité non négligeable entre les produits. Il est à noter que la Directive EcoDesign impose des efficacités énergétiques en énergie primaire communes à tous les types de chauffe-eau, allant de 32 à 38 % selon les scénarios de puisage d'eau chaude, également communs à tous les chauffe-eau. Ces valeurs d'efficacité en énergie primaire correspondent à des COP selon la NF EN 16147 de l'ordre de 0,8 à 0,95.

Les valeurs de puissance électrique maximales absorbées (appoint compris) sont en revanche plus homogènes avec plus de la moitié des produits situés entre 2,4 et 2,8 kW électrique.

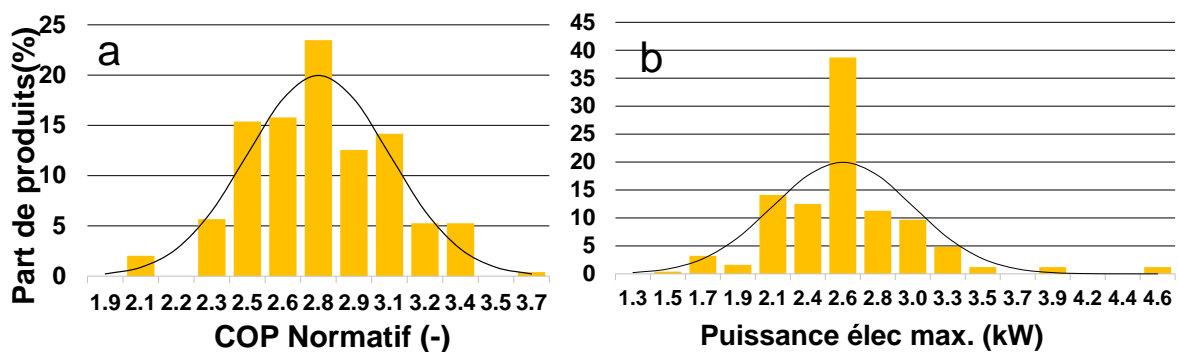


Figure I-13. Répartition des COP normatif et puissance électriques maximales des CET du marché. Source : [33]

Nous pouvons ajouter qu'il existe aussi une grande diversité dans les normes internationales d'évaluation de performance imposées au constructeur. En effet, à CET identique, des COP selon différents standards de 1,4 à 4,5 ont été mesurés [34]. Ceci est essentiellement dû aux différentes typologies d'essai employées, propres à chaque zone économique. La norme australienne impose par exemple de tester les CET au cours d'une période de chauffe et d'estimer ensuite un COP annuel par voie numérique à l'aide des données empiriques récoltées. Les normes japonaises et européennes calculent le COP sur une période journalière de soutirage et possèdent donc des tendances similaires en termes de COP. Ceci justifie un besoin d'harmonisation des normes pour développer le marché international [34] [32].

I - 4. 4. Les performances mesurées dans la littérature

Face au marché grandissant, le rapport RAGE [26] élaboré par le COSTIC dénonce notamment le manque d'encadrement technique sur la conception ou l'installation des CET. En amont de l'élaboration d'un outil d'encadrement technique, un suivi de 20 CET de natures différentes en conditions réelles de fonctionnement a été réalisé pour en dresser les performances énergétiques annuelles et en évaluer les facteurs les plus influents. Cette étude met en évidence des COP annuels qui varient ainsi de 0,8 à 3,2 (Figure I-14).

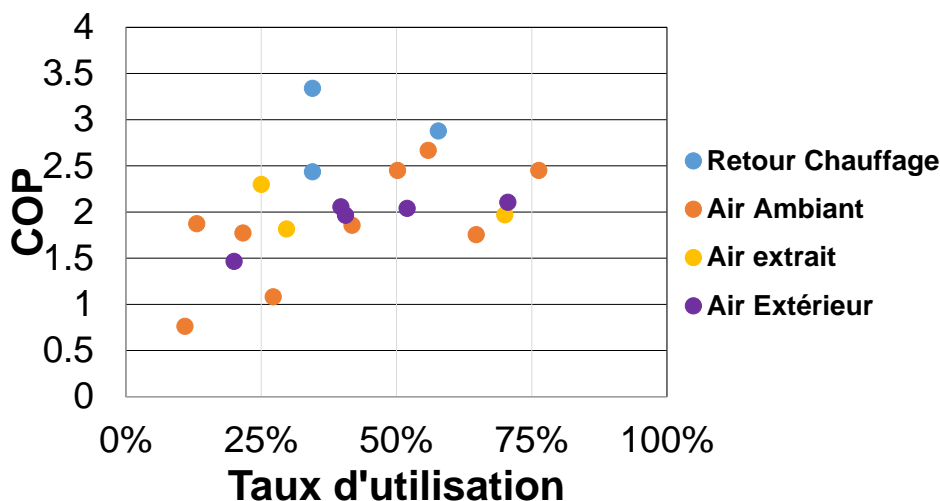


Figure I-14. COP En fonction du taux d'utilisation de l'ECS pour 20 systèmes en conditions réelles de fonctionnement.
Source : [26]

Outre des problèmes d'intégration, plusieurs explications sont retenues pour expliquer ces écarts de performance dont principalement :

- Le taux d'utilisation, soit le manque d'adéquation entre le volume d'eau chauffé et les réels besoins en ECS. Dans un cas de surdimensionnement de système, d'importantes pertes statiques au niveau du ballon entraînent la baisse du COP annuel.
- Les niveaux de température de la source froide.
- D'autres paramètres qualifiés comme moins influents : la commande du compresseur en tout ou rien ou en vitesse variable, la nature du fluide frigorigène et la qualité de l'isolant du ballon.

De manière assez surprenante, on constate que le taux d'utilisation intervient comme un facteur plus important que la température de la source froide. Une dégradation de 20 % du COP est mesurée pour une diminution de 10 °C de la source froide, alors qu'une dégradation de 25 à 30 % de COP journalier est obtenue pour une réduction de 20 % du taux journalier d'utilisation d'ECS.

Ces résultats et niveaux de performances rejoignent d'autres études internationales. Aux États-Unis, une étude de terrain a été réalisée pour des CET sur air ambiant de locaux non chauffés et des COP annuels de 1,5 à 2,6 ont été mesurés [35]. Par ailleurs, une étude sur des systèmes au CO₂ dans l'état de Washington a conduit à des COP annuels de 1,88 à 2,83 [36].

Willem et al. [17] ont réalisé une classification des études de performances des CET. Ils montrent que la plupart des CET du marché opèrent à des COP annuels de 1,8 à 2,5 or ils estiment à partir de leur étude qu'il existe d'ores et déjà des méthodes simples pour augmenter ces COP à des valeurs allant de 2,8 à 5,5. Ils montrent qu'il existe principalement deux voies pour l'optimisation

des performances, soit l'amélioration du cycle thermodynamique donc l'augmentation du COP de chauffe selon (6), soit l'optimisation du pilotage.

Morrison et al. [11] montrent que le COP instantané au cours d'une chauffe du CET baisse avec l'augmentation de la température du ballon dû à l'augmentation de la pression de condensation. Ils mettent également en évidence par voie de simulation numérique pour deux CET des COP annuels de 1,8 et 2,3 alors que les COP instantanés mesurés étaient compris entre 2,3 et 4,5. Ils annoncent que les économies engendrées sont inférieures à celles des CESI de 15-20 % mais que les CET sont particulièrement faciles à installer. En 2008, Lloyd et al. [13] montrent à travers une étude bibliographique, que les CET arrivent à des COP annuels supérieurs au CESI sur une large gamme de température extérieure, soit de 1,2 à 3 pour le CET et de 0,6 à 2,4 pour les CESI. Ils suggèrent que l'adaptation du pilotage pour éviter le givrage et l'inadéquation entre la production et le besoin réel en ECS sont des facteurs importants dans les performances in situ des CET.

Dans une étude numérique comparative sur les performances saisonnières de différents systèmes de production d'ECS, Balke et al. [37] montrent que les CET dans leur état actuel affichent des COP supérieurs à ceux des CESI dans des climats aux variations saisonnières marquées et humides. Les CESI fonctionnent en effet largement sur leur auxiliaire électrique lors des mois d'hiver en absence de soleil. Les CET parviennent quant à eux à maintenir un COP relativement constant sur toute l'année avec une plus faible saisonnalité observée. Les auteurs montrent qu'en combinant les deux systèmes, les performances sont largement améliorées (+35 % par rapport au CET classique) car profitant des avantages des deux technologies. Ce type de système apparaît actuellement sur le marché européen mais affiche des prix de machine encore trop élevés pour pouvoir concurrencer sérieusement le CET classique.

Viera et al. [38] ont réalisé une étude de sensibilité par voie de modélisation sur les performances saisonnières et le niveau de confort atteint par les CET. Ils montrent que les facteurs influents pour la consommation des CET sont principalement le COP de chauffe, la taille du ballon et la consommation d'eau chaude. Ils préconisent de dimensionner la taille du ballon et la puissance de la PAC en fonction des besoins des utilisateurs. Enfin, ils mettent en garde contre les techniques de pilotage visant à baisser la température de consigne du ballon, invoquant le risque de développement de légionnelle.

Enfin, comme Zhang et al. [31] et Willem et al. [17], de nombreuses recherches insistent sur l'avenir du CET qui serait l'optimisation basique sans modification profonde du système ; ce qui est généralement reproché au système à base de CO₂, qui nécessite par exemple des compresseurs avec des moteurs adaptés, ou des échangeurs externes adaptés au CO₂ coûteux en termes de production. Ces modifications expliquent directement les prix observés en section I - 3. 3. (**Figure I-11**).

I - 5. Etat de l'art des améliorations des performances énergétiques des CET

Nous avons vu que de nombreux paramètres peuvent influencer les performances des CET. Dans cette section, nous faisons l'état des lieux des pistes d'amélioration de ces performances, présentées dans la littérature.

I - 5. 1. Littérature scientifique

I - 5. 1. 1. Amélioration du cycle simple

Anderson et al. [39] montrent la nécessité de prendre en compte la stratification en température du ballon, qui en cas de redémarrage anticipé avec une haute température d'eau cause la baisse du COP. Ils préconisent un ajustement simple du système consistant à placer le condenseur dans la partie la plus basse du ballon. Aujourd'hui la majorité des CET sur le marché ont adopté cette amélioration.

Dans une étude expérimentale Zhang et al. [31] montrent l'effet de la charge en fluide frigorigène sur les performances globales d'un CET. Ils montrent que le COP varie en fonction de la quantité de fluide frigorigène et du niveau d'ouverture du détendeur thermostatique. Les auteurs préconisent une étude théorique de la taille du condenseur à inclure dans le design amont du CET.

Dans une étude de modélisation, Guo et al. [40] étudient l'effet de la surface d'un condenseur immergé par rapport à la surface de l'évaporateur pour un CET au R22. Ils montrent que le COP de chauffe du système augmente avec la surface de l'évaporateur et du condenseur jusqu'à atteindre un niveau asymptotique à partir de 6 m² de surface d'échange pour des rapports de surface de condenseur et d'évaporateur compris entre 0,14 et 0,31.

Ibrahim et al. [41] reprennent le modèle de Guo et al. [40] au R22 qu'ils valident sur une série de donnée à 5 °C d'air extérieur. Ils reprennent l'analyse de Guo sur la taille du condenseur afin de montrer qu'il existe une surface de condenseur optimale économique avec une longueur de tubes de 50 m, situé en partie basse du ballon, ce qui rejoint l'étude d'Anderson et al. [39]. Ils utilisent le modèle ensuite pour montrer que les performances du CET dépendent fortement de la zone climatique d'installation avec une variation de COP de chauffe de 3,2 à 5 °C d'air extérieur à 5.4 pour 35 °C. Les auteurs analysent l'impact de l'utilisation de condenseur à mini-canaux (généralement définit comme des tubes de diamètre interne de 0,2 mm – 3 mm) et montrent que ce type de condenseur permet d'atteindre l'optimum technico-économique pour un CET. Ils montrent que les micro-canaux permettent une augmentation de COP au cours d'une chauffe de 3,85 à 3,92 et surtout une baisse de la quantité de fluide frigorigène nécessaire de 1,2 kg à 0,3 kg environ pour le design étudié.

Pei Gang et al. [42] comparent le fonctionnement d'un CET sur air extérieur avec échangeur externe en chauffe instantanée (une passe dans le condenseur) à celui du même CET avec une chauffe cyclique (plusieurs passes dans le condenseur). Ils montrent que les performances thermodynamiques sont meilleures pour la chauffe instantanée sur toute la plage de température de 30 à 55 °C pour une température initiale de 20 °C dans le ballon. Néanmoins l'étude ne prend pas en compte la consommation due au circulateur d'eau et mériterait d'être reprise pour une température initiale de 10 °C, plus favorables à la chauffe cyclique (dû au pincement au condenseur) et plus proche des conditions réelles.

I- 5. 1. 2. Amélioration par modification du cycle thermodynamique

• Cycle à injection de vapeur

Il existe dans la littérature de nombreuses études sur les cycles thermodynamiques à injection de vapeur mais très peu sont appliquées au CET. La compression bi-étagée à injection de vapeur présente plusieurs avantages sur la compression à un étage. Par comparaison avec un système mono-étagé, la compression bi-étagée permet de répartir le taux de compression sur deux niveaux de compression, augmentant ainsi l'efficacité de compression tout en limitant la surchauffe en sortie de compression [43] [44]. Pour les PAC aérothermiques, ce type de cycle devient intéressant lorsque le taux de compression requis est élevé, ce qui est le cas lorsque la température d'air extérieur est basse.

GREE, un fabricant de CET et compressoriste chinois, a étudié un prototype de CET au R410A avec un compresseur à injection de vapeur. Ils montrent que l'amélioration maximale de la puissance thermique et du COP de chauffe est de 40 % et 20 % respectivement pour une température d'eau de 50 °C et une température d'air de -15 °C. Ce potentiel d'amélioration chute très vite avec l'élévation de la température d'air (plus que 20 % d'amélioration de puissance thermique et 10 % de COP à -7 °C d'air et 50 °C d'eau). Ces conditions sont très rares - la température d'eau n'est supérieure à 50 °C que pendant un court instant durant la chauffe et la température d'air extérieur est inférieure de -5 °C de manière très occasionnelle dans des climats français et ne justifient donc pas l'investissement dans un compresseur bi-étagé [45].

Heo et al. [46] comparent expérimentalement différentes techniques d'injection de vapeur, appliquées à des PAC aérothermiques : l'injection avec détente intermédiaire et sous refroidisseur (SC), avec détente intermédiaire et flash tank (FT), avec double détente et sous-refroidisseur (DESC), avec double détente flash tank et sous refroidisseur (FTSC) (Figure I-15).

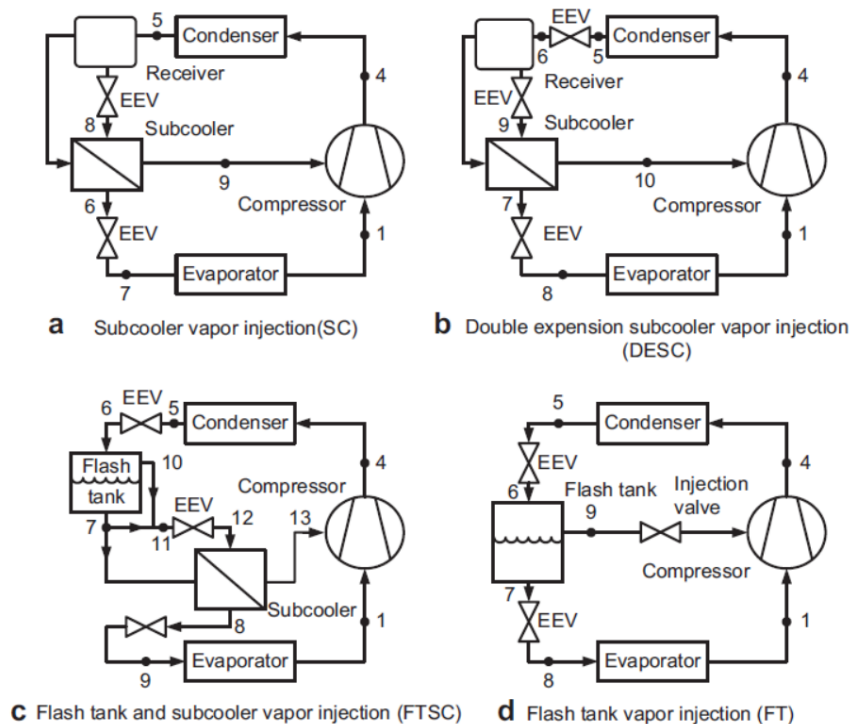


Figure I-15. Différentes configurations de cycle thermodynamiques avec injection de vapeur. Source : [46]

Ils montrent que tous les cycles ont des performances similaires à $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ mais qu'un gain de puissance thermique est possible en fonction de la typologie de l'injection (**Figure I-16**).

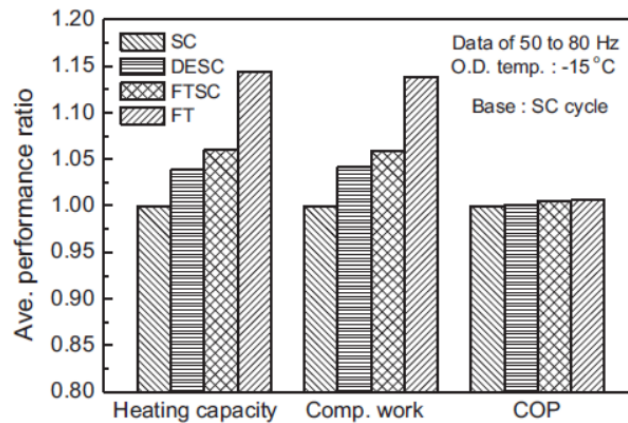


Figure I-16. Comparaison des performances de différentes techniques d'injection pour une PAC air/air à $-15/20$ par rapport à un cycle avec sous-refroidisseur simple. Source: [47]

Ko et al. [48] ont travaillé sur l'amélioration par voie expérimentale des performances des PAC au R410a sur air extérieur par un cycle bi-étagé rotary à injection avec flash tank en comparaison avec un cycle sans injection. Ils observent que cette amélioration est d'autant plus marquée lorsque la température de l'eau est élevée. Ainsi à $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ de température d'eau et une température d'air de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, l'injection de vapeur permettrait d'augmenter la puissance thermique de 48 % et le COP de 36 % par rapport à un cycle simple (**Figure I-17**).

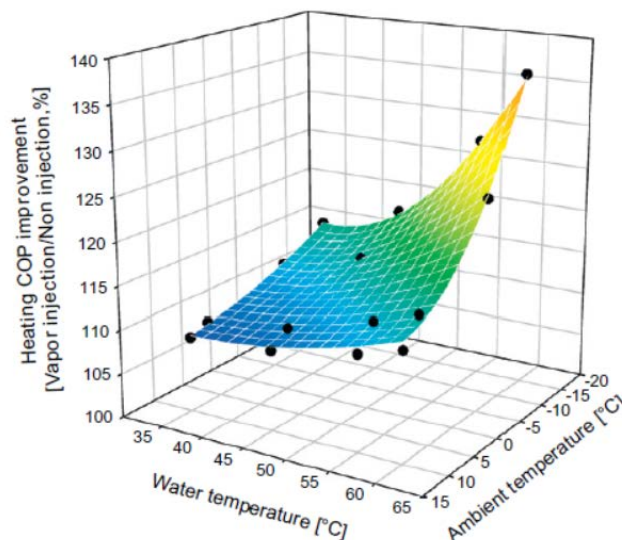


Figure I-17. Amélioration du COP des PAC aérothermiques avec l'injection. Source: [19].

Quant aux paramètres influençant les performances de l'injection pour des conditions extérieures froides, de nombreuses études démontrent que le rapport volumétrique de compression, l'ouverture de la vanne de détente intermédiaire et la fréquence du compresseur sont les paramètres les plus influents. Tous ces paramètres ont un impact sur le débit d'injection du circuit BP qui doit être maintenu entre 20 et 30 % du débit dans le condenseur et la pression d'injection qui doit être maintenue à une valeur optimale. Enfin toutes les études s'accordent sur le fait que l'injection devient moins intéressante autour d'une température d'air de $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ [48] [46] [49] [50].

• Cycles en cascade

Les cycles thermodynamiques en cascade sont des cycles bi-étagé qui utilisent un échangeur intermédiaire entre chacun des niveaux de compression (**Figure I-18**). Ils permettent tout comme les cycles bi-étagé à injection de répartir le taux de compression sur deux compresseurs ce qui est particulièrement efficace lorsque des taux de compression élevés sont nécessaires [51].

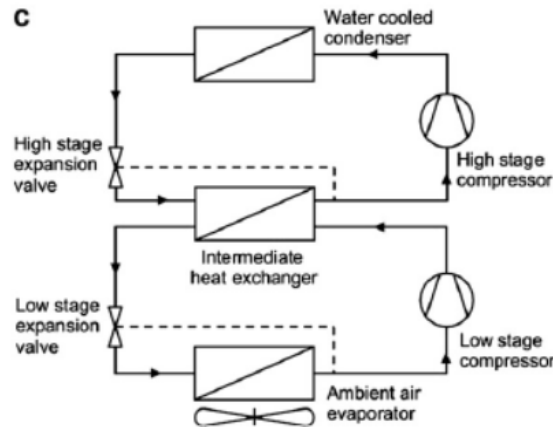


Figure I-18. Configuration d'un cycle en cascade. Source : [14]

Bertsch et al. [14] montrent que pour une température d'eau élevée, supérieure à 50 °C et des températures d'air inférieures à 0 °C, les cycles en cascade pourraient atteindre des performances thermodynamiques légèrement supérieures aux cycles à injection mais que les cycles à injection ont l'avantage de pouvoir passer aisément à un fonctionnement en mono-étagé et réaliser une inversion de cycle pour le dégivrage.

Le cycle en cascade est particulièrement intéressant pour associer deux fluides aux propriétés thermodynamiques optimisées sur chacun des cycles. Chae et al. [51] ont notamment élaboré un banc expérimental d'une PAC eau-eau avec un cycle en cascade associant du R410A dans le cycle basse température avec du R134a pour le cycle à haute température. Kim et al. [52] ont étudié cette configuration R410a/R134a en cycle cascade appliquée au CET avec échangeur externe. Ils passent par une étude exergetique pour définir la température intermédiaire. Ils améliorent ainsi la méthode de Jeong et Smith [53] qui obtenait à rendements équivalents et pincement négligé, la température optimale comme la moyenne géométrique, $\sqrt{T_{c,R134a}T_{e,R410a}}$, des températures d'évaporation du R410a et de condensation du R134a. Ils montrent que leur méthode prédit avec satisfaction le COP optimal du système sur une plage de températures d'air de -7 °C à -2 °C et une température d'eau de 25 °C à 55 °C. Bien que cette méthode soit intéressante, elle ne permet pas un gain très important en COP pour une mise en œuvre assez compliquée, soit un gain maximal d'environ 0,08 de COP à -7/55 °C.

Roh et al. [54] ont étudié la combinaison des cycles en cascade et de l'injection de vapeur dans chacun des cycles HP et BP fonctionnant au R404a. Ils réalisent une étude expérimentale sur un CET eau/eau en conditions moyennes avec des températures d'eau de 10 °C à l'évaporateur et 56 °C à la sortie du condenseur. Ils comparent plusieurs modes de fonctionnement : sans injection, avec injection en BP, avec injection en HP et avec injection en HP et BP. Ils valident bien l'augmentation de puissance thermique du système grâce à l'augmentation de la pression de condensation engendrée par l'injection mais dénoncent une chute du COP. Ceci est principalement dû au taux de compression qui est déjà relativement bas sur les deux étages, réduit grâce au cycle

en cascade et l'augmentation de la pression de condensation dû à l'utilisation de l'injection dans cette configuration.

• Cycles alternatifs

Yang et al. [55] ont comparé un cycle de Brayton sur air avec un CET de référence au R134a équipé d'un condenseur à micro-canaux dans des conditions de températures basses, en négligeant l'impact du givrage. Ils montrent que le CET de référence est plus performant mais que le cycle de Brayton permet de garder une puissance thermique élevée quelles que soient les conditions de température, ce qui est intéressant lorsque la température d'air extérieur chute.

Wu et al. [56] proposent un cycle bi-étagé adapté aux CET à production instantanée à une passe dans le condenseur qui possèdent une grande différence de température entre le condenseur et l'eau. Ils proposent un compresseur avec un rapport volumétrique BP/HP plus grand que les cycles à injection classiques permettant d'élever la pression intermédiaire pour réaliser un préchauffage de l'eau avant son entrée dans le condenseur principal (**Figure I-19**). Ceci permet de réduire l'écart de température dans le condenseur principal. Par une analyse thermodynamique à 0 °C d'air extérieur pour une température d'eau à 65 °C, ils observent une amélioration de COP de 17 % par rapport à un cycle bi-étagé simple.

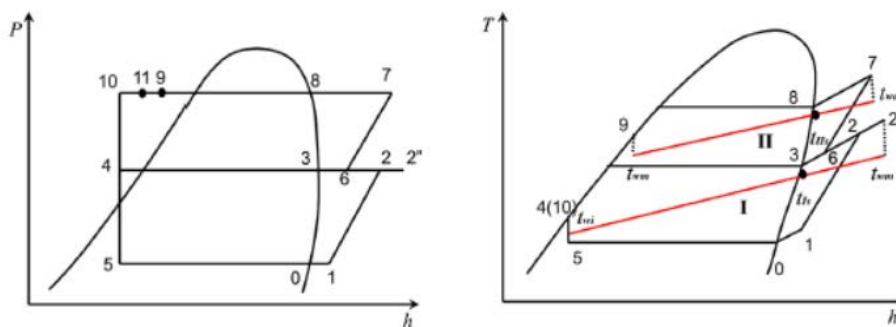


Figure I-19. Cycle thermodynamique adapté pour un CET bi-étagé à fonctionnement instantané. Source: [56]

1 - 5. 1. 3. Amélioration du pilotage

En termes d'amélioration du pilotage des CET, Willem et al. [17], dans une revue globale sur l'état de l'art des améliorations de performance des CET, trouvent qu'il y a un manque de recherche dans cette voie. Comme identifié par P. J. Boait [57], le pilotage par thermostat qui est actuellement employé pour les CET est très contraignant car il ne permet pas de valoriser au maximum les réductions tarifaires proposées par les fournisseurs d'électricité, comme les heures pleines/heures creuses, ni de maximiser le COP en fonction de la température d'air extérieur.

Dans une étude de modélisation d'un CET au R22, Guo et al. [40], présentent une méthode de pilotage basée sur la température de consigne. Ils partent du postulat qu'il existe un gain à prendre en compte la variation des besoins d'ECS saisonniers. Ils proposent ainsi de faire varier la consigne de température en fonction des saisons et des contraintes journalières de coût de l'électricité. Ils montrent que pour leur scénario de soutirage en réglant la consigne à 46 °C, 49 °C et 51 °C en été, saisons « transitoires » et hiver et en favorisant la relance entre 12 h et 14 h, des COP de 4,3, 3,2 et 2,6 peuvent être atteints respectivement pour des journées types des trois périodes ; à comparer à des valeurs à 55 °C de consigne classique de 3,7, 2,85 et 2,5 respectivement.

Ibrahim et al. [41] ont repris le modèle de CET de Guo et al. [40] [58] qu'ils ont couplé avec une bibliothèque d'optimisation pour réaliser une étude sur le pilotage multicritère avec un état de

marche du CET contrôlé au pas de temps horaire. Les résultats montrent des baisses significatives de la facture énergétique, jusqu'à 41 % en comparaison avec un thermostat classique.

Cependant cette technique nécessite une connaissance parfaite des besoins au pas de temps horaire, ce qui est difficile compte tenu de la diversité de profils de soutirage observés en réalité.

Pour cette raison Jin et al. [59], proposent une approche plus macroscopique en estimant la quantité d'énergie soutirée sur 10 jours glissants avec une répartition énergétique journalière, toutes les 30 minutes et en séparant les jours de semaine et du weekend. Ils utilisent cependant deux niveaux de température de consigne pour la régulation de la PAC, ce qui ne leur permet pas de faire des charges partielles précises. Ceci limite donc le gain potentiel d'énergie estimé à 10 % annuels et 19,6 % pour des faibles et gros besoins d'ECS respectivement.

Guo et al. [58] ont développé une méthode statistique simplifiée pour estimer la variation des besoins saisonniers en ECS pour les CET. Ils se basent sur un modèle statistique à données réduites avec comme paramètre d'entrée la température extérieure de l'air. Ils montrent qu'il est possible de bien prédire les besoins d'ECS journaliers en fonction de la température extérieure en prenant des intervalles de données sur quatre semaines afin de lisser les variations hebdomadaires. De plus faibles intervalles de temps de l'ordre d'une semaine permettent de dégager une tendance mais pas de prédire les fluctuations brusques liées à des aléas de comportement de l'utilisateur ou liées au taux de présence.

I - 5. 2. Brevets

Nous avons réalisé une consultation des brevets qui nous a permis d'avoir une idée de la direction que prennent différents industriels et de recadrer le périmètre de la thèse.

I - 5. 2. 1. Statistiques de recherche

Le nombre de brevets relatif au CET n'a cessé d'augmenter depuis 2002 (**Figure I-20**). Ceci témoigne de l'intérêt des industriels qui cherchent à optimiser et différencier leurs produits depuis la première entrée du CET individuel sur le marché en 2001.

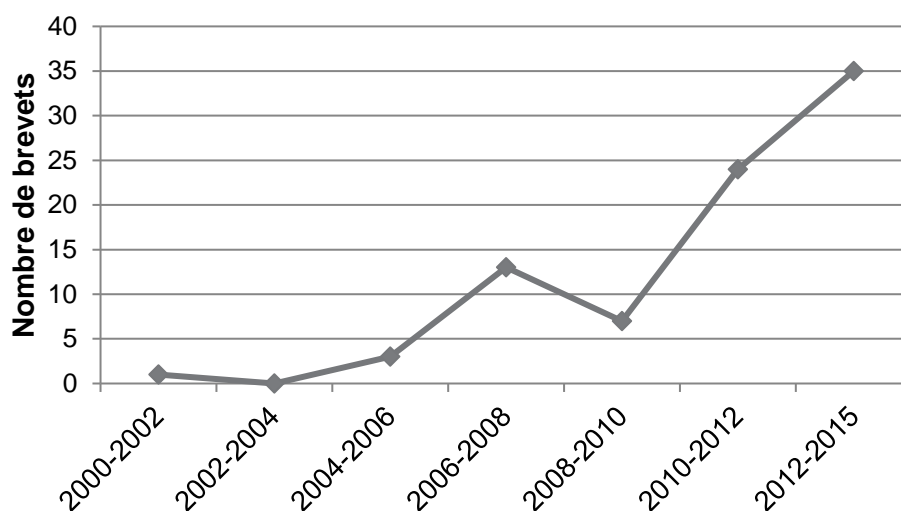


Figure I-20. Evolution du nombre de publications de brevet CET par an basé sur notre recherche d'antériorité

Les deux principaux composants sur lesquels portent ces brevets sont le compresseur et le condenseur.

Les principales thématiques concernant le compresseur touchent l'injection bi-étagée et la compression avec inverter, avec respectivement 42 et 18 % des brevets déposés (**Figure I-21**).

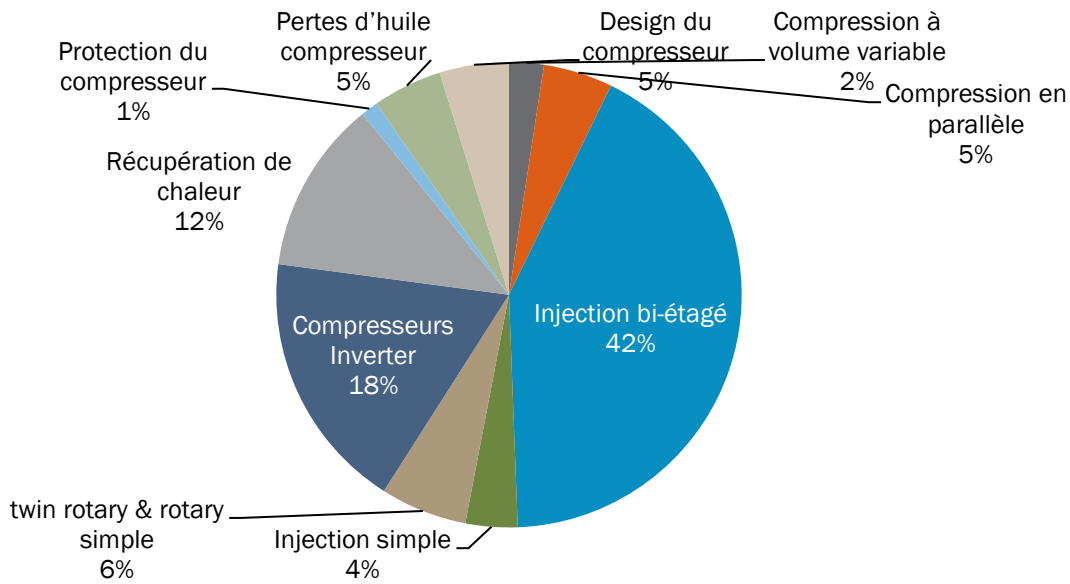


Figure I-21. Répartition des thématiques de recherche industrielle sur les compresseurs pour CET

Les principales thématiques touchant le condenseur traitent de l'amélioration et de la gestion de la puissance thermique des condenseurs externes au CO₂ et de l'amélioration de l'échange en utilisant des micro-canaux. Ceci n'est pas surprenant car une proportion importante des brevets trouvés sont d'origines japonaises où les systèmes « Eco-cute » au CO₂ sont très populaires.

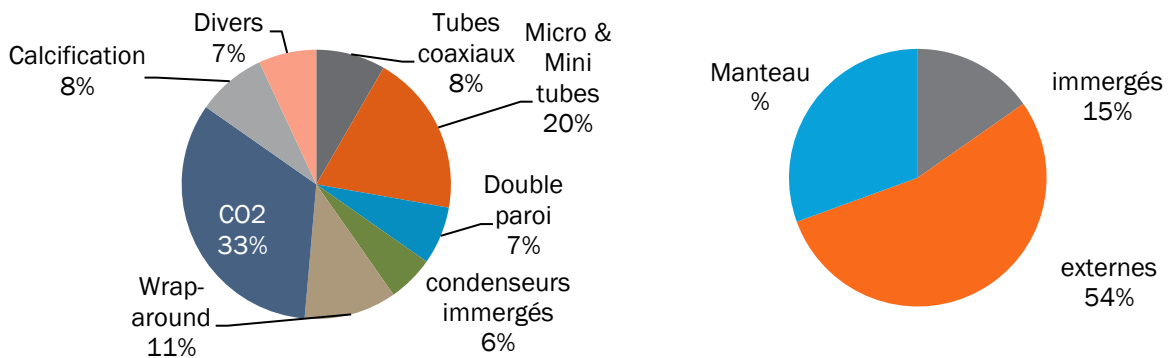


Figure I-22. Thématiques de recherche industrielle sur les condenseurs pour CET

I - 5. 2. 2. Sélection de brevets particulièrement « Innovants »

•Gestion de la chauffe par condenseur sectionné

Le brevet CN103292466 [60] propose une amélioration dans la logique de contrôle visant à anticiper les problèmes issus de la conception des composants en fonction d'une fréquence fixe du compresseur. Le contrôleur est configuré en accord avec les besoins. Trois tubes (21,22,23) connectent trois échangeurs alimentant trois parties différentes du ballon séparées par des plateaux isolants (13 et 15) (**Figure I-23**). En fonction des besoins, le contrôleur agit sur l'inverter et les vannes solénoïdes (25). En fonction du nombre d'utilisateurs les différents compartiments sont chauffés. Lorsque la température de l'eau passe en dessous d'un seuil, le contrôleur active le compresseur à vitesse maximale pour continuer à chauffer le ballon en baissant progressivement

sa fréquence jusqu'à ce que la température soit stable. Trois fréquences sont programmées. Si une seule branche est ouverte, le compresseur tourne à sa plus basse fréquence ; à une fréquence intermédiaire pour deux compartiments et à une troisième fréquence haute pour les trois compartiments.

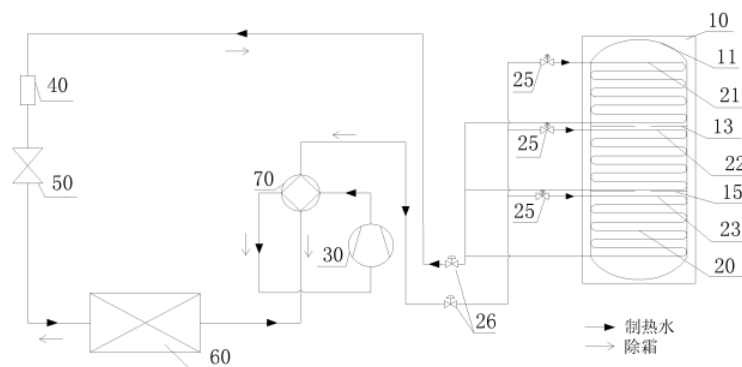


Figure I-23. Schéma fonctionnel du brevet CN103292466. Source : [60]

• Gestion de la chauffe par « inverter »

De nombreux brevets ont été répertoriés sur la charge du ballon par « inverter », variation de vitesse du compresseur. Toutes sont plus ou moins basées sur un même principe de marche rapide ou marche économique. Afin d'illustrer, nous présentons le brevet CN103884104 (A) [61] qui traite de l'optimisation de l'inverter pour le CET. Le variateur base sa modulation de fréquence sur une méthode de contrôle. Celle-ci se réfère à des mesures de la température extérieure et de la température de l'eau du ballon. Trois modes de fonctionnement sont présentés : « économie d'énergie », « standard » et « rapide ». Chacun de ces modes correspond à une plage de modulation de fréquence de rotation e.g. 15-40 Hz pour le mode eco contre 70-120 Hz pour le mode rapide. Pour chacun, la fréquence de rotation du compresseur est modifiée selon la température extérieure, la température de consigne du ballon et la température de l'eau.

• « Smart-control » pour CET

Le brevet CN103925701 (A) [62] propose un moyen de pilotage intelligent basé sur le nombre d'occupants, la consommation d'eau par occupant comme donnée d'entrée, la température d'arrivée d'eau froide et la température extérieure. A partir de ces données d'entrée, la température cible du ballon est modifiée. Ainsi le système de contrôle prévoit une température de ballon en fonction des besoins en eau chaude des occupants.

• Dégivrage de l'évaporateur en valorisant le sous-refroidissement

Le brevet CN203432134 (U) [63] combine la compression bi-étagée avec le dégivrage par sous-refroidissement (**Figure I-24**). En mode normal, le fluide frigorigène sort du compresseur par la voie 11, puis passe par la vanne 4 voies (5) pour se condenser (2). Une partie du fluide en fin de condensation est détendue dans un premier détendeur intermédiaire (8), évaporée (3) et injectée dans le compresseur (13). Le reste du fluide est sous refroidi dans l'échangeur intermédiaire (3) et autour de l'évaporateur (7) puis détendu et évaporé (6). Ceci dans le but de prévenir la formation de givre sur la face externe de l'évaporateur.

Lorsque la formation de givre ne peut pas être prévenue, alors le système bascule sur une inversion de cycle classique avec la vanne de détente 8 fermée.

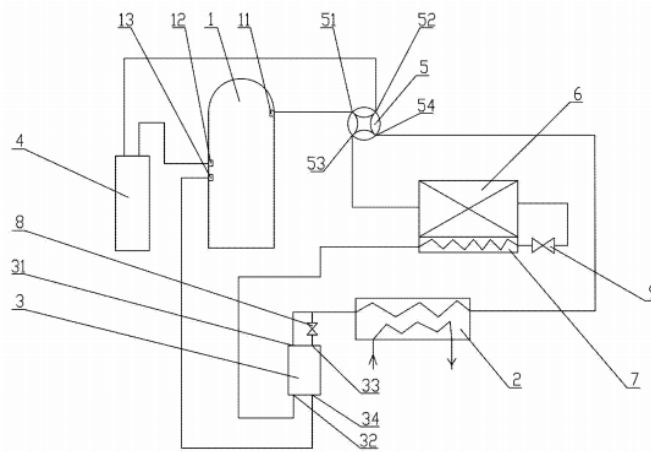


Figure I-24. Schéma fonctionnel du brevet CN203432134. Source : [63]

Le brevet CN202304526 (U) [64] traite de la récupération d'énergie sur les eaux grises et le sous-refroidissement par un MCP (6). Celui-ci est enveloppé autour d'un échangeur à serpentin et ailettes entre le retour d'eaux grises et le fluide frigorigène sous-refroidi (12). La chaleur emmagasinée est ensuite utilisée pour le dégivrage de l'évaporateur par inversion de cycle. L'originalité est ici que le dégivrage se fait par un sous refroidissement dans l'évaporateur (4) du fluide issu du condenseur (12), suivi d'une détente (5) et d'une récupération de chaleur sur le MCP.

Lorsque le MCP est totalement déchargé et que le dégivrage n'est pas suffisant, alors le système bascule sur un dégivrage en by-pass de gaz chaud par la vanne (3).

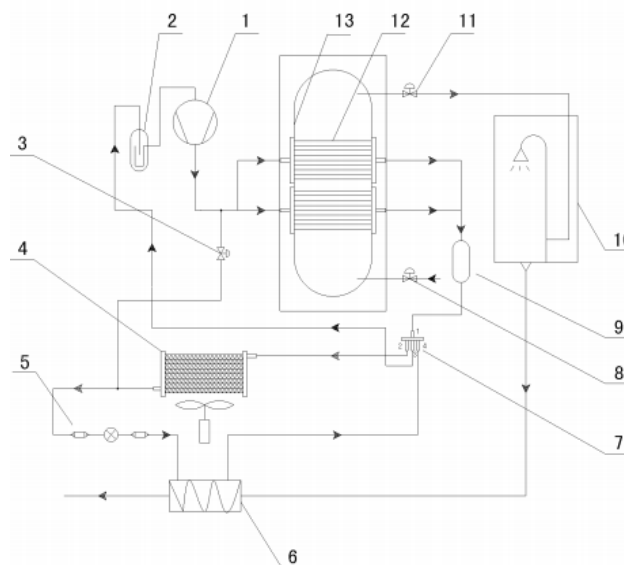


Figure I-25. Schéma fonctionnel du brevet CN202304526. Source: [64]

• Dégivrage par section

Le brevet JP2011163618 (A) propose l'utilisation de deux évaporateurs en série, deux détendeurs et deux vannes trois voies (Figure I-26). L'objectif est de pouvoir effectuer un dégivrage tout en maintenant un chauffage du ballon. Ceci est réalisé en déviant le flux de fluide frigorigène pour le faire circuler soit dans le sens 19-18-17-16 soit dans le sens 16-17-18-19. Ainsi le fluide frigorigène circule soit par l'évaporateur (19) en premier soit par l'évaporateur (17).

En dégivrage, à l'aide de sondes de température, le contrôleur évalue quel évaporateur est le plus probablement givré et les positions des vannes trois voies sont adaptées. La première vanne de détente traversée est totalement ouverte et le fluide frigorigène est sous refroidi dans le premier échangeur parcouru puis détendu et évaporé dans le second échangeur. Dans le sens 19-18-17-16, les by-pass 22 et 23 sont empruntés.

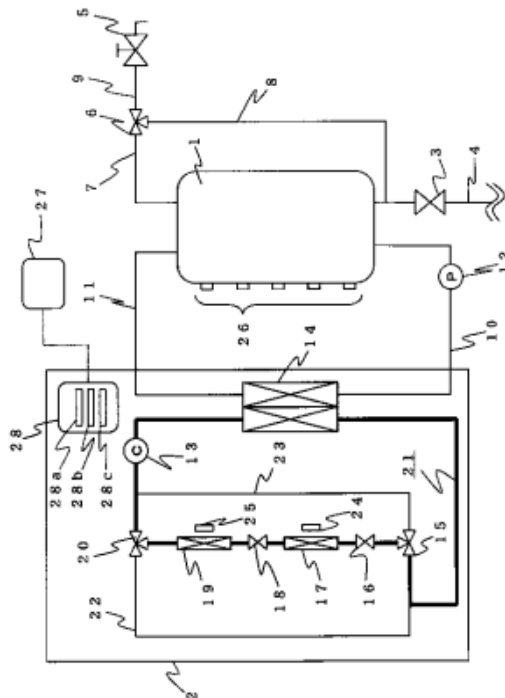


Figure I-26. Schéma fonctionnel du brevet JP2011163618. Source : [65]

I - 6. Définition du CET de référence

I - 6. 1. Caractéristiques générales

Suite à notre étude de marché et d'état de l'art des performances, nous avons défini comme système de référence un CET split sur air extérieur avec un condenseur manteau. Ceci dans le but d'avoir un modèle de référence des CET sur le marché qui après validation expérimentale, nous permettra ensuite de faire des études de performances énergétiques et faire de l'optimisation énergétique.

Le CET split sur air extérieur est typiquement un système thermo-hydraulique principalement composé de deux organes constitutifs soit la PAC et le ballon d'ECS. La PAC, est classiquement composée d'un compresseur, un condenseur, un détendeur et un évaporateur avec son ventilateur. Une vanne 4 voies est ajoutée pour permettre une inversion de cycle pour le dégivrage. Le ballon d'ECS permet le stockage de l'énergie transmise par la PAC avec une cuve cylindrique verticale en acier et une couche d'isolant. Les deux organes sont connectés par des liaisons frigorifiques à un condenseur de type manteau entourant la cuve intégré à la couche d'isolation (Figure I-27).

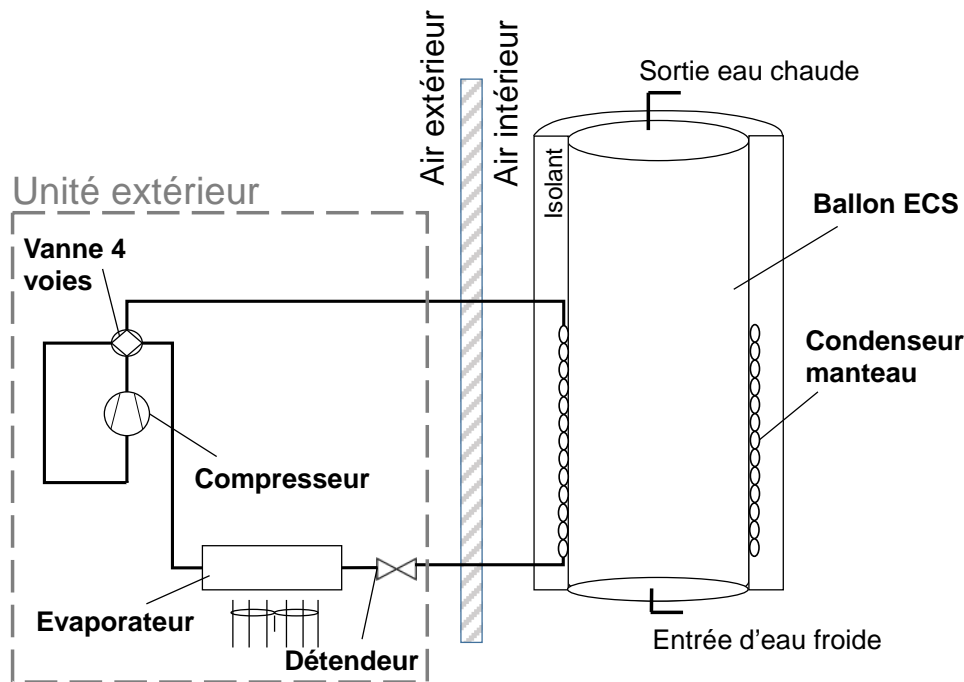


Figure I-27. Configuration du système de référence, le CET split sur air extérieur

I - 6. 2. Typologies de condenseur manteau

Nous trouvons dans la littérature différentes typologies de condenseur manteau pour le CET de référence que l'on peut distinguer en trois catégories : condenseur à monotube long, les condenseurs « Roll-Bond » et les condenseurs micro-canaux [40] [39] [66] [67]. Le condenseur à monotube long est le condenseur le plus couramment utilisé constitué d'un tube de gros diamètre et un important volume souvent produit avec une section de passage de forme oblong ou en « D » pour assurer un bon contact thermique [39] (Figure I-27). Le condenseur « Roll-Bond » est constitué de deux plaques serties incurvée par endroit où passe le fluide frigorigène (Figure I-28 -A). Ces échangeurs offrent un plus faible volume interne, particulièrement intéressant pour des CET avec un faible besoin de charge en fluide frigorigène comme les CET au propane, mais possèdent une plus faible densité de tube autour de la cuve ce qui pénalise la surface de transfert effective de l'échangeur. Enfin les condenseurs micro-canaux sont des échangeurs avec le plus faible diamètre de l'ordre de 0,2 à 3 mm [41] [67]) interne dont la configuration pour le CET la plus courante est constituée de collecteurs, répartissant le fluide frigorigène dans des ports regroupés en passe autour de la cuve (Figure I-28 -B).

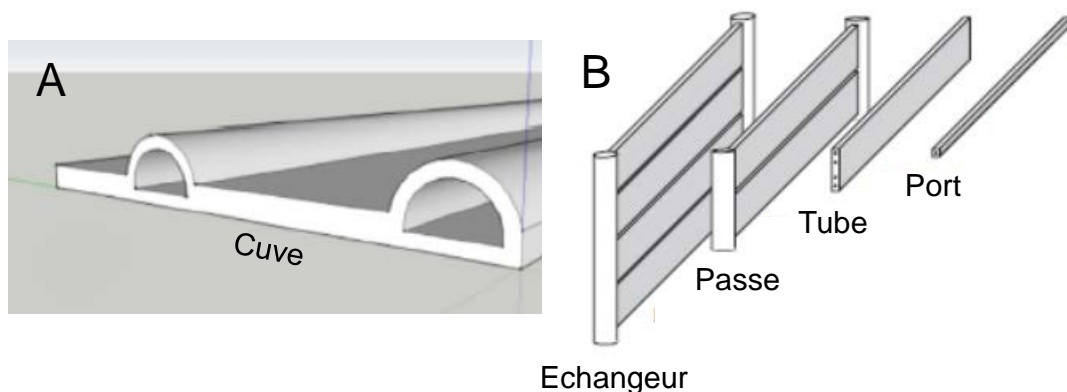


Figure I-28. Typologies de condenseur manteau pour CET. A : condenseur « Roll-Bond », B : Condenseur Micro-canaux.
Source : [66], [67]

I - 7. Conclusions et objectifs de la thèse

Plusieurs conclusions sont à tirer de ce premier chapitre :

- l'eau chaude est un enjeu important dans la réduction des besoins thermiques des bâtiments. Un des leviers pour la réduire est le développement de systèmes de production plus performants énergétiquement.
- le CET dont le principe de base repose sur une pompe à chaleur permettrait de répondre aux besoins de réduction des consommations énergétiques liées à la production d'ECS tout en injectant une part d'énergie renouvelable dans le bâtiment.
- Le marché des CET est poussé par la réglementation, principalement dans la construction neuve. Cependant ce marché se stabilise compte tenu du faible taux de renouvellement du parc français. Pour assurer un développement pérenne de cette solution, il y a donc un besoin de relève de la part du marché de la rénovation.
- Le CET le plus récurrent sur le marché est un CET de faible puissance thermique, composé d'une PAC standard, utilisant l'air extérieur comme source froide, le R134a comme fluide frigorigène et comportant un échangeur de type manteau entourant le ballon de stockage thermique.
- Bien que le système semble arriver à maturité avec une offre uniforme sur le marché avec des niveaux de performances semblables, voire supérieures au CESI, les performances saisonnières semblent encore loin des performances théoriques.
- Dans le contexte japonais, la mise en avant des performances et la fiabilité des CET au CO₂ a joué un rôle important dans le développement du marché.
- Selon la littérature, les performances saisonnières sont influencées par de nombreux paramètres liés au design ou externes tels que le comportement des usagers, les conditions de température ou la fréquence des cycles de dégivrages. C'est pourquoi il est actuellement difficile de quantifier les gisements potentiels de réduction de la consommation d'énergie qui permettront par la suite de prioriser les axes de recherche.
- De même, Il existe de nombreuses études sur l'amélioration des performances de CET mais la variabilité des méthodes (expérimentales, numériques, études sur le terrain) et la variabilité des configurations étudiées (différents fluides, condenseurs, compresseur etc.) font qu'il est difficile de se faire une idée claire sur une ou des voies à suivre.

En réponse à ces observations, la présente thèse a comme objectif principal l'étude de l'amélioration des performances énergétiques des Chauffe-Eau Thermodynamiques, et plus particulièrement du CET de référence choisi. Cet objectif sera approché en respectant l'hypothèse première qu'il doit exister un compromis technico-économique pour le CET avec des performances améliorées par rapport à la moyenne actuelle sans grande augmentation de l'investissement.

Afin de répondre à cette problématique, les principales étapes de la thèse sont structurées par chapitre de la manière suivante :

- La modélisation détaillée de la technologie dite « classique » du CET R134a sur air extérieur avec échangeur manteau sur la cuve
- La validation expérimentale du modèle
- La caractérisation des pertes annuelles du CET classique et une étude paramétrique sur les performances du CET afin d'en saisir les paramètres influents sur les performances
- L'exploration de nouvelles pistes d'optimisation

Chapitre II : Modélisation dynamique du CET sous Modelica/Dymola

Ce deuxième chapitre présente un état de l'art des techniques de modélisation applicables aux PAC aérothermiques et celles employées dans la littérature pour l'évaluation des performances des CET. Le premier constat est qu'il manque actuellement d'un modèle de « référence » pour l'évaluation des performances de CET représentatif du marché français. Un modèle du CET au R134a sur air extérieur tel que défini dans le chapitre 1 est donc développé. Ce modèle se voulant être un bon compromis entre une vitesse de simulation correcte et une bonne précision, nous avons donc décidé d'employer une modélisation semi-empirique. La PAC est modélisée sous Dymola à l'aide de la bibliothèque TIL©. Celle-ci permet la modélisation par une agrégation de tous les composants. Une attention particulière est donnée au ballon d'ECS dont l'interaction avec la PAC n'a que très peu été étudiée dans la littérature. Celui-ci est modélisé par une combinaison d'une approche zonale pour la chauffe et le dégivrage et d'un modèle 1D pour les soutirages et les phases de repos. Ce modèle permettra par la suite de faire une étude globale sur les performances énergétiques du CET et d'évaluer les paramètres influents.

II - 1. La modélisation comme outil d'analyse des performances des CET

II - 1. 1. Objectif de la modélisation

L'objectif de notre étude est de réaliser une étude d'optimisation des performances d'un chauffe-eau thermodynamique de référence, sur air extérieur. Cette étude doit explorer plusieurs voies différentes (étude paramétrique des composants du cycle, régulation, pilotage) afin d'améliorer l'ensemble des périodes de fonctionnement du CET : chauffage du ballon par la pompe à chaleur, dégivrage de l'évaporateur, refroidissement du ballon, soutirage d'eau chaude dans le ballon.

Dans le Chapitre 1, nous avons pu constater que de nombreuses études de modélisation existent appliquées au CET, comme le résume le tableau ci-dessous appliqué au CET sur air extérieur (**Tableau II-1**). De manière générale, les modèles trouvés appliquent soit des techniques de modélisation de type boîte noire (modèles réduits totalement empirique) ou de type boîte grise (semi-empirique et physique). Les configurations étudiées sont très variables dans la littérature basées sur différents types de fluide frigorigène, différents types de condenseurs et différents niveaux de puissance thermique (généralement comprise entre 2 kW et 16 kW). De manière générale, différentes hypothèses sont prises dans la modélisation employant souvent des modèles stationnaires pour la PAC sans givre et sans pertes de charge, et des modèles en une dimension pour le ballon. Les modèles sont ensuite comparés expérimentalement utilisant différentes conditions d'essai, dans lesquelles différents COP peuvent être évalués, même si la valeur instantanée est la plus fréquemment rencontrée. Guo et al. [40] étudient par exemple un CET au R22 avec un condenseur immergé au cours de deux chauffes à 5 °C et 35 °C d'air extérieur. Yang et al. [55] utilisent un modèle de CET au R134a avec un condenseur manteau à micro-canaux qu'ils évaluent à des températures extérieures basses mais négligeant l'impact de la formation de givre ou du dégivrage, tout comme Peng et al. [67] qui observent de large déviation dans leur modèle à basse température sans prise en compte du givre.

Bien que les modèles trouvés dans la littérature exposent leurs méthodologies et hypothèses, le tableau établi met en évidence l'absence de modèle complet et représentatif du CET sur air extérieur pour notre système de référence défini dans le chapitre 1 ; ou, *a minima*, l'impossibilité de reproductibilité ou une gamme de validation expérimentale trop faible. Enfin, aucun modèle existant n'est capable de traiter à la fois les problématiques liées au design de composants et les analyses plus globales et saisonnières liées au pilotage du système ou la prise en compte des problématiques de givrage et de confort de l'utilisateur. Pour cela, nous avons décidé d'entreprendre le développement d'un nouveau modèle de référence.

II - 1. 2. Cahier des charges de la modélisation

Afin de répondre aux objectifs fixés, nous avons choisi la voie de la modélisation dynamique détaillée de la PAC et du ballon d'ECS. Nous nous sommes fixés le cahier des charges directeur suivant en termes de modularité, de vitesse de simulation et de précision de l'outil :

- **Modularité** : le modèle doit pouvoir simuler les configurations de ballon les plus courantes sur le marché en toute période de fonctionnement (montée en température, soutirage et refroidissement). Tous les éléments de la PAC doivent être polymorphes ; e.g. possibilité de changer un détendeur thermostatique par un détendeur électronique ou de changer la géométrie d'un échangeur.
- **Vitesse de simulation** : Le temps de calcul doit être raisonnable de manière à pouvoir effectuer des simulations annuelles comme des simulations journalières ou sur des périodes particulières de marche. Ceci permettra notamment d'étudier différentes stratégies de régulation et différents scénarios de soutirages.
- **Précision** : La modélisation se veut assez fine pour prendre en compte les phénomènes physiques influents sur les performances du CET et ce sur différentes échelles de temps de la simple période de chauffe aux simulations annuelles. Elle doit permettre de faire des études sur l'optimisation du design à l'échelle des composants ainsi que de l'analyse saisonnière des performances dans des analyses prospectives.

Tableau II-1. Revue bibliographique des études de modélisation du CET sur air extérieur, hypothèses, gamme de validation, incertitude et disponibilité de données

Type	Ref.	Configuration du système			Hypothèses de modélisation		Validation expérimentale				Incertit. %	reproductibilité	
		Refrig.	Condenseur	Puissance nominale	Pompe à Chaleur	Ballon	Type	Conditions exp. T_b [initiale; finale], T_{air} (°C)	Variables de comparaison	Erreur (%) (Moy-Max)			
Boîte noire	[11]	-	Ext. et Manteau	-	ES	1D	4 Chauffes	[20;60] , [15, 17.5,22.5,30]	$COP_{inst}; \dot{W}_{el}$	4 - 17 ; 3 - 8	-	✓	
	[68]	R410a R134a	Ext. direct.	-	ES	1D	4 Chauffes	[20;60] , [15, 17.5,22.5,30]	-	-	-	✓	
	[69]	R417a	Ext. direct.	1,4 kW _e	ES	-	7 Chauffes	[19;55] , [15, 16,13,38,40,28]	$COP_{int}; W_{el}$	2 - 7 ; 1 - 2	2; 0,5	✓	
	[42]	R22	Immergé	0,9 kW _e	ES	mélangé	1 Chauffe	[16.5; 53.5], [5]	$COP_{inst}; \dot{W}_{el}$	3,5 - 6 ; 6,2 - 7	-	✓	
	[70]	-	Ext. direct.	-	ES	-	5 Chauffes	[25;60] , [10,15, 20,25,30]	COP_{inst}	-	-	✓	
	[38]	R417a	MHX	3.6 kW _{th}	ES	1D	7 jours	-	-	-	-	-	✗
	[32]	-	Ext.	-	ES	mixed	4 Chauffes	[9.5;58.5] , [15, 20,35,35]	$COP_{inst}; COP_{int}$	/- 15 ; 1 -	-	-	✗
Boîte grise	[71]	R22	Ext.	-	ES, sans givre	mélangé	-	-	-	-	-	-	✗
	[40]	R22	Immergé	0,9 kW _e	ES, PDC négligées, compresseur adiabatique, sans givre	mélangé	4 Chauffes	[16.5; 53.5], [5,15,25,35]	$COP_{inst}; COP_{int}$	3,9 - 8.9 ; 10 -	9,4;	✓	
	[72]	R134a	Ext.	-	ES, PDC négligées, sans givre	mélangé	-	-	-	-	-	-	✗
	[73] [74]	R410a R134a	Ext.	16 kW _{th}	ES, sans givre	1D	2 Chauffes	[32;55], [5, 12]	COP_{inst}	3,8 -	1,8;	✓	
	[55] [75]	R134a	Manteau Micro-canaux	-	ES, sans givre	mélangé	-	-	-	-	-	-	✗
	[76]	R134a	Manteau	-	ES, sans givre	CFD	1 Chauffe	-	-	-	-	-	✗
	[42]	R22	Immergé	0,9 kW _e	ES, PDC négligées, compresseur adiabatique, sans givre	mélangé	1 Chauffe	[15; 55], [5]	$COP_{inst}; \dot{W}_{el}$	3,5 - 6 ; 6,2 - 7	-	-	✓
	[67]	R134a	Manteau Micro-canaux	2,5 kW _{th}	ES, sans givre	mélangé	4 Chauffes	[15 ; 55] , [-7,7,20, 43]	$COP_{int}; W_{el}$	2 - 7 ;	-	-	✗
	[77]	R134a	Manteau	-	ES, sans givre	1 D	-	US standard	-	-	-	-	✗

II - 1. 3. Présentation de Dymola et Modelica

Afin de respecter notre premier critère de modularité, notre choix pour l'environnement de modélisation s'est porté sur le logiciel Dymola [78] qui utilise le langage Modelica traduit et compilé en langage C. Le langage Modelica est un langage orienté-objet, multi-physique, équationnel et acausal. Dymola est un logiciel exploité par Dassault système permettant la résolution des équations Modelica à l'aide de solveurs intégrés. Deux types de solveurs sont proposés pour les équations différentielles, soit explicites tels que Euler soit implicites à ordre et/ou pas de temps variables tel que le solveur « Dassl ». Les équations algébriques sont résolues à l'aide d'un solveur classique tel que Newton.

La programmation orientée objet permet de développer des bibliothèques à l'aide de structures hiérarchiques bien définies regroupant des classes pouvant être instanciées en objet pour la création de modèles. Un composant peut ainsi facilement être interchangé. Le langage modélica permet de répondre au critère de modularité défini dans le cahier des charges.

II - 2. Modélisation de la PAC

II - 2. 1. Différentes techniques de modélisation

Il existe dans la littérature de nombreuses techniques de modélisation des cycles frigorifiques, souvent catégorisées en termes de boîte noire, boîte grise, ou boîte blanche [79] (**Figure II-1**).

Les modèles de type boîte noire sont des modèles réduits de systèmes souvent basés sur des mesures en laboratoire ou en condition réelle [80]. Ils fonctionnent grâce à un nombre réduit de paramètres ce qui les rend plus facilement identifiables [69]. Appliqués à la modélisation des PAC il existe dans la littérature différents types de modèles boîte noire dont principalement des réseaux de neurones avec des algorithmes d'apprentissage [29] ou des polynômes. Les polynômes se basent généralement sur deux équations couplées de la PAC selon les trois variables d'intérêt : le COP, la puissance thermique et la puissance électrique de la PAC. Ces modèles sont les plus répandus dans les bibliothèques de simulation tel que Energyplus ou TRYNSYS [81] [82], le modèle Type 201 de TRYNSYS se base par exemple sur le COP et la puissance thermique au condenseur de la manière suivante :

$$COP = a_0 + a_1 T_{chaud} + a_2 T_{froid} + a_3 T_{chaud} T_{froid} + a_4 T_{chaud}^2 + a_5 T_{froid}^2 \quad (9)$$

$$\dot{Q} = b_0 + b_1 T_{chaud} + b_2 T_{froid} + b_3 T_{chaud} T_{froid} + b_4 T_{chaud}^2 + b_5 T_{froid}^2 \quad (10)$$

Les modèles de type boîte grise sont des modèles couplant une approche empirique avec une approche physique. Appliquée aux PAC, cette méthode repose sur la modélisation des transferts de masse, de quantité de mouvement et de chaleur de chacun des composants avec des relations empiriques. Les propriétés thermodynamiques du fluide sont exprimées en fonction d'un couple de variables d'état, le plus souvent la pression et l'enthalpie reliées par les équations de conversion de la masse et de l'énergie de chacun des composants mis bout à bout. L'énergie échangée à l'échelle de chacun des composants peut ainsi être quantifiée et les performances du cycle thermodynamique peuvent être évaluées. Ce type de modélisation est très largement utilisé dans des études de configuration de cycle et l'optimisation du dimensionnement des composants [83] [72] [41] [55] [73].

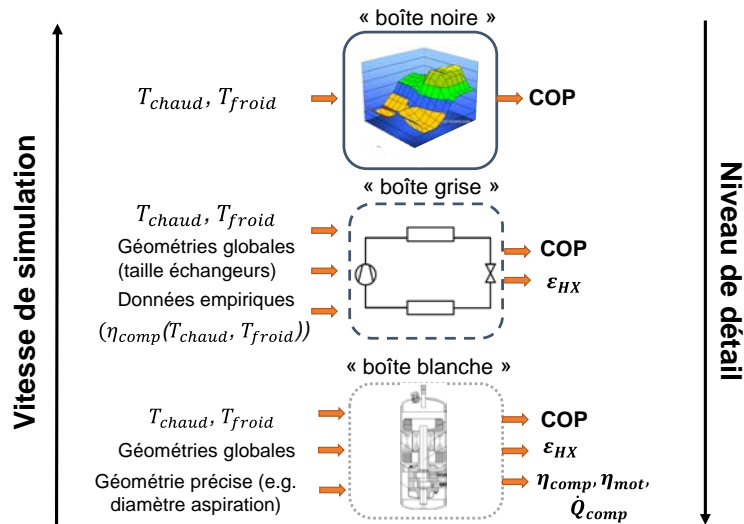


Figure II-1. Illustration des différentes techniques de modélisation de PAC en fonction de leur niveau de détail et vitesse de simulation

Enfin la modélisation fine ou boîte blanche consiste en une résolution mathématique des équations de conservation (quantité de mouvement, masse et énergie) au niveau de chacun des composants. Ces modèles sont surtout applicables dans l'étude de composants où la précision prime sur le temps de calcul. En effet elle permet d'étudier le composant de manière individuelle et de comprendre l'origine de pertes de performance à cette échelle au niveau mécanique ou thermique. Nous pouvons citer de nombreux travaux sur la modélisation fine du compresseur tel que Young Cheol Park qui réalise un modèle détaillé d'un compresseur rotatif afin d'estimer les pertes mécaniques (re-expansion du gaz dans le volume mort, frottements, fuites de fluide entre HP et BP) et les pertes de chaleur en fonction de la fréquence de rotation [84]. Goossens [85] utilise par exemple un modèle CFD pour étudier les pertes de chaleur du compresseur [85]. Ces modèles bien que très complets nécessitent de nombreux paramètres, une bonne connaissance de la géométrie du composant et présentent des temps de simulation longs ; ce qui ne permet pas de faire des études dynamiques sur de longues périodes.

II - 2. 2. Modélisation retenue

Suite à l'étude bibliographique et afin de respecter le cahier des charges, la modélisation de type boîte grise a été choisie pour la PAC avec la librairie de modélisation de composants thermo-hydrauliques TIL© disponible sous Dymola. La modélisation de type boîte grise permet de respecter les critères de précision et de temps de simulation. La bibliothèque TIL© permet de respecter le critère de modularité.

II - 2. 2. 1. Bibliothèque TIL

La bibliothèque TIL© est une bibliothèque commerciale développée sous Modelica par TLK-GmbH® [86]. C'est une bibliothèque orientée objet qui intègre des composants thermo-hydrauliques avec une architecture prédéfinie (Figure II-2). Elle est associée à une bibliothèque de calcul de propriétés thermiques des fluides « TILmedia© ». Cette bibliothèque permet de constituer aisément un cycle frigorifique par assemblage d'objets.

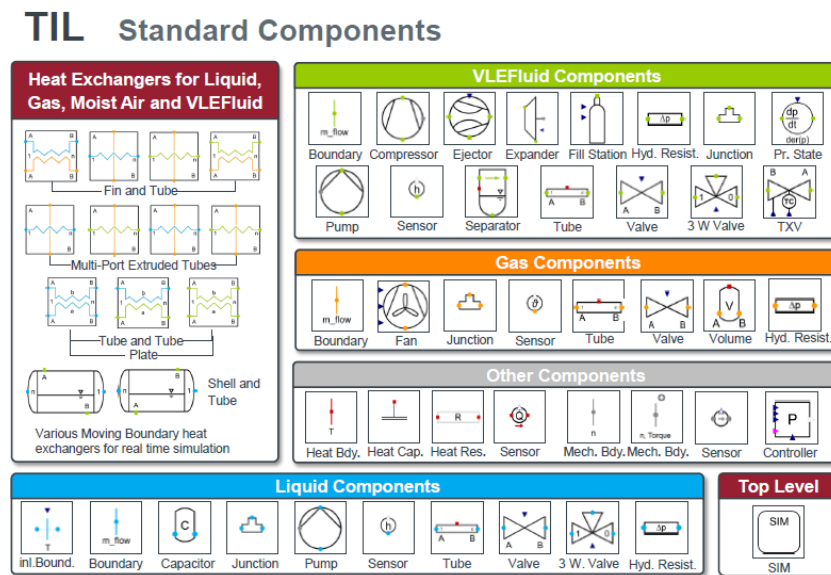


Figure II-2. Exemple de composants disponibles dans la bibliothèque TIL. Source : [86]

Les modèles existant dans cette bibliothèque possèdent déjà toutes les possibilités d'interconnexion grâce à des ports fluides et thermiques. Les bilans de masse et d'énergie sont déjà incorporés pour différentes variantes géométriques par exemple : échangeurs tube et ailettes ou échangeur tube et calandre.

L'utilisateur peut ensuite définir :

- La géométrie spécifique du système comme la longueur des tubes, le diamètre, le pas des ailettes ;
- Choisir ou incorporer lui-même des corrélations d'échange de chaleur et de perte de charge. TIL incorpore plusieurs corrélations d'échange couramment employées dans la modélisation de cycles thermodynamiques.

Dans la section suivante, nous présentons comment nous avons utilisé la bibliothèque TIL© pour modéliser le cycle thermodynamique et chacun des composants du cycle frigorifique.

Afin de simplifier la modélisation, nous avons volontairement adopté les hypothèses suivantes :

- les tuyauteries sont considérées adiabatiques ;

- les effets des pertes d'huile sur le rendement du compresseur et de l'huile en circulation sur les performances des échanges de chaleur sont négligés.

II - 2. 2. 2. Modélisation du compresseur

Le compresseur de la PAC est un compresseur volumétrique de type rotary mono-étagé avec un piston roulant permettant l'élévation en pression du fluide frigorigène. Sous TIL©, les compresseurs volumétriques sont modélisés par trois variables qui sont très fréquemment employées dans la modélisation des compresseurs, soit le rendement volumétrique, le rendement isentropique et le rendement global. Ces trois variables permettent de respectivement calculer, le débit aspiré par le compresseur, l'enthalpie de sortie du compresseur et la puissance électrique qui sont les trois variables d'intérêt [87] de sortie du modèle à partir des variables d'entrées : les températures de changement de phase (condensation, évaporation) et les conditions à l'aspiration du compresseur (pression et enthalpie) (**Figure II-3**).

Le rendement volumétrique, η_v , quantifie la quantité d'espace mort (espace non utilisé), les frottements et le taux de fuite entre la haute et la basse pression des compresseurs volumétriques. Il est défini comme le rapport entre le volume de fluide frigorigène réellement aspiré par tour par le compresseur et le volume balayé maximum de la chambre de compression :

$$\eta_v = \frac{V_{comp,réel}}{V_{comp,theor}} \quad (11)$$

Nous pouvons déduire le débit réel entrant dans le compresseur tel que :

$$\dot{m}_{comp,in} = \eta_v \rho V_{comp,theor} n \quad (12)$$

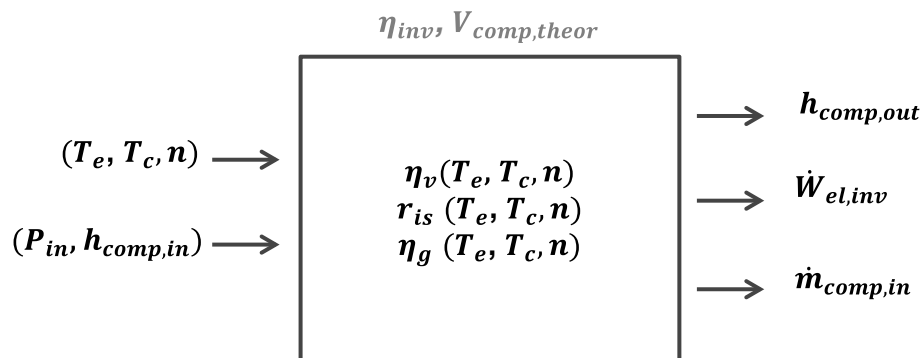


Figure II-3. Modèle de compresseur

Théoriquement, le rendement isentropique, η_{is} quantifie le niveau d'irréversibilité (au sens du second principe de la thermodynamique) qui se produit lors de la compression adiabatique. Cependant, les données expérimentales des compressoristes incluent les pertes de chaleur du compresseur dans leurs mesures. C'est pourquoi nous définissons une efficacité isentropique, r_{is} , incluant les pertes de chaleur tel que :

$$r_{is} = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}_{comp} + \dot{Q}_{p,comp}} \quad (13)$$

Où $\dot{W}_{comp} = \eta_{mot} \dot{W}_{el}$ est l'énergie mécanique absorbée par le fluide frigorigène pendant la compression. Nous pouvons noter que sous ce format, l'efficacité isentropique peut atteindre des valeurs supérieures à 1 lorsque les pertes de chaleur (comptées négativement) sont importantes. Enfin à partir de cette efficacité, il est possible de calculer sous TIL© avec la bibliothèque de propriété TILmedia ©, l'enthalpie de sortie du compresseur :

$$r_{is} = \frac{h_{is,comp,out} - h_{comp,in}}{h_{comp,out} - h_{comp,in}} \quad (14)$$

Le rendement global du compresseur quantifie la performance du compresseur sur toute la chaîne de transformation, de l'énergie électrique du moteur à l'énergie thermique contenue dans le fluide (en passant par l'énergie mécanique de compression) et en tenant compte des irréversibilités de compression. Ce rendement peut donc être calculé par le rapport de la puissance isentropique et la puissance électrique fournie au compresseur, soit :

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}_{el}} \quad (15)$$

Ces trois rendements ont été obtenus par régression polynomiale à l'aide des données du compressoriste (ayant fabriqué le compresseur de notre CET de référence), chacun sous la forme d'une fonction de référence f inspirée de la méthode des 10 coefficients de l'AHRI en fonction de la température d'évaporation et de condensation [88] :

$$f(T_e, T_c) = a_0 + a_1 T_e + a_2 T_c + a_3 T_e T_c + a_4 T_e^2 + a_5 T_c^2 + a_6 T_e T_c^2 + a_7 T_e^2 T_c + a_8 T_e^3 + a_9 T_c^3 \quad (16)$$

Afin de prendre en compte l'influence de la vitesse de rotation, cette fonction a été évaluée pour différentes vitesses de compresseur, soit 30, 50, 60 et 90 Hz et une interpolation linéaire est utilisée afin d'obtenir les points intermédiaires. Pour des valeurs supérieures à 90 Hz nous employons une extrapolation de -0,35 %/Hz pour le rendement global et l'efficacité isentropique.

II - 2. 2. 3. Modèle du détendeur

Les détendeurs sont des organes de régulation du débit de fluide frigorigène par variation de leur section de passage. Ils permettent d'assurer, par le maintien d'une surchauffe du fluide frigorigène à l'entrée du compresseur, un niveau de température inférieur au milieu extérieur dans l'évaporateur, ce qui permet in fine l'absorption d'énergie thermique du milieu ambiant par l'évaporateur.

Deux types d'organes de détente typiquement utilisés dans les CET sont modélisés. Ce sont les détendeurs thermostatiques (TXV, pour Thermostatic Expansion Valve en anglais) et les détendeurs électroniques (EEV, pour Electronic Expansion Valve en anglais). Pour tous les organes de détente de la bibliothèque TIL©, qui présentent une architecture prédéfinie, une équation classique de conservation de l'énergie est utilisée :

$$h_{dét,in} = h_{dét,out} \quad (17)$$

Pour la conservation de la quantité de mouvement, TIL© emploie pour les détendeurs l'hypothèse de Bernoulli d'un fluide incompressible, soit :

$$\dot{m}_{dét,out} = A_{eff} \sqrt{2\rho_{c,out}(P_c - P_e)} \quad (18)$$

Où A_{eff} représente la section de passage régulée. Cette régulation, basée sur le maintien d'une surchauffe du fluide à la sortie de l'évaporateur, se fait de manière différente entre le TXV et l'EEV.

- Régulation de la surchauffe par un TXV

Le TXV est un détendeur qui régule la surchauffe avec un bulbe placé à la sortie de l'évaporateur. Un fluide frigorigène diphasique contenu dans le bulbe (par l'effet de l'élévation de température résultant du transfert de chaleur entre la ligne de sortie de l'évaporateur et le bulbe) agit sur la membrane du détendeur. Afin de compenser la force exercée par le fluide sous pression du bulbe, une ligne nommée ligne d'égalisation de pression est reliée directement à la pression de sortie de l'évaporateur. C'est la différence entre ces deux pressions qui permet la régulation proportionnelle de l'ouverture du détendeur. Cette différence est fixée par un ressort, résultant en une troisième force agissant sur la membrane du TXV. L'utilisateur peut directement jouer sur la limite d'ouverture du TXV en ajustant la compression du ressort.

Après étude de la bibliographie, une modélisation reposant sur un bilan des trois forces agissant sur le système « membrane » a été choisie selon la méthodologie proposée par Eames et al. [89] (Figure II-4).

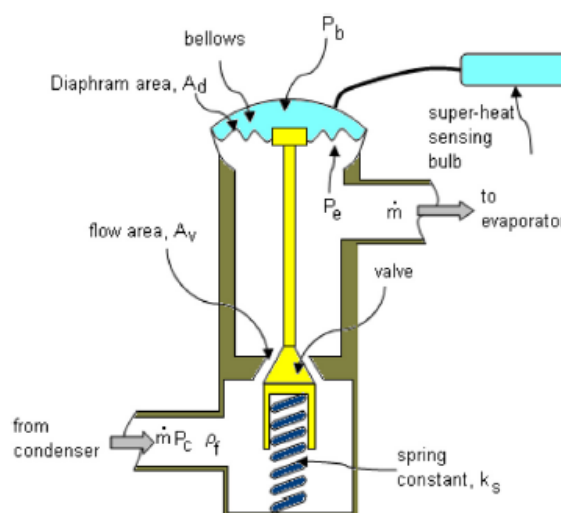


Figure II-4. Fonctionnement d'un détendeur thermostatique. Source: [89]

Cette modélisation repose sur les données fournies par le constructeur qui permettent de calibrer le modèle dynamique utilisant la raideur du ressort, la force de pression du fluide dans le bulbe et la force de pression du fluide en sortie d'évaporateur. Le débit massique à travers le détendeur peut alors être exprimé par une loi du type :

$$\dot{m}_{TXV} = \gamma [(P_{sat,bu} - P_e) - \Delta P_{lim}] \sqrt{2\rho_{c,out}(P_c - P_e)} \quad (19)$$

Par identification entre (18) et (19), nous pouvons constater que la section de passage du TXV, $A_{eff} = \gamma [(P_{sat,bu} - P_e) - \Delta P_{lim}]$.

Afin de prendre en compte la dynamique et le temps de réponse du détendeur, nous ajoutons ici une équation de bilan d'énergie pour prendre en compte l'inertie thermique entre le bulbe et la ligne d'évaporation, tel que :

$$\frac{dT_{bu}}{dt} = \frac{(T_e - T_{bu})}{\tau_{bu}} \quad (20)$$

Avec $\tau_{bu} = \frac{c_{v,bu}V_{bu}}{U_{bu,e}A_{bu}}$, le temps de réponse de la vanne thermostatique.

- Régulation de la surchauffe par un EEV

La régulation de la surchauffe par un détendeur EEV est électronique au lieu d'être mécanique mais le principe est identique à celui d'une TXV. Elle est contrôlée par un régulateur électronique PID externe. Pour le PID, nous adoptons une régulation de type PI (avec un gain proportionnel K et un temps intégral, τ_i) classiquement utilisée dans les systèmes thermodynamiques.

II - 2. 2. 4. Modèle de l'évaporateur

Nous avons sélectionné un évaporateur tube et ailettes, classique des CET sur air extérieur. Les échangeurs sous TIL© sont modélisés en employant les conventions de la modélisation orientée objet (Figure II-5). Deux techniques de modélisation distinctes sont disponibles pour l'utilisateur, soit par volumes finis, soit par volumes variables. Nous avons opté pour une modélisation par volumes finis, très couramment utilisée dans la littérature [41]. Pour cela, TIL© emploie une architecture d'agrégation de cellules, dont une pour le fluide frigorigène, une pour la partie solide (tube et ailettes comprise) et l'air humide. Chaque cellule intègre des bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie.

- Bilan de masse

Le bilan de masse sous TIL est réalisé de manière dynamique, soit à l'échelle de la cellule :

$$\frac{dm_{fluide}}{dt} = \dot{m}_{out} - \dot{m}_{in} \quad (21)$$

Avec la masse du fluide défini comme, $m_{fluide} = \rho_{fluide} V_{cellule}$

- Bilan d'énergie

Pour le bilan d'énergie de la partie fluide, la cellule nécessite des données géométriques pour le calcul de la surface d'échange, et une corrélation de convection pour les échanges thermiques.

Le coefficient d'échange convectif est obtenu selon l'équation (22). Cette équation montre que ce coefficient dépend directement du nombre de Nusselt.

$$Nu_x = \frac{h_{conv,x} L_c}{\lambda} \quad (22)$$

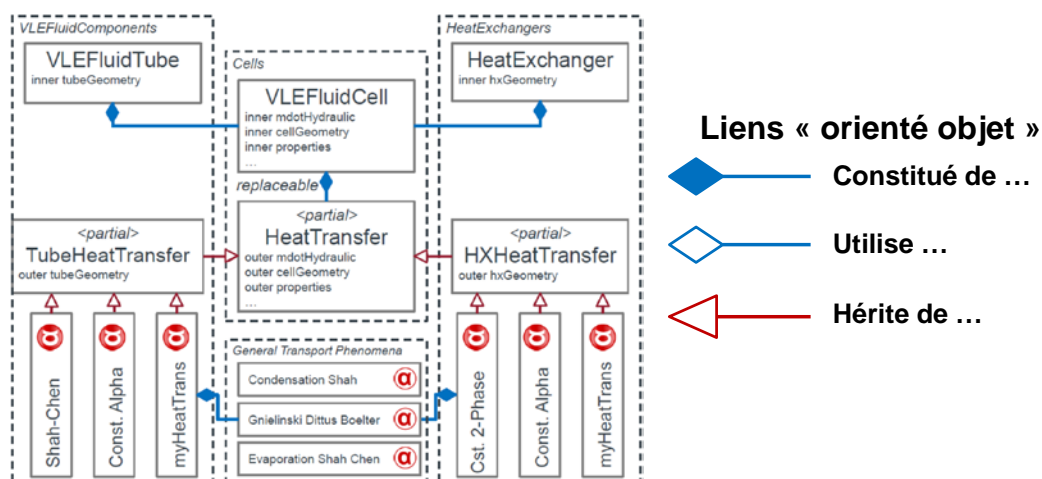


Figure II-5. Architecture orientée objet d'une cellule de fluide frigorigène sous TIL© pour le bilan d'énergie. Source : [90] [86]

Pour l'écoulement dans un tube lisse d'un fluide à l'état monophasique, TIL© emploie des corrélations empiriques de calcul du nombre de Nusselt (Nu) en fonction du nombre de Reynolds (Re). Lorsque $Re < 2300$, comme l'ont fait Baehr et al. [91] le nombre de Nusselt est constant :

$$Nu_x = 3,6568 \quad (23)$$

La corrélation classique développée par Gnielinski (1976) [92] possède une bonne précision pour notre type de configuration [93] [55]. Elle est utilisée lorsque $2300 < Re < 10000$:

$$Nu_x = \frac{(\zeta/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7 (\zeta/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (24)$$

Où ζ correspond au facteur de frottement linéique défini comme ci-après.

Et celle de Dittus-Boelter ou MacAdams (1954) s'exprime comme suit et est utilisée lorsque $Re > 10000$ [94] :

$$Nu_x = 0,023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (25)$$

Pour la partie diphasique, deux corrélations très généralement utilisées pour l'ébullition dans des tubes avec du R134a [95] [91] [90] [96] ont été employées en fonction du nombre de Froude caractérisant le régime d'écoulement dans l'échangeur suivant la méthode de Baehr et Stephan 2004 [91]. Ces corrélations permettent d'obtenir le coefficient de convection en changement de phase, h_{cp} . Soit lorsque $Fr < 0,04$, la corrélation de Shah de 1982 est employée [97] , qui prend le maximum entre le coefficient de convection nucléé et convectif:

$$h_{cp} = \max\{h_{en}, h_{ec}\} \quad (26)$$

Et pour les plus grands nombres de Froude, la corrélation de Chen [98] de 1966 est employée [95]:

$$h_{cp} = Fh_l + Sh_{en} \quad (27)$$

Où F et S sont définis comme le facteur de Reynolds et S le facteur de suppression.

Dans une étude menée par Navarro-Esbrí et al. [95], les auteurs comparent plusieurs corrélations de transfert de chaleur pour des évaporateurs à calandres fonctionnant au R134a et R1234yf (fluide frigorigène de substitution à bas GWP). Ils comparent notamment les corrélations de Shah et Chen avec celle de Kandlikar [99] et trouvent que la corrélation de Kandlikar possède la meilleure précision. M. Mohammed Shah [96] a fait un travail bibliographique exhaustif sur plusieurs fluides frigorigènes dans des tubes verticaux et horizontaux, avec les corrélations de transfert de chaleur les plus communément utilisées pour l'ébullition. Ils trouvent que pour l'ébullition du R134a dans des tubes horizontaux, la corrélation de Chen (1966) présente la meilleure précision. Celle de Kandlikar (1990) [99] n'a pas été évaluée pour le R134a. En effet cette corrélation a été formulée spécifiquement pour 10 fluides frigorigènes [99] dont le R134a ne fait pas partie. Ainsi, si un manque de précision est constaté pour la géométrie et les conditions de fonctionnement dans le modèle d'évaporateur, les autres corrélations spécifiques présentées précédemment au R134a pourront être comparées et/ou utilisées par la suite.

- Echange convectif et pertes de charge côté air

Pour l'échange convectif et les pertes de charge côté air, nous avons employé la corrélation en air humide de Wang et al. [100] qui expriment le coefficient d'échange convectif de l'air en fonction du facteur de Colburn j_N sous la forme (voir Annexe C pour plus de détails) :

$$Nu = \frac{j_N Re}{Pr^{1/3}} \quad (28)$$

Avec N , le nombre de rangs à l'évaporateur. Cette corrélation a été établie pour des diamètres externes d'évaporateur allant de 7,53 mm à 10,34 mm avec un nombre de rangs de 2 à 6 et un champ de validité en termes de Reynolds sur l'air de 300 à 5000. Ceci couvre largement le champ d'application que nous envisageons en termes de validation expérimentale et d'optimisation. Pour les pertes de charge côté air, TIL emploie la formulation suivante en négligeant les variations de masse volumique de l'air à l'entrée de l'évaporateur [101] :

$$\Delta P_{air} = f_{air} \frac{A_{evap,tot}}{A_{evap,min}} \frac{\rho_{air} v_{air}^2}{2} \quad (29)$$

Avec f_{air} , le facteur de friction de l'air, avec A_{min} , la surface de passage de l'air dans la direction du flux aéraulique et A_{tot} , la surface d'échange totale de l'échangeur. La corrélation de Haaf [102] a aussi été testée mais prédit de trop importantes pertes de charge pour notre configuration.

- Bilan de quantité de mouvement – pertes de charge côté fluide frigorigène

Le bilan de quantité de mouvement est calculé sous TIL, classiquement par une équation de Bernoulli généralisée de la manière suivante à l'échelle de la cellule :

$$\Delta P_{fluide} = \zeta \frac{L}{D_h} \frac{\rho_{fluide} v_{fluide}^2}{2} \quad (30)$$

Le coefficient de pertes de charge implémenté pour le fluide frigorigène dans le tube est exprimé par la corrélation de Hagen-Poiseuille en écoulement laminaire, soit lorsque $Re < 2300$:

$$\zeta = \frac{64}{Re} \quad (31)$$

En régime turbulent, lorsque $2300 < Re < 10^7$, la formule de Konakov légèrement modifiée par rapport à l'originale de Gnielinski, est utilisée de la manière suivante :

$$\zeta = \frac{1}{(1,8 \log(Re) - 1,5)^2} \quad (32)$$

Enfin toutes les propriétés thermodynamiques nécessaires aux calculs des différentes corrélations sont calculées avec la bibliothèque TILmedia © disponible avec la suite TIL©.

II - 2. 2. 5. Modèle de condenseur manteau

Nous avons pris comme hypothèse pour le condenseur un tube long et horizontal échangeant de la chaleur avec le ballon par convection et conduction (**Figure II-11**). La technique employée dans le modèle d'évaporateur est appliquée dans la modélisation du condenseur avec une discrétisation en volumes finis sur m éléments selon la longueur du tube.

- Bilan d'énergie

Pour la partie monophasique nous employons les équations (23), (24) et (25).

Pour le fluide diphasique la corrélation de Shah (1979) pour la condensation en tube lisse est employée [103]:

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr_l^{0,4} \left((1-x)^{0,8} + \frac{3,8(1-x)^{0,04}x^{0,76}}{p_{red}^{0,38}} \right) \quad (33)$$

Cette équation est valable pour des diamètres internes compris entre 7 mm et 40 mm et pour des pressions de saturation de 10 à 98 bar. Elle est généralement considérée comme robuste pour la condensation du R134a pour des géométries variables et des conditions de fonctionnement proches de celle du CET [104].

Enfin, le bilan de masse et de moment est réalisé de la même manière que pour les tubes lisses dans l'évaporateur.

II - 2. 2. 6. Modélisation des phases de givrage-dégivrage

Les PAC aérothermiques sont sujettes au givrage de l'évaporateur lorsque la température extérieure est basse et que l'air est humide. Ceci cause le développement d'une couche solide de givre sur les ailettes de l'évaporateur qui croît avec le temps. Cette couche solide crée une résistance thermique supplémentaire entre l'air et le fluide frigorigène.

Pour prendre cela en compte, TIL© emploie le modèle semi-empirique d'Auracher [105] qui ajoute une résistance thermique équivalente uniforme sur toute la surface d'échange de l'évaporateur. Afin de prendre en compte la porosité variable du givre en fonction du contenu en vapeur d'eau et d'air, la résistance thermique est représentée par la combinaison d'une résistance en série et une en parallèle comme utilisé par le Gall [106] ou Negrelli et al. [107], avec l'hypothèse d'une couche de givre dense, ce qui permet de réduire la formulation initiale d'Auracher à :

$$\frac{1}{\lambda_{givre}} = \frac{0,42(0,1 + 0,995\rho_{givre})}{\lambda_{serie}} + \frac{1 - 0,42(0,1 + 0,995\rho_{givre})}{\lambda_{parallele}} \quad (34)$$

Où λ_{serie} et $\lambda_{parallele}$, représentent respectivement les conductivités thermiques en série et en parallèle, calculées comme Auracher [105]. La densité de givre, ρ_{givre} , est calculée par TIL en prenant comme hypothèse une fraction massique fixe de glace par rapport à la masse de l'air dans la couche de givre de 0,23.

La vanne 4 voies est un organe classique des PAC sur l'air extérieur qui permet de changer le sens de circulation du fluide frigorigène entre le condenseur et l'évaporateur afin de réaliser le dégivrage par fusion-sublimation de la glace accumulée. Dans le cas du CET, le condenseur manteau sert alors temporairement d'évaporateur et puise de l'énergie dans le ballon, transférée à la batterie à ailettes pour le dégivrage. La vanne 4 voies cause cependant un échange supplémentaire dans le cycle qui est pris en compte par un bilan d'énergie classique en négligeant les pertes thermiques de la vanne vers le milieu extérieur :

$$c_{v,HP}V_{vanne,HP} \frac{dT_{vanne,HP}}{dt} = \dot{m}\Delta h_{HP} + UA_{vanne}(T_{vanne,LP} - T_{vanne,HP}) \quad (35)$$

II - 2. 2. 7. Modélisation de la régulation

La régulation de la pompe à chaleur est effectuée en tout ou rien en fonction de la température mesurée par une sonde de régulation à une certaine hauteur dans le ballon.

- Régulation de la chauffe

Le régulateur est modélisé comme un thermostat classique avec une consigne de température T_{set} , un hystérésis ΔT_{set} , et la température de la sonde T_{sonde} soit :

$$OnOff = \begin{cases} True, & T_{sonde} < T_{set} - \Delta T_{set} \\ False, & T_{sonde} > T_{set} \end{cases} \quad (36)$$

Le domaine couvert par la PAC est donné sur la figure 6. En dehors de ce domaine, la température de consigne est atteinte en complément ou totalement par une résistance thermique auxiliaire.

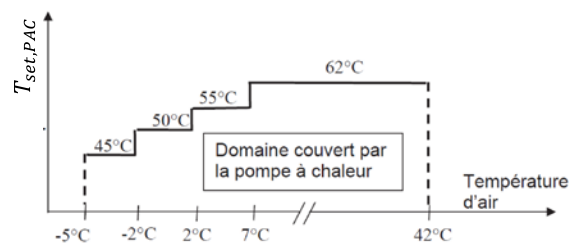


Figure II-6. Domaine de températures couvert par la PAC et consignes maximales recommandées. Source : [108]

- Régulation du dégivrage

La logique de déclenchement du dégivrage est variable en fonction des constructeurs. Nous avons pris pour hypothèse un dégivrage cyclique systématique par inversion de cycle. En période de dégivrage, le compresseur s'arrête une première fois sur une courte période, redémarre afin d'entamer le dégivrage et s'arrête sur une période plus longue après la fin du dégivrage. Ceci permet d'une part d'équilibrer les pressions haute et basse avant de redémarrer le compresseur et d'autre part de permettre l'évacuation des eaux de dégivrage de la surface de l'évaporateur. A des fins d'illustration, l'algorithme correspondant a été schématisé sur la figure 7

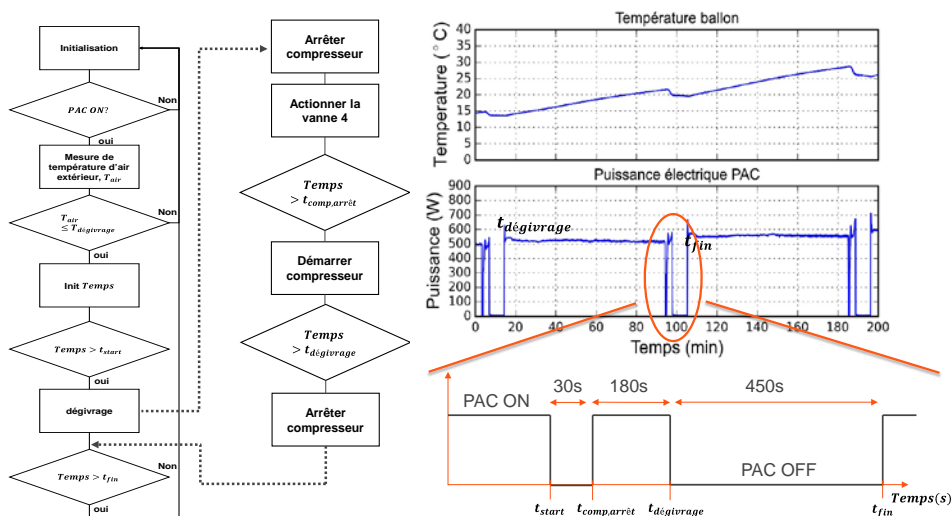


Figure II-7. Algorithme de dégivrage de la PAC

II - 3. Modélisation du ballon d'ECS

II - 3. 1. Phénomènes physiques

Le design du ballon d'ECS est souvent perçu dans la littérature comme un élément clef à la fois pour les performances énergétiques des systèmes énergétiques et le niveau de confort ou le « service » délivré à l'utilisateur final [109]. Ces deux facteurs sont essentiellement conditionnés par le niveau de stratification en température du ballon. Il existe plusieurs phénomènes physiques influents sur cette dernière généralement retenus dans la littérature [110] [111] dont la prépondérance dépend des conditions aux limites :

- Les pertes thermiques extérieures par voie radiale avec le milieu environnant plus froid en température ;
- Les échanges thermiques intérieurs au ballon par voie axiale en conduction et convection entre les différentes strates du ballon ou avec le métal de la paroi du ballon ;
- La turbulence induite par les entrées d'eau froide ou chaude [112]; e.g. eau du réseau et jets chauds en cas de piquage externe ;
- Les échanges convectifs lors de la charge du ballon.

Plusieurs paramètres sont retenus dans la littérature visant à améliorer la stratification et donc les performances de stockage du ballon d'ECS. Un facteur largement étudié est le facteur de forme du ballon faisant le rapport entre la hauteur et le diamètre. Pour les performances en stockage seul en période de repos, Nelson et al. [113] montrent par voie numérique pour des ballons de stockage de froid que la stratification est d'autant meilleure que le rapport de forme est élevé. Plusieurs études vont dans ce même sens et montrent que le rapport de forme idéal pour des ballons de stockage de petite taille (200-300 l) est situé aux alentours de 3. Ceci est principalement dû au compromis optimal trouvé entre les transferts axiaux et radiaux. En effet, l'augmentation de la hauteur a pour effet l'augmentation des forces de gravité qui permettent de maintenir une stratification par échanges convectifs [114] mais celle-ci a aussi comme effet d'augmenter les pertes radiales vers le milieu environnant par augmentation de la surface de transfert [115].

L'augmentation de l'isolation des ballons a pour effet de réduire les pertes thermiques par voie radiale. Pour des pertes thermiques équivalentes, augmenter le facteur de forme du ballon revient donc à devoir augmenter la quantité d'isolant à poser, ce qui a un impact direct sur le coût du système. Les constructeurs de ballon ont donc à optimiser la taille de leur ballon en fonction à la fois des critères de coût, de performance et de confort.

Shah et Furbo [116] ont réalisé une simulation CFD pour des ballons solaires en période de soutirage pour différents débits et avec différentes typologies d'entrée et de brise jets (**Figure II-8**). Ils montrent que la part d'énergie utile, supérieure à 40 °C, baisse avec l'augmentation du débit de soutirage, en raison essentiellement de la destruction de la stratification par le jet froid entrant dans le ballon.

Selon leur simulation, la zone de mélange augmente avec la baisse d'efficacité du brise-jet, l'augmentation du débit et l'allongement du temps de soutirage. Dans une seconde partie, les auteurs réalisent une étude expérimentale pour analyser les profils de température dans le ballon pour des entrées d'eau à 10 l/min (typiques des douches) et différents brise-jets. Ils montrent que pour les brise-jets les plus efficaces, un écoulement type « piston » peut être observé alors que pour des brise-jets moins efficaces une importante zone de mélange existe en bas de ballon.

Cette zone de mélange augmente également avec l'accroissement de la différence de température entre le ballon et l'entrée d'eau froide, en raison du rapport entre les forces de gravité face aux forces inertielles du jet.

Zurigat et al. [117] [118] proposent d'analyser tous ces facteurs avec le nombre de Richardson (Ri) adimensionnel quantifiant le rapport entre les forces de gravité et les forces inertielles :

$$Ri = \frac{\text{convection naturelle}}{\text{convection forcée}} = \frac{g\beta(T_b - T_{b,in})H_b}{v^2} \quad (37)$$

Ils montrent que pour un $Ri > 3,6$, la diffusivité thermique effective dans le bas du ballon est faible et la zone de mélange peut être négligée.

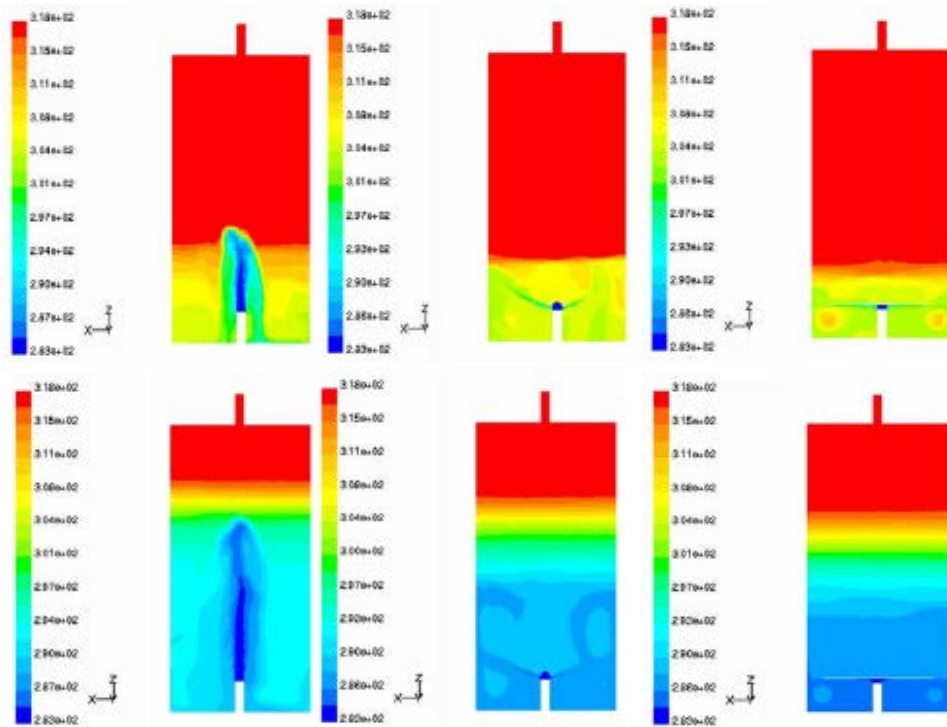


Figure II-8. Effets du soutirage sur la stratification d'un ballon de stockage avec différents brise-jets. Soutirage à 10 l/min après 1min en haut, après 5 min en bas, source : [116].

II - 3. 2. Différentes techniques de modélisation

Plusieurs techniques de modélisation de ballon sont traditionnellement employées dans la littérature pour modéliser les phénomènes physiques évoqués précédemment. Nous trouvons par exemple des modèles uniformes à un niveau de température, des modèles stratifiés à volumes discrets fixes ou variables et à températures de strates uniformes comme respectivement les types 4, 38 ou 60 de TRYNYSYS [119] [120], des modèles à macro-zones [121] [122] et des modèles CFD 3D complets [123] [121] [124]. Le niveau de précision atteint varie en fonction des techniques employées, et la vitesse de simulation varie directement en fonction du nombre d'équations à résoudre par les solveurs numériques [121] (**Figure II-9**).

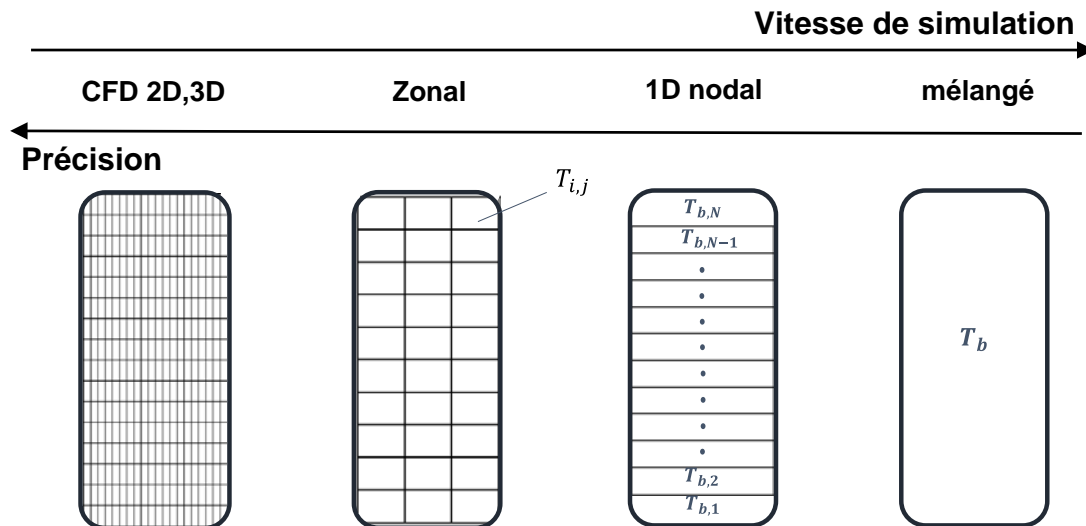


Figure II-9. Différentes techniques de modélisation des ballons et contraintes associées

La forme la plus simple consiste en un modèle à température uniforme considérant un nœud de température unique correspondant à la température du ballon, T_b . Le bilan d'énergie du ballon peut donc s'écrire de manière simplifiée, comme :

$$c_{v,b}V_b \frac{dT_b}{dt} = \dot{Q}_{in,b} + \dot{Q}_{out,b} \quad (38)$$

La forme la plus complexe consiste en la résolution des équations non linéaires de Navier-Stokes pour les trois équations de conservation du fluide (quantité de mouvement, énergie et masse). Dans la littérature, ces modèles sont très largement utilisés pour identifier des phénomènes physiques et des typologies d'écoulement dans le ballon. Mais comme le précise Blandin et al. [121] ces modèles sont très gourmands en temps de calcul ce qui empêche leur utilisation pour des simulations saisonnières ou annuelles.

II - 3. 3. Modélisation retenue

Entre les deux extrêmes présentés précédemment, il existe des techniques intermédiaires visant à approcher les phénomènes physiques évoqués tels que les modèles nodaux ou zonaux (**Figure II-9**). Selon la littérature, ceux-ci présentent un bon compromis entre le niveau de précision atteint et la vitesse de simulation [109] [124]. Afin de respecter notre cahier des charges nous avons donc opté pour une modélisation de ce type pour le ballon d'ECS.

Le ballon d'un CET est traditionnellement modélisé dans la littérature avec un niveau de détail assez faible. Il est souvent représenté par des modèles totalement mélangés [41] [40] ou des modèles 1D [55] [73]. Afin de prendre en compte les phénomènes physiques de manière plus réaliste, nous avons décidé de donner plus de détail à la modélisation du ballon. Pour cela nous avons opté pour une modélisation définie en fonction de l'état de fonctionnement du ballon, soit pendant la charge, le soutirage et le refroidissement.

II - 3. 3. 1. En charge

En charge, un modèle de type zonal tel que développé par Kenjo et al. [125] a été adopté car il se prête bien à notre configuration de système avec un échangeur de type manteau. Celui-ci est basé sur l'hypothèse du développement d'une couche limite le long de la paroi verticale interne du ballon et d'une résolution des équations de continuités dans la couche limite comme détaillé par Bejan [126]. Ceci permet de ne pas avoir à résoudre d'équations liées à la quantité de mouvement et d'imposer à la place un profil de circulation connu au sein du ballon. Le modèle de circulation retenu par L. Kenjo est représenté sur la figure 10.

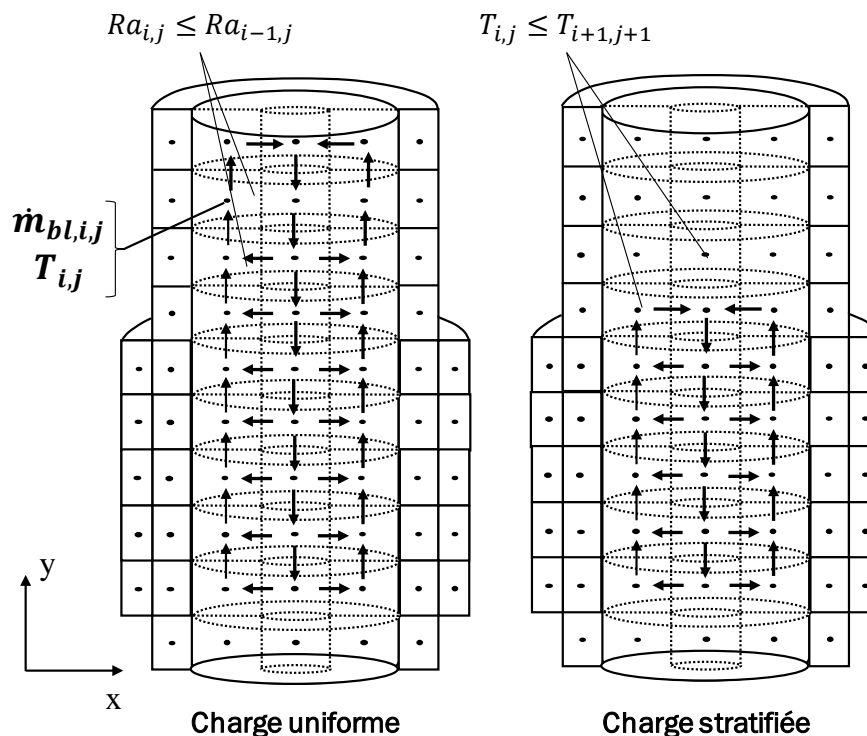


Figure II-10. Profil d'écoulement zonal avec un ballon initialement uniforme en température. Source : [125]

Chaque zone du ballon est caractérisée par deux variables : le débit et la température de cellule qui sont déterminés par mise en équation de la conservation respectivement de la masse et de l'énergie.

- Résolution des équations de débits

Afin d'obtenir le débit dans la couche limite, les auteurs utilisent le profil de vitesse dans la couche limite défini par Bejan [126] pour la convection naturelle en vase clos en fonction de la hauteur y dans le ballon (en prenant le bas du ballon comme origine) :

$$v(y) = 1,186 \left[\frac{Ra_y}{1+0,494Pr^{\frac{2}{3}}} \right]^{\frac{1}{2}} Pr^{-\frac{1}{2}} v y^{-1} \quad (39)$$

Avec :

$$Ra_y = \frac{\text{forces de gravité}}{\text{forces visqueuses}} = \frac{g\beta(T_p - T_\infty)y^3}{\nu\alpha} \quad (40)$$

Les hypothèses principales retenues par les auteurs sont :

- Une couche limite thermique et dynamique de même ordre de grandeur soit $Pr=1$. Pour l'eau à 55 °C, $Pr \sim 3,6$;
- Un profil de vitesse dans la couche limite turbulent identique tout au long de la paroi ;
- Un ballon initialement à température uniforme ;
- Une épaisseur de couche limite constante tout le long de la paroi estimée par [127]:

$$d_{cl}(y) = 0,566 \left[\frac{Ra_y}{1+0,494Pr^{\frac{2}{3}}} \right]^{-\frac{1}{10}} Pr^{-\frac{3}{5}} y \quad (41)$$

Ceci permet d'obtenir le débit massique dans la couche limite en intégrant le profil de vitesse le long de la section de passage, tel que :

$$\dot{m}(y) = \int \rho_{cl} v(y) \vec{n} \cdot d\vec{S} \quad (42)$$

Toutes ces équations étant résolues numériquement pour des volumes discrets, on introduit, deux éléments numériques, i et j , définissant la position horizontale et verticale dans la matrice numérique définie dans la figure 10, qui intègre la partie solide, la couche limite, et la partie axiale du ballon. Le flux de fluide dans la couche limite étant supposé perpendiculaire à la section, nous obtenons par résolution de l'équation (42), pour un élément i,j discret (avec l'entier $i = E(\frac{y}{H_b}) + 1$) désignant la hauteur) de la couche limite:

$$\dot{m}_{cl,i,j} = 0,098\alpha\rho Pr^{\frac{1}{15}} \left[\frac{Ra_{i,j}}{1+0,494Pr^{\frac{2}{3}}} \right]^{\frac{2}{5}} p \quad (43)$$

Avec p le périmètre du ballon (m).

Le profil d'écoulement présente des limites imposées par les hypothèses retenues. En effet, pour des simulations de longue durée, le ballon sera en condition stratifiée au moment de la charge. Pour ces périodes, nous prenons l'hypothèse classique [128] de propagation de la couche limite uniquement à des couches de température et de densité égales. Une condition dans la résolution est donc ajoutée pour un élément i,j de la couche limite tel que:

$$\dot{m}_{cl,i+1,j} = \begin{cases} \dot{m}_{cl,i,j} & T_{i,j} > T_{i+1,j+1} \\ 0 & T_{i,j} \leq T_{i+1,j+1} \end{cases} \quad (44)$$

Cette hypothèse revient à délimiter le ballon en deux zones selon la hauteur en fonction de l'état de stratification du ballon.

Dans la thèse de L. Kenjo [125], dans le cas d'un ballon uniforme, un entrainement de fluide est considéré dans toutes les parties du ballon, c'est-à-dire que des débits horizontaux entrants dans la couche limite existent tout au long de la paroi du ballon (**Figure II-10**). Cette hypothèse n'est pas valable lorsque l'apport de chaleur n'est pas réparti uniformément sur toute la hauteur du ballon. Ceci peut notamment être le cas lorsque le manteau recouvre seulement la partie basse du ballon, configuration la plus classique des CET.

Dans ce cas, il peut exister une inversion de température entre la paroi haute du ballon et la couche limite ce qui résulte en une réduction des forces de poussée par rapport aux forces visqueuses. Une autre condition a donc été ajoutée pour décrire l'entrainement de fluide en fonction du nombre de Rayleigh qui décrit l'importance des forces de gravité face aux forces visqueuses du fluide. En effet, il est considéré que l'entrainement ne peut être qu'entrant ou nul. Pour un élément i de la couche limite nous avons donc :

$$\dot{m}_{cl,i,j} = \begin{cases} \dot{m}_{cl,i,j}, & Ra_{i,j} > Ra_{i-1,j} \\ \dot{m}_{i-1}, & Ra_{i,j} \leq Ra_{i-1,j} \end{cases} \quad (45)$$

Cette hypothèse traduit l'idée que l'inertie du fluide ascendant dans la couche limite est importante et suffisante pour atteindre les couches plus hautes dans le ballon sans transfert de masse vers la zone axiale du ballon. Cette hypothèse est validée par voie de CFD par Shah et al. [76] pour un CET en période chauffe.

Enfin, tous les débits des autres zones, hors de la couche limite sont obtenus par bilan de masse à l'état stationnaire :

$$\sum_j \dot{m}_{i,j} = 0 \quad (46)$$

- Résolution des températures de zone

Afin d'obtenir les températures de chacune des zones, le bilan d'énergie par analogie avec un réseau électrique est écrit pour chaque zone i et les j mailles environnantes (Nord, Sud, Est et Ouest solides ou liquides) (**Figure II-11**) et peut s'écrire sous la forme généralisée comme :

$$c_{v,i}V_i \frac{dT_i}{dt} = - \sum_j [(U_{i,j}A_{i,j}(T_i - T_j) + \dot{m}_{i,j}c_p(T_i - T_j))] \quad (47)$$

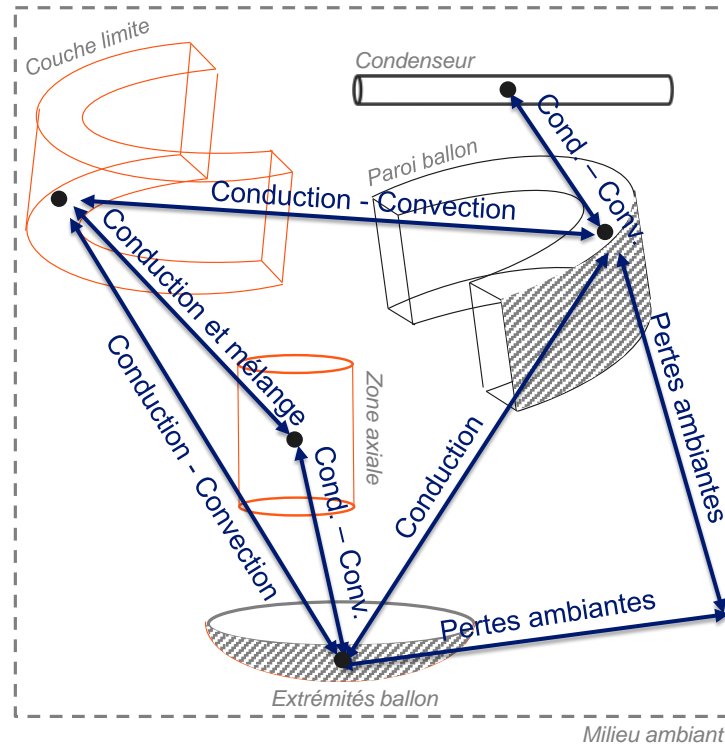


Figure II-11. Illustration des échanges thermiques considérés dans le bilan d'énergie par zone du ballon. Partie fluide en orange et solide en grise.

Le transfert de chaleur convectif entre la paroi et le fluide est estimé par le nombre de Nusselt tel que :

$$Nu(y) = \frac{h_{conv,i}y}{\lambda} \quad (48)$$

Nous utilisons la formulation locale de Shah [129] tel qu'utilisé par Kenjo et al. [127] obtenue par CFD pour les ballons cylindriques, valable pour $Ra < 10^{11}$:

$$Nu(y) = (4,501 - 3,103 \frac{D_b}{H_b}) \left(\frac{g\beta(T_p - T_\infty)y^4}{\nu\alpha H_b} \right)^{0.19} \quad (49)$$

En intégrant (48) le long de la paroi selon la hauteur du ballon, on obtient un coefficient de convection surfacique moyen [125] :

$$\bar{h}_{conv,i} = 1,315\lambda H_b^{-0.24} (4,501 - 3,103 \frac{D_b}{H_b}) \left(\frac{g\beta(T_{p,i} - T_\infty)}{\nu\alpha H_b} \right)^{0.19} \quad (50)$$

II - 3. 3. 2. En phase de soutirage

Dans la littérature, les périodes de soutirage sont très généralement modélisées par une équation en 1D lorsque le soutirage se fait par la partie haute et une entrée d'eau froide par la partie basse [109]. Comme nous l'avons vu, un tel fonctionnement peut causer des phénomènes de mélange entre l'eau du ballon et le jet d'eau froide entrant (section II - 3. 1.), très dépendants du nombre de Richardson. Pour notre cas, nous considérons un brise-jet perforé, pour lequel, pour des conditions de soutirage à 10 l/min, à 10 °C et une température de ballon de 55 °C, le nombre de Richardson $Ri \approx 1,6$. Selon Zurigat (1991), nous sommes dans un cas où on ne peut pas ignorer la zone de mélange [117].

Dans la littérature, pour modéliser ce phénomène les approches consistent souvent à considérer deux zones distinctes dont une correspond à une zone de mélange et l'autre à une zone avec un écoulement de type piston. Soit cette zone de mélange est prise fixe tel que Park et al. [73] soit elle est considérée variable comme Jordan et al. [130] ou Beeker et al. [131]. Nous avons décidé d'opter pour une zone d'étendue variable basée sur le bilan d'énergie formulé par Jordan et al. [130] tel que :

$$H_{mix} = \frac{\dot{m}_{ECS}^2}{2\rho_{b,in}(\pi r_{eff}^2)^2(\rho_{b,in} - \rho_b)g} + H_{entrée} \quad (51)$$

Où r_{eff} correspond à la section de passage efficace du brise-jet et $h_{entrée}$ correspond à la hauteur du tube dans le ballon.

Enfin, le bilan d'énergie en 1D, peut s'écrire pour les deux zones sous la forme discrète :

$$c_{v,i}V_i \frac{dT_i}{dt} = \begin{cases} -\sum_j [U_{i,j}A_{i,j}(T_i - T_j)] + \frac{\dot{m}_{ECS}c_p(T_{i_{mix}} - T_{b,in})}{i_{mix}}, & i \leq i_{mix} \\ -\sum_j [U_{i,j}A_{i,j}(T_i - T_j)] + \dot{m}_{ECS}c_p(T_{i-1} - T_i), & i > i_{mix} \end{cases} \quad (52)$$

II - 3. 3. 3. En phase de refroidissement et dégivrage

En période de refroidissement, L. Kenjo [127] suggère que le profil d'écoulement en phase de charge (**Figure II-10**) peut être utilisé mais de manière inversée. En effet, d'après l'étude CFD de Oliveski [132] et Jan et al. [133] sur le refroidissement du ballon, une couche limite descendante se forme aussi le long de la paroi, résultant en un débit ascendant dans la partie centrale du ballon. le débit dans la couche limite baisse progressivement en fonction du temps jusqu'à extinction de la couche limite en commençant par les parties inférieures du ballon où l'écart en température entre le fluide et le milieu ambiant est plus faible qu'en partie supérieure, en raison de la stratification.

Une première méthodologie de modélisation a été testée dans cette optique en inversant le sens de circulation tout en conservant le même profil de vitesse. Un nombre de Rayleigh limite de 1700 a été défini comme la condition d'arrêt de la convection tel qu'observée par Oliveski [132]:

$$\dot{m}_i = \begin{cases} -\dot{m}_{cl,i,j}, & Ra_i > 1700 \\ 0, & Ra_i \leq 1700 \end{cases} \quad (53)$$

Cependant il a été remarqué que le débit calculé à l'aide de cette formulation surestime le refroidissement du ballon dans ces parties hautes [134]. Ceci est essentiellement dû au profil de vitesse, défini par l'équation (39), qui caractérise une couche limite turbulente et qui surestime les

vitesse d'écoulement. En effet, le nombre adimensionnel de Grashof est souvent utilisé comme critère de transition pour la convection naturelle libre :

$$Gr_y = \frac{\text{forces de gravité}}{\text{forces visqueuses}} = \frac{g\beta(T_p - T_\infty)y^3\rho^2}{\mu^2} \quad (54)$$

Il est largement admis dans la littérature que la convection est laminaire lorsque $Gr_y < 10^9$ [126]. Or en refroidissement libre, pour une eau à 55 °C, une température de paroi de 54,8 °C et une hauteur de 0,6 m, $Gr \approx 6,5 \cdot 10^9$. Pour une hauteur de 0,2 m on obtient $Gr \approx 2,4 \cdot 10^8$. Nous pouvons donc supposer que la partie haute du ballon est en régime transitoire alors que la partie basse est en régime laminaire. Cette observation est partagée par Fan et al. [133] qui ont réalisé une étude CFD sur les écoulements en vase clos.

A défaut d'un profil de vitesse plus réaliste pour le refroidissement libre, nous avons employé une alternative de modélisation 1D tel que préconisée par Oliveski et al. [124] présentée en annexe B du manuscrit.

Pour les phases de dégivrage, la différence entre la température de paroi et l'eau est plus grande car le condenseur se transforme en évaporateur fonctionnant à basse température et prélevant de l'énergie au ballon. Dans ce cas de fonctionnement, le profil de vitesse turbulent est maintenu car $Gr_y > 10^9$ même à 0,2 m de hauteur.

La corrélation de transfert de chaleur généralement employée pour la convection interne entre la paroi du ballon et le fluide correspond à celle déterminée pour le refroidissement d'un ballon par Oliveski et al. [132] :

$$\overline{Nu} = 1,86A_b^{1,11} \hat{U}^{0,174} (PrRa^*)^{0,155} \quad (55)$$

II - 3. 3. 4. Algorithme de mélange pour les gradients inverses de température

Les modèles 1D tels que nous avons employés pour les soutirages et le refroidissement, présentent un défaut majeur qui est l'éventuelle inversion de température. Ceci est le cas lorsque numériquement la convection décrite précédemment n'est pas prise en compte. Par exemple dans le cas où une couche du haut du ballon se refroidit plus vite que les couches inférieures dû à une isolation thermique plus faible avec le milieu ambiant.

Dans ce cas Oliveski et al. [132] comparent deux méthodes algorithmiques soit par augmentation artificielle de la conductivité thermique soit par moyenne des couches à gradients inverses. Ces méthodes visent à simuler le transport de masse par un équivalent en énergie, Nous optons pour notre cas pour la première qui consiste à augmenter la conductivité thermique d'un ordre de 10^5 lorsqu'une inversion de température est détectée, soit pour une couche i dans la direction verticale :

$$\lambda_{eff,i,i+1} = \begin{cases} \lambda_{eau,i,i+1} + 10^5, & T_i > T_{i+1} \\ \lambda_{eau,i,i+1}, & T_i \leq T_{i+1} \end{cases} \quad (56)$$

II - 3. 3. 5. Assemblage dans Dymola suivant l'architecture définie par TIL©

La partie PAC du CET étant modélisée avec TIL©, il nous a semblé pertinent d'adopter une même typologie d'architecture orientée objet pour la modélisation du ballon.

Nous avons donc construit un modèle basé sur un assemblage de cellules dans lesquelles les équations de bilans (47) et (46) sont incorporées. Nous retrouvons donc la paroi en acier avec l'isolant du ballon enveloppant une partie liquide composée de la couche limite et la couche centrale (**Figure II-12**). Les « port A » et « port B » représentent les orifices d'entrée/sortie pour le soutirage. A noter, l'axisymétrie visible sur la figure employée pour réduire le nombre d'équation total à résoudre.

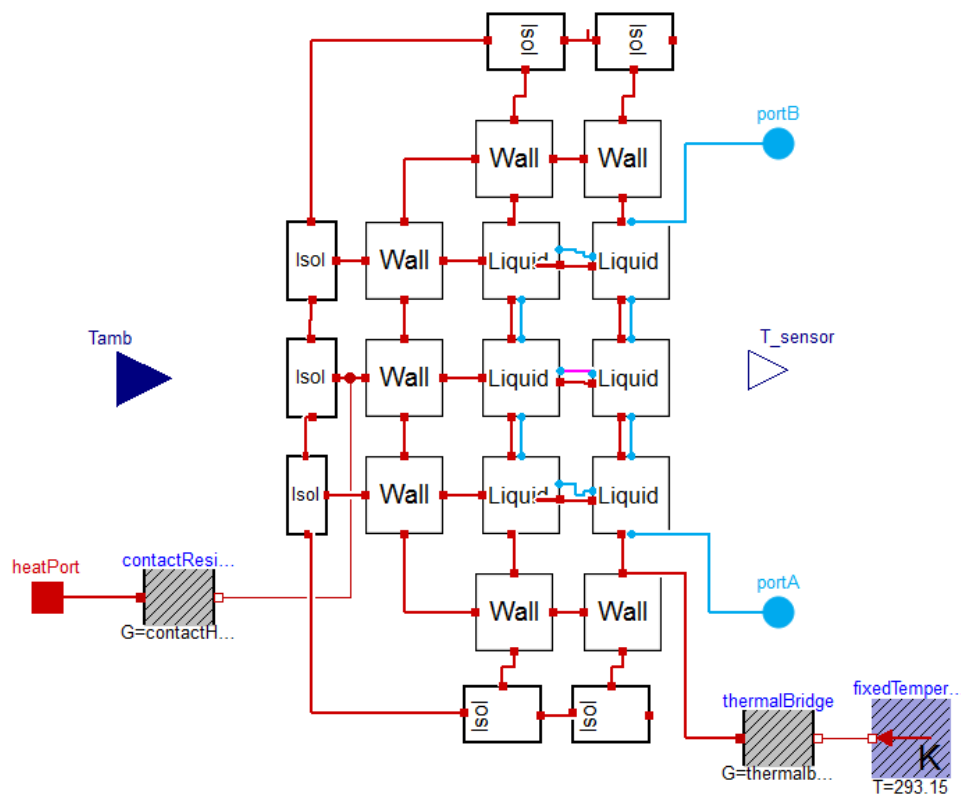


Figure II-12. Modèle de ballon avec architecture TIL©

II - 4. Assemblage final sous Dymola

Enfin l'étape suivante a consisté en l'assemblage final des objets modélisés (Figure II-13), soit :

- la PAC de type boîte grise modélisée à l'aide de la librairie TIL© ;
- les modèles propres développés grâce aux données expérimentales comme le modèle de compresseur empirique à vitesse variable ;
- le modèle zonal de ballon basé sur la thèse de L. Kenjo [125] étendu aux conditions de refroidissement, de charge stratifiée et de géométries d'échangeur manteau variables ;
- le pilotage par hystérésis.

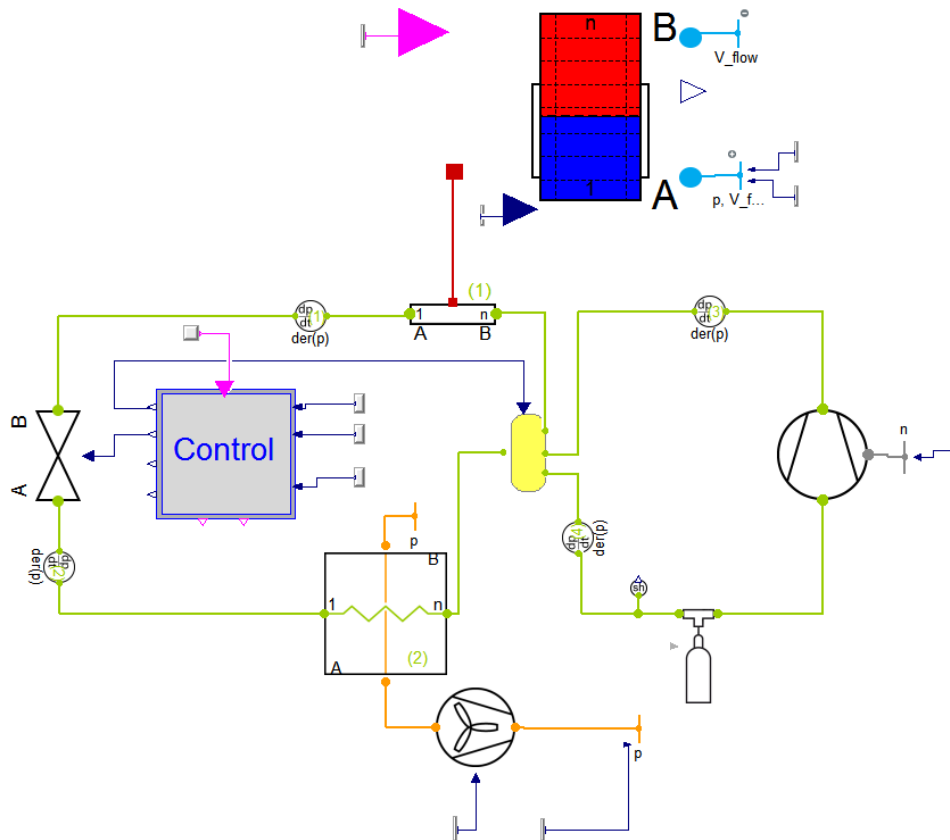


Figure II-13. Assemblage final sous Dymola du modèle de CET sur air extérieur

Ce modèle ainsi constitué doit maintenant être validé expérimentalement pour pouvoir être utilisé à des fins d'optimisation des performances.

Chapitre III : Etude, identification et comparaison expérimentale du modèle de CET

Un banc d'essai expérimental est développé qui permet d'évaluer de manière détaillée les phénomènes physiques discutés au cours du chapitre 2 et de valider le modèle qui a été développé. Un CET sur air extérieur de référence est choisi, dont les caractéristiques sont en accord avec l'analyse de marché réalisée au cours du chapitre 1. Une première série d'essais est réalisée sur le CET d'origine. Celui-ci a ensuite été modifié pour incorporer un compresseur à vitesse variable, un détendeur électronique et une instrumentation plus détaillée permettant de réaliser une validation dynamique précise. Le modèle élaboré lors du chapitre 2 est tout d'abord identifié sur des points fixes de fonctionnement avec une procédure de minimisation de l'erreur dynamique. Ensuite une comparaison expérimentale est réalisée sur une gamme de température d'air de -3 °C à 20 °C et de vitesse de compresseur de 50 à 120 Hz. Ensuite une phase normative de type NF EN 16147 est réalisée pour examiner la précision du modèle sur un enchaînement de phases de fonctionnement (chauffe, soutirages et repos). Enfin le modèle de ballon est évalué lors de phases de soutirages seules pour estimer sa capacité à prédire un niveau de confort fourni en termes de volume utile soutiré à 40 °C. La dernière partie de ce chapitre analyse l'adaptabilité du modèle pour différentes configurations avec un volume de données réduite qui était un des points du cahier des charges fixé au chapitre 2. Pour cela un CET de nature différente avec une instrumentation réduite est analysé pour lequel le modèle parvient à une précision relativement bonne compte tenu du faible niveau d'instrumentation employé.

III - 1. Définition du système de référence

III - 1. 1. Configuration générale

Une première étape de notre étude expérimentale a concerné le choix du système. Pour cela nous nous sommes reportés à notre étude de marché présentée dans le chapitre 1 dans laquelle nous avons choisi pour sa représentativité sur le marché, un CET split sur air extérieur comme modèle de référence pour notre étude (**Figure III-1**). Pour les caractéristiques générales, nous avons décidé de nous concentrer sur un CET possédant des caractéristiques moyennes, représentatives du marché en terme de puissance électrique, taille du ballon, fluide frigorigène et performances normatives (section I - 3. 2.). Notre choix final s'est donc porté sur un CET split fonctionnant au R134a dont la puissance électrique maximale absorbée par la PAC est de 1000 W et dont les caractéristiques sont présentées dans le tableau 1. Le travail présenté dans ce manuscrit vise à optimiser les performances énergétiques du CET individuel.



Figure III-1. Le CET split sur air extérieur

Tableau III-1. Caractéristiques générales de la PAC et du ballon

Caractéristiques de la PAC	
Puissance élec. max (W)	2800
Puissance élec. max PAC (W)	1000
Puissance élec. appoint (W)	1800
Fluide frigorigène/masse (kg)	R134a / 1,1
Caractéristiques du ballon	
Volume (l)	200
Dimensions H _b , D _b (m)	1,37, 0,53

III - 1. 2. Caractéristiques détaillées

Après réception du système, une première étape a consisté à définir toutes les données géométriques des échangeurs, le type de compresseur employé, le détendeur et le ventilateur notamment afin de pouvoir définir a priori certaines données nécessaires au paramétrage du modèle développé dans le chapitre 2. Toutes les données nécessaires sont résumées dans le tableau 2.

Tableau III-2. Données géométriques détaillées du CET

Evaporateur	
Longueur (m)	0,75
Diamètre des tubes internes (m)	$5,7 \times 10^{-3}$
Épaisseur des tubes (m)	$0,5 \times 10^{-3}$
Nombre de rangs	1
Nombre de circuits	3
Nombre de tubes par circuit	8
Ecartement moyen entre tube (m)	$1,5 \times 10^{-2}$
Épaisseur des ailettes (m)	$0,5 \times 10^{-3}$
Pas des ailettes (m)	$1,5 \times 10^{-3}$
Profondeur des ailettes (m)	$2,5 \times 10^{-2}$
Condenseur	
Type (Figure III-5)	Forme en « D »
Nombre de spires	52
Diamètre interne (m)	$8,5 \times 10^{-3}$
Épaisseur tube (m)	1×10^{-3}
Longueur totale (m)	73
Caractéristiques du ballon	
Hauteur cuve cylindrique - prise à la moitié des courbures haute et basse du ballon (m)	1,3
Hauteur cuve sous condenseur manteau (m)	0,13
Hauteur du condenseur manteau (m)	0,73
Épaisseur de la paroi (m)	0,0035
Épaisseur moyenne de l'isolant paroi - extrémités (m)	0,039-0,025
Épaisseur de l'isolant sur condenseur (m)	0,028
Compresseur	
Type de compresseur	Rotary
Cylindrée (cm ³)	17,6
Détendeur	
Type	TXV - égalisation externe

III - 2. Etude expérimentale et description du système

III - 2. 1. Procédure des essais et instrumentation

Les essais sont réalisés dans les enceintes climatiques d'EDF lab. Une cellule climatique permet de recréer le climat intérieur, c'est-à-dire la température et l'humidité d'une pièce où le CET serait placé et l'autre sert de climat extérieur pour l'unité extérieure de la PAC. Un ballon supplémentaire ainsi qu'un groupe thermo-régulateur permettent la préparation d'une eau froide à 10 °C pour recréer les conditions en température d'un réseau de distribution urbain (**Figure III-2**).

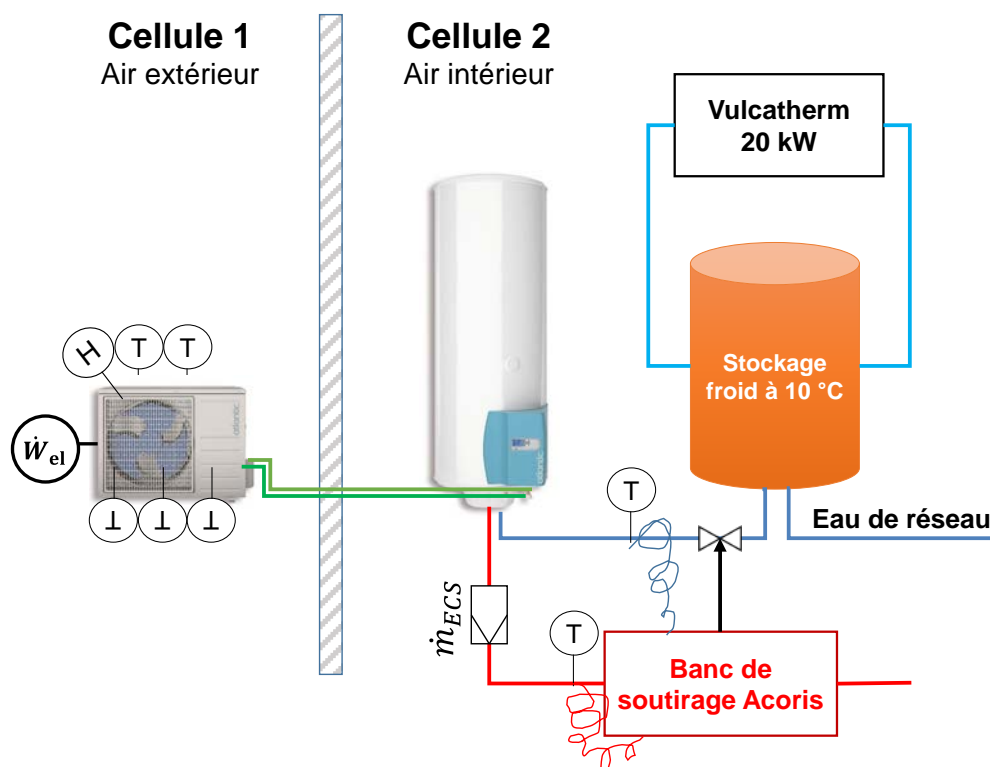


Figure III-2. Banc d'essai à EDF Lab

La cellule 1 comporte :

- L'unité extérieure du CET ;
- Des sondes de température de type PT 100 1/10 DIN à l'entrée et à la sortie de l'unité extérieure ;
- Un hygromètre à miroir refroidi

La cellule 2 comporte :

- L'unité intérieure du CET ;
- Un débit-mètre électromagnétique et des sondes de température PT 100 1/10 DIN à l'entrée et à la sortie du ballon, afin de mesurer l'énergie soutirée;
- Un banc de soutirage d'ECS avec un régulateur, permettant d'effectuer les soutirages voulus et définis dans la norme NF EN16147 (Annexe A - 1.) ;
- Un groupe thermo-régulateur de 20 kW, permettant de maintenir dans un ballon intermédiaire de 300 l, l'eau froide d'alimentation du CET à une température de 10 °C ;
- Une centrale d'acquisition des mesures au pas de temps de 2 à 10 secondes.

La figure 2 présente une instrumentation type pour un essai selon la norme NF EN 16147. Ce type d'essai impose une instrumentation externe au système sans modification de celui-ci. Or comme nous devons analyser de manière précise tous les phénomènes physiques décrits dans le chapitre 2, nous avons élaboré un schéma d'instrumentation plus précis.

La figure 3, présente le schéma d'instrumentation suivi. Afin d'analyser tous les phénomènes physiques autour de la PAC et de son ballon, le CET a été complètement instrumenté avec différents capteurs. Le tableau 3 présente la liste et les références des différents capteurs employés. Toutes les mesures de température sont réalisées avec des sondes de type PT100 1/10DIN. La PAC est ainsi équipée de capteurs de température PT100 1/10DIN à l'entrée et à la sortie de chacun de ses composants.

En plus de cela, pour obtenir plus de précision:

- Le ballon a été instrumenté à l'aide de 9 sondes de température placées dans le ballon (à l'aide d'une canne) à un intervalle régulier de 17 cm selon la hauteur du ballon (**Figure III-4**);
- le condenseur a été instrumenté de 10 sondes de température sur la surface extérieure du manteau, qui a été atteinte en sectionnant une partie de l'isolant (**Figure III-5**) (remis ensuite pour la phase des essais) ;
- 3 sondes ont été placées sur chacun des 3 circuits de l'évaporateur pour analyser la distribution de la charge en fluide frigorigène. 4 sondes ont été placées à l'entrée de l'air afin d'obtenir une température moyenne d'air à l'entrée de l'évaporateur. 4 sondes ont été placées à la sortie d'air de l'évaporateur dont les valeurs moyennes ont été utilisées pour la validation ;
- 2 sondes piézo-électriques de pression sont placées à l'entrée et la sortie du compresseur à l'aide de valve schrader;

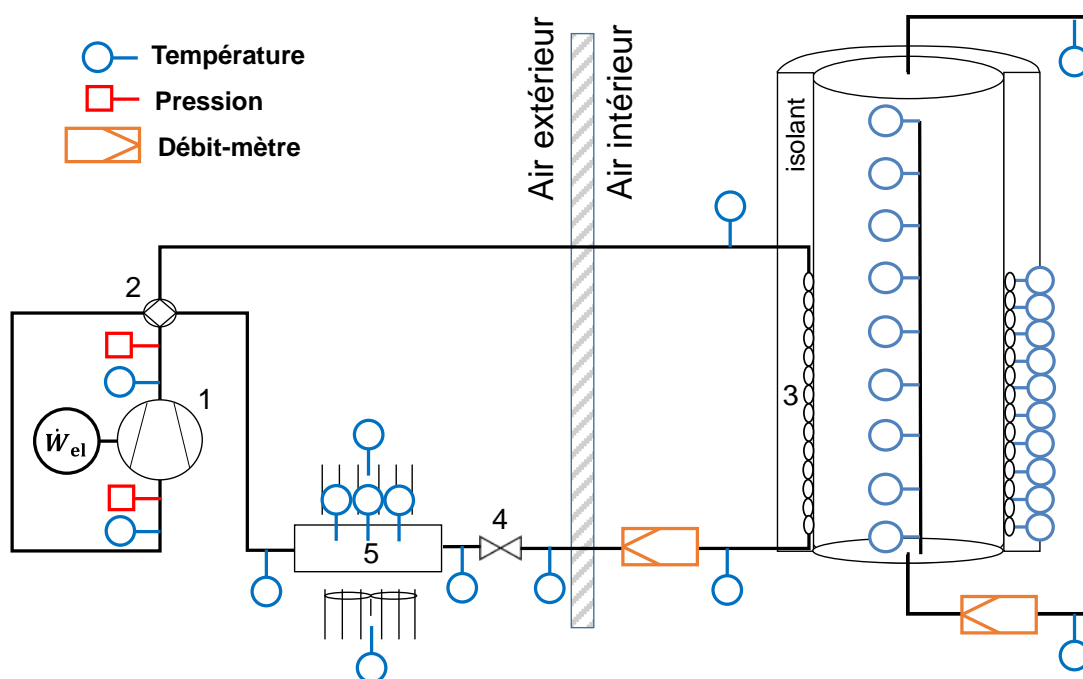


Figure III-3. Schéma d'instrumentation détaillé du CET split sur air extérieur



Figure III-4. Instrumentation du ballon avec une canne de sondes de température PT100 1/10 DIN disposées à l'intérieur du ballon par sa bride inférieure

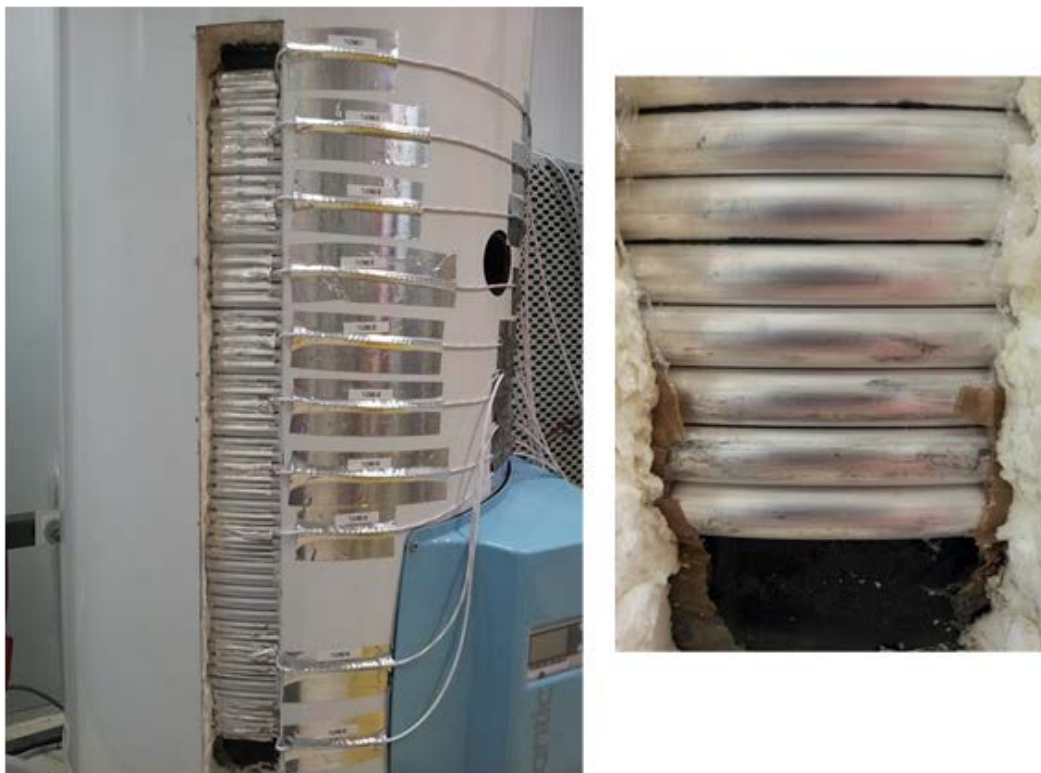


Figure III-5. Instrumentation du condenseur manteau avec des sondes de surface PT100 1/10 DIN après sectionnement de l'isolant et zoom sur la forme du condenseur

Afin de s'adapter au comportement dynamique du système, toutes les acquisitions se font avec des cartes National Instruments (NI) et une interface développée sous labview à un pas de temps de 4 secondes en phase d'essai avec soutirages et de 10 secondes en phase de chauffe.

D'autres photos du CET sont disponibles en annexe I de ce document.

III - 2. 2. Première validation des performances du CET

Afin d'évaluer l'impact de nos modifications sur le comportement du CET d'origine, et de valider la pertinence de mesure des sondes, nous avons d'abord procédé à un premier essai selon la norme NF EN 16147 [27]. La figure 6 présente la phase de soutirage (étape C de la procédure décrite dans la norme), selon le profil de type L (Annexe A - 1. **Figure 0-3**), avec les différentes mesures de température au sein du ballon et la puissance électrique consommée par la PAC. Les sondes de température dans le ballon sont numérotées du bas vers le haut, de T1 à T9.

Tout d'abord, il est possible de voir que la stratification en température du ballon est maintenue tout au long de l'essai et que les valeurs mesurées sont bien cohérentes physiquement, avec les couches de température plus élevée situées dans la partie supérieure du ballon. Seule la sonde du bas de ballon, T1, présente visiblement un souci de mesure. Ceci est principalement dû à sa position, très proche de la bride du ballon (0,5 mm). Elle est donc très fortement perturbée par les échanges thermiques avec l'air extérieur et les tuyaux de soutirage passant par le bas du ballon (**Figure III-4**). Cette sonde ne sera donc plus considérée pour la suite des essais.

Enfin, à l'issue de cet essai, nous avons calculé un COP du CET pour une température de l'air extérieure de 7 °C selon l'équation (7) avec un soutirage de type L d'une valeur de 2,32. Le constructeur annonce un COP de 2,36 soit un écart de 1,7 %. Ceci peut notamment s'expliquer par les différentes modifications faites sur le CET, dont principalement la section d'isolation enlevée sur le ballon (**Figure III-5**) pour positionner les sondes de températures sur le condenseur (augmentation des pertes thermiques du ballon) et la pose de sondes de pressions intrusives sur le circuit frigorifique (augmentation des pertes de charge de la PAC). Cependant l'écart étant faible, de l'ordre de l'incertitude de mesure (section III - 2. 4.), ce premier résultat nous permet de valider le bon fonctionnement du CET à partir de l'instrumentation réalisée.

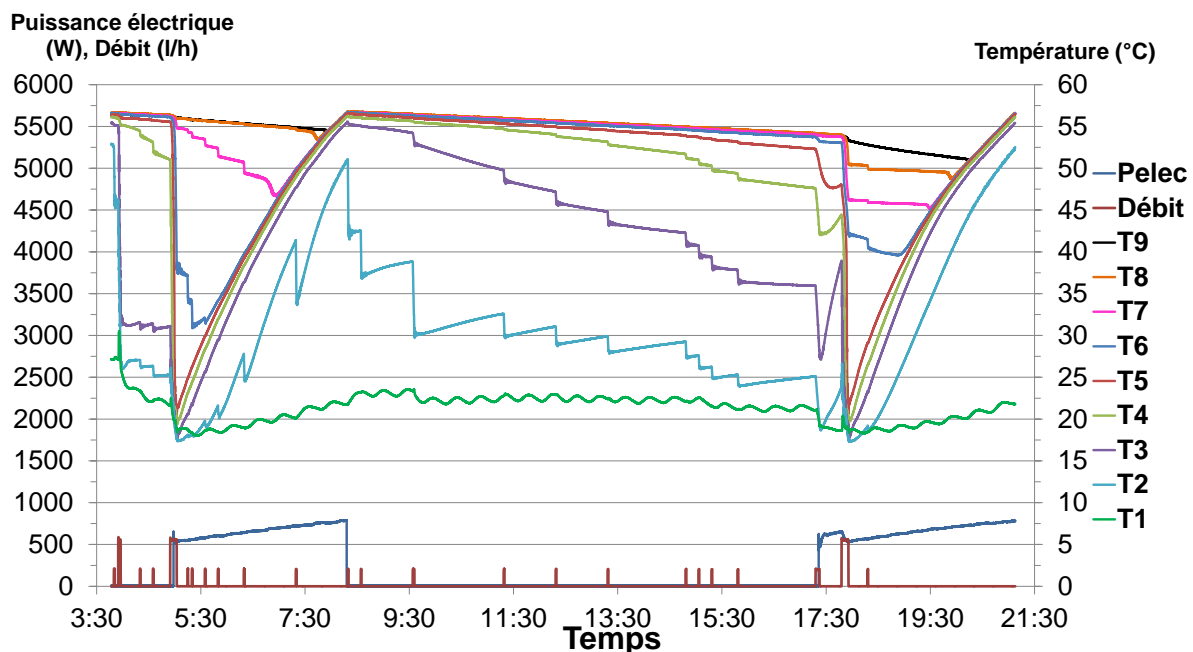


Figure III-6. Premier essai expérimental selon la NF 16147 avec un soutirage L

III - 2. 3. Installation d'un compresseur à vitesse variable, un détendeur électronique et un débit-mètre Coriolis

Dans un second temps, le CET a été modifié pour incorporer un compresseur rotary de 13 cm³ à vitesse variable et un détendeur électronique (**Figure III-7**). L'objectif est de valider le modèle de compresseur à vitesse variable développé dans le chapitre 2 afin de pouvoir étudier par la suite la pertinence de la vitesse variable pour le pilotage des CET.

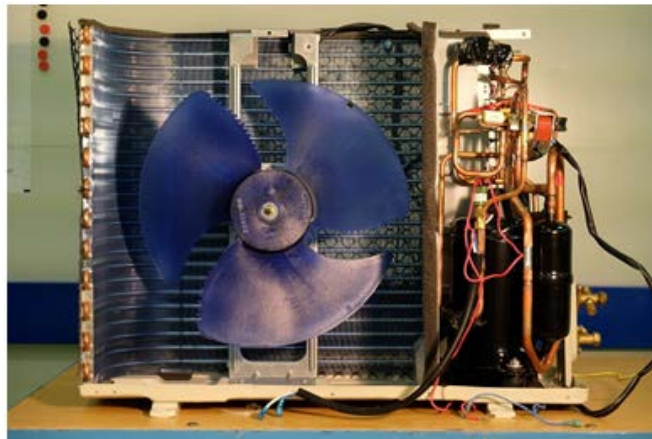


Figure III-7. Changement de compresseur et de détendeur de l'unité extérieure

Enfin, pour pouvoir comparer les résultats du modèle aux essais selon le COP instantané défini par l'équation (5), un débit-mètre de type Coriolis a été ajouté sur la ligne liquide en sortie de condenseur. Afin d'insérer le débitmètre, ayant une section spécifique, dans la ligne liquide, deux dudgeons ont dû être réalisés (**Figure III-8**). Ces adaptations de section pouvant influencer sur les mesures du débitmètre, une analyse d'incertitude a été réalisée (section III - 2. 4.).

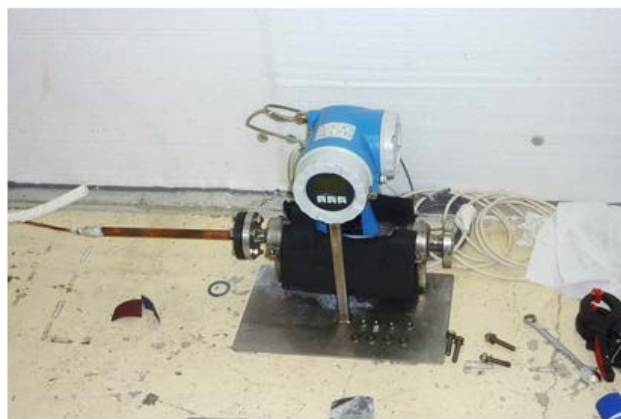


Figure III-8. Pose d'un débit-mètre sur la ligne haute pression liquide de la PAC

Une recharge en fluide frigorigène a ensuite été faite afin de prendre en compte la longueur et le diamètre de tube ajouté pour la mesure du débit. Cet ajout représente 0,3 kg à la densité nominale de fonctionnement du fluide, portant la charge totale du CET à 1,4 kg.

III - 2. 4. Analyse d'incertitude de mesure

Le tableau 3 donne la liste complète du matériel de mesure utilisé lors des essais avec leur gamme de mesure et leur incertitude moyenne. Par exemple, le débitmètre possède une incertitude de mesure relativement élevée qui comme nous le verrons a un effet sur la précision de la mesure. Afin d'estimer la propagation de ces erreurs de mesure nous avons réalisé une analyse d'incertitude selon la méthode classique proposée par Moffat [135] sur la puissance thermique et le COP instantané. Pour la puissance thermique fournie par le condenseur nous avons réalisé un calcul de puissance suivant un bilan enthalpique, tel que :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_{c,out}(P_{c,out}, T_{c,out}) - h_{c,in}(P_{c,in}, T_{c,in})) \quad (57)$$

Tableau III-3. Liste du matériel de mesure, référence, type, gamme et précision

Capteur	Référence	Type	Gamme de mesure	Incertitude
Température	-	PT100 1/10 DIN	-100 - 0 °C	+/- 0,08 °C
			0 - 100 °C	+/- 0,08 °C
Pression	Keller	Piezzo-electric	- 10 - 80 °C	1,50 %
Débit d'eau	Endress-Hauser 53P DN15	Electro-magnetique	0.5 - 100 l/min	0,90 %
Débit de fluide frigorigène	Endress-Hauser 83F DN15	Coriolis	0 - 0,001 m³/s	0,56 %
Densité	Endress-Hauser 83F DN15	Coriolis	-	10 kg/m3
Puissance élec.	Yokogawa	-	-	0,20 %

Si on considère les conditions moyennes de fonctionnement du tableau 4 pour le R134a, pour une chauffe de 10 °C à 55 °C, l'incertitude étendue avec un intervalle de confiance de 95 % est ainsi de 2,37 % pour la puissance thermique estimée par (57). Combiné à l'incertitude de mesure sur la puissance électrique de 0,2 %, l'incertitude sur le COP instantané est de 2,40 %.

Tableau III-4. Conditions moyennes de fonctionnement côté R134a considérées

Pression (bar)	11,35
Température d'entrée du condenseur (°C)	55,5
Température de sortie du condenseur (°C)	37,5
Debit volumique (m³/s)	8,47e-7
Masse volumique (kg/m³)	993,6
Puissance condenseur mesurée (W)	1506
Puissance électrique mesurée (W)	382,3
COP instantané	3,94

III - 3. Identification du modèle

Certaines parties du modèle du CET, concernant le compresseur et le détendeur, sont sous la forme de corrélations comportant des coefficients numériques. Ces modèles nécessitent donc d'être identifiés à l'aide des données des fabricants.

Toute la procédure d'identification du modèle développé dans le chapitre 2 se fait sous Dymola. Le solveur d'intégration choisi est CVODE avec un pas de temps de 10 s et une tolérance de 10^{-5} . Pour cette phase d'identification, la discrétisation numérique employée après une étude de sensibilité, pour le ballon est de 30 nœuds verticaux pour la partie liquide. Selon Oliveski et al. [124], ce schéma de discrétisation est suffisant pour la précision requise et les conditions expérimentales de notre étude. Le condenseur, se situant à la moitié du ballon, possède une discrétisation de 15 nœuds et l'évaporateur 5 nœuds.

III - 3. 1. Identification du compresseur et du détendeur avec des données issues des constructeurs

Les modèles (produits) de détendeur et de compresseur étant a priori connus, nous nous sommes reportés aux données fournies par les constructeurs.

III - 3. 1. 1. Compresseur à vitesse variable

Pour le compresseur, n'ayant pas les références du modèle d'origine de notre système, nous nous sommes reportés aux données du compresseur rotary de 13 cm^3 installé lors de la seconde phase des essais, (voir section III - 2. 3.). Ces données sont des données obtenues pour différentes vitesses de compresseur à l'état stationnaire pour des températures d'évaporation et de condensation données et une surchauffe à l'entrée du compresseur de $5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Les trois variables de rendement volumétrique, ratio isentropique et rendement global sont identifiées à l'aide de données du constructeur pour différentes vitesses de compresseur avec une procédure de minimisation des moindres carrés de la fonction f défini dans le chapitre 2 (section II - 2. 2. 2.) en fonction de la température d'évaporation et de condensation. Les valeurs obtenues pour chacun des coefficients des fonctions de rendement du compresseur sont reportées dans le tableau 5.

Tableau III-5. Coefficient obtenus par identification des fonctions de rendement avec les données du constructeur

	30 Hz (η_v, r_{is}, η_g)	50 Hz (η_v, r_{is}, η_g)	60 Hz (η_v, r_{is}, η_g)	90 Hz (η_v, r_{is}, η_g)
a_0	8,09e-01, 1,41e+00, 2,91e-01	9,13e-01, 7,69e-01, 2,13e-01	9,22e-01, -3,66e-01, 3,04e-01	1,03e+00, 7,65e-01, 1,04e-01
a_1	1,28e-02, -2,55e-02, 8,99e-03	6,49e-03, -4,67e-02, 1,25e-03	7,73e-04, 4,65e-03, -7,33e-04	5,09e-03, -1,06e-02, -8,60e-03
a_2	-3,27e-04, 1,62e-04, -9,75e-04	-1,38e-04, 4,78e-05, -8,58e-04	-1,65e-04, -3,09e-04, -8,62e-04	-9,66e-05, 9,82e-06, -8,81e-04
a_3	1,34 e-03, -4,91e-02, 2,00e-02	1,49 e-04, -1,76e-02, 2,46 e-02	6,17-04, 5,54e-02, 1,89e-02	-1,95 e-03, -1,83e-02, 2,61e-02
a_4	-4,51e-05, 1,27e-03, -3,45e-04	-2,06e-05, 6,90e-04, -4,23e-04	-2,46e-05, -8,87e-04, -3,03e-04	1,89e-05, 5,72e-04, -3,93e-04
a_5	-1,09e-04, 8,92e-04, 8,94e-05	-3,18e-05, 1,80e-03, 2,39e-04	1,49e-04, -1,76e-04, 2,80e-04	-1,83e-05, 4,06e-04, 4,43e-04
a_6	-2,67e-07, 4,20e-05, -2,53e-05	-1,07e-06, 3,76e-05, -2,37e-05	-2,13e-06, 1,80e-05, -2,35e-05	-1,07e-06, 1,74e-05, -2,09e-05
a_7	1,33e-07, -8,54e-06, 1,73e-06	8,41e-12, -5,66e-06, 2,27e-06	-5,31e-12, 5,20e-06, 1,47e-06	-1,33e-07, -4,43e-06, 1,87e-06
a_8	6,86e-07, -1,08e-05, -2,29e-06	6,86e-07, -1,82e-05, -2,06e-06	-8,57e-07, 1,59e-06, -2,06e-06	3,43e-07, -3,69e-06, -2,86e-06
a_9	2,63e-06, 1,28e-05, 1,70e-05	-2,29e-07, 3,47e-06, 1,18e-05	4,00e-07, 8,38e-06, 1,12e-05	-2,29e-07, -4,67e-07, 9,94e-06

Afin d'évaluer la justesse de la fonction employée, la figure 9 présente les différents rendements calculés en fonction des données du constructeur pour différentes vitesses de compresseur et différents niveaux de température d'évaporation et de condensation. Tous les rendements calculés semblent en bonne adéquation avec les données expérimentales du constructeur avec une erreur maximum de 1,75 % pour le ratio isentropique. Cette valeur maximale s'explique par le fait que le constructeur ne fournit pas directement le ratio isentropique tel que défini au chapitre 2. Pour identifier les valeurs numériques de la fonction f correspondant à ce ratio, il a été nécessaire de calculer une série de valeurs « constructeur » avec des données de pression et de température aux bornes du compresseur, fournies par le constructeur. Ce calcul fait appel à l'estimation des propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène à ces valeurs de pressions et températures. L'inévitable erreur dans l'estimation de ces propriétés du fluide a pu affecter la détermination du ratio isentropique. Cependant l'écart avec les données expérimentales restant faible, nous avons décidé de valider l'identification actuelle avec les valeurs reportées dans le tableau 5.

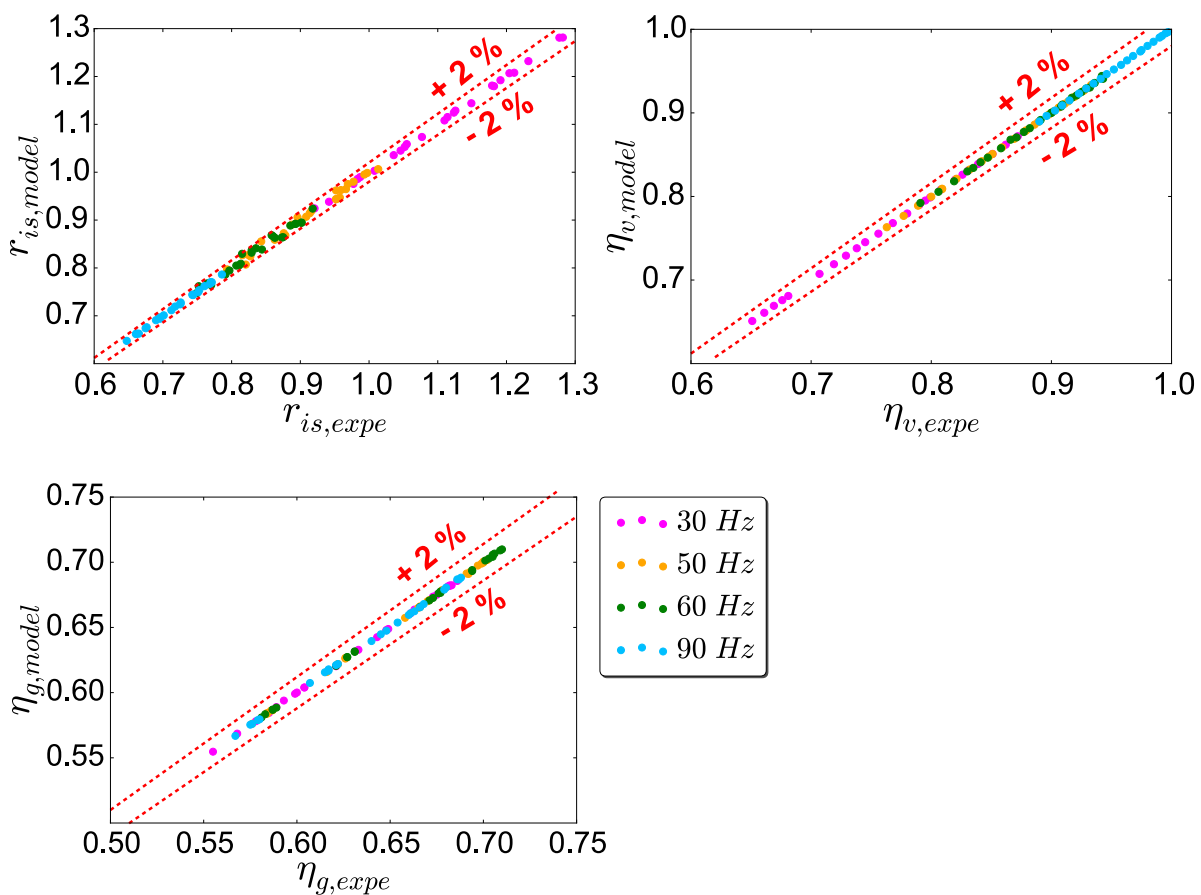


Figure III-9. Précision de l'identification du modèle avec les données constructeur pour 30 Hz, 50 Hz, 60 Hz et 90 Hz

Enfin, afin d'évaluer le rendement de l'inverter, non fourni par le constructeur, nous avons installé un nouveau Watt-mètre en amont de l'inverter. Ceci a permis de mesurer un rendement moyen de 94 % sur notre plage de fonctionnement au cours de différentes chauffes de ballon.

III - 3. 1. 2. Détendeur thermostatique

Afin d'obtenir γ et ΔP_{lim} , permettant d'identifier l'équation du débit de fluide dans l'équation (19) du chapitre 2, nous avons réalisé une régression linéaire de $\frac{\dot{m}_{TXV}}{\sqrt{2\rho_{c,out}(P_c - P_e)}}$ par rapport à $(P_{bu} - P_e)$ en fonction des données de puissance thermique à évaporateur et de pressions fournies par le constructeur. Sur la figure 10, nous pouvons voir le résultat de l'identification par rapport aux

données du constructeur pour différents niveaux de température de condensation et d'évaporation.

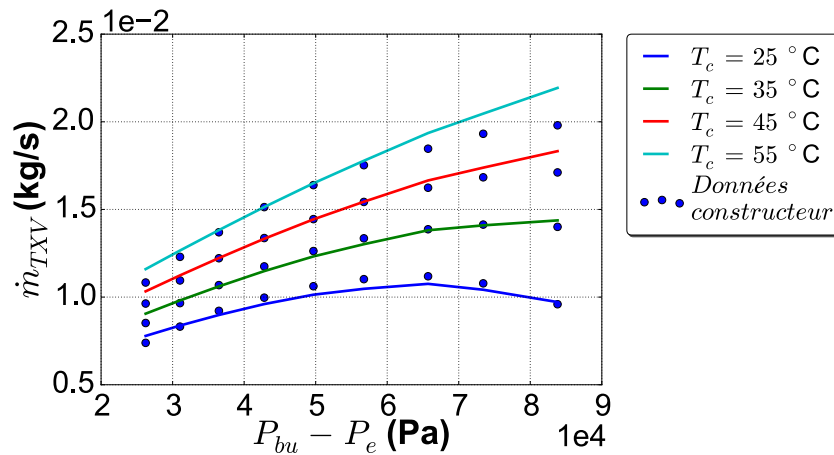


Figure III-10. Modélisation empirique du détendeur TXV en fonction des données constructeur

Suite à la régression nous obtenons, $\gamma = 6,56 \times 10^{-12} m^2 \cdot Pa^{-1}$ et $\Delta P_{lim} = 20,99 \times 10^3 Pa$.

III - 3. 1. 3. Le ventilateur

Faute de données sur le ventilateur, pour la validation expérimentale nous avons considéré un débit fixe d'air identifié expérimentalement à l'aide des températures aux bornes de l'évaporateur, du débit de fluide frigorigène et de la puissance électrique du ventilateur mesurée séparément. Bien que nous n'ayons pas sa courbe caractéristique et afin de pouvoir faire une étude fiable d'optimisation par la suite, nous avons estimé la courbe de ventilateur sur des données mesurées expérimentalement sur un autre ventilateur sur un groupe d'évaporateur avec une géométrie légèrement différente de notre système. Soit 3 rangs au lieu d'1, 3 circuits, avec une surface d'échange totale d'ailette de 5,6 m² au lieu de 9,7 m². Pour évaluer la perte de charge sur l'air nous avons utilisé un modèle de batterie sous TIL, avec une perte de charge calculée selon Wang et. al. [100] (section II - 2. 2. 4.). Enfin la courbe de puissance électrique du ventilateur a été identifiée quadratiquement en fonction de la fréquence de rotation du ventilateur afin de vérification du modèle de ventilateur quadratique de TIL (Annexe E) (Figure III-11).

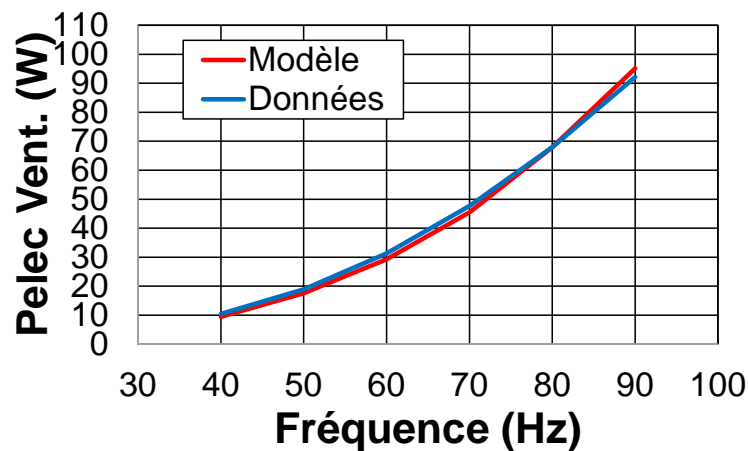


Figure III-11. Vérification et Identification du ventilateur avec un modèle d'évaporateur TIL théorique

III - 3. 2. Identification du modèle global

Une fois les paramètres du compresseur et du détendeur identifiés avec les données des constructeurs, outre les données connues telles que les données géométriques de l'évaporateur et du condenseur (section III - 1. 2.), il reste certaines variables inconnues dans le modèle. Côté PAC, nous retenons principalement, le coefficient d'échange de la vanne quatre voies, le débit d'air du ventilateur, les pertes de charge singulières globales du cycle thermodynamique, le rendement moteur du ventilateur et la masse thermique équivalente de la PAC. Côté ballon d'ECS, nous retenons, le coefficient de transfert entre la paroi du condenseur et la paroi du ballon, l'épaisseur de la couche limite et le coefficient déterminant l'efficacité du brise-jet. L'ensemble de ces variables est identifié au moyen de données expérimentales

III - 3. 2. 1. Identification du modèle en cours de chauffe

Tous ces paramètres, hormis l'efficacité du brise-jet, ont été identifiés au cours de cycles de chauffe du ballon. Afin d'assurer la reproductibilité des résultats, cinq chauffes de l'eau du ballon de 10 à 55 °C, pour une température d'air extérieur (reproduite dans la cellule n°1 de climat extérieur) de 7 °C ont été réalisées. L'humidité relative a été maintenue entre 87 et 89 % dans la cellule 1. Le tableau 6 résume les conditions expérimentales.

Tableau III-6. Conditions expérimentales pour l'identification au cours de période de chauffe

Conditions expérimentales	
Température de l'air (°C)	7
Vitesse du compresseur (Hz)	50
Cylindrée du compresseur (cm ³)	13
Température du ballon initiale - finale (°C)	10 - 55
Température de consigne (°C)	55
Humidité relative (%)	87 - 89
Température ambiante (°C)	20

La figure 12 montre l'évolution des températures au sein du ballon pour une chauffe de 10 °C à 55 °C. Il est possible de voir que d'une part toutes les températures sont très rapprochées à l'exception de la température en bas de ballon qui comme nous l'avons vu précédemment (section III - 2. 2.) est biaisé du fait de sa proximité de la paroi. D'un point de vue stratification, il n'y a qu'une légère stratification dans le ballon avec une différence de 5 °C environ entre le haut et le bas du ballon après une heure de chauffe. Cette stratification évolue au cours de la chauffe, se réduisant à 3 °C en fin de chauffe.

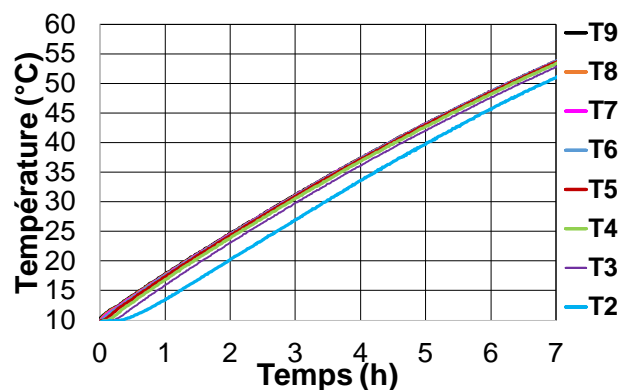


Figure III-12. Evolution des températures dans le ballon au cours d'une chauffe de 10 °C à 55 °C

Les paramètres à identifier du modèle sont toutes les variables inconnues non déterminables a priori dans le modèle issu du chapitre 2. Pour la méthode de minimisation de l'erreur, nous avons choisi une identification experte, bornée autour de paramètres estimés par la littérature, notamment:

- La conductance thermique pour un contact plan aluminium-cuivre par exemple a été estimée à partir de [136] et doit être comprise entre 300 W/m².K et 1000 W/m².K
- L'épaisseur de la couche limite a été estimée par l'équation (41) et la CFD réalisée par Shah et al. [76]

L'identification se fait sur toutes les mesures directes de pression et de température aux bornes de chacun des composants et l'évolution de la température dans le ballon. En effet, une identification indirecte sur le COP induirait une erreur supplémentaire d'une part du fait de la propagation d'incertitude évaluée précédemment (section III - 2. 4.) et d'autre part du fait des données empiriques du compresseur issues du constructeur qui ne sont pas obtenues dans des conditions expérimentales parfaitement identiques.

Pour l'identification à proprement parler, nous utilisons la bibliothèque « Design » de calibration et d'optimisation sous Dymola qui minimise l'erreur quadratique entre la mesure et le modèle par une méthode de moindres carrés dynamique avec les valeurs initiales des paramètres données dans le tableau 7. La figure 13 illustre la procédure d'identification pour la pression de condensation et les températures dans le ballon.

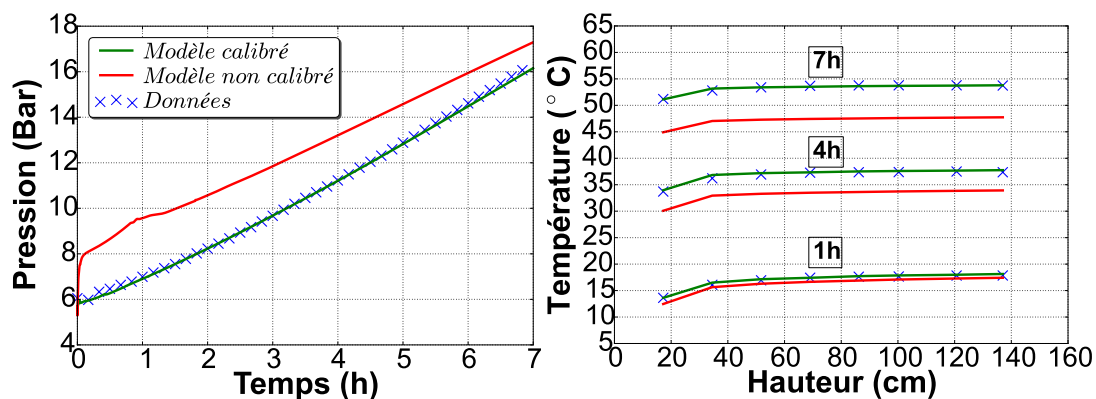


Figure III-13. Illustration de l'identification de la pression de condensation en fonction du temps et des températures dans le ballon en fonction de la hauteur et du temps

Les valeurs des paramètres obtenues par l'identification sont reportées dans le tableau 7. Une étude de sensibilité de type Sobol pourrait être faite afin de garantir la robustesse de cette identification et constitue une perspective d'amélioration de notre étude. Faute de temps, celle-ci n'a pas pu être faite au cours de la thèse, mais constitue une perspective intéressante pour la suite de la thèse en vue de l'amélioration de la robustesse du modèle.

Tableau III-7. Coefficients initiaux et identifiés du modèle de CET

	Valeurs Initiales	Valeurs identifiées
$UA_{b,cond}$ (W/K)	300	550
$\eta_{vent,mot}$	0,24	0,29
UA_{vanne} (W/K)	2	1,57
$m_{système}$ (kg)	7	10
d_{cl} (m)	0,01	0,05
r_{eff} (m)	0,2	0,01

III - 3. 2. 2. Identification en cours de soutirage

Pour l'identification des paramètres nécessaires au brise-jet, nous avons établi un protocole expérimental sur 6 soutirages du ballon à différents débits de soutirage. Le type de soutirage est inspiré directement de la phase « V40 » de la fin de l'essai selon la norme NF EN 16147 (Annexe A - 1.). Tout d'abord, le ballon est porté à une température de 55 °C, ensuite un soutirage est effectué pour un débit donné, avec une injection d'eau froide correspondante à une température de 10 °C, jusqu'à ce que la température de l'eau en sortie de ballon atteigne 40 °C. Afin de ne pas perturber la distribution de température dans le ballon, qui ne serait pas due à autre chose que le soutirage lui-même, la PAC n'est pas autorisée à démarrer pendant la phase de soutirage. Les conditions expérimentales sont reportées dans le tableau 8.

Tableau III-8. Conditions expérimentales pour l'identification au cours de périodes de soutirage

Conditions expérimentales	
Température de l'air (°C)	7
Vitesse du compresseur (Hz)	50
Cylindrée du compresseur (cm ³)	13
Température du ballon initiale (°C)	55
Température de consigne (°C)	55
Humidité relative (%)	87 - 89
Température ambiante (°C)	20
Température de l'eau froide (°C)	10
Débit de soutirage (l/h)	120,240,360,480,600,720

La figure 14 présente l'évolution temporelle des températures des différentes strates mesurées dans le ballon. Nous observons, que bien que spatialement éloignées, les températures du bas du ballon convergent plus rapidement vers une température équivalente au cours du soutirage. Ceci alors, que les températures du haut du ballon présentent des écartements temporels fixes typiques d'un écoulement en une dimension, signe de l'évolution d'un front froid à une vitesse fixe dans le ballon. Cela confirme bien l'existence de deux zones dans ces conditions expérimentales, dont une de mélange en bas du ballon dont l'étendu évolue au cours du soutirage et une d'écoulement unidimensionnel en haut comme vu au chapitre 2.

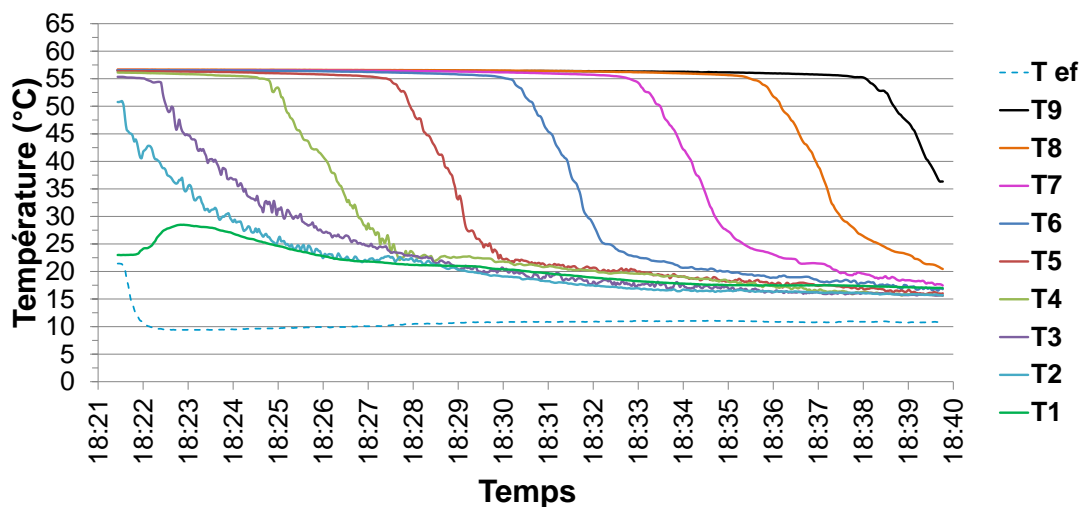


Figure III-14. Evolution des températures dans le ballon au cours d'un soutirage de type V40 à 600 l/h

Les variables utilisées pour l'identification de l'efficacité du brise-jet sont les températures mesurées à l'aide de la canne de mesure placée dans le ballon, numérotées de 1 à 9 selon la hauteur sur la figure 14. Nous procédons ici à une identification du paramètre r_{eff} par la méthode des moindres carrés comme décrit dans la section III - 3. 2. 1. .

La figure 15 montre l'évolution spatiale des températures dans le ballon au cours du temps prédites par le modèle et mesurées dans le ballon à l'aide des sondes de mesure. Il est possible de voir qu'après identification, le modèle parvient à mieux représenter la zone de mélange ainsi que son évolution spatio-temporelle. Etant donné que l'identification est faite à une discrétisation numérique fixe du ballon, Il faut ici faire attention au nombre de nœuds employés lors de la discrétisation du ballon qui peut influencer la valeur finale de r_{eff} .

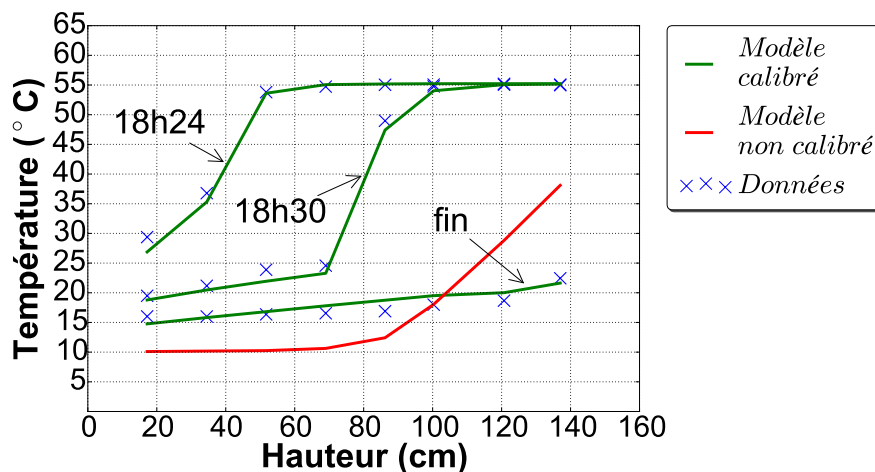


Figure III-15. Illustration de l'identification du modèle de soutirage en fonction de la hauteur dans le ballon et du temps pour un soutirage à 600 l/h et une eau froide à 10 °C

III - 4. Validation expérimentale du modèle

Dans la section précédente, nous avons réalisé une identification du modèle développé au cours du chapitre 2 pour des conditions d'essais fixes, pour les périodes de chauffe avec une température de l'air extérieur de 7 °C d'air et une vitesse de compresseur de 50 Hz, ou pour les périodes de soutirage. Dans la section suivante, une comparaison du modèle avec des résultats d'essais est faite pour des périodes de fonctionnement plus variables, en changeant la température de l'air, la vitesse et la cylindrée du compresseur pour des périodes de chauffe et en changeant les conditions de soutirage pour la valider également le modèle du ballon.

III - 4. 1. Au cours d'une période de chauffe

Un total de 11 chauffes a été réalisé de 10 °C à 55 °C pour différentes conditions de température de l'air extérieur, utilisant deux types de compresseur et en variant la vitesse du compresseur. Toutes ces chauffes ont été répétées 2 à 5 fois pour assurer la répétabilité de l'expérience. Ainsi, après stabilisation de l'ensemble des mesures, une chauffe de ballon de 10 °C à 55 °C est réalisée. Pendant ces deux phases de stabilisation et de chauffe, la cellule 1 reproduisant le climat extérieur est maintenue à une température d'air donnée, avec une humidité relative comprise entre 86 et 89%. Le tableau 9 donne un résumé de toutes les conditions expérimentales.

Tableau III-9. Résumé des conditions expérimentales

Température de l'air (°C)	-3, 0, 7, 10, 15, 20
Vitesses du compresseur (Hz)	50, 60, 90, 120
Cylindrée du compresseur (cm ³)	13, 17,6
Température initiale du ballon (°C)	10
Température finale du ballon (°C)	55
Humidité relative (%)	86 - 89

Dans la littérature, nous avons vu que différentes variables de comparaison sont généralement employées (Tableau II-1). Comme mathématiquement, il existe une infinité de solutions de COP instantanés pour un même COP moyen de chauffe, nous avons décidé d'employer une validation basée sur le COP instantané calculé selon l'équation (5).

III - 4. 1. 1. Etude détaillée pour une température de l'air de 7 °C

La comparaison suivante est faite pour une température de l'air extérieur de 7 °C. Sur la figure 16, l'évolution de la température du ballon prédite par le modèle est donnée en fonction du temps.

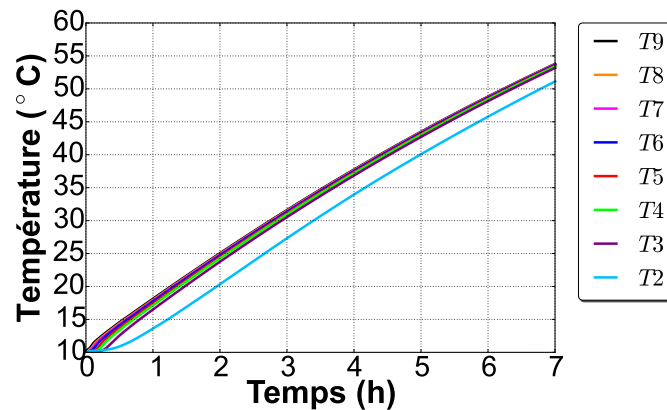


Figure III-16. Evolution de la température au cours du temps prédite par le modèle pour une chauffe de 10 à 55 °C de l'eau et une température d'air de 7 °C

Nous pouvons remarquer, en comparant la figure 12 et 16, que le modèle semble reproduire les mêmes allures que celles rencontrées lors des essais, avec une évolution de la stratification identique au cours de la chauffe et un temps de chauffe de 7 h 27 min et 5 secondes expérimentalement contre 7h et 28 min prédit par le modèle.

- Validation expérimentale du modèle de ballon

Afin d'observer la correspondance entre valeurs expérimentales et modélisées de manière plus précise, sur la figure 17, l'évolution des températures à la surface du condenseur et à l'intérieur du ballon sont représentées sur les premières sept heures de chauffe. Au cours de cette période, il est possible d'observer que la température de condensation augmente avec l'augmentation de la température de l'eau avec un écart de température positif, afin d'assurer le transfert thermique de la PAC vers le ballon.

Du point de vue de la stratification, comme vu lors de la phase d'identification, il n'y a qu'une légère stratification en température dans le ballon évoluant d'un écart de 5 °C entre le haut et le bas du ballon après une heure à 3 °C en fin de chauffe. Nous pouvons observer que le point de pincement du condenseur est situé dans la partie haute du condenseur au niveau de la température d'eau la

plus chaude. Ceci est une des contraintes à prendre en compte pour positionner le condenseur tout en optimisant le transfert de chaleur. En effet comme souligné par Anderson et al. [39] le condenseur devrait être situé au plus bas de la cuve lors de la charge stratifiée, afin de réduire la pression de condensation et optimiser les performances du système. Un compromis est cependant à établir entre la typologie de soutirage qui conditionne l'état de stratification avant le redémarrage de la PAC et la surface d'échange du condenseur, qui doit être suffisante. Ceci fera l'objet d'une étude plus approfondie sur le design du CET dans les chapitres suivants.

En termes de sous-refroidissement, le fluide frigorigène sort du condenseur avec un sous-refroidissement de 8 °C en début de chauffe, qui diminue progressivement jusqu'à 3 °C en fin de chauffe. Ceci s'explique principalement par la charge en fluide frigorigène fixe introduite dans le système qui ne permet un sous-refroidissement optimal pour toute la montée en température du ballon. Les constructeurs fixent une charge constante qui permet d'assurer le bon fonctionnement du CET pour des conditions extrêmes comme des températures extérieures basses et des températures d'eau élevées. Or comme nous pouvons le voir, ceci a un impact sur l'écart de température entre le fluide frigorigène dans le condenseur et l'eau qui est plus important en début de chauffe que vers la fin. La conséquence de cette charge fixe sur la performance thermique de l'échangeur et l'augmentation de la puissance électrique du compresseur sera étudiée plus en détail dans les chapitres suivants.

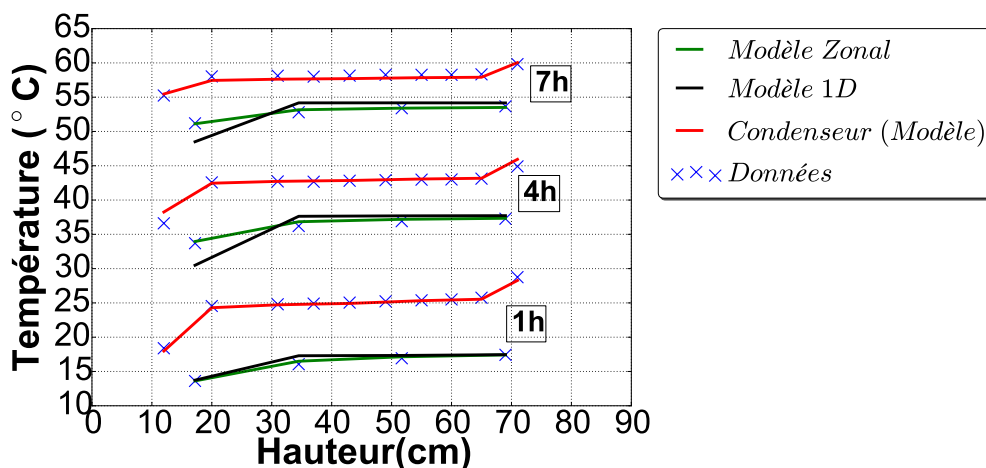


Figure III-17. Comparaison expérimentale de l'évolution de la température au sein du ballon et de la température de surface du condenseur

Pour ce qui est de la comparaison du modèle avec les données expérimentales, le modèle zonal parvient à bien prédire les observations faites ci-dessus. Une erreur moyenne pendant toute la période de chauffe et selon la hauteur du ballon de 0,25 °C est obtenue avec une erreur maximale de 0,80 °C. Au niveau de la surface du condenseur, l'erreur moyenne atteint 0,35 °C et une erreur maximale de 1,75 °C.

Cet écart situé à l'entrée du condenseur peut s'expliquer par le fait que le modèle néglige la variation de la température de l'air autour du compresseur et prend en compte une perte thermique estimée par le compressoriste sur un banc d'essai où la température d'air est maintenue constante. Cependant, expérimentalement, nous avons pu observer que le renouvellement d'air dans l'emplacement du compresseur de l'unité extérieure (situé dans un emplacement en dehors de la circulation d'air, **Figure III-7**) est assez faible, ce qui cause une baisse progressive des pertes thermiques et une augmentation de la température de sortie du compresseur (**Figure III-18**).

Les petits écarts peuvent aussi être expliqués par la discrétisation employée de 30 nœuds pour le ballon et l'hypothèse d'une couche limite d'épaisseur fixe.

En comparaison avec un modèle purement 1D tel que présenté en Annexe B, le modèle zonal possède une meilleure précision. Le modèle 1D a la particularité pour ce type de configuration de totalement mélanger l'eau au cours de la chauffe, avec un condenseur situé en bas de ballon. Cependant l'écart entre les modèles reste modéré, sur la durée totale de la chauffe une erreur moyenne de 0,85 °C est obtenue avec une erreur maximale de 2,50 °C au lieu de 0,25 °C et 0,80 °C pour le modèle zonal.

- Validation expérimentale du modèle de PAC

Sur la figure 18, nous représentons les variables d'intérêt pour la validation du modèle de compresseur de la PAC. Nous pouvons voir que l'inertie thermique due à la masse du compresseur est bien représentée par le modèle avec une température de sortie de compresseur qui met 1 h environ à parvenir à l'état quasi stationnaire où la température de sortie du compresseur ne dépend plus que de l'évolution de la température de l'eau dans le ballon [72]. Le débit en circulation dans la PAC est lui quasi constant au cours de la chauffe alors que le rendement volumétrique baisse avec l'augmentation du taux de compression. Ceci s'explique principalement par la baisse progressive du sous-refroidissement observée (Figure III-17) qui cause une légère augmentation de la pression d'évaporation compensant la baisse du rendement volumétrique (Figure III-20).

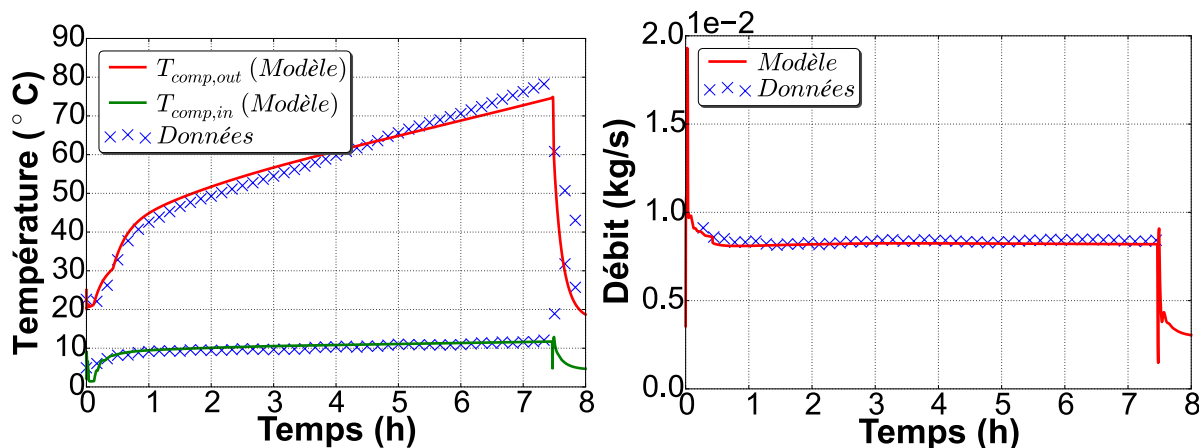


Figure III-18. Validation du modèle de compresseur par sa température de sortie du compresseur et le débit aspiré

Sur la figure 19, pour la validation du modèle d'évaporateur, nous comparons les températures de l'air aux bornes de l'évaporateur et la puissance électrique consommée du ventilateur. Au niveau des températures de l'air nous pouvons distinguer un léger décalage sûrement en raison de la répartition non uniforme de l'air ainsi que du fluide frigorigène dans les passes de l'évaporateur qui n'est pas prise en compte par le modèle. Avec la perte de charge calculée empiriquement avec la corrélation de Wang présentée dans le chapitre 2, nous pouvons voir que la puissance consommée par le ventilateur identifiée dans la section III - 3. 1. 3. par un modèle quadratique, est bien prédite.

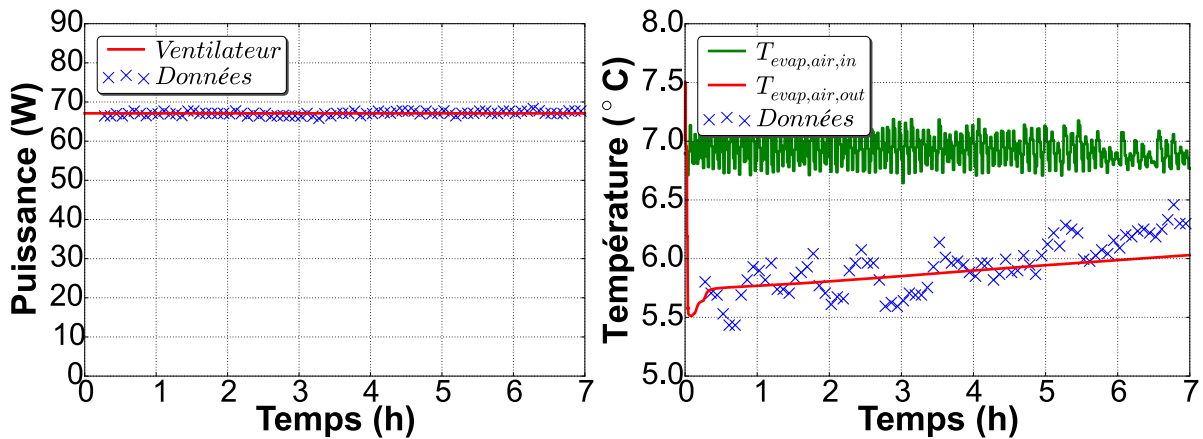


Figure III-19. Comparaison entre l'évolution de la puissance du ventilateur et des températures d'air d'entrée et de sortie de l'évaporateur prédite par le modèle et les données expérimentales

Sur la figure 20, les pressions de condensation et d'évaporation calculées par le modèle sont présentées. Tout au long de la chauffe, la pression de condensation augmente avec l'augmentation progressive de la température de l'eau alors que la pression d'évaporation n'augmente que très peu, en raison de la température d'air fixe. Cette augmentation légère que nous pouvons mieux distinguer sur le graphique de droite au niveau de la température d'entrée du fluide frigorigène dans l'évaporateur est causée par la baisse du sous-refroidissement vue précédemment au cours de la montée en température du ballon (Figure III-17).

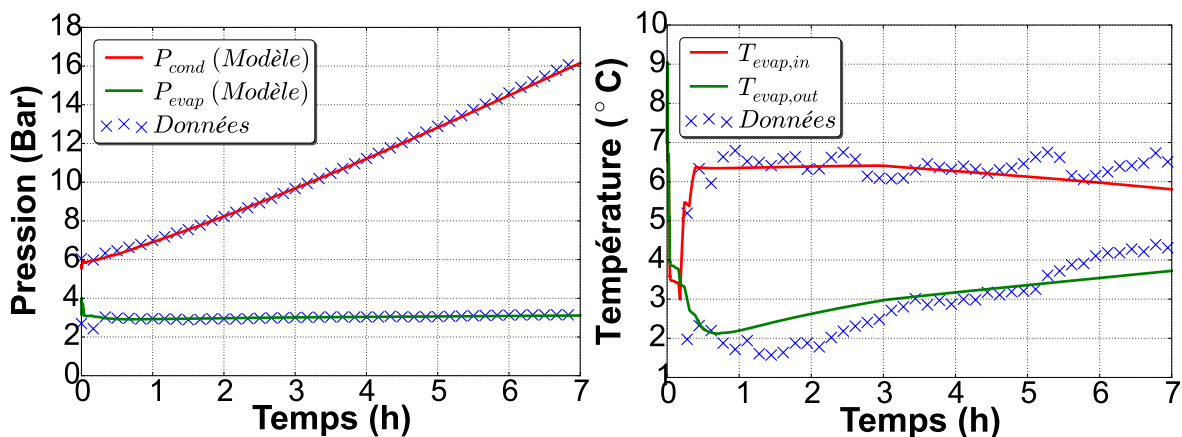


Figure III-20. Evolution des pressions de condensation et d'évaporation (à gauche) et température de l'air entrée/sortie (à droite) pour une chauffe uniforme de 10 °C à 55 °C avec une température d'air constante de 7 °C

Comme nous pouvons le voir, de manière logique, sur la figure 21, la puissance absorbée par le compresseur augmente progressivement au cours de la chauffe, suivant l'augmentation du taux de compression. Cette figure représente également la puissance au condenseur. Alors que le débit de fluide frigorigène quasi constant au cours de la chauffe (Figure III-18), celle-ci baisse progressivement en raison de la variation des conditions de fonctionnement et de la charge fixe en fluide frigorigène. Ceci induit une baisse du sous refroidissement au cours de la chauffe associée à une chaleur latente spécifique plus faible à ces niveaux de pression plus élevés. Cette diminution progressive de la puissance thermique au condenseur associée à l'augmentation de la puissance électrique absorbée entraîne une baisse prononcée quasi linéaire du COP instantané (Figure III-21) en fonction de la température d'eau, tel qu'observé par Morrison et al. [11].

En termes de comparaison entre le modèle dynamique et les données expérimentales, le modèle semble en bonne adéquation avec les données, prédisant bien la variation dynamique du COP associée à l'augmentation de la température de l'eau. Les erreurs moyennes sur la puissance électrique du compresseur, la puissance thermique du condenseur et le COP instantané sont respectivement de 1,05, 1,65 et 1,05 %. Tous les points sont situés dans l'intervalle d'incertitude de mesure (**Figure III-21**). L'erreur absolue maximale pour le COP atteint 0,11, soit 1,25 %. Cette erreur est principalement liée à la phase de démarrage, avec en particulier un problème de répartition initiale de la charge dans le circuit de la PAC.

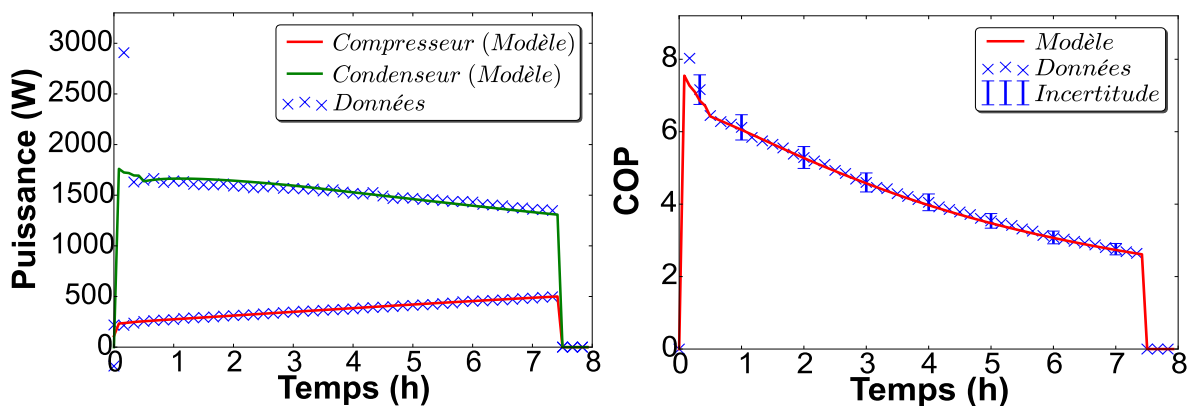


Figure III-21. Comparaison expérimentale de l'évolution de la puissance thermique fournie par le condenseur, la puissance électrique absorbée par le compresseur et le COP instantané prédits par le modèle

III - 4. 1. 2. Lors de périodes de dégivrage

Dans la littérature, nous n'avons trouvé aucun modèle capable de réaliser un dégivrage par inversion de cycle appliqué au CET. Numériquement, l'inversion de cycle est compliquée à réaliser car cela nécessite une brutale inversion des niveaux de pression ; ce qui cause un ralentissement ou un arrêt total de l'intégration numérique qui a des difficultés à converger.

Pour la validation expérimentale du modèle lors de ces périodes de fonctionnement particulières, nous avons réalisé les essais avec la configuration originale du CET, soit avant les changements de compresseur et de détendeur présentés dans la section III - 2. 3. . Ceci principalement par manque de temps de reprogrammation d'un algorithme de pilotage par inversion de cycle dédié au système modifié tel que présenté dans le chapitre 2 (section II - 2. 2. 6.).

Les conditions expérimentales de l'essai sont présentées dans le tableau 10. Nous nous sommes mis dans des conditions favorables à l'apparition de givre pour un cas courant d'hiver en France métropolitaine, soit avec une température de 0 °C et une humidité relative importante de 89 %. En raison du pilotage d'origine du CET (section II - 2. 2. 7.), arrêtant le fonctionnement de la PAC à une température de l'eau de 45 °C, l'essai réalisé ici couvre une période de chauffe de 10 °C à 45 °C.

Tableau III-10. Conditions expérimentales de l'essai de givrage

Température de l'air (°C)	0
Vitesse du compresseur (Hz)	50
Cylindrée du compresseur (cm ³)	17,6
Température initiale du ballon (°C)	10
Température finale du ballon (°C)	45
Humidité relative (%)	89

Sur la figure 22, nous pouvons voir qu'au début de la période de chauffe du ballon, la température d'évaporation chute progressivement alors qu'elle doit être quasi constante en fonctionnement normal, hors période de givrage. Ceci est dû à l'apparition de givre qui se forme sur l'évaporateur, créant une résistance thermique supplémentaire calculée selon (34) et une diminution du débit d'air, sa section de passage s'obstruant progressivement. Comme la résistance thermique de givre augmente, afin de maintenir une surchauffe au compresseur, le détendeur se ferme progressivement. Cette baisse résultante de la température d'évaporation crée des conditions de température encore plus favorables à l'augmentation de givre ce qui résulte en une réduction encore plus importante de l'ouverture du détendeur, causant une densification progressive du givre existant [137]. Au bout de 4800 secondes comme prévu dans l'algorithme de pilotage du constructeur, la vanne 4 voies inverse le cycle ce qui a pour effet de liquéfier le givre existant.

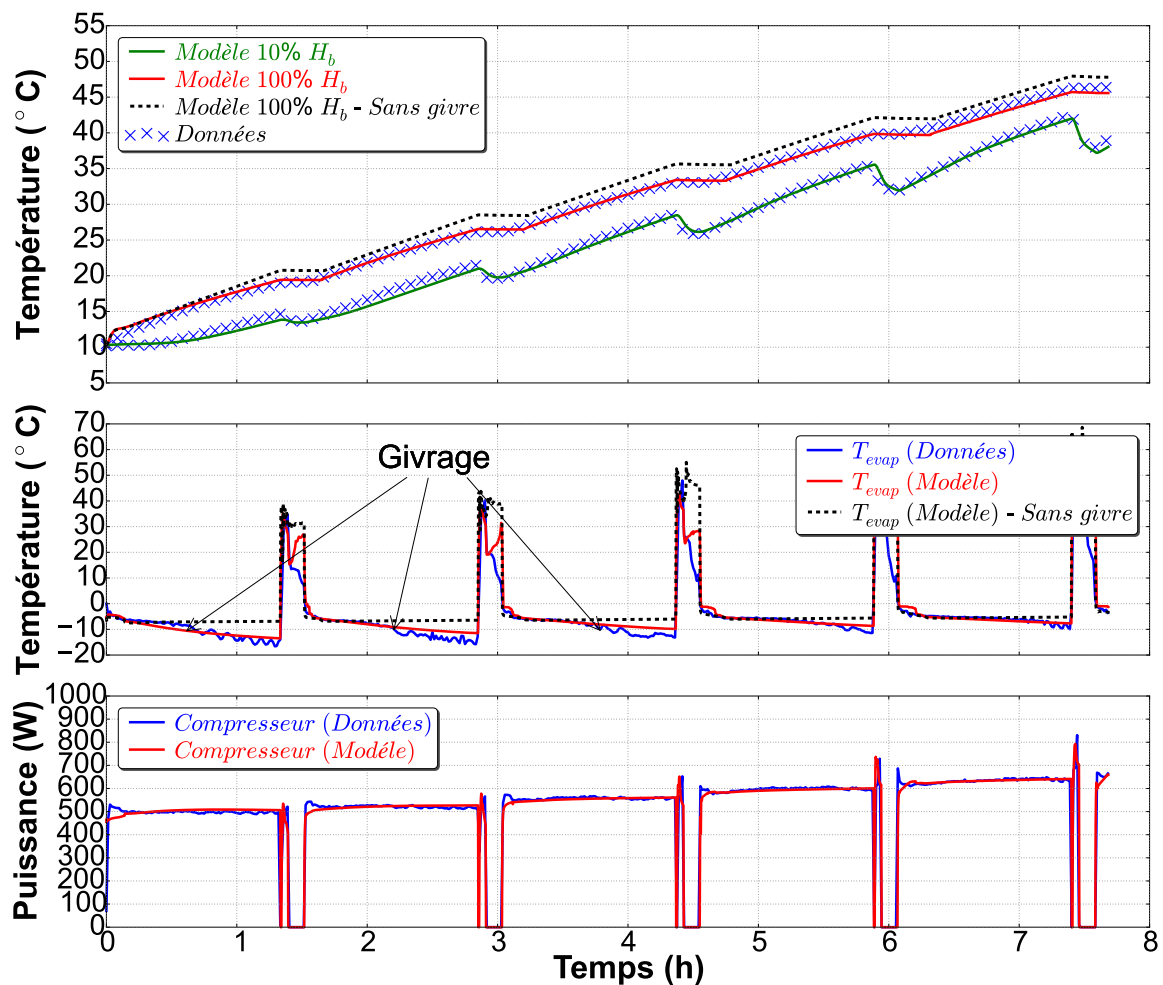


Figure III-22. Comparaison expérimentale du modèle en phase de givrage et dégivrage par inversion de cycle

Une chute de la température d'évaporation, signe de la présence de givre, se poursuit jusqu'au troisième cycle de dégivrage, ce qui témoigne d'un manque d'énergie thermique en inversion de cycle pour complètement éliminer le givre. Ceci est particulièrement le cas lorsque la température dans le ballon est inférieure à 40 °C. Ensuite, à plus haute température de ballon, la température d'évaporation arrive à rester stable entre les périodes de dégivrage ce qui témoigne d'une quasi absence de givre pour ces conditions ci. Ceci est principalement dû au fait que l'inversion de cycle se fait dans un détendeur à orifice calibré spécifique sans régulation de surchauffe pour notre cas. Ainsi à température basse dans le ballon, l'ouverture ne permet pas une extraction assez importante de puissance thermique du ballon pour éliminer l'ensemble du givre. Cette faible

puissance extraite du ballon se traduit par une baisse très faible de sa température (**Figure III-22**). A plus haute température de l'eau, nous pouvons voir que la température dans le ballon chute de manière plus importante: la puissance thermique disponible pour le dégivrage est plus importante et permet d'enlever de façon plus significative le givre formé sur l'évaporateur.

La comparaison entre les valeurs expérimentales et calculées de la température d'évaporation montre que le modèle reproduit l'évolution de la résistance thermique due au givre de manière cohérente. L'erreur moyenne de température d'évaporation en phase de givrage uniquement est de 1,15 °C, avec une erreur maximale de 4,50 °C. Ceci est principalement dû au pompage du détendeur observé expérimentalement, atteignant sa limite de capacité de puissance thermique à l'évaporateur. Or, dans le modèle nous n'avons pas limité l'ouverture du détendeur pour des questions de stabilité numérique, ce qui explique les écarts observés. Si les résultats obtenus par ce modèle pour les périodes de givrage-dégivrage sont satisfaisants pour nos objectifs d'étude, la prise en compte de ces phénomènes est encore imparfaite. En effet, nous prenons en compte une épaisseur de givre uniforme dont l'évolution est liée à des corrélations empiriques qui selon Leoni et al. [137] ne sont pas toutes généralisables. En plus de cela, la mauvaise distribution de l'air n'est pas prise en compte dans la modélisation ce qui selon Shao et al. [138] aurait aussi un impact direct sur l'évolution du givre.

Cependant notre but n'étant pas d'étudier le givre dans sa finalité microscopique, nous n'avons pas étudié le phénomène plus en détail. Si le givre n'était pas pris en compte dans le modèle d'évaporateur actuel, alors l'erreur moyenne en température d'évaporation serait de 2,10 °C avec une erreur maximale de 10,15 °C.

En termes de puissances échangées, n'ayant pas de débit-mètre installé au cours de cette première phase d'essais, la puissance thermique absorbée en cours de dégivrage au condenseur n'a pu être évaluée. Cependant, en comparant les niveaux de température dans le ballon, prédits par le modèle zonal inversé (section II - 3. 3. 3.), il est possible de voir que l'énergie soutirée au ballon est bien représentée par le modèle et que le modèle convectif employé est adéquat. En effet, dans la partie basse du ballon à proximité du condenseur, nous pouvons voir que durant les phases de dégivrage, la température de l'eau baisse avec l'extraction d'énergie du ballon alors que la température du haut du ballon reste constante. Sur la durée totale de l'essai, les erreurs moyennes dans le haut et le bas du ballon sont de 0,35 °C et 0,45 °C respectivement, avec des erreurs maximales de 1,75 °C et 1,80 °C respectivement.

Si l'on ne considère pas la formation de givre dans le modèle, alors la puissance fournie par le condenseur en début de chauffe est plus importante, en raison d'une puissance thermique échangée à l'évaporateur plus importante. Ceci se traduit par une montée en température de l'eau dans le ballon plus rapide sans givre, ce qui provoque une erreur de 1,60 °C en moyenne sur l'ensemble de la période de chauffe, et une erreur maximale de 2,60 °C située en fin de chauffe.

De toutes ces observations, nous pouvons conclure que l'apparition de givre ne peut être négligée dans le cas d'une chauffe complète de ballon de 10 °C à 55 °C. En revanche, le fonctionnement réel d'un CET sur une période longue est basé sur une régulation n'impliquant que des chauffes partielles du ballon, celui-ci étant maintenu à une température supérieure à 40 °C. Dans le cadre de simulations de long terme du fonctionnement du CET, nous pouvons émettre l'hypothèse d'un évaporateur sans givre et considérer l'inversion de cycle comme globalement efficace.

III - 4. 1. 3. Pour différentes vitesses du compresseur

Dans cette section, est présentée une étude expérimentale réalisée après modification du CET (modification du compresseur et insertion d'un débitmètre). Cette étude visait à déterminer l'influence de la vitesse variable du compresseur et a été réalisée pour différentes vitesses du compresseur à vitesse variable de 13 cm³. L'étude a été en revanche réalisée avec le ventilateur à vitesse fixe classique. Un ventilateur à vitesse variable aurait permis d'optimiser les performances du CET en trouvant le compromis optimal entre la chute de pression d'évaporation et la consommation électrique du ventilateur.

Moduler la fréquence de rotation du compresseur permet de faire varier le débit de fluide frigorigène calculé selon l'équation (12) en circulation dans le cycle frigorifique. Le principal intérêt étant de pouvoir réguler la puissance thermique de la PAC. La régulation de puissance bien que très présente dans les PAC aérothermiques pour le chauffage afin de réguler la loi d'eau, n'est que très peu appliquée au CET. Elle commence néanmoins à apparaître dans des brevets industriels (section I - 5. 2. 2.). Le principal intérêt pour le CET est le maintien du confort quelles que soient les conditions de fonctionnement qui sont comme nous l'avons vu plus variables que pour les PAC dédiées au chauffage.

La figure 23, présente les résultats pour trois phases de chauffe à des fréquences de rotation du compresseur de 60 Hz, 90 Hz et 120 Hz respectivement et une température de l'air extérieur de 7 °C. Il est possible de voir que l'augmentation de la puissance thermique engendrée par la variation de fréquence n'est pas linéaire avec la fréquence, passant de 1820 W à 2630 W en moyenne de 60 à 90 Hz et de 2630 à 3210 W à 120 Hz. Ceci résulte en une réduction moins prononcée du temps de chauffe pour une fréquence supérieure à 90 Hz. Ceci est dû au relatif plafonnement du rendement volumétrique à très haute fréquence (au-delà de 90 Hz, sa marge de progression est moins élevée) et à une légère augmentation de la pression de condensation (13,1 à 13,7 bar de 90 Hz à 120 Hz).

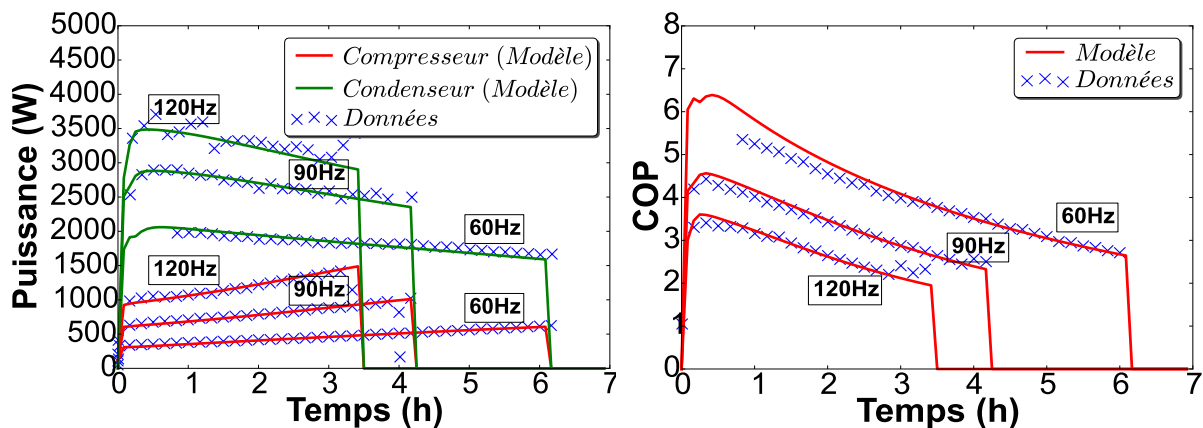


Figure III-23. Comparaison expérimentale de l'évolution de la puissance électrique et thermique et du COP instantané au cours d'une chauffe de 10 °C à 55 °C pour différentes vitesses de compresseur

Le rendement volumétrique intervient à la fois dans la puissance thermique du condenseur et dans la puissance électrique du compresseur, par le biais du débit de fluide frigorigène, et n'a donc que peu d'effet sur le COP. Or le COP moyen lors d'une période de chauffe calculé selon (6), baisse de 4,05 à 3,35 lorsque la fréquence augmente de 60 à 90 Hz et de 3,35 à 2,75 de 90 Hz à 120 Hz. Ceci est dû à une augmentation de la puissance du compresseur avec la fréquence passant de 475 W en moyenne à 800 W de 60 à 90 Hz et de 800 W à 1160 W en moyenne de 90 à 120 Hz. Cette surconsommation plus marquée à haute fréquence est directement liée à la baisse de la

pression d'évaporation avec l'augmentation de la vitesse du compresseur et à la baisse du rendement global du compresseur qui baisse de 6 % entre 60 et 90 Hz et 15 % entre 90 Hz et 120 Hz (Figure III-24).

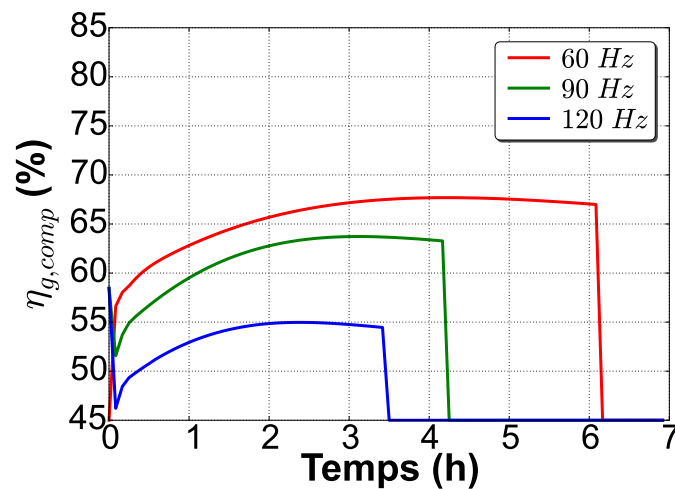


Figure III-24. Evolution du rendement global du compresseur en fonction de la fréquence au cours d'une chauffe de 10 °C à 55 °C

Une adaptation de la vitesse du ventilateur aux conditions de fonctionnement pourrait permettre de limiter la chute de COP en rehaussant la pression d'évaporation. D'autant plus qu'en prenant en compte la consommation du ventilateur à vitesse fixe dans le calcul du COP, on obtient des valeurs de 60 à 120 Hz de 3,50, 3,10 et 2,59, soit une réduction progressive du COP encore plus significative ; le ventilateur étant dimensionné par le constructeur pour assurer un bon fonctionnement pour un CET à 50 Hz. Une optimisation de ce paramètre par rapport à la géométrie de l'évaporateur constitue une piste intéressante pour la suite.

Le modèle permet une bonne reproduction de ces différentes observations avec une erreur moyenne de 2,00 %, 1,90 %, 1,60 % pour 60, 90 et à 120 Hz respectivement. La déviation moyenne est plus importante en début de chauffe et pour les plus faibles vitesses de compresseur, ceci est dû d'une part aux données de performance du compresseur, disponibles seulement pour des températures de condensation entre 40 °C et 60 °C et d'autre part à l'incertitude de mesure du débit plus grande aux faibles débits avec le calibre du débit-mètre choisi. Une déviation maximale est atteinte pour la fréquence de 120 Hz, principalement dû au manque de données constructeur pour ces conditions de fonctionnement (une extrapolation de 0,35 % par Hz avait été faite au chapitre 2) et des effets de pompage du détendeur dont le pilotage et la stabilisation ont été compliqués pour la fréquence de 120 Hz. L'erreur maximale atteinte pour cette vitesse est en absolue de 0,25 soit 10,30 % en relatif.

III - 4. 1. 4. Synthèse pour les différentes conditions de fonctionnement

Dans la section suivante, une synthèse des principaux résultats observés lors des essais en période de chauffe est réalisée. Avec le CET équipé du compresseur de 13 cm³, nous avons réalisé des chaufes à fréquence fixe pour des températures d'air de 7 °C, 10 et 15 °C ainsi que trois chaufes à vitesse variables comme vu précédemment. Pour le compresseur à vitesse fixe de 17,6 cm³, nous avons réalisé 5 chaufes à -3 °C, 0 °C, 7 °C, 15 °C et 20 °C. L'ensemble de ces essais permet de constituer une large gamme de données expérimentales et de s'assurer du bon comportement du modèle décrit précédemment.

La figure 25 présente la comparaison entre la puissance électrique prédite par le modèle et les données mesurées au niveau du compresseur pour les deux compresseurs. Généralement il est possible de voir qu'une bonne précision est obtenue sur toute la gamme avec tous les points situés entre +/-10 % de la puissance électrique mesurée (hors aléas de mesure). Une précision accrue est obtenue pour le compresseur de 13 cm³ sur lequel la modélisation et l'identification sont basés. Aussi il est possible de voir que ce sont principalement les périodes avec dégivrage qui induisent le plus d'erreur. En effet, les phénomènes dynamiques au moment de l'inversion de cycle pour le dégivrage causent des écarts supérieurs à 10 %. Or comme ces phénomènes sont très brefs, nous pouvons ignorer leur impact dans des simulations à long terme.

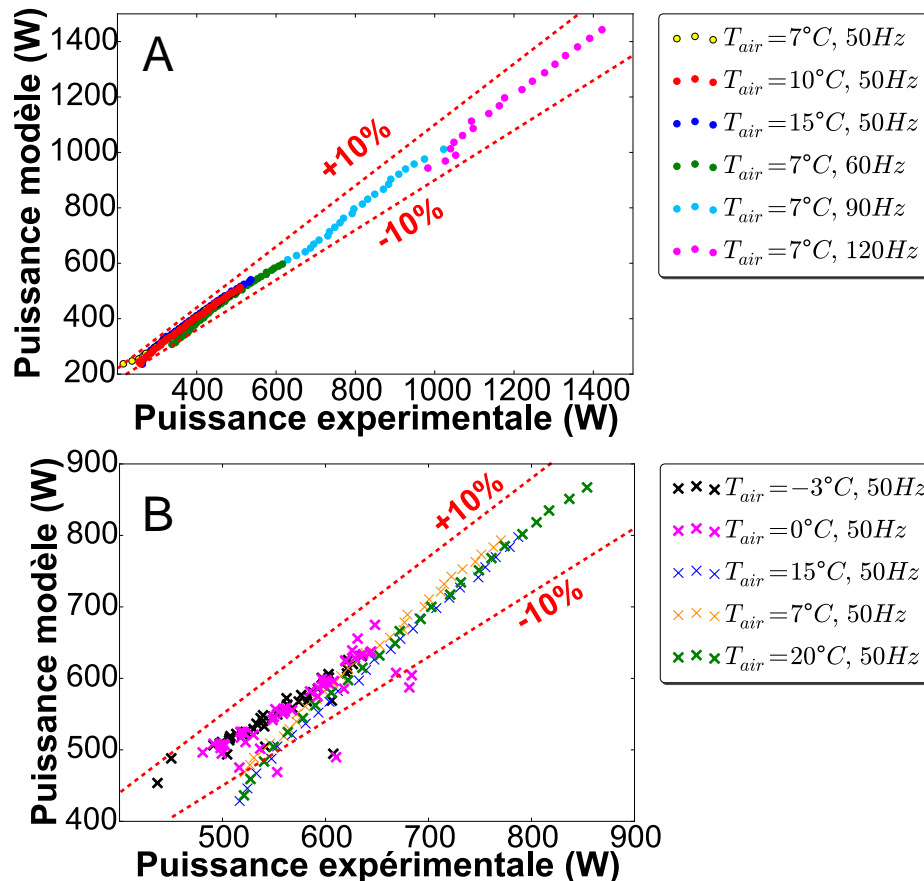


Figure III-25. Comparaison de la puissance électrique compresseur pour différentes conditions de fonctionnement avec le compresseur de 13 cm³ (A) et de 17,6 cm³ (B) et un échantillonnage d'un point toutes les 10 min

La figure 25 met également en évidence le bon comportement du modèle en cas d'extrapolation à de plus grandes puissances électriques. Ce point est important pour des études futures sur l'optimisation du design du CET par variation du dimensionnement des composants.

Enfin, sur la figure 26, nous nous focalisons sur le CET avec le compresseur de 13 cm³ pour lequel un débit-mètre a été installé sur le circuit frigorifique afin de calculer le COP instantané du système. Globalement il est possible de voir qu'une bonne précision est obtenue avec la quasi-totalité des points calculés situés entre +/- 10 % des valeurs expérimentales et une erreur moyenne inférieure à 2 %. Les principales causes d'erreur sont dues au manque de données expérimentales du constructeur en régime transitoire. En effet, comme nous l'avons vu, les performances affichées par le constructeur sont toutes obtenues à l'état stationnaire. De plus, la cartographie du compresseur a été réalisée pour des températures de condensation comprises entre 40 °C à 60

°C. Or comme cela apparaît sur la figure 17, en début de chauffe, la température de condensation est en dehors de cette gamme et une extrapolation est réalisée qui est source d'erreur.

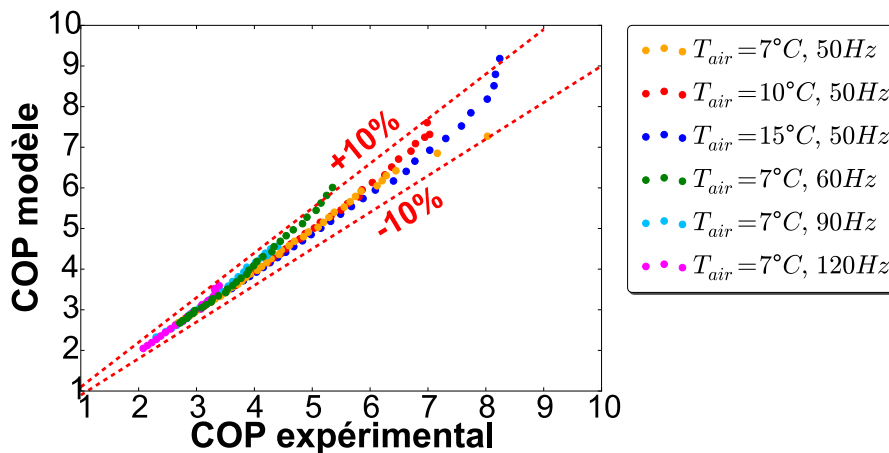


Figure III-26. Comparaison expérimentale du COP instantané au cours d'une chauffe de 10 °C à 55 °C pour le compresseur de 13 cm³ avec un échantillonnage d'un point toutes les 10 minutes

III - 4. 2. Au cours d'un essai complet de type EN 16147

Avant de l'utiliser pour des périodes plus longues, il est important de valider tout d'abord les performances du modèle lors de différentes phases de fonctionnement combinant des chauffes uniformes, stratifiées, des soutirages et des périodes de repos. Pour cela nous avons réalisé un essai selon la norme NF EN 16147 (Annexe A - 1.). Celui-ci comporte toutes les phases d'intérêt mentionnées précédemment car il débute par une chauffe uniforme de 10 °C à 55 °C (Figure 0-1-A), suivie d'une période de 48 heures de stabilisation sans soutirage (Figure 0-1 - B), puis un cycle de soutirage de référence avec une quantité d'énergie soutirée variable définie par la norme NF EN 16147 (d'un soutirage S à XL) (Figure 0-1- C). Enfin en dernière partie de l'essai réglementaire, un soutirage continu est effectué afin de caractériser le volume utile d'eau chaude dans le ballon défini comme le volume d'eau dont la température est supérieure à 40 °C (Figure 0-1-D). Les conditions maintenues pendant l'essai sont données dans le tableau 11.

Tableau III-11. Conditions expérimentales pour la validation au cours d'un essai normatif

Conditions expérimentales	
Température de l'air (°C)	7
Vitesse du compresseur (Hz)	50
Cylindrée du compresseur (cm ³)	13
Température du ballon initiale - finale (°C)	10 - 55
Température de consigne ballon (°C)	55
Humidité relative (%)	87
Température ambiante (°C)	20
Température de l'eau froide (°C)	10
Cycle de soutirage	Cycle standard L

Les performances du CET sont alors calculées au cours de la phase C, ce qui se traduit dans notre cas en utilisant l'équation (7) comme:

$$COP_{EN16147-C} = \frac{\text{Energie thermique soutirée}}{\text{Energie électrique absorbée}} = \frac{\int \dot{m}_{ECS} c_p (T_{b,out} - T_{b,in}) dt}{\int W_{el,inv} dt} \quad (58)$$

Sur la figure 28, nous comparons le modèle aux essais, notre objectif étant de pouvoir prédire les performances et le confort dans nos études. Nous présentons l'évolution de la stratification dans le ballon et la puissance électrique en fonction des conditions d'essai et du temps. Au cours de toute la durée de l'essai, de 111 h, nous pouvons voir que le modèle est en bonne adéquation avec les données expérimentales. Une bonne prévision de l'évolution de la température dans le ballon est obtenue ainsi que la puissance électrique avec une erreur moyenne inférieure à 1 °C selon la hauteur du ballon et une erreur de prévision de la puissance électrique moyenne de 4,1 %. L'erreur sur la puissance électrique est principalement due à des phénomènes d'instabilité du détendeur qui a subi des effets de pompage lors de l'essai. Cependant en période stable l'erreur maximale sur la puissance est inférieure à 1 % (**Tableau III-12**).

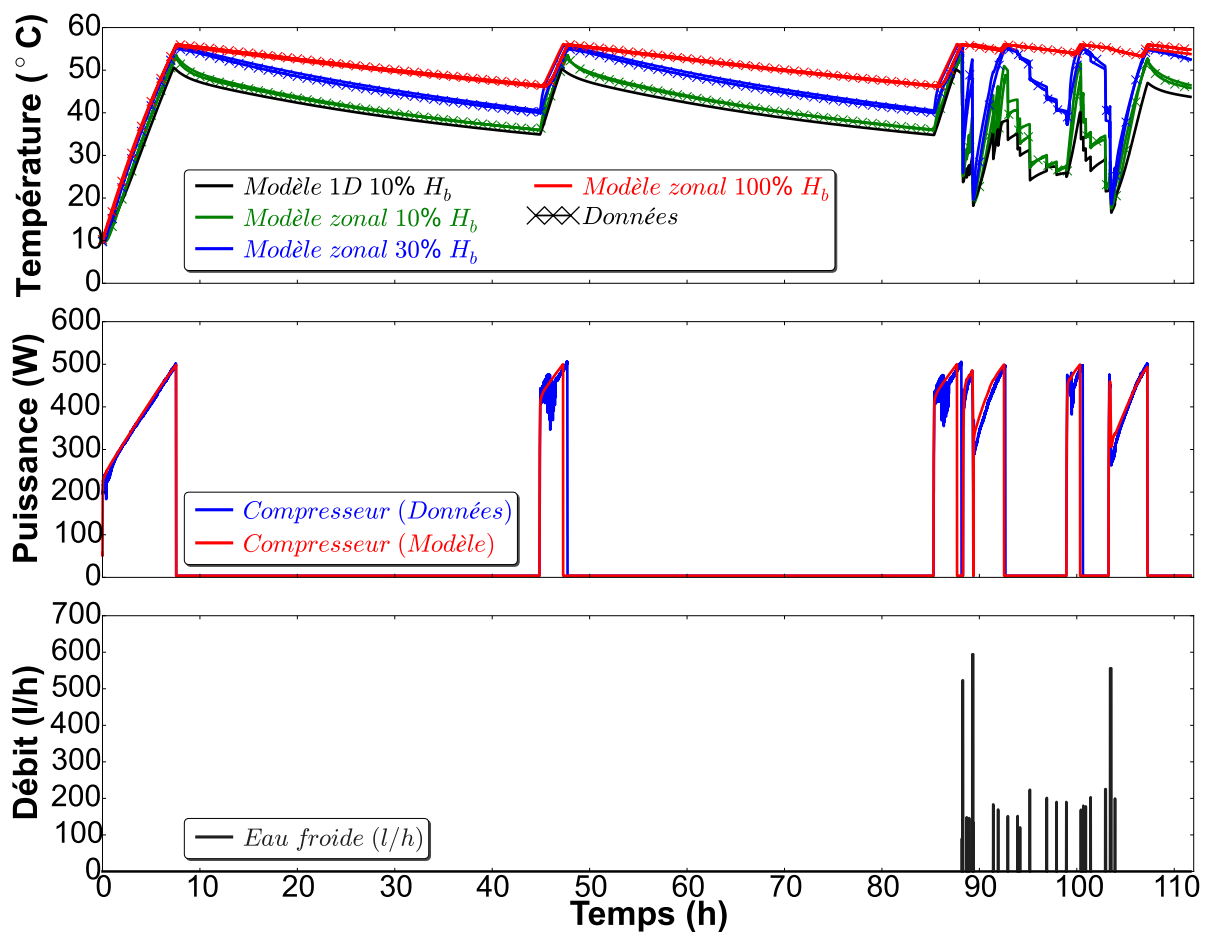


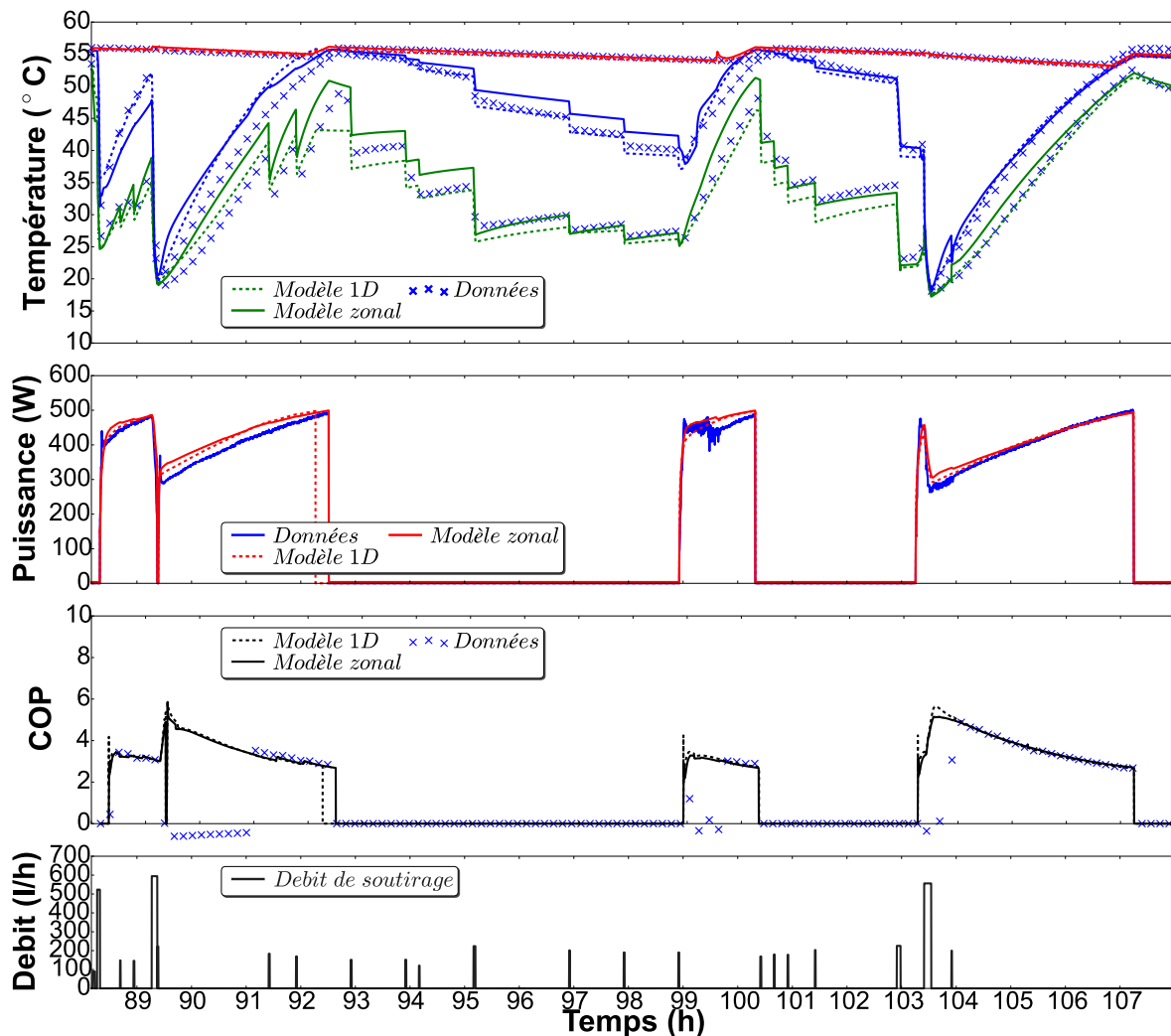
Figure III-27. Comparaison du modèle à un essai expérimental selon la norme NF 16147

En comparaison avec un modèle 1D, la modélisation zonale permet de maintenir une meilleure précision de la prédiction de la température du ballon au cours de la période d'essai. En effet comme nous l'avons vu précédemment, la modélisation 1D ne permet pas de faire des charges uniformes (**Figure III-17**). Ceci provoque un décalage en début d'essai qui se propage et s'amplifie tout au long des 111 h. En effet, pour la température en partie basse du ballon, l'erreur moyenne sur la durée de l'essai, avec ce type de modèle 1D, est de 3,70 °C avec une erreur maximale de 11,40 °C pendant la période de soutirage.

Tableau III-12. Analyse d'erreur entre le modèle et les données expérimentales sur un essai EN 16147

	Temp. (°C) 100 % H_b	Temp. (°C) 30 % H_b	Temp. (°C) 10 % H_b	Puissance (W)	COP EN 16147
Erreur Moyenne (Max)	0,30 (1)	0,90 (5)	0,60 (5)	16,5 (4,1 %)	<1 %
% de points +/- 3 °C	100,0	87,6	75,3	-	-

En regardant de plus près la période de soutirage (phase C) et en initialisant la simulation avec un ballon stratifié, nous pouvons voir que la propagation des erreurs d'un modèle 1D est moindre du fait du bon maintien de la stratification et du bon fonctionnement de l'algorithme d'inversion dans ce cas précis. Dans ces conditions, un modèle 1D du ballon avec prise en compte des mélanges induits par les jets d'eau froid parvient à bien reproduire les phénomènes physiques de convection. Ceci conduit à une précision sur le COP similaire à celle du modèle zonal en phase de soutirages stratifiés (**Figure III-28**). Comme ces phases sont les plus courantes dans les simulations à long terme et au vu de la simplicité de ce modèle en comparaison du modèle zonal, un modèle 1D pourra être employé pour les simulations simplifiées sans dégivrage notamment.


Figure III-28. Zoom sur la phase de soutirage, COP instantané et comparaison avec un modèle « initialement » stratifié

III - 4. 3. Au cours d'une période de soutirage continu

Enfin, la dernière étape de l'essai NF EN 16147, la phase D (**Figure O-1-D**) comprend un soutirage complet du ballon à 600 l/h et une injection d'eau froide à 10 °C jusqu'à ce que la température de sortie du ballon atteigne 40 °C. Ceci permet de quantifier le volume utile d'eau dans le ballon comme :

$$V_{40} = \int_{t_{init}}^{t_{fin}} \dot{V}_{ECS} \left(\frac{T_{b,out} - T_{b,in}}{40 + 273.15 - T_{b,in}} \right) dt \quad (59)$$

Dans cette section, afin de comparer le modèle à des essais en soutirage continu et de quantifier l'impact des mélanges et l'efficacité du brise-jet, identifiée par l'équation (51), nous avons répété le V40 pour différents débits de soutirage et afin de quantifier l'efficacité du brise jet seule, la PAC n'a pas été autorisée à fonctionner.

Sur la figure 30, l'évolution de la stratification est présentée pour 4 cas de soutirage, de 240, 360, 480 et 600 l/h qui sont des débits d'ECS courants. L'eau froide entrant par le bas, avec l'écoulement 1D décrit, les couches en partie inférieure du ballon commencent à se refroidir. Progressivement, le front froid monte dans le ballon et la thermocline (région de fort gradient de température) progresse. Les caractéristiques de la thermocline sont très dépendantes du débit : plus celui-ci est grand, plus la thermocline est épaisse. Ceci est principalement la conséquence des mélanges en bas du ballon induit par l'inertie du jet d'eau froide. En effet, celui-ci a pour effet de mélanger des couches d'eau froide avec des couches plus chaudes, ce qui cause une région dont la température est globalement plus élevée en bas du ballon avec l'augmentation du débit d'eau froide. Cette zone de mélange reste quasi constante en température et s'étend progressivement dans le reste du ballon. Par conséquent, la progression de ce front plus chaud en température cause l'augmentation de l'épaisseur de la thermocline avec le débit (**Figure III-29**).

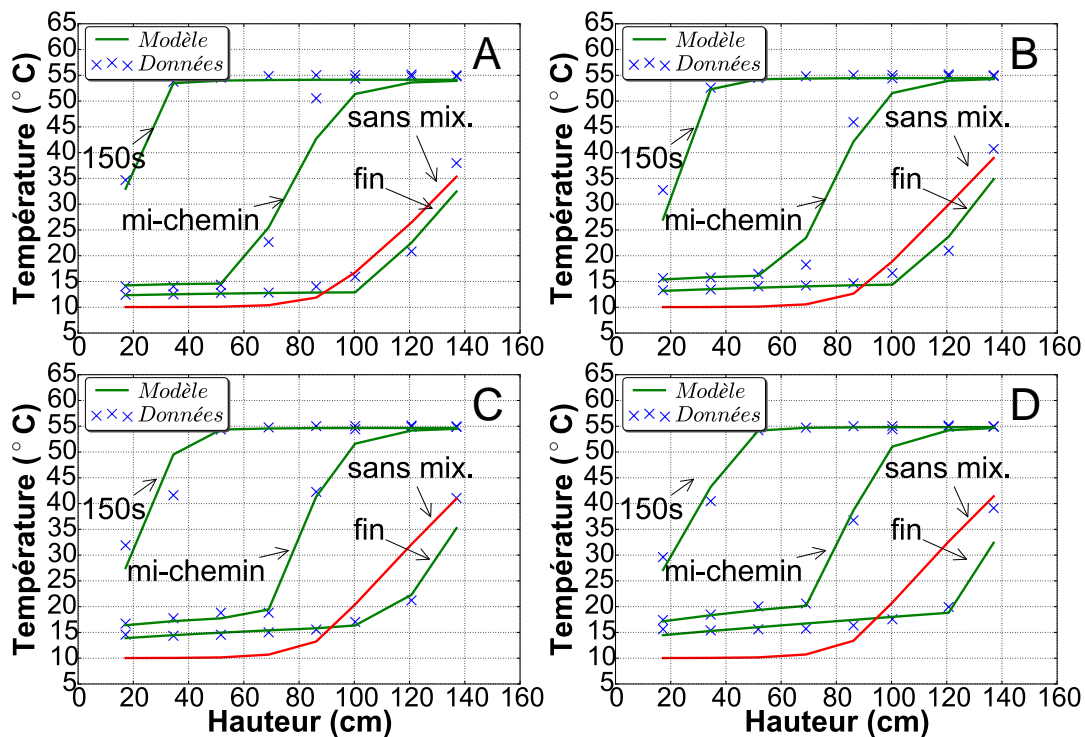


Figure III-29. Période de soutirage de type V40 à différents débits de soutirage. A - 240 l/h, B - 360 l/h, C - 480 l/h, D - 600 l/h

Le modèle semble bien prédire tous ces phénomènes. Néanmoins, il existe des erreurs, particulièrement pour les faibles débits de soutirage, pouvant atteindre 5 °C dans la région de la thermocline principalement. Pour ces conditions, la diffusivité thermique étant faible, un nombre important de nœuds de discrétisation numérique sont nécessaires dans le ballon pour assurer une bonne précision. Ici nous avons employé une discrétisation fixe de 30 nœuds. Enfin le modèle a tendance à sous-estimer la température de sortie du ballon en fin de V40 de 4 à 5 °C, ce qui a pour effet de sous-estimer très légèrement le volume utile calculé par (59). Ceci est essentiellement la cause de la discrétisation employée mais aussi du fait que nous n'avons pas pris en compte la présence d'une canne de soutirage dans le ballon qui cause un échange thermique entre les zones hautes et basses du ballon lors du soutirage.

Toutefois, le modèle, tel qu'il est, nous semble suffisamment précis pour notre cahier des charges. Ce modèle est notamment plus adapté qu'un modèle sans mélange pris en compte, pour lequel le bas du ballon a tendance à être moins bien modélisé, avec des écarts pouvant atteindre 6 °C pour des soutirages à 600 l/h (Figure III-29 - D).

Afin d'estimer l'importance de la prise en compte de la zone de mélange sur la quantité d'ECS utile fournie lors de longs soutirages, nous réalisons une étude de sensibilité au débit d'ECS par rapport à un cas non mélangé. Sur la figure 30, nous pouvons voir que pour la typologie de brise-jet donnée, la quantité d'eau chaude disponible fournie par le ballon diminue avec l'augmentation des effets de mélange. La différence en volume utile entre un soutirage à 600 l/h avec et sans mélange est de 25 l d'eau à 40 °C, ce qui correspond environ à la moitié des besoins moyens par personne en France (section I - 1. 2.).

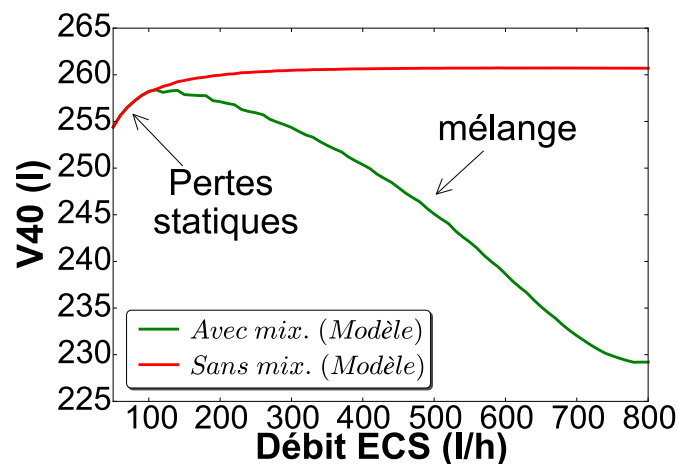


Figure III-30. Sensibilité du V40 au débit d'ECS

Dans le cadre du fonctionnement d'un CET, les phénomènes de mélange diminuant le volume d'ECS à 40 °C, ceux-ci pourraient provoquer des démarrages anticipés à haute température de condensation, en raison du positionnement de l'échangeur en bas de ballon. Ce phénomène pourrait avoir des conséquences sur les performances annuelles et sur le COP au redémarrage de la PAC, fortement lié à la température d'eau comme nous l'avons vu (Figure III-21). Cet effet sera étudié par la suite dans le chapitre 4 au cours d'une étude paramétrique.

III - 4. 4. Extrapolation du modèle à un CET au propane

Nous avons vu dans l'étude de marché que le propane commençait à apparaître sur le marché du CET comme un nouveau fluide frigorigène à plus faible impact environnemental. Nous avons voulu développer un modèle spécifique pour ce type de système en se basant sur le modèle développé précédemment. Ceci permet d'estimer la capacité du modèle à être réemployé pour une configuration totalement différente, comme défini dans notre cahier des charges de modélisation défini dans la section II - 1. 2. .

Pour cela, nous avons donc modifié le modèle pour utiliser du propane avec un modèle de compresseur dédié modélisé selon la méthode des 10 coefficients de l'AHRI [88] dont les données sont reportées dans en annexe (Annexe D). Afin d'obtenir des nouvelles données expérimentales, nous avons choisi d'essayer un nouveau CET de type monobloc au propane (au lieu du R134a split), avec l'évaporateur situé au-dessus de la cuve, l'air extérieur étant aspiré par une gaine. En termes de typologie de condenseur, ce CET utilise un échangeur de type « Roll Bond » (Section I - 6. 2. **Figure I-28**) constitué d'une plaque sertie autour de la cuve [66]. Nous avons voulu employer une instrumentation minimaliste afin d'évaluer la capacité de reproductibilité du modèle. Par conséquent, nous avons instrumenté ce nouveau CET de la manière globale telle que définie dans la section III - 2. 1. (**Figure III-2**).

Pour la phase d'essai nous avons réalisé un essai NF EN 16147 avec un profil de soutirage de type L. Comme nous n'avions pas de canne de mesure de température à l'intérieur, du ballon, nous avons utilisé la sonde de sortie du ballon afin d'avoir une idée de l'évolution de la température dans le ballon. Par contact et ponts thermiques entre le tuyau de sortie et le haut du ballon, celle-ci parvient à donner une idée grossière de la température d'eau dans le ballon (**Figure III-31**).

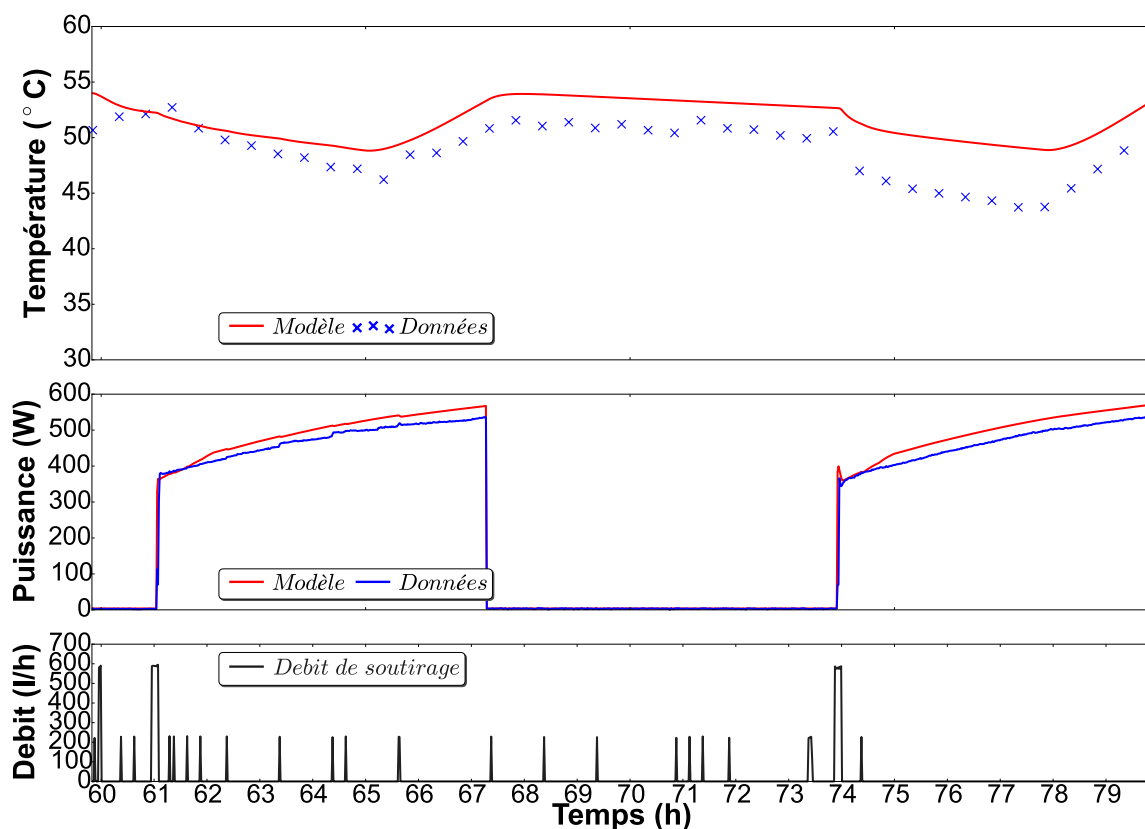


Figure III-31. Comparaison du modèle avec une configuration de CET différente au propane pendant un soutirage de type EN 16147

Bien qu'il y ait des erreurs dues à la fois à l'extrapolation du modèle et à l'incertitude de mesure sur le ballon notamment, en fin d'essai, nous trouvons un COP 16147 prédit par le modèle de 2,12 au lieu de 2,13 calculé par la voie expérimentale.

III - 5. Conclusion du chapitre

Ce chapitre a permis de valider de manière détaillée le modèle de CET avec échangeur manteau développé au cours du chapitre 2. Ce modèle est à la fois capable de donner une bonne représentation du comportement hydraulique du ballon et thermique/thermodynamique entre le couplage PAC et ballon. A l'aide d'un banc d'essai, avec une instrumentation détaillée, le modèle est validé dynamiquement avec un pas de temps fin dans différentes conditions de fonctionnement. En phase de chauffe, la quasi-totalité des points sur toutes les conditions d'essai sont compris dans un intervalle d'erreur de +/- 10 % du COP instantané mesuré pour deux typologies de compresseur essayées. De plus, le modèle est capable de représenter des phases de fonctionnement spécifiques du CET tel que le givrage et le dégivrage de l'évaporateur à l'aide de l'inversion de cycle, les mouvements de convection dans le ballon et les mélanges induits par le brise-jet lors de phase de soutirage. Enfin, le modèle permet de faire des études normatives rapides sur une longue plage de fonctionnement de 110 heures avec une erreur sur la performance inférieure à 1 %. Ceci confirme la possibilité d'utiliser le modèle pour des simulations à long terme. Ainsi les perspectives pour le chapitre suivant sont de quantifier à l'aide du modèle, les gisements disponibles en termes d'amélioration de l'efficacité énergétique du CET sur différentes échelles temporelles afin de prioriser les axes de recherche sur l'amélioration de son efficacité.

Chapitre IV : Analyse des gisements d'économie d'énergie - études annuelles et multiparamétriques

Dans ce chapitre, tout d'abord, une étude du modèle détaillé est faite pour différents climats extérieurs et différents besoins thermiques. Celle-ci nous indique que les performances annuelles du CET sont influencées principalement par le niveau de la température de l'eau au démarrage, et les pertes statiques du ballon. Le dégivrage et l'inertie thermique ne jouent qu'un rôle mineur sur les performances en climat européen lorsque la répartition de l'énergie consommée est plus grande autour de la moyenne saisonnière des climats. Ceci a permis de simplifier le modèle détaillé, pour développer un outil d'analyse rapide permettant d'optimiser le coût et le confort des usagers. Comme le pilotage est apparu comme une piste intéressante, nous avons réalisé une étude de trajectoire optimale par un algorithme génétique qui a permis de mettre en évidence un gain important de COP potentiel et une réduction de facture de l'utilisateur importante. Finalement, comme les simulations globales ne permettent pas une visibilité des performances individuelles de chacun des composants du circuit thermodynamique, une analyse exergetique est entreprise qui permet de mettre en évidence les défauts de fonctionnement de chacun des composants et de prioriser les axes de recherche. Pour analyser le gain maximal énergétique réalisable par une modification du design du circuit thermodynamique, une étude multiparamétrique est ensuite réalisée sur les composants identifiés lors de l'analyse exergetique. Nous montrons qu'il y a un potentiel global d'optimisation du cycle de fonctionnement thermodynamique du CET non négligeable grâce à une meilleure conception initiale du système mais que celle-ci dépend du design spécifique de chacun des composants sous-jacents. De plus, comme le design peut aussi affecter le confort et le coût du système, la perspective du chapitre 5, est de réaliser une étude multi-critère sur des configurations alternatives de circuits thermodynamiques, couplés avec des techniques de pilotage améliorées.

IV - 1. Etude annuelle du CET

Le modèle développé au cours du précédent chapitre est un modèle de type boîte grise avec une prise en compte de la dynamique de la PAC et du ballon. Ce modèle permet de faire une analyse fine du système étudié par une analyse multiparamétrique. Dans la section suivante nous nous concentrons sur l'analyse des performances énergétiques annuelles et l'étude des gisements d'amélioration de la consommation d'énergie des CET. Dans la littérature (section I - 4. 4.), nous avons vu que de nombreux paramètres influents sont désignés comme affectant les performances des CET, dont principalement :

- L'inadéquation entre le besoins thermiques réels et la production par la PAC ;
- La baisse de COP avec la température extérieure et la mise en dégivrage du système ;
- Le COP thermodynamique de la PAC.

D'autres phénomènes plus précis tels que l'inertie du système thermodynamique et les mélanges dus à l'inefficacité du brise jet, n'ont jusque-là pas été traités en détail dans la littérature appliquées au CET. D'autant plus que tous ces paramètres n'ont jusqu'à présent pas été analysés à l'aide d'un même modèle de CET de référence et dans le contexte européen. C'est pourquoi dans ce chapitre nous réalisons une étude globale grâce au modèle détaillé, développé au cours du chapitre 2 et validé dans le chapitre 3, afin d'analyser les gisements d'économie d'énergie disponibles sur le CET pour l'amélioration de son efficacité annuelle, ce qui constitue le but principal de cette thèse.

IV - 1. 1. En fonction du climat

IV - 1. 1. 1. Analyse globale des gisements d'économie d'énergie

Nous nous concentrons ici sur 5 climats européens : Birmingham, Paris, Strasbourg, Karlsruhe et Marseille. Choisis pour leurs diversités en termes de température d'air moyenne annuelle et de niveau d'humidité relative, voir tableau 1, pour les caractéristiques générales de chacune des météo employées.

Tableau IV-1. Caractéristiques générales des météo étudiées

Ville	Birmingham	Marseille	Karlsruhe	Strasbourg	Paris
Température moyenne sèche (°C)	17,4	15,6	11,5	11,2	13,2
Température moyenne de rosée (°C)	10,7	8,5	6,5	6,7	7,3
Humidité relative moyenne (%)	64,7	62,5	71,5	73,7	67,5
Température maxi, (°C)	35,5	34,2	33,8	33,6	34,9
Température mini (°C)	-8	-2,8	-11,8	-9,3	-4,4

Nous choisissons un profil réel de soutirage, issu de données mesurées sur le terrain pour une famille de 4 personnes avec une consommation annuelle thermique relativement basse de 1,79 MWh, mais avec un taux d'occupation élevé, correspondant au scénario n°5 du tableau 2. Ceci était au moment de l'étude le scénario que nous avons à disposition et qui était le plus représentatif pour un CET car relativement stable avec un écart type moyen de 5 l d'ECS à 40 °C par jour et une moyenne de 140 l par jour, correspondant à un taux d'utilisation de 47 %.

Tableau IV-2. Caractéristiques générales des scénarios de soutirage

	Energie soutirée (MWh)	Nb de soutirages	Volume d'eau à 40 °C			
			Moyenne (l/jour)	Taux d'utilisation (% V40 max)	Ecart- moyen (l/jour)	Moyenne/soutirage (l)
n° 1	0,63	2886	50	17	7	6,4
n° 2	1,15	13589	90	30	2	2,4
n° 3	1,36	2718	107	36	18	14,3
n° 4	1,59	5049	125	42	11	9,0
n° 5	1,79	9863	140	47	5	5,2
n° 6	1,99	5713	157	52	12	10

Sur la figure 1, est représentée la répartition des énergies produites par le CET au cours d'une année de fonctionnement. D'une part nous pouvons observer l'énergie soutirée par l'utilisateur, fixée à 1,79 MWh pour tous les climats. En effet nous n'avons pas considéré ici de variation de la température de l'eau froide en fonction du climat à l'entrée du ballon. D'autre part nous pouvons aussi observer que les énergies fatales (désignées comme autre que celles qui fournissent de l'énergie utile à l'utilisateur) produites par le système (Pertes ballon, compresseur, inertie et dégivrage), sont relativement homogènes pour chacun des climats.

En termes de gisement d'amélioration de l'efficacité énergétique il est possible de voir que les pertes statiques du ballon représentent une grande part de l'énergie produite par le système, soit avec une valeur moyenne pour les cinq climats testés de 18,5 %. Celles-ci sont les plus grandes pour Paris avec 471 kWh contre 453 kWh pour Strasbourg. Ceci peut s'expliquer par le fait qu'une température de l'air plus froide engendre de plus longs temps de chauffe ce qui réduit le temps statique entre les soutirages à plus haute température de ballon. Enfin les pertes thermiques des compresseurs constituent le second poste de pertes du système avec une moyenne de 7 % de la production thermique annuelle. L'inertie thermique du système lié à la masse solide du système qui se refroidit et se réchauffe en début de chauffe comme nous l'avons vu dans le chapitre 3, représente en moyenne 2,9 % de l'énergie totale produite. Enfin, en dernière position, nous trouvons l'énergie thermique de dégivrage reprise au ballon pour le dégivrage de l'évaporateur qui ne représente qu'en moyenne 0,4 % de l'énergie thermique annuelle produite par le CET.

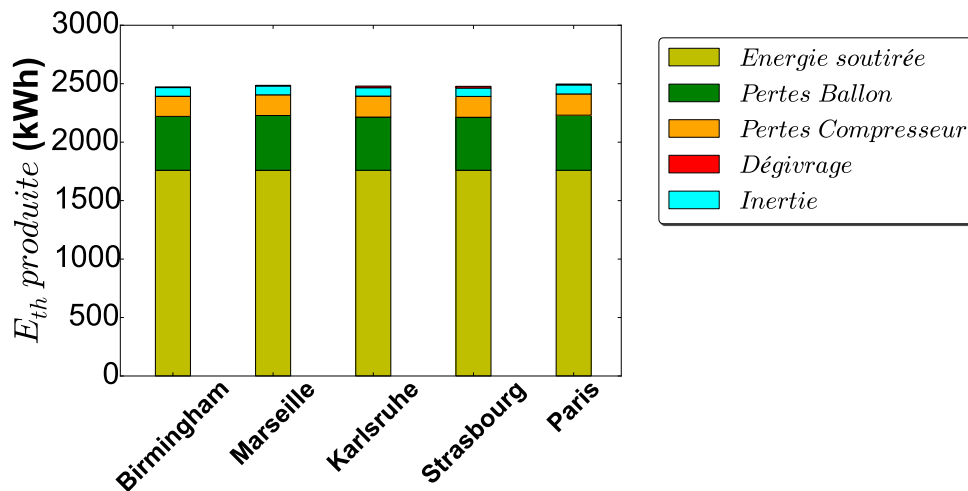


Figure IV-1. Répartition de l'énergie produite et de l'énergie « fatale » pour cinq météos européennes et un scénario de soutirage réel fixe

Sur la figure 2, est représentée la répartition globale par poste de la consommation du CET sur l'année ainsi que les COP annuel prédits par le modèle détaillé. La première observation est que le COP annuel prédit par le modèle paraît réaliste et affiche des valeurs similaires à celles publiées dans le rapport RAGE par le COSTIC relatif à des suivis sur site qui avait montré pour des CET sur l'air extérieur des COP compris entre 1,5 pour un taux d'utilisation de 20 % et 2,1 pour un taux d'utilisation de 70 %. En termes de consommation électrique, le premier poste correspond au compresseur et au ventilateur, suivi du fonctionnement de l'auxiliaire pour les températures basses, et enfin la consommation électrique pour le dégivrage (comptée comme la somme de l'énergie électrique pendant l'inversion de cycle et celle nécessaire à remonter le ballon à la température avant le dégivrage).

Avec la répartition des énergies produites et consommées, la sensibilité du COP annuel au climat apparaît comme relativement faible au regard des différences des températures moyennes de chacun des climats testés (**Tableau IV-1**). Ceci permet de constater qu'alors que la consommation des auxiliaires et la consommation électrique liée aux phases de dégivrage sont plus grandes en absolue pour des villes plus froides en moyenne, elles n'ont que très peu d'effet sur le COP annuel. Nous trouvons en effet un COP annuel pour la ville de Strasbourg de 2,08 alors que pour Marseille, il est de 2,14.

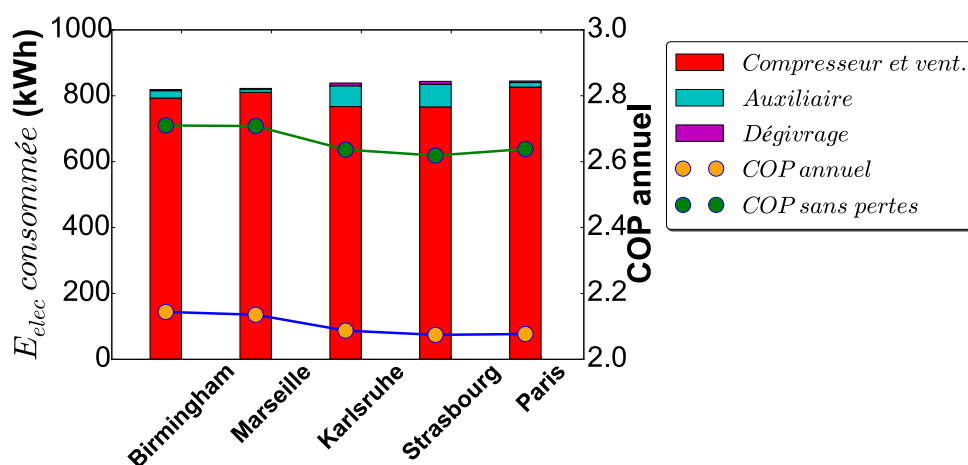


Figure IV-2. Répartition de l'énergie consommée et du COP annuel avec et sans pertes statiques du CET en fonction de cinq climats européens

De toutes ces observations nous pouvons d'ores et déjà admettre que la réduction des pertes statiques du ballon constitue un important potentiel d'amélioration du CET. En effet, comme nous pouvons le voir sur la figure 2, une réduction totale des pertes statiques mènerait à une augmentation du COP de 20 % en moyenne. Cependant, avant de pouvoir conclure sur l'impact de chacun des postes sur le COP annuel, nous devons analyser plus en détail la répartition de la consommation électrique en fonction des températures journalières afin de mieux comprendre les interactions entre le profil de consommation de l'utilisateur et le climat.

IV - 1. 1. 2. Répartition des consommations électriques en fonction de la température d'air extérieure

Sur la figure 3, est présentée la répartition fréquentielle des consommations électriques par usage du CET en fonction de la température d'air extérieur. En premier lieu nous pouvons voir que la répartition de la consommation énergétique suit une quasi-gaussienne autour de la température moyenne de l'air de chacun des climats, ce qui est lié à la fois à la plus faible occurrence des températures extrêmes dans des climats saisonniers européens, ainsi qu'à la faible saisonnalité du profil d'ECS choisi pour l'étude.

Nous pouvons observer qu'une ville comme Strasbourg (**Figure IV-3 - A**) présente une température moyenne de fonctionnement (défini comme le barycentre de la consommation électrique totale) légèrement inférieure à Paris (**Figure IV-3 - B**) et des maximales basses plus importantes, ce qui implique plus de fonctionnement de l'auxiliaire et une plus grande part d'énergie électrique nécessaire au dégivrage. Cependant, comme nous l'avons vu précédemment, le COP annuel de Strasbourg est très proche de celui de Paris ce qui laisse sous-entendre que le fonctionnement de l'auxiliaire et le dégivrage n'est pas néfaste pour les performances en périodes froide. Couplé avec la répartition quasi gaussienne de la consommation, ceci résulte, pour des climats européens, en un fonctionnement des CET très peu par les extrêmes, ce qui n'est évidemment pas le cas des PAC aérothermiques pour le chauffage qui consomment d'autant plus d'énergie que la température extérieure est basse.

Enfin il est intéressant d'observer la météo de Birmingham (**Figure IV-3 - D**) qui présente finalement un des plus grand écart de température de fonctionnement moyenne par rapport à la température ambiante moyenne, avec une consommation énergétique plus importante sur les températures journalières plus hautes que la moyenne. Alors que cette météo possède une moyenne saisonnière particulièrement haute de 17,4 °C, soit 2 °C de plus que Marseille, le COP annuel n'est pas pour autant bien supérieur à celui de Marseille. Ceci peut être relié à des jours à température très basse atteignant au maximum - 8 °C pour Birmingham contre - 2 °C à Marseille qui pénalisent le COP annuel dû à la plus importante part de fonctionnement des auxiliaires.

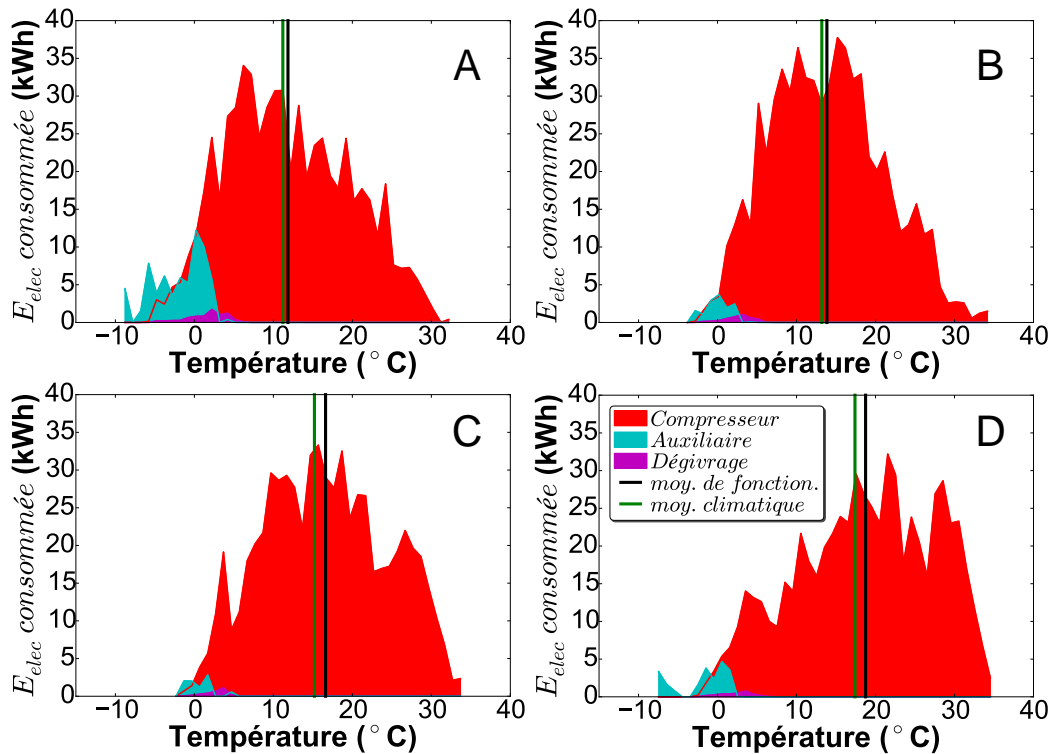


Figure IV-3. Répartition de la consommation électrique par poste en fonction de la température extérieure pour les climats de Strasbourg (A), Paris (B), Marseille (C), Birmingham (D)

IV - 1. 1. 3. Analyse de la sensibilité du COP annuel à la température de l'air extérieure et au taux de charge du ballon

En réalité un fonctionnement de PAC seule, sans auxiliaire présente évidemment une sensibilité à la température de l'air extérieur, mais qui est ici masquée par les autres postes de consommation comme nous l'avons vu précédemment. Afin d'étudier l'influence de celle-ci plus en détail, nous réalisons une étude multiparamétrique sur des chauffes à différentes températures de l'air en fonctionnement avec la PAC seule. Pour cette étude nous sommes sans présence de soutirage, et afin d'étudier le périmètre total du système, nous redéfinissons le COP de chauffe du chapitre 1 selon (6). Pour cela, nous prenons, l'énergie réelle stockée au dessus de 10 °C dans le ballon, qui compte tenu de la position du manteau et de sa dissipation thermique vers le milieu ambiant diffère de l'énergie totale fournie par le condenseur. Ce qui résulte en un COP de chauffe calculé de la manière suivante :

$$COP_{chauffe} = \frac{\text{énergie stockée}}{\text{énergie électrique totale}} = \frac{\int c_p [T_b - (10 + 273,15)] dm}{\int (\dot{W}_{elec} + \dot{W}_{vent}) dt} \quad (60)$$

Avec dm , la masse de chaque élément zonal dans notre modèle de ballon.

Sur la figure 4, nous présentons le COP de chauffe calculé selon (60) de la PAC seule sur une plage de température de 5 °C à 32,5 °C pour différents niveaux de stratification du ballon préalables à la chauffe. Nous définissons le taux de charge comme le rapport du volume initial utile à 40 °C disponible dans le ballon par rapport à la quantité maximale correspondant à un ballon uniforme à 55 °C défini selon le V40 calculé selon l'équation (59). Nous pouvons voir que le COP de chauffe présente une sensibilité à la température de l'air extérieur qui augmente légèrement avec le taux de charge, soit en moyenne de 0,055/°C entre 5 et 20 °C pour un taux de charge de 80 % à 0,085/°C pour un taux de charge de 20 %. Ceci permet notamment d'expliquer la différence de

COP observée entre Paris et Marseille, qui passe d'un COP de 2,14 à un COP 2,07, modulo les auxiliaires et le dégivrage, pour une température moyenne de fonctionnement de 14,5 °C à Paris et 16,5 °C à Marseille et un taux de charge proche de 70 % en moyenne au redémarrage pour le scénario de soutirage et la position de sonde considérée.

L'effet du taux de charge en lui-même sur le COP est important passant d'un COP de chauffe moyen sur la plage de température de 2,5 pour un taux de charge 80 % à 3,6 pour un taux de charge de 20 %. Ceci est principalement dû à la plus basse température d'eau au démarrage qui favorise un meilleur COP comme nous l'avons vu dans le chapitre 3 (Figure III-21).

De toutes ces observations, nous pouvons donc déduire qu'un meilleur pilotage en fonction des besoins de l'utilisateur est une piste prometteuse pour l'amélioration des performances énergétiques du CET car il permet à la fois de baisser la température de l'eau et de réduire les pertes statiques, soit un gain de COP annuel maximal sur les pertes statiques de 20 %, et un gain potentiel de COP de chauffe sur une plus basse température de ballon de 25 % environ.

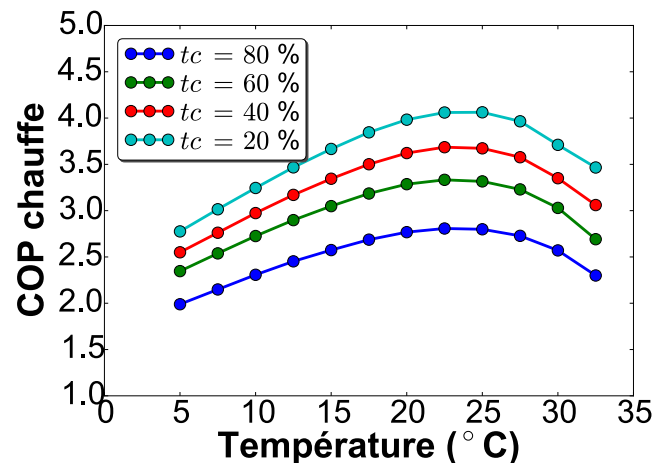


Figure IV-4. COP de chauffe en fonction du taux de charge initial et de la température de l'air

IV-1.1.4. Impact de l'auxiliaire et des phases de dégivrage à basse température d'air

La chute de puissance thermique avec la température de l'air extérieur est un des phénomènes les plus cités dans la littérature [55] [73] car primordial à la fois pour les performances et pour le confort de l'utilisateur. Dans l'état actuel, les CET comblent cette chute de puissance par une mise en route de l'appoint, dont nous avons pu voir précédemment qui semble jouer un rôle mineur sur les performances annuelles du CET. La performance du CET, comme supposé par Yang et al. [55] serait aussi principalement affectée par le dégivrage or comme nous l'avons vu précédemment, la faible saisonnalité et la régularité des besoins d'ECS résultent en un faible impact du dégivrage et du fonctionnement de l'appoint sur le COP annuel du CET. Cependant ceci ne sera pas le cas pour des climats plus froids ou moins réguliers avec une prépondérance de fonctionnement sur des jours froids.

Pour analyser à la fois l'impact de la marche de l'appoint, la thermosensibilité, et l'impact du dégivrage, nous réalisons une étude du COP de chauffe pour un taux de charge de 60 % et 20 % pour des températures d'air allant de -5 °C à 5 °C. Sur la figure 5, il est possible d'observer que le COP de chauffe chute fortement avec la mise en route du dégivrage périodique pour les températures d'air inférieures à 5 °C. Ensuite le COP continue à décroître de manière assez prononcée jusqu'à la température de 2 °C. Enfin, à partir de -1 °C, le COP diminue plus sensiblement et de manière quasi linéaire. Ceci est provoqué par la diminution progressive de la

puissance thermique du condenseur qui provoque des temps de chauffe très longs (Figure IV-5 B et D) avec une intensification du nombre de cycles de dégivrage, de plus importantes pertes statiques du ballon et une part de perte inertielle plus importante (avec une initialisation thermique de la PAC à très basse température). A partir de ce niveau, il semble judicieux, à la fois d'un point de vue du confort que des performances, de mettre en route l'appoint. En effet, la PAC fonctionne en début de chauffe (avec un relativement bon COP) et l'appoint, complète le chauffage pour les niveaux de température élevés du ballon. Ainsi il est possible de conserver un COP supérieur à 1, ce qui n'est pas le cas pour la PAC seule jusqu'à $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ces niveaux de COP rejoignent ceux relevés par Peng et al. [67] qui trouvent un COP à $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ de 1,82 pour une chauffe totale de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ sur un CET équipé d'un condenseur à micro-canaux.

Pour un taux de charge inférieur, nous constatons les mêmes tendances que pour le taux de charge de 60 %. Cependant le COP de chauffe est globalement plus élevé, profitant de la baisse de la température de l'eau. Néanmoins, la sensibilité à la charge est plus faible que celle observée pour des températures de l'air supérieures à $5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ceci est principalement dû à l'intensification des périodes de dégivrage en dessous de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ qui prélève de l'énergie utile contenue dans le ballon, et nécessite de l'énergie pour remonter le ballon en température.

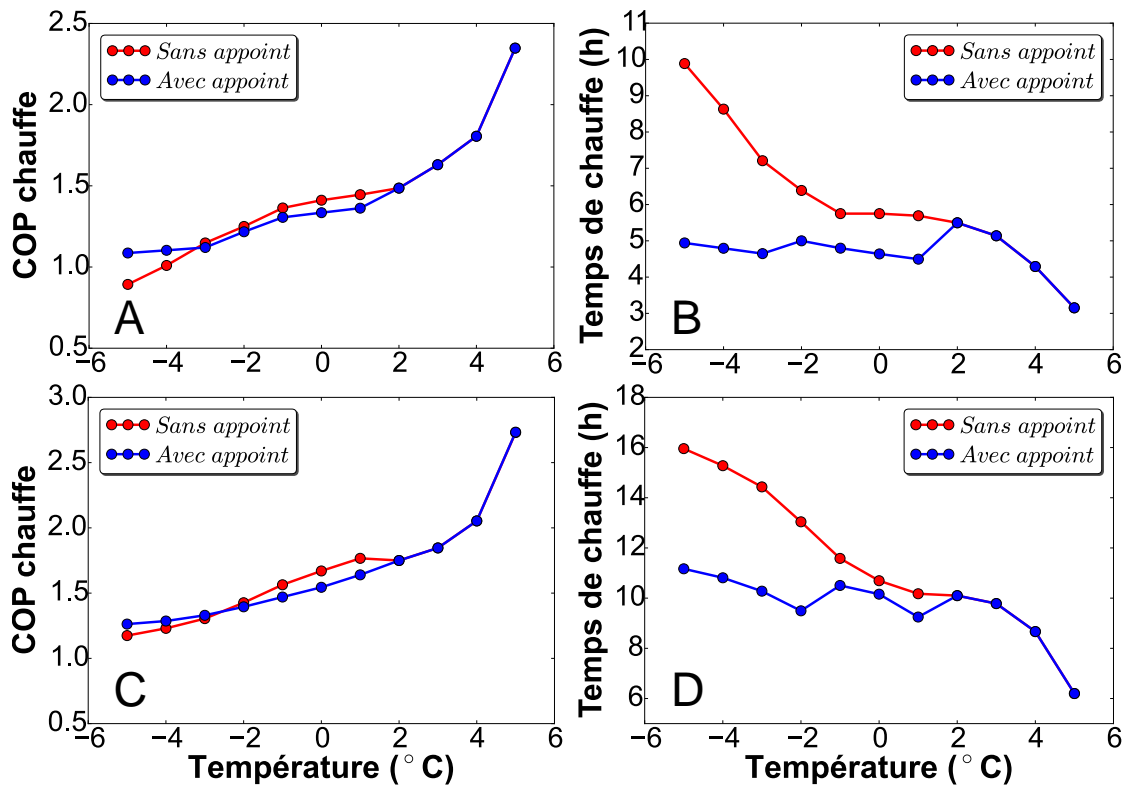


Figure IV-5. COP « ballon » (A-C) et temps de chauffe (B-D) pour deux taux de charge du ballon de 60 % (A-B) et 20 % (C-D)

Afin d'observer l'effet de l'intensification des périodes de dégivrage sur le COP et d'expliquer la plus faible sensibilité globale au taux de charge, sur la Figure IV-6, est présentée l'évolution du COP au cours d'une chauffe ponctuée de périodes de dégivrage pour les deux niveaux de charge de 20 % et 60 % et pour une température d'air extérieur de $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Il est possible d'observer qu'au début de la chauffe, le COP passe d'une valeur négative issue des pertes thermiques du système et monte progressivement jusqu'à atteindre le niveau stationnaire au bout d'une heure et quart environ. Cette phase inertielle est plus longue que celle observée dans le chapitre 3 pour la chauffe à $7\text{ }^{\circ}\text{C}$,

dû à la température initiale plus basse de la PAC à $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ et à la puissance thermique fournie qui est, elle aussi, moins importante avec la baisse de la température de l'air extérieur.

Ensuite le CET réalise une inversion de cycle périodique, ce qui a pour effet de diminuer fortement le COP de chauffe, à cause, à la fois, de l'énergie thermique récupérée au ballon qui énergétiquement a déjà été payée une fois, et de la puissance électrique supplémentaire nécessaire au compresseur pour réaliser l'inversion de cycle. Le dégivrage cause aussi une légère perte de l'énergie stockée dans la masse thermique de la PAC qui se décharge légèrement en inversion de cycle et qui lors du basculement à nouveau en mode standard nécessite un rechargement, ce qui explique l'impact plus important de l'inertie thermique sur les performances par rapport au niveau observé en fonctionnement annuel dans la section IV - 1. 1. 1. . Le fonctionnement annuel profite globalement de plus hautes températures de fonctionnement et, relativement à l'énergie thermique produite, moins d'impact du dégivrage.

Enfin les pertes thermiques du compresseur jouent un rôle plus important lors des chauffes à basse température car la PAC nécessite un taux de compression plus élevé ce qui cause une augmentation de la température du compresseur et donc de ses pertes thermiques vers le milieu ambiant. Sur la totalité de la chauffe toutes ces pertes occupent respectivement 35 % et 37 % de l'énergie thermique totale produite pour un taux de charge de 20 % initial et 60 %, ce qui considéré le faible niveau de pertes statiques lors de chauffes seules (ici 5 - 6 % au lieu de 18,5 %) sera largement accentué lors de fonctionnements annuels dans des climats très froids et avec des besoins thermiques moins réguliers. Enfin, cette répartition relativement uniforme des pertes thermiques quel que soit le taux de charge explique la faible sensibilité aux taux de charge observée sur la figure 5.

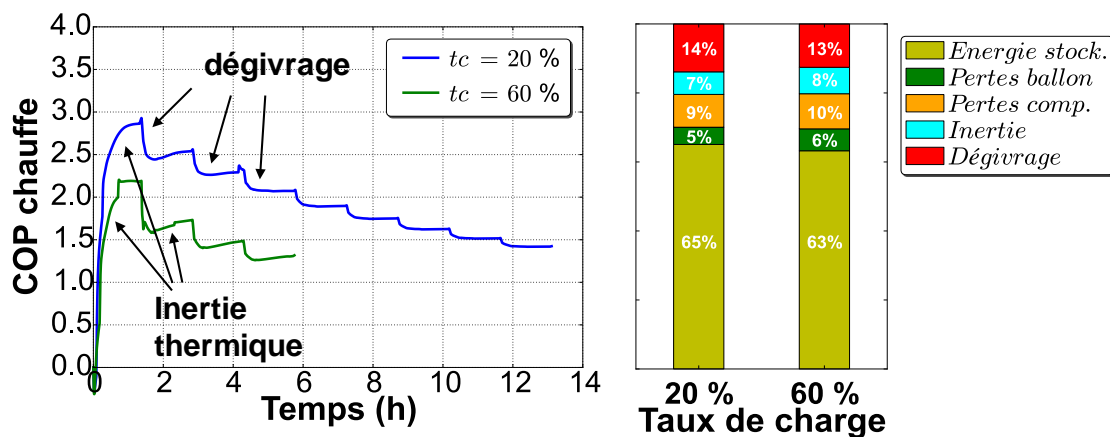


Figure IV-6. Evolution du COP en fonction du temps de chauffe à gauche, et répartition finale des énergies produites à droite pour un taux de charge de 20 % et 60 % et une température d'air extérieur de $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$

IV - 1. 2. En fonction des besoins

Nous utilisons à présent un panel de 6 scénarios de soutirage pour une météo fixe de Trappes, proche de la météo parisienne affichée dans le tableau 1. Nous négligeons les phases de dégivrage qui comme nous l'avons vu, n'ont que très peu d'impact sur le COP annuel du CET dans les climats européens testés et qui nécessitent des temps de simulation longs et ne sont pas robustes pour toutes les conditions de fonctionnement annuelles. Chacun des scénarios testés sont présentés dans le tableau 2. Ils s'étendent de besoins très faibles de 0,63 MWh jusqu'à 2 MWh annuels, avec des taux de présence très variables, de 2886 à 13589 soutirages annuels et une utilisation moyenne de 50 l à $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ par jour jusqu'à 157 l/jour et un écart moyen de 2 l/jour pour des scénarios très réguliers jusqu'à 18 l/jour pour un scénario très variable.

Sur la figure 7, nous présentons l'énergie thermique produite et consommée sur l'année pour chaque scénario de soutirage prédits par le modèle détaillé avec un pilotage en mode « AUTO » comme décrit dans le chapitre 2. Nous retrouvons ici la forte sensibilité du COP annuel au taux d'utilisation journalier de l'ECS, ce qui rejoint les études sur site décrites dans le rapport Rage [26]. Ceci s'explique principalement, comme nous l'avons vu précédemment, par les pertes statiques du ballon dont la part relative dans l'énergie produite augmente avec la baisse du taux d'utilisation et la faible utilisation d'ECS qui cause des redémarrages du CET pour des taux de charge globalement plus élevés ce qui cause une sévère baisse du COP de chauffe, comme nous pouvons le voir pour le scénario 1 sur la figure 7.

La tendance affichée varie aussi plus finement en fonction de la répartition de la consommation énergétique par rapport à la température extérieure qui cause une baisse du COP pour des fonctionnements au cours des jours plus froids. En effet comme nous pouvons le voir avec le scénario 3, une part importante de l'énergie électrique est consommée entre 22 h et 6 h en heure creuse (**Figure IV-8**), moment auquel les températures sont relativement plus basses. Ceci cause une augmentation de la consommation électrique de l'auxiliaire et la baisse du COP de chauffe avec la température comme nous l'avons vu précédemment. Cette baisse du COP devrait être encore plus prononcée avec la prise en compte du dégivrage qui faute de temps n'a pu être étudiée sur des profils de soutirage annuels moins bien réparti que le scénario 5.

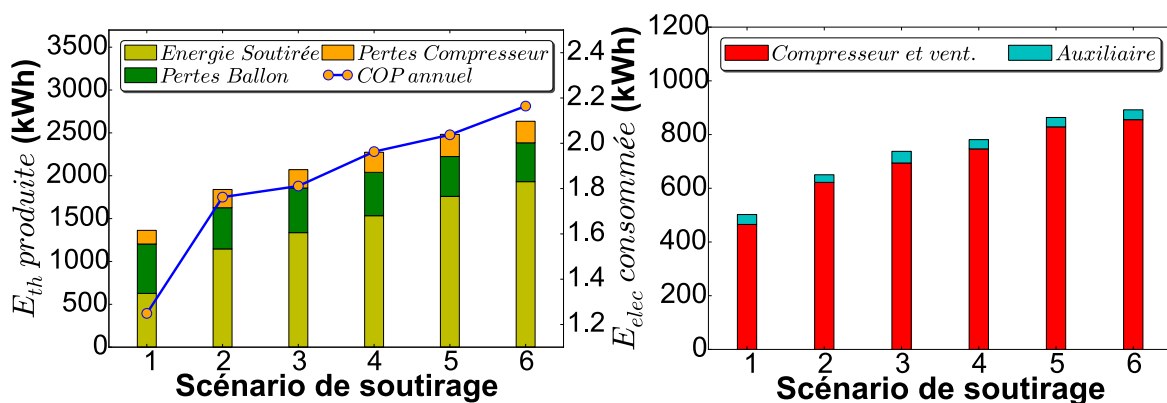


Figure IV-7. Répartition de l'énergie consommée et produite en fonction des besoins des utilisateurs pour le climat de Trappes et 6 scénarios de soutirage de natures différentes

En plus de la performance énergétique, nous pouvons aussi analyser l'influence de la nature du besoin de soutirage sur le confort fourni par le système à l'utilisateur ainsi que le coût annuel associé. Et afin d'analyser la pertinence d'un contrat de type heure pleine (HP) et heure creuse (HC), nous nous plaçons dans le cas d'une tarification basse de 22 h à 6 h du matin de 12,7 c€/kWh et de 15,6 c€/kWh en heure pleine. Bien que la plupart des CET disposent d'un contacteur HP-HC, qui permet de réduire la température de consigne du ballon en heure pleine, il n'est souvent pas utilisé sur le terrain afin de satisfaire au maximum le confort de l'utilisateur. Afin d'être au plus proche de la réalité, nous négligeons donc ce pilotage et nous imposons une température de consigne fixe tout au long de la journée.

Pour ce qui est du taux d'inconfort que l'on définit comme le nombre d'évènement sur l'année ou la température passe en dessous de 40 °C, nous pouvons voir que les scénarios 4 et 5 présentent un haut niveau d'inconfort avec respectivement 152 et 309 évènements soit 5,5 % et 5,4 % des soutirages concernés. Ceci est dû principalement à la forte variabilité de ces soutirages, soit de 18 l/jour pour le scénario 4 et de 12 l/jour en moyenne pour le scénario 6 avec la présence de soutirages très importants supérieurs à la quantité maximale stockée dans le ballon. Pour les

scénarios plus réguliers pour lesquels le volume de soutirage correspond bien en moyenne au dimensionnement du ballon, le taux d'inconfort reste bas. En termes de coût, nous pouvons constater que le coût absolu augmente avec le volume soutiré mais que le coût par kWh baisse significativement puis se stabilise suivant la tendance du COP observée dans la figure 7. Des exceptions à cette tendance peuvent notamment s'expliquer par la répartition de l'énergie consommée autour des heures creuses.

En effet, sur la figure 8, nous pouvons voir que la répartition heure pleine et heure creuse a son rôle à jouer avec le scénario 3 qui affiche un coût au kWh produit plus faible que le scénario 4 malgré la différence de COP. Ceci s'explique par la meilleure valorisation des heures creuses pour le scénario 3 et la faible sensibilité au COP avec la plus basse température extérieure observée sur la figure 4. Une augmentation sensible de COP du système combiné avec un meilleur pilotage en prenant en compte les heures creuses pourrait donc être une voie prometteuse pour l'amélioration de la performance technico-économique des CET et sera étudié plus en détail dans le chapitre 5.

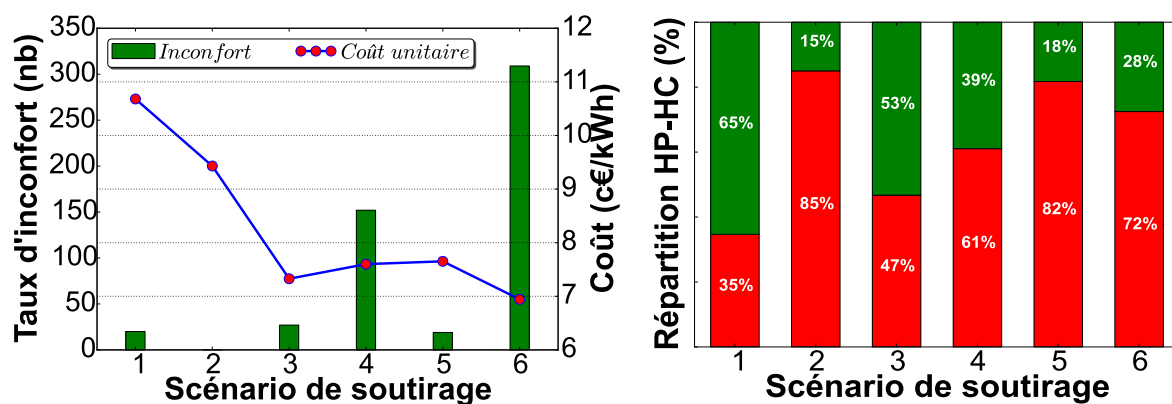


Figure IV-8. Taux d'inconfort en nombre d'évènements et coût unitaire du kWh produit à gauche pour le climat de Trappes et différents profils de soutirage. Taux de valorisation ou répartition des heures pleines et heures creuses à droite (heures creuses en vert au-dessus)

IV - 2. Simplification du modèle

IV - 2. 1. Cahier des charges de modélisation

Le modèle détaillé a permis de faire une analyse fine de la répartition des gisements d'économie d'énergie. Sa précision permet de faire des études détaillées sur le cycle thermodynamique comme nous l'avons vu dans le chapitre 3. Cependant, bien qu'offrant une meilleure précision, il n'est pas bien adapté pour faire des simulations multiples à long terme et pour réaliser des études sur le pilotage du CET du fait, d'une part, de sa faible robustesse numérique lié au dégivrage et d'autre part du temps de simulation relativement long, soit de 4 h en moyenne pour un an de simulation avec des périodes de dégivrage et l'inertie de la PAC prise en compte. Ceci ne permet pas de répondre pleinement au cahier des charges initial défini dans la section II - 1. 2. .

Or le dégivrage et l'inertie du système ne joue qu'un rôle moindre dans les performances globales du CET lorsque les besoins sont bien réparties autour de leur moyennes saisonnières. Nous avons donc entrepris une réduction de la complexité du modèle. Cette partie du travail de thèse a constitué une valorisation dans le cadre du développement d'un outil de simulation rapide pour une annexe de l'Agence Internationale de l'Énergie (AIE) dont le cahier des charges était le suivant :

- **Modularité** : le modèle doit pouvoir simuler les configurations de ballon les plus courantes sur le marché en toute période de fonctionnement (montée en température, soutirage et refroidissement). Aucune nécessité de changer de composants pour la PAC mais possibilité de s'adapter à n'importe quel CET sur l'air extérieur du marché dont seulement les données du catalogue constructeur sont disponibles sans avoir besoin d'une revalidation expérimentale.
- **Vitesse de simulation** : Le temps de calcul doit être très rapide pour être adapté à un utilisateur désireux réaliser des études sur plusieurs scénarios de consommation électrique et de facture d'un client en fonction de son besoin et de sa localisation.
- **Précision** : Seuls les phénomènes physiques les plus influents sur les performances du CET doivent être présents. Pas besoin de dégivrage ni de phénomènes de mélange, ni d'inertie thermique de la PAC. Le modèle se veut un outil prospectif facile d'utilisation permettant principalement d'estimer les réductions de consommation énergétique, la facture dans différents climats et le dimensionnement de la PAC et du ballon en fonction des besoins des utilisateurs et du climat.

IV - 2. 2. Modélisation simplifiée du CET de référence

En s'appuyant sur la revue bibliographique faite dans la section II - 2. 1. , le modèle de PAC a été simplifié et réduit à un modèle de type boîte noire calculant la puissance électrique et la puissance thermique au condenseur en fonction des conditions de fonctionnement du CET en température de l'air extérieur (T_{air}) et du ballon (T_b). Comme nous souhaitons réaliser des études sur le pilotage par vitesse variable du compresseur, sa fréquence (n) a été prise en compte dans les équations. Pour le CET de référence ces équations se présentent sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} \dot{W}_{elec,ref} = & a_0 + a_1n + a_2n^2 + a_3T_b + a_4T_b^2 + a_5T_{air} + a_6 T_{air}^2 \\ & + a_7T_{air}T_b + a_8T_{air}n + a_9T_bn \end{aligned} \quad (61)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cond,ref} = & b_0 + b_1n + b_2n^2 + b_3T_b + b_4T_b^2 + b_5T_{air} + b_6 T_{air}^2 \\ & + b_7T_{air}T_b + b_8T_{air}n + b_9T_bn \end{aligned} \quad (62)$$

Les coefficients a_i et b_i , adimensionnels, sont obtenus par régression linéaire au sens des moindres carrées à partir de résultats du modèle détaillé issus d'un plan d'expérience de chauffe en fonction de la température de l'air extérieur et de la vitesse du compresseur. Les coefficients obtenus sont présentés dans le tableau 3.

Tableau IV-3. Coefficient obtenus par identification des coefficients des expressions des puissances avec des données issues de simulation du modèle détaillé.

a_i	b_i
3.83e+04	-1.93e+04
-4.34e+01	-9.62e+01
3.26e-02	-9.94e-02
-8.95e+01	1.37e+02
4.11e-02	-9.70e-02
-1.77e+02	-2.74e+01
1.84e-01	2.44e-01
2.36e-01	-2.96e-01
8.13e-02	5.95e-01
8.68e-02	-9.68e-02

Pour le modèle de ballon nous simplifions le modèle à un modèle 1D (détaillé dans l'Annexe Bdu document) dont nous avons vu dans le chapitre 3 offrait une précision satisfaisante pour un cas simplifié. Pour la répartition de la puissance thermique issue de l'équation (62) dans le ballon, nous utilisons un algorithme, pour détecter le gradient de température le plus fort dans le ballon, globalement désigné comme position de la thermocline (pour plus de détails se référer à l'Annexe Bdu document). Enfin, comme la puissance thermique est calculée selon un nœud seulement de température T_b dans le ballon selon l'équation (62), nous supposons afin de prendre en compte la stratification, que la puissance thermique équivalente fournie par la PAC est répartie de manière homogène par volume discret du modèle 1D inférieur à la position de la thermocline (Annexe B).

Enfin, pour le calcul de pertes thermiques nous employons une méthode proche de celle de l'outil « idCET » développé par le CSTB pour le moteur de calcul de la RT2012 en recalculant un coefficient de transfert de chaleur UA_b global du ballon vers le milieu extérieur [139]. Celui-ci peut être estimé par la phase B d'un essai NF EN 16147 de la manière suivante :

$$UA_b = \frac{\dot{Q}_{pertes,standby}}{(T_{b,moy} - T_{b,amb})} \quad (63)$$

Avec $\dot{Q}_{pertes,standby} = COP_{chauffe,45 \rightarrow 55} P_{ES}$, les pertes thermiques du ballon estimées et $COP_{chauffe,45 \rightarrow 55}$ le COP de chauffe de 45 °C à 55 °C du CET et P_{ES} la puissance absorbée en régime stabilisé définie par la norme NF EN 16147 (Annexe A - 1.). Pour le modèle de référence, après une identification dynamique avec le modèle détaillé à partir de la puissance thermique dissipée par le ballon, nous obtenons une conductance globale équivalente $UA_b = 1,8 W/K$.

Afin de pouvoir extrapoler ce modèle à d'autres CET du marché, nous considérons que le cycle thermodynamique est relativement commun pour tous les CET et la variation des performances mesurées par la norme sont supposées explicables par des facteurs comme la performance du stockage thermique ou la position de la sonde de température. Pour l'extrapolation de la puissance thermique, comme nous l'avons vu dans le chapitre 3, pour une géométrie identique, le modèle permet de bien reproduire deux tailles de compresseurs différentes. La puissance électrique des PAC ne variant que très peu sur le marché (**Figure I-13**), nous avons donc considéré qu'une extrapolation du modèle pouvait être envisageable pour reproduire le comportement d'un CET quelconque. L'extrapolation est réalisée à partir de l'équation (61) de référence par rapport aux données du catalogue du constructeur pour tout autre CET sous la forme suivante (négligeant la variation des pertes thermiques du ballon au cours de la chauffe) :

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{V_b}{V_{b,ref}} \frac{t_{chauffe,ref}}{t_{chauffe}} \dot{Q}_{cond,ref} \quad (64)$$

Enfin pour la puissance électrique, les constructeurs de CET affichent principalement la puissance moyenne ou la puissance maximale absorbée par la PAC (**Tableau III-1**). La correction de la fonction de référence peut être faite de la manière suivante, soit sur la puissance électrique maximale ou la puissance moyenne, ici pour la puissance maximale, nous utilisons :

$$\dot{W}_{elec} = \frac{\dot{W}_{elec,max}}{\dot{W}_{elec,max,ref}} \dot{W}_{elec,ref} \quad (65)$$

IV - 2. 3. Etude comparative du modèle simplifié

IV - 2. 3. 1. Comparaison à des données simulées par le modèle détaillé

- Comparaison au cours de simulations annuelles

Pour la validation globale du modèle nous comparons les données simulées par le modèle simplifié avec celles issues des simulations du modèle détaillé réalisé dans la section IV - 1. en négligeant les phases de dégivrage. La figure 9 présente l'analyse des résultats obtenus en termes de puissances thermiques produites par le CET pour les différents climats testés dans la section 1. En termes d'énergie produite par le système, nous pouvons voir que l'énergie soutirée est légèrement surestimée par le modèle simplifié, ce qui est essentiellement la conséquence des phénomènes de mélange qui ne sont pas pris en compte avec la simplification. Compte tenu de la « globalisation » du calcul de l'énergie thermique inhérente à un modèle simplifié, il paraît plus judicieux de se reporter à l'énergie électrique consommée par le compresseur, le ventilateur et l'auxiliaire pour mieux appréhender les causes des écarts entre les deux modèles.

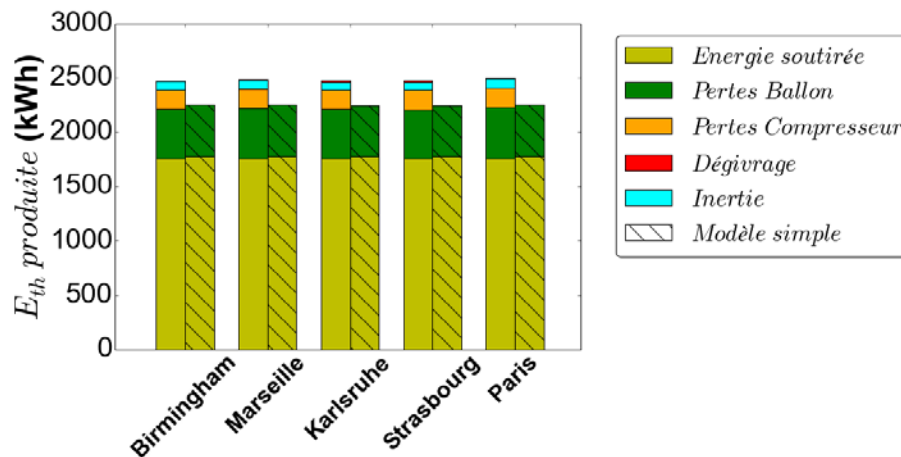


Figure IV-9. Comparaison de l'énergie thermique produite annuellement prédite par le modèle simplifié à celle calculée à l'aide du modèle détaillé pour différents climats

Sur la figure 10, il est possible de voir un écart d'énergie électrique consommée qui est sous-estimée de 4,2 % en moyenne par le modèle simplifié par rapport aux simulations détaillées. Par ailleurs la simplification du modèle du ballon induit une légère surestimation de l'énergie thermique soutirée par rapport au modèle détaillé. Par conséquent, le COP, ratio de ces 2 grandeurs, est surestimé par rapport au modèle détaillé. La figure 10 met en évidence les principaux postes de consommation d'énergie électrique calculés par les deux modèles. On voit que les principaux écarts se concentrent sur l'estimation de la consommation liée au compresseur en raison de phénomènes non pris en compte par le modèle simplifié, notamment les phases inertielles au démarrage et certaines pertes du compresseur. Ces phénomènes sont d'autant plus sensibles à basse température extérieure comme exposé précédemment. Or, l'auxiliaire du CET se met d'autant plus rapidement en route que la température est faible. Le modèle simplifié du CET selon le climat de Strasbourg est donc paradoxalement moins sensible à la non prise en compte de ces phénomènes que le modèle du CET à Paris. Par ailleurs, le modèle simplifié calcule la puissance thermique par rapport à la température du ballon en face du condenseur, ceci résulte en une source d'erreur supplémentaire. En effet, dans le modèle détaillé la puissance échangée avec le ballon est bien calculée en fonction de la différence de température entre le ballon et le condenseur et la convection suppose un régime d'écoulement physique et non reproduit par un algorithme en fonction de la position de la thermocline.

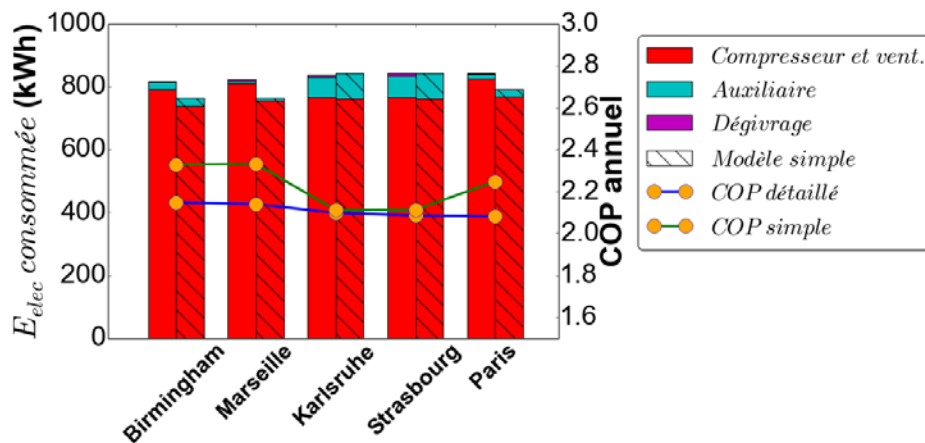


Figure IV-10. Comparaison de l'électricité consommée annuellement prédite par le modèle simplifié avec celle calculée avec le modèle détaillé pour différents climats

- Comparaison pour différents besoins de l'utilisateur

Sur la figure 11, sont représentées les énergies thermiques produites et électriques consommées et le COP annuel prédit par les modèles de CET simplifié et détaillé pour la météo de Trappes. L'erreur observable sur le COP annuel est principalement due à deux facteurs qui sont :

- côté production d'énergie thermique, la surestimation de l'énergie soutirée avec les effets de mélange qui ont été ignorés dans le modèle simplifié,
- côté consommation électrique, le taux de charge du ballon et le fonctionnement à froid du CET.

Le modèle simplifié considère une température d'eau moyenne en face du condenseur et la puissance thermique est supposée répartie de manière homogène en dessous de la thermocline. Or comme nous l'avons vu dans la section précédente, le COP de chauffe est très sensible au taux de charge et donc à la stratification initiale (Figure IV-4). Une amélioration du modèle simplifié pourrait être d'intégrer une variable quantifiant la stratification en face du condenseur au modèle polynomial défini par les équations (61) et (62).

Enfin une autre erreur se situe dans les pertes inertielles qui ne sont pas prises en compte dans le modèle simplifié, comme précisé précédemment. Nous avons pu voir que ces pertes pouvaient avoir une influence assez grande en climat froid ou lors de redémarrage avec une température d'eau élevée. C'est pourquoi avec un scénario ayant une plus importante part de la consommation électrique lors de jours froids, ou avec un important taux d'absence, sujet à des redémarrages à haute température d'eau, la déviation en COP annuel est plus grande (Figure IV-11).

En prenant comme exemple le cas des scénarios 2 et 5, nous pouvons voir que le COP prédit par le modèle simplifié est plus proche du modèle détaillé que pour les autres scénarios. En regardant de plus près, pour chacun des scénarios, la répartition des températures extérieures de fonctionnement (Figure IV-12), nous pouvons voir que les médianes pour les scénarios 2 et 5 sont parmi les plus hautes et que la consommation électrique est répartie sur des températures extérieures supérieures aux autres scénarios. Concernant les phases de redémarrage, un scénario comme le scénario 1, avec un faible nombre de soutirages annuels (Tableau IV-2) et des jours d'absence répétés de l'utilisateur, typiquement sujet à des redémarrages successifs à haute température d'eau, présente de plus importantes pertes inertielles relativement à l'énergie totale

produite ce qui contribue à l'explication des divergences observées. Le dégivrage étant négligé dans les deux cas de simulation, celui-ci n'a pas d'impact sur les différences observées.

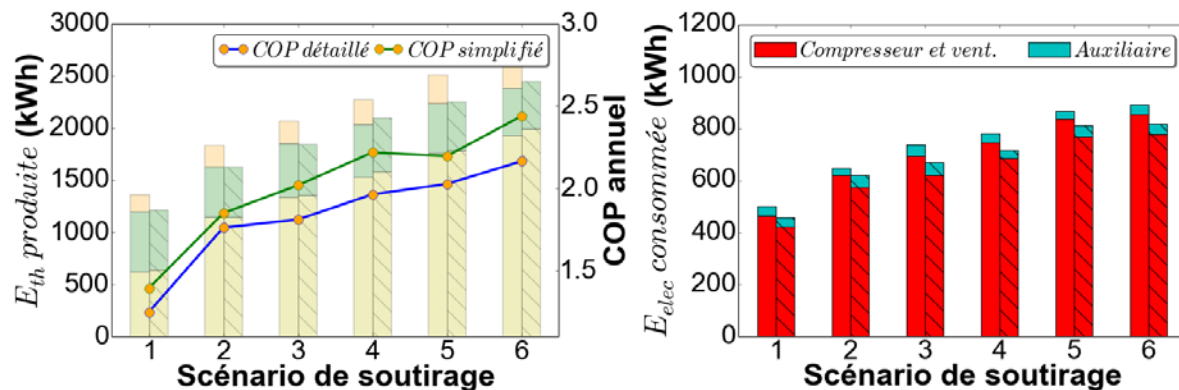


Figure IV-11. Energie produite et consommée pour le modèle détaillé et simplifié

En termes de prévision de coût et d'inconfort, nous pouvons constater dans la figure 12, que le modèle simplifié sous-estime l'inconfort perçu par l'utilisateur dû aux effets de mélanges qui ne sont pas pris en compte avec la simplification du modèle de ballon. En termes de coût de production du kWh, nous pouvons voir que le modèle simplifié sous-estime le coût de production mais que l'influence de l'erreur sur le COP annuel est en fin de compte relativement faible. Ces différentes observations permettent de valider l'usage du modèle simplifié pour réaliser des études rapides avec un temps de simulation annuel moyen de 4,5 secondes au lieu de 4 h sur les six scénarios de soutirage tout en conservant une précision acceptable. Ceci répond déjà largement au cahier des charges fixé en début de section (section IV - 2. 1.).

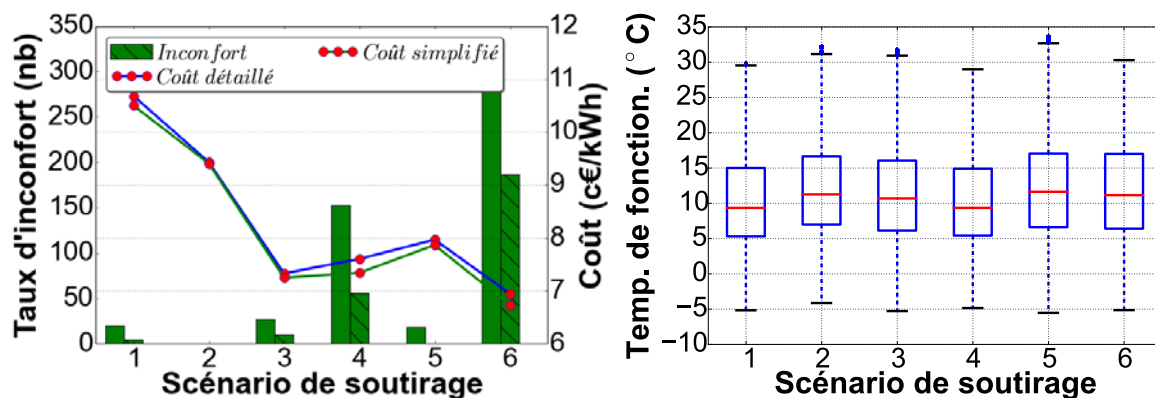


Figure IV-12. Taux d'inconfort, coût par kWh produit et distribution de la température de l'air extérieure de fonctionnement du CET

IV - 2. 3. 2. Comparaison à des données réelles relevées sur le terrain

Pour aller plus loin dans la validation de l'outil et sa potentielle utilisation comme outil de prévision des performances énergétiques réelles et de l'inconfort pour un utilisateur donné avec différents CET, nous réalisons une étude avec des données mesurées sur des CET en conditions réelles de fonctionnement. Ces données ont été rassemblées lors d'une campagne de mesure sur 20 CET en conditions réelles. Cette campagne fut orchestrée par le COSTIC, EDF R&D était partie prenante. Elle est plus largement évoquée dans le chapitre 1 (section I - 4. 4.). Elle concerne des CET de natures différentes, nous nous concentrons ici sur les quatre CET sur air extérieur de cette étude. Les caractéristiques de ces CET, utilisées pour paramétrer le modèle simplifié, sont présentées dans le tableau 4.

Tableau IV-4. Caractéristiques des systèmes étudiés

Système	1	2	3	4
Zone Climatique	H1a	H1a	H2a	H1c
Fluide frigorigène (kg)	R134a (1,35)	R600a (0,8)	R134a (1,3)	R134a (1,3)
Puissance maxi, $\dot{W}_{elec,max}$ (W)	750	350	1000	750
Puissance moyenne absorbée (W)	425	-	680	425
Puissance Appoint (W)	1800	1200	1500	1800
Température mini PAC (°C)	-5	-7	-5	-5
Volume ballon, V_b (l)	270	150	300	270
$t_{chauffe}$ (h:min)	10	10 h 50	7 h 50	10 h
Pes selon EN NF 16147	32,6	25	39	32,6
$COP_{chauffe,45 \rightarrow 55}$ (hypothèse)	2,3	2,3	2,3	2,3
UA_b (W/K)	2,14	1,64	2,56	2,14

Sur la figure 13, nous comparons le COP prédit par le modèle simplifié avec les données réelles en fonction du taux moyen d'utilisation de l'ECS. Nous pouvons voir que le modèle surestime le COP en moyenne de 7 % sur tous les cas testés. Ceci est principalement dû aux simplifications faites dans le modèle, déjà largement discutées dans la section IV - 2. 3. 1. qui causent une sous-estimation de la consommation électrique annuelle (Figure IV-14).

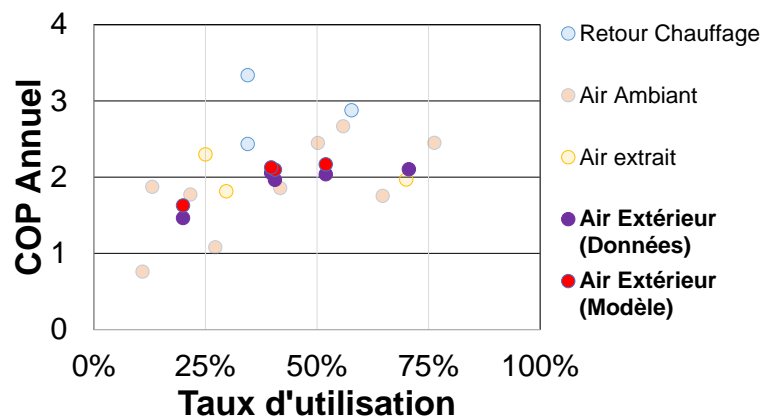


Figure IV-13. COP annuels mesurés et simulés en fonction du taux d'utilisation

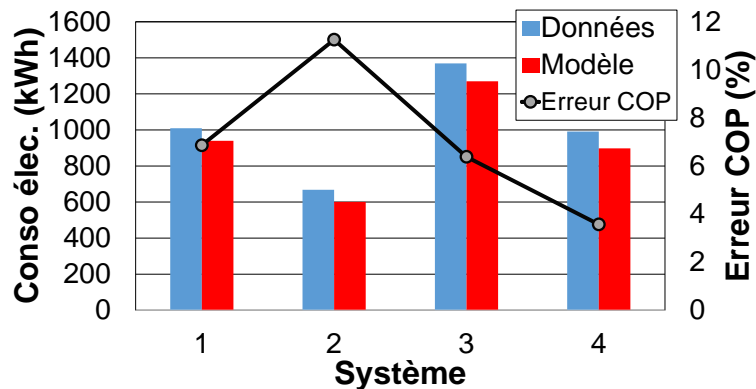


Figure IV-14. Comparaison de la consommation électrique annuelle prédite par le modèle simplifié et des données réelles

Il est cependant important de souligner que le COP prédit par le modèle se situe bien dans la moyenne des COP annuels mesurées en conditions réelles de fonctionnement et que la dépendance au taux d'utilisation de l'ECS est bien reproduite. Il est aussi intéressant de noter que le modèle actuel est potentiellement extrapolable à d'autres fluides frigorigènes. Comme nous pouvons le voir dans le tableau 4, le système 2 est un système fonctionnant avec de l'isobutane et la différence de COP pour ce cas est de 11 %, maximum de tous les cas testés (**Figure IV-14**), mais reste cependant acceptable pour le cas d'utilisation.

Cette comparaison met donc bien en évidence la pertinence de ce modèle simplifié pour réaliser des études sur la base de simulations annuelles, en particulier pour évaluer le pilotage ou un modèle rapide est nécessaire pour réaliser des algorithmes avancés ou des simulations de trajectoires.

IV - 3. Etude du pilotage

IV - 3. 1. Algorithme d'optimisation génétique

Nous avons pu voir que le pilotage constitue une piste prometteuse pour l'amélioration des performances annuelles du CET car il permet à la fois de baisser la température d'eau et de minimiser les pertes statiques.

Pour en estimer le gain maximal atteignable, nous nous inspirons de la méthode proposée par Ibrahim et al. [41] qui proposent une optimisation journalière du CET sur sa durée de fonctionnement en fonction des besoins de l'utilisateur. Dans une telle étude journalière, la différence entre l'énergie de stockage initiale et résiduelle en fin de journée peut conduire à une surestimation du gain de COP atteignable. C'est pourquoi dans cette section nous refaisons l'étude appliquée au CET sur air extérieur avec échangeur manteau sur un horizon de cinq jours avec en référence le pilotage de base par hystérésis.

Nous prenons comme hypothèse une connaissance parfaite de l'énergie soutirée au pas de temps horaire par les utilisateurs. Enfin pour le calcul des trajectoires d'optimisation, nous utilisons le modèle simplifié de la section IV - 2. , qui permet comme nous l'avons vu une rapide estimation de la performance des CET.

Nous couplons ce modèle avec un algorithme génétique heuristique fourni par la bibliothèque commerciale « Optimisation » disponible sous Dymola et adaptée à notre modèle [140]. Un algorithme génétique fait partie des algorithmes heuristiques, dont le principe présenté sur la figure 15, suppose une initialisation des paramètres du modèle dans une population initiale de taille finie, qui se recombine, puis dont on sélectionne les meilleurs individus répondant au mieux à une fonction objectif définie.

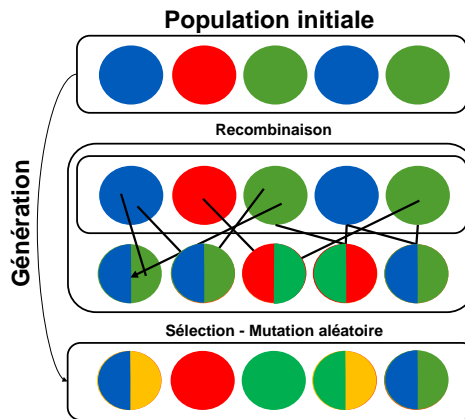


Figure IV-15. Principe de fonctionnement d'un algorithme génétique

Pour notre cas, nous réalisons ici une optimisation du démarrage du CET sur un horizon de cinq jours découpés au pas de temps horaire avec comme paramètre à optimiser un signal booléen « On Off » d'allumage du CET. Comme critère de minimisation nous imposons un coût de l'énergie et comme contraintes, le confort traduit par une température de sortie de ballon qui ne doit pas être inférieure à 40 °C. Le problème d'optimisation peut se formuler mathématiquement selon une fonction « f » objectif de minimisation du coût :

$$f = \sum_t W_{elec} \Delta t * coût_{elec}, t = t_{initial} \rightarrow t_{fin} \quad (66)$$

Le problème d'optimisation se reformule de la manière suivante autour du maximum des trajectoires de coûts énergétiques totaux calculés par le modèle simplifié sur l'horizon de temps donné :

$$\min_{OnOff \in [0;1]} \max(f) \quad (67)$$

On y intègre les contraintes suivantes, sur la durée de fonctionnement, liées à la température de sortie et à la température maximale d'eau du ballon pour le fonctionnement de la PAC:

$\Delta t = 3600, T_{b,out} > 40 \text{ °C}, T_b < 62 \text{ °C}$. Ces contraintes nous paraissent les plus réalistes en termes de bornes de température et de possibilité de fonctionnement de CET. En effet, un pas de fonctionnement plus court qu'un pas horaire, compte tenu de l'inertie thermique réelle de la machine observée précédemment, ne permettrait pas de répondre de manière efficace aux besoins et causerait une augmentation du nombre de démarrages du CET, ce qui mettrait en cause sa durabilité et sa fiabilité.

IV - 3. 2. Optimisation génétique pour un cas réel sur cinq jours de fonctionnement

Pour la programmation de l'algorithme génétique présenté précédemment, nous prenons une taille de population initiale de 30 individus, soit 30 combinaisons des paramètres de OnOff par génération au pas de temps horaire sur cinq jours, et un nombre maximal de génération de 100 (de croisement des trajectoires). Ceci signifie que parmi toutes les configurations de paramètres possibles, un tirage initial de 30 configurations sera effectué.

Pour cette période d'optimisation de cinq jours, la température de l'air extérieur varie autour d'une moyenne de 6 °C et nous prenons une période de soutirage réelle, avec un taux de présence adéquat, issue du scénario 5.

Sur la figure 16, nous observons l'évolution temporelle de la température en haut du ballon pour le cas de référence piloté par hystérésis et la trajectoire optimale de pilotage trouvée à l'aide de l'algorithme génétique. Il est possible de voir que la température varie en fonction des soutirages effectués et des démarrages du CET et que globalement la température en haut du ballon, proche de la sortie et donc de la température de soutirage, est significativement réduite dans le cas de la trajectoire optimale.

En effet l'algorithme génétique favorise des redémarrages à la température du ballon la plus basse possible afin de profiter de la sensible augmentation du COP de chauffe avec le taux de charge, comme nous l'avons vu précédemment. De manière moins significative, nous pouvons observer que le fonctionnement du CET se concentre aussi sur les températures d'air les plus hautes, avec plusieurs redémarrages autour du pic de température de l'air de 11 °C à 60 h, mais aussi globalement sur la durée de cinq jours, une durée de fonctionnement plus importante au début de la période où la température de l'air est la plus haute, autour de 7 à 10 °C, que sur la fin où elle atteint des températures de l'ordre de 2 à 3 °C. Cependant nous pouvons observer que le pilotage optimal choisit tout de même de faire fonctionner le CET pour des températures de l'air faibles. Ceci est principalement dû à la tarification en heure creuse, qui permet de réduire le coût du kWh et absorber la baisse de COP induite par la baisse de la température de l'air. La prise en compte de l'inertie thermique et des dégivrages, comme nous l'avons vu précédemment, pourraient cependant altérer cette prise de décision. Ceci constitue une perspective intéressante à cette étude, qui faute de temps n'a pu être traitée plus en détail.

Enfin, un des désavantages de cette trajectoire optimale, reste tout de même l'augmentation sensible du nombre de démarrages, mettant en cause la fiabilité du CET. Cependant il est possible de voir que certaines périodes de marche et d'arrêt sont tout de même assez rapprochées dans le temps et qu'il existe globalement deux périodes de fonctionnement, soit en heure creuse, soit aux températures d'air les plus hautes. Une autre perspective de cette étude serait d'ajouter une contrainte dans l'algorithme d'optimisation sur la fréquence et la durée de redémarrage (éviter les courts cycles) du CET.

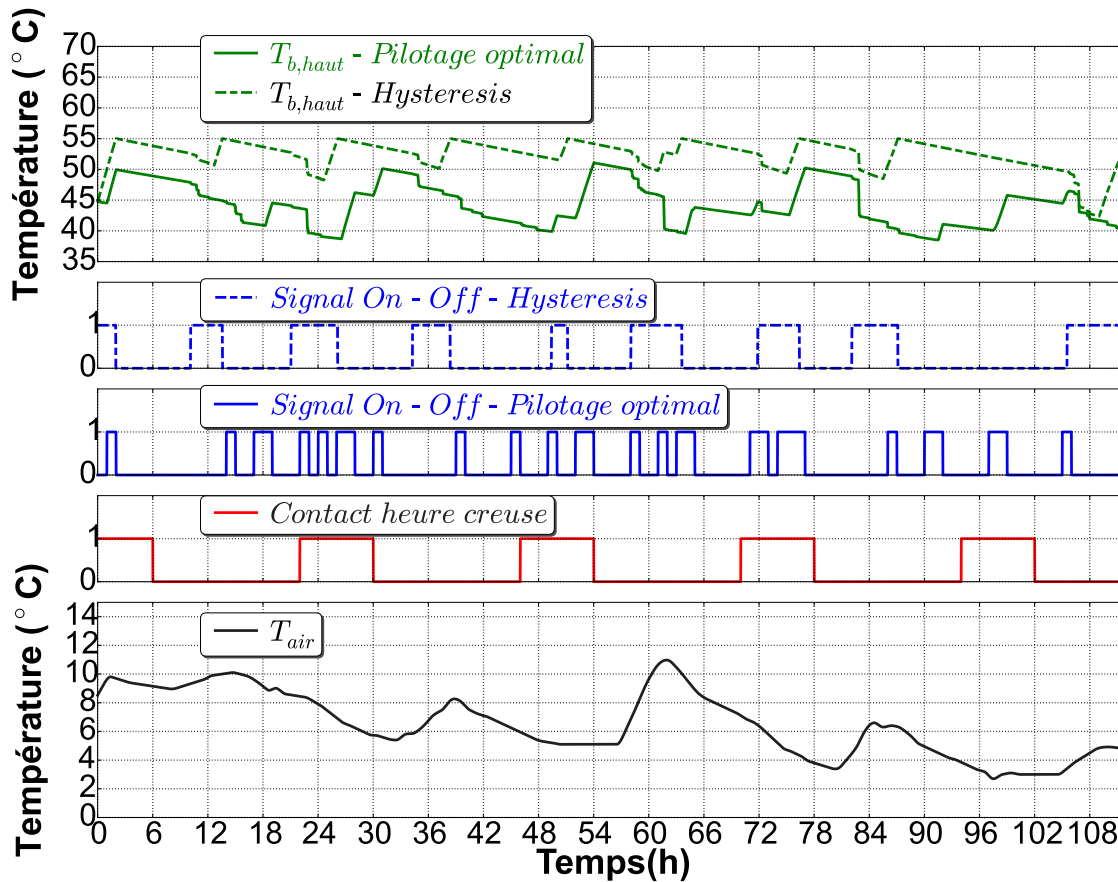


Figure IV-16. Trajectoire de pilotage optimale selon l'algorithme génétique et contraintes imposées pour un jour moyen

En termes de coût et de performance, le pilotage par algorithme génétique est parvenu à estimer une trajectoire au pas de temps horaire permettant de réduire le coût utilisateur de 35 % par rapport à un pilotage classique par hystérésis (Figure IV-17). Ceci est obtenu grâce à l'augmentation de COP de 47 % d'une part qui profite d'une plus basse température d'eau et un fonctionnement à des températures de l'air plus hautes, mais aussi à une meilleure valorisation des heures creuses. La valorisation des heures creuses dépend cependant de l'amplitude thermique entre le jour et la nuit et ceci peut varier en fonction de la saison. C'est pourquoi une autre perspective pour cette étude serait de réaliser une optimisation sur des jours plus chauds et des jours plus froids en faisant varier les contraintes tarifaires (tarif de base ou au coût réel).

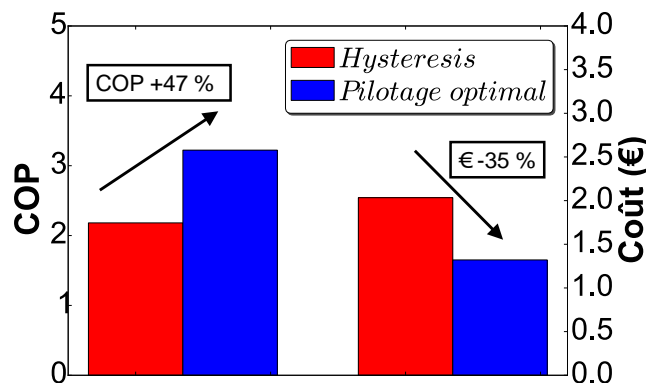


Figure IV-17. Comparaison du COP et du coût de l'énergie sur 5 jours de fonctionnement pour un pilotage de référence par hystérésis et un pilotage optimisé au pas de temps horaire

IV - 4. Etude paramétrique des performances du système de stockage

Avant toute analyse plus approfondie, une étude est faite sur le moyen le plus simple d'abaisser les pertes statiques et d'augmenter le niveau de confort. Cette méthode consiste à améliorer les performances du système de stockage. Pour cela deux paramètres ont été modélisés dans le chapitre 2, soit l'isolation détaillée du CET avec prise en compte des propriétés thermiques de l'isolant, de sa répartition hétérogène autour de la cuve (épaisseur d'isolant plus faible sur l'échangeur manteau et les extrémités de la cuve que sur le reste du ballon) et d'un paramètre caractérisant l'efficacité du brise-jet, r_{eff} . Afin d'étudier ces paramètres, dans cette section nous couplons le modèle de PAC détaillé à un modèle 1D de la cuve en négligeant l'inertie thermique de la PAC. Ce modèle comprend une isolation détaillée et un algorithme de mélange tel que décrit dans le chapitre 2. Dans le cadre de cette analyse, le scénario 5 (Tableau IV-2) a été sélectionné, qui comme nous l'avons vu précédemment est l'un des plus réguliers à notre disposition, associé à la météo de Marseille, afin de réaliser une étude paramétrique du COP annuel, en ne comptabilisant que l'énergie soutirée supérieure à 40 °C, en fonction de l'efficacité du brise jet et de la nature de l'isolation.

IV - 4. 1. Impact de l'isolant

Pour évaluer l'impact d'isolants plus ou moins performants, nous faisons varier la conductivité thermique de celui-ci entre 0,005 W/m.K, typique d'un isolant sous vide à 0,1 W/m.K valeur pour un isolant de mauvaise qualité. L'isolant de référence est du polyuréthane dont la conductivité est de 0,0345 W/m.K. Sur la figure 18, nous distinguons une sensible chute du COP annuel en fonction de la performance thermique de l'isolant. Le gain maximal atteignable par rapport à la situation de référence est de 21 %, ce qui compte tenu du prix d'un isolant sous vide par rapport à du polyuréthane, n'apporte pas un réel intérêt économique.

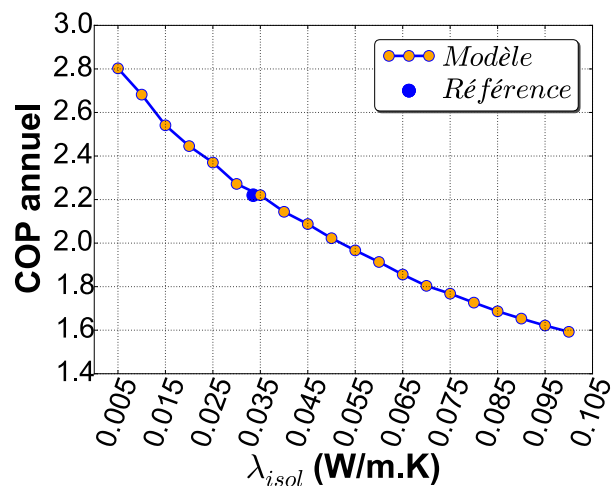


Figure IV-18. Performances annuelles en fonction de la conductivité thermique de l'isolant employé

IV - 4. 2. Impact du brise-jet

La figure 19, illustre l'efficacité du brise jet, modélisée par le paramètre r_{eff} , correspondant à la section de passage efficace (chapitre 2, section 3.3.2), et son influence sur le COP annuel du CET. En effet, pour un brise-jet peu efficace, le ballon est quasiment mélangé en totalité lors des soutirages, dû à l'expansion du jet d'eau froide dans le ballon, qui cause une forte dégradation du COP annuel, qui passe ainsi d'un maximum de 2,3 à 2,06,. Ceci s'explique d'une part par l'augmentation de la pression de condensation au redémarrage comme le témoigne la figure 19 et d'autre part par le nombre de redémarrage, ainsi que le nombre d'heure de fonctionnement à ce niveau de pression. Dans l'état actuel de référence, le brise jet perforé utilisé dans le CET de

référence, présente une efficacité déjà relativement bonne ce qui permet un COP annuel de 2,21 pour Marseille pour le scénario de soutirage testé. Cependant il existe des brise-jets dans la littérature tels que les brise-jets à plateau [130] [117] qui permettent d'atteindre des efficacités de soutirage plus grandes encore et pourraient permettre d'atteindre une amélioration maximale du COP de l'ordre de 4 %, ce qui compte tenu du faible coût d'un brise-jet n'est pas négligeable d'un point de vue technico-économique.

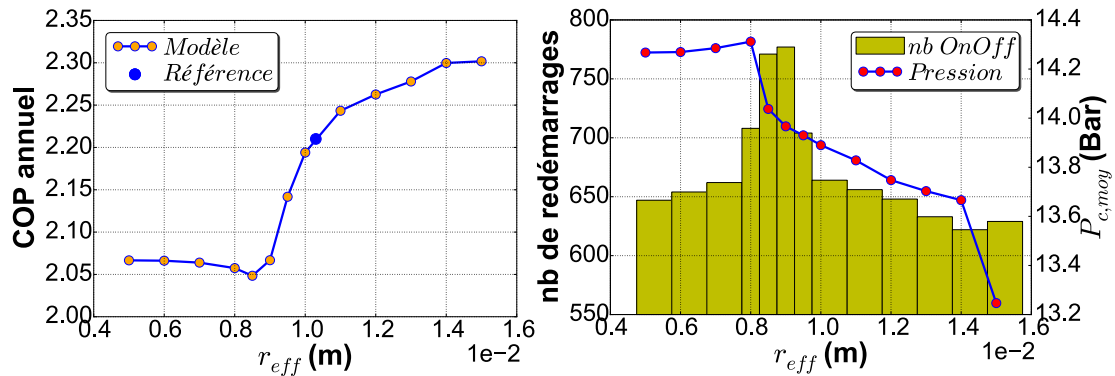


Figure IV-19. COP annuel à gauche et pression de condensation et nb de redémarrages à droite

Sur la figure 20, nous analysons le gain en confort obtenu par une amélioration de l'efficacité du brise-jet. Il est possible de voir qu'avec le scénario de soutirage testé, le gain de confort avec l'augmentation de l'efficacité du brise-jet est relativement faible avec dans l'état actuel 5 évènements d'inconfort à l'année, contre 2 dans le meilleur des cas.

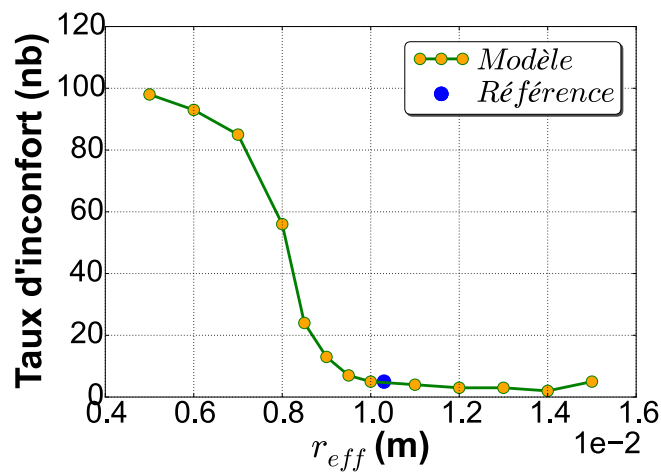


Figure IV-20. Taux d'inconfort annuel en fonction de l'efficacité du brise-jet

IV - 5. Etude exergetique et énergetique du cycle thermodynamique du CET

Une fois étudiées les deux modifications possibles du système de stockage pour améliorer les performances globales du CET, il devient intéressant d'analyser l'impact des différents composants de la partie pompe à chaleur.

Pour estimer le gain potentiel par modification du cycle thermodynamique du CET, nous utilisons le modèle thermodynamique détaillé développé dans le chapitre 2.

IV - 5. 1. Etude exergetique

IV - 5. 1. 1. Etude Globale

Afin d'étudier la pertinence de travailler sur le cycle thermodynamique, nous traitons d'abord d'une analyse exergetique inspirée de Hepbelasi et al. [141] pour définir le rapport entre le COP réel et le COP théorique maximal défini dans le chapitre 1 (section I - 2. 1.). En effet il est possible de montrer que le rendement exergetique d'un système thermodynamique se définit comme [142] :

$$\eta_{ex} = \frac{COP_{inst}(T_{air}, T_{eau})}{COP_{carnot}(T_{air}, T_{eau})} \quad (68)$$

Or afin d'inclure le ballon dans l'étude, de manière similaire au calcul du COP de chauffe dans l'équation (60) nous recalculons ce rendement exergetique sous la forme suivante :

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_b + Ex_{ECS}}{W_{elec,comp} + W_{elec,vent}} \quad (69)$$

Avec, l'exergie massique stockée dans le ballon, calculée de la manière suivante [143]:

$$ex_b = c_p \left[T_b - T_{ref} - T_{ref} \ln\left(\frac{T_b}{T_{ref}}\right) \right] \quad (70)$$

Qui permet d'obtenir l'exergie totale par intégration sur chacun des volumes du ballon, de la manière suivante :

$$Ex_b = \int ex_b dm \quad (71)$$

Une étude exergetique de ce type permet d'estimer la qualité globale de fonctionnement du cycle thermodynamique par rapport au cycle thermodynamique idéal de Carnot sans irréversibilité. Sur la figure 21, nous représentons ce rapport en fonction de la température de l'air et de l'eau. Il est possible de voir que le rendement exergetique, pour une température d'eau donnée, est meilleur lorsque la température de l'air est la plus haute. Cependant, celui-ci n'augmente pas avec la baisse du niveau de température de l'eau et donc de l'écart de température entre les sources chaude et froide, ce qui indique une perte d'exergie plus grande à basse température d'eau, qu'à plus haute température, soit une moins bonne valorisation du potentiel de Carnot (**Figure I-12**). En effet, en début de chauffe, les irréversibilités d'inertie thermique, de charge en fluide frigorigène non optimal s'accumulent, ce qui pourrait expliquer ce résultat.

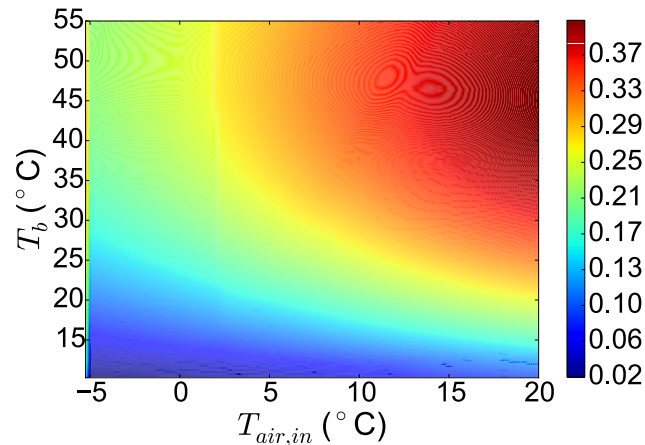


Figure IV-21. Rendement exergetique en fonction de la temperature de l'air et de l'eau pour le CET au cours de chauffes seules de 10 °C à 55 °C

Enfin ce rendement exergetique peut être considéré comme relativement bas par rapport aux maximums atteints dans la littérature. En effet, Bertsch et al. [14] montrent qu'il est possible d'obtenir des rendements exergetiques de l'ordre de 39 à 46 %, au maximum, avec des PAC air-eau mais que les conditions d'essais dans les standards minimum aux Etats-Unis résultent en des rendements exergetiques minimum requis par les constructeurs bien plus bas, de l'ordre de 15 %. Pei Gang et al. [42] dans une étude exergetique sur un CET à condenseur externe, n'incluent pas le circulateur ni les auxiliaires et le ventilateur et trouvent des rendements exergetiques du système autour de 30 %. En incluant le ventilateur à vitesse fixe du CET, nous pouvons expliquer le rendement exergetique plus faible obtenu ci-présent. En effet, hors consommation ventilateur et à 7 °C de temperature de l'air, le rendement exergetique moyen obtenu au cours d'une chauffe complète est de 31 %, ce qui conforte la pertinence de notre étude exergetique.

IV - 5. 1. 2. En période de chauffe

Afin d'étudier plus en détail l'impact de la temperature de l'eau sur le rendement exergetique observé et déterminer des pistes d'améliorations thermodynamiques du CET, nous réalisons une étude à l'échelle de chacun des composants du CET afin de déterminer la contribution individuelle de chacun des composants dans les pertes totales d'exergie. Pour cela, nous appliquons une fonction de flux d'exergie sur le fluide frigorigène de la façon généralisée suivante aux bornes de chacun des composants, en négligeant la variation d'énergie cinétique et potentielle [144] :

$$\dot{E}x = \dot{m}[(h - h_{ref}) - T_{ref}(s - s_{ref})] \quad (72)$$

Avec h_{ref} , T_{ref} et s_{ref} , les points de référence de calcul de l'exergie pris comme potentiel d'exergie nul. Nous prenons dans notre cas la sortie de l'évaporateur.

A partir de l'équation, nous déduisons, l'exergie détruite, ou l'anergie des composants, définie selon A. Lallemand [142] comme l'équation du bilan global d'exergie à l'état stationnaire :

$$\dot{E}x_d = \sum_i \dot{E}x_{i,in} - \sum_i \dot{E}x_{i,out} + \dot{W}_{elec} + \sum_j \dot{Q}_j \eta_{Carnot,j} \quad (73)$$

Par exemple, pour l'évaporateur, du côté du fluide frigorigène, nous obtenons comme [144] :

$$\dot{E}x_{d,evap} = \dot{m}[(h_{in,evap} - h_{out,evap}) - T_{ref}(s_{in,evap} - s_{out,evap})] + \dot{W}_{vent} \quad (74)$$

Pour l'exergie fournie par le condenseur au ballon, nous appliquons la formule de l'exergie associée à des échanges de chaleur sous la forme :

$$\dot{E}x_{cond} = \dot{Q}_{cond}\eta_{Carnot,cond} \quad (75)$$

Avec le facteur de Carnot, qui quantifie le travail utile maximal récupérable pour une source de chaleur donnée et se calcule pour le ballon comme $\eta_{Carnot,cond} = (1 - \frac{T_{ref}}{T_b})$. (Pour l'analyse complète par composants se reporter à l'Annexe F.)

Sur la figure 22, nous présentons la répartition de l'exergie totale détruite par composant au cours d'une chauffe et l'évolution temporelle des rendements de chacun des composants au cours d'une chauffe pour une température de l'air extérieur de 7 °C. Dans cette destruction d'exergie totale, il est possible de voir que le compresseur est la pièce la plus importante car véhicule la plus grande part de l'exergie et possède aussi un rendement relativement bas du fait de la concentration importante de perte d'exergie lors de la compression (fuite, frottements, inertie, pertes de chaleur et irréversibilité du fluide). De plus l'exergie du compresseur, se dégrade avec l'augmentation du taux de compression et la chute du rendement isentropique. Ensuite, en deuxième position dans l'ordre de la plus grande destruction d'exergie se trouve l'évaporateur qui comptabilise comme nous l'avons vu l'exergie du ventilateur et présente un rendement exergetique faible. Nous avons vu dans le chapitre 3 que le ventilateur était probablement surdimensionné. Une autre raison probable au faible rendement exergetique de l'évaporateur est le design des ailettes et la disposition des circuits et des rangs. Nous le vérifierons ultérieurement.

Enfin, pour le condenseur, l'étude de Pei Gang et al. [42] recensée dans le chapitre 1, aboutit à des rendements exergetiques sur un condenseur externe avec circulateur autour de 50 %. Ici nous pouvons observer un rendement exergetique de l'ordre de 75 % en moyenne au condenseur, ce qui peut s'expliquer par le bon contact thermique réalisé par le constructeur entre le condenseur et la cuve. Cependant Pei Gang et al. [42] démontrent que l'exergie détruite au condenseur ne varie que très peu de 30 °C à 50 °C d'eau. Nous voyons ici qu'avec la géométrie et le fluide donné, le rendement exergetique du condenseur est plus bas à 30 °C qu'à 50°C. Ceci rejoint l'étude expérimentale réalisée dans le chapitre 3 où nous avons vu que la charge fixe au condenseur cause une augmentation du pincement au condenseur à basse température, qui se réduit progressivement durant la chauffe, résultant en un échange thermique de meilleure qualité à plus haute température de condensation. En analysant la tendance au cours de la chauffe du rendement exergetique global, nous voyons que celui est largement influencé par la variation de l'exergie au condenseur en début de chauffe ainsi que de celle du compresseur. En fin de chauffe, le rendement exergetique du compresseur se stabilise, le rendement du détendeur qui décroît avec l'augmentation du taux de compression intervient alors de manière plus prépondérante et cause une stabilisation du rendement exergetique global. L'impact des pertes exergetiques à l'évaporateur est important mais stable tout au long de la chauffe.

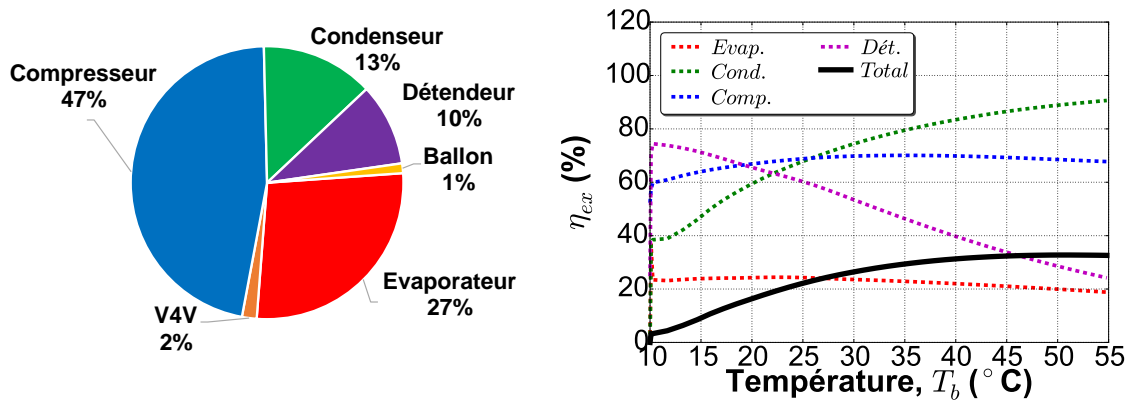


Figure IV-22. Destruction d'exergie et rendement exergetique en fonction de la température d'eau des composants du CET pour une chauffe avec une température d'air extérieur de 7 °C

IV - 5. 1. 3. Lors d'un essai NF EN 16147

Afin d'évaluer l'impact de la performance du système de stockage en terme exergetique, nous étudions un essai de type NF EN 16147 au cours de la phase de soutirage. Sur la figure 23, nous présentons la répartition des créations d'anergies, au cours de l'essai réalisé. Il est possible de voir que le compresseur génère toujours, comme pour la chauffe seule, la plus grande part d'anergie au cours de l'essai et que bien que la performance du stockage intervienne plus fortement dans ce type d'essai, l'ordre reste relativement inchangé par rapport à la chauffe seule. Pour le ballon, nous pouvons séparer les pertes exergetiques dues aux pertes statiques avec le milieu environnant de celles dues au mélange causé par le jet d'eau froide entrant, quantifiées comme [143].

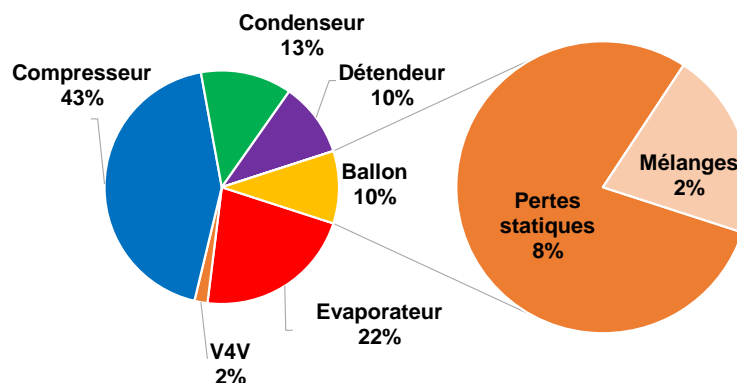


Figure IV-23. Répartition de l'exergie perdue au cours d'une période de fonctionnement de 110 h avec pertes statiques et soutirage normatif de type L

IV - 5. 2. Etude énergetique

Nous pouvons voir que l'étude exergetique permet de mettre en évidence, de manière qualitative, la marge potentielle d'amélioration de chacun des composants de manière intégrée et permet d'analyser à la fois des aspects de performances et des aspects de confort avec notamment la destruction d'exergie dans le ballon. Cependant elle ne donne aucune indication sur la marge maximale réalisable et comment l'atteindre. C'est pourquoi, afin de confirmer les résultats de l'étude par analyse exergetique et d'estimer le gain de COP en modifiant le design et le dimensionnement des composants, nous réalisons une étude multiparamétrique sur le COP de chauffe en faisant varier individuellement les propriétés de chacun des composants ; en focalisant l'étude particulièrement, sur le condenseur, l'évaporateur et la gestion du fluide frigorigène ainsi que sa nature que nous avons identifié comme critique dans l'étude exergetique.

Bien que comme nous le voyons sur la figure 23, le compresseur et le détendeur soient responsables d'une grande partie de l'exergie détruite, ils sont volontairement omis, faute de précision de la modélisation qui s'est voulue empirique et non physique sur ces deux composants.

IV- 5. 2. 1. Influence de la taille du condenseur et de la charge en fluide frigorigène

Afin d'évaluer l'amélioration possible par l'augmentation de la taille du condenseur avec le nombre de spires entourant la cuve et de la charge nous réalisons une étude multiparamétrique sur des chauffes à 7 °C d'air extérieur. Sur la figure 24, il est possible de voir que pour une charge donnée, de manière générale, le COP de chauffe augmente avec l'augmentation de la taille du condenseur grâce à l'augmentation de la surface de transfert qui permet une réduction du taux de compression de la PAC et du pincement du condenseur. Cependant, nous pouvons distinguer que ceci n'est pas vrai en cas de défaut de charge en fluide frigorigène, comme par exemple à 1,2 kg de charge, où nous pouvons voir que le COP baisse avec une surface de transfert qui augmente dû à un défaut de charge causant une sortie diphasique du condenseur.

Nous pouvons voir qu'un optimum de COP de chauffe de 3,46 semble se dégager pour une charge de 3,5 kg et 94 spires (+2,1 kg et +42 spires par rapport à la configuration initiale), soit la configuration maximale testée dans cette simulation factorielle. Cette augmentation n'est que très faible compte tenu du besoin de charge, constituant un poids économique et environnemental sur le CET et la taille du condenseur employé. L'intérêt technico-économique de cette amélioration est donc assez faible. Cependant, différentes études de la littérature [41] [55], montrent qu'il est possible de trouver un optimum de la taille du condenseur tout en réduisant la charge grâce à l'utilisation de micro-canaux. Ceci n'ayant pas encore été traité pour notre cas de référence avec échangeur manteau, il sera traité par la suite.

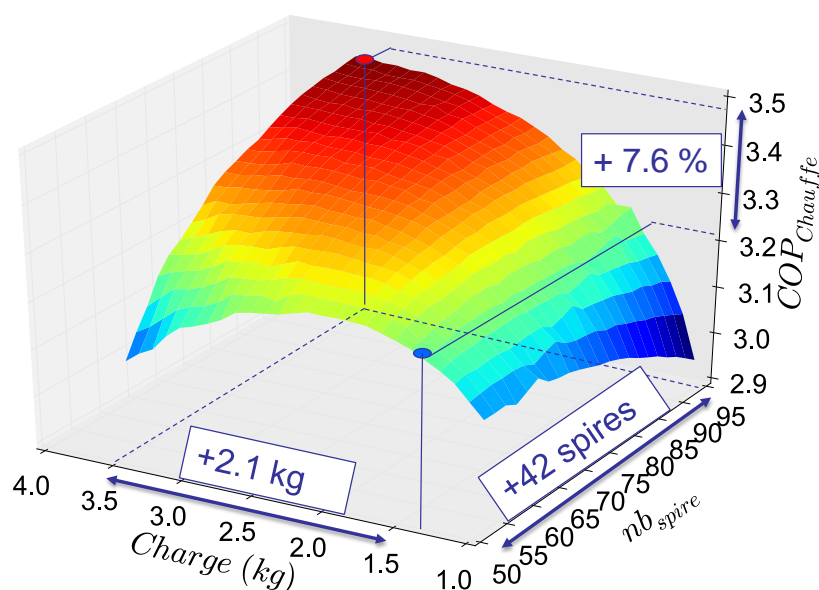


Figure IV-24. COP de chauffe en fonction du nombre de spires autour du condenseur et de la charge en fluide frigorigène

IV- 5. 2. 2. Influence de la charge en fluide frigorigène à différents niveaux de température d'eau et d'air

Nous avons vu précédemment que le condenseur subissait une grosse perte d'exergie en début de chauffe. Dans la partie expérimentale, nous avons pu identifier que cela pouvait être causé par, soit la taille du condenseur, comme nous l'avons mis en évidence dans la partie précédente, soit un défaut de la charge fixe du CET qui ne permettait pas un pincement en température idéal entre

le condenseur et l'eau du ballon. C'est pourquoi dans cette section, afin de confirmer cette piste, nous réalisons une étude sur différentes chaufes, en faisant varier la température de l'air extérieur et la charge pour obtenir une cartographie du COP de chauffe en fonction de la charge en fluide, de la température de l'eau dans le ballon et de l'air à l'évaporateur.

- En fonction de la température d'air

Sur la figure 25, est représenté, le COP de chauffe, en fonction de la charge en fluide frigorigène pour différentes température d'air extérieur. Il est possible de voir que quelle que soit la température de l'air extérieur, l'observation faite sur la figure 24, qu'il y aurait un manque de charge dans le CET pour une température d'air extérieur de 7 °C est généralisable aux autres températures d'air. D'autant plus que l'optimum de charge semble se décaler avec le niveau de température de l'air extérieur. En effet, à - 5 °C cet optimum serait autour de 2,3 kg alors que pour 20 °C, il se situerait autour de 1,8 kg de charge. Cependant la variation de cet optimum en fonction de la température de l'air extérieur n'est que très faible et ne présente pas d'intérêt significatif compte tenu de la faible variation en COP autour de cet optimum. Seulement un bon ajustement de la charge fixe en phase de dimensionnement et de conception du système semble une voie intéressante, associée à d'autres améliorations. En effet un gain de COP de 3,3 % peut être réalisé par rapport à la charge fixe de 1,1 kg actuellement utilisée dans le CET de référence sur le marché. Néanmoins compte tenu du prix actuel du R134a, cette amélioration peut être d'un intérêt technico-économique faible. C'est pourquoi dans le chapitre 5 nous proposerons une amélioration multi-critère visant à la fois une augmentation de la performance du CET et une réduction de coût.

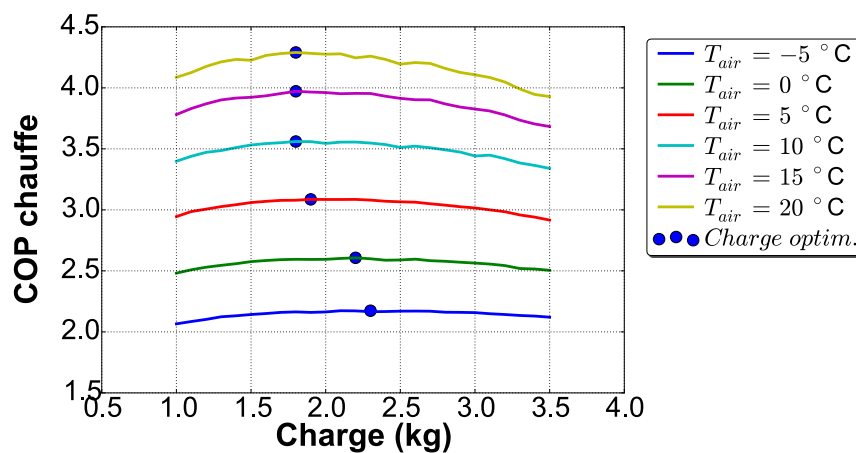


Figure IV-25. COP de chauffe moyen en fonction de la charge en fluide frigorigène pour différentes températures de l'air extérieur

Sur la figure 26, est représentée l'évolution du sous refroidissement moyen à la sortie du condenseur en fonction de la charge en fluide frigorigène. Il est possible de voir que les optimums de charge se situent tous autour d'un sous refroidissement moyen de 10 °C. Ceci indique que pour un CET sur l'air extérieur avec manteau, compte tenu de la surface d'échange disponible et de la stratification en température du ballon, le sous refroidissement, bien que causant une élévation légère de la pression de condensation, peut être préconisé car il est aisément réalisé grâce à la basse température de l'eau en bas de ballon. Au-delà d'une certaine charge en fluide frigorigène, sans augmentation de la taille du condenseur et comme l'illustre la figure 24, une élévation de la charge cause une trop forte augmentation de la pression de condensation et cause une chute du COP de chauffe.

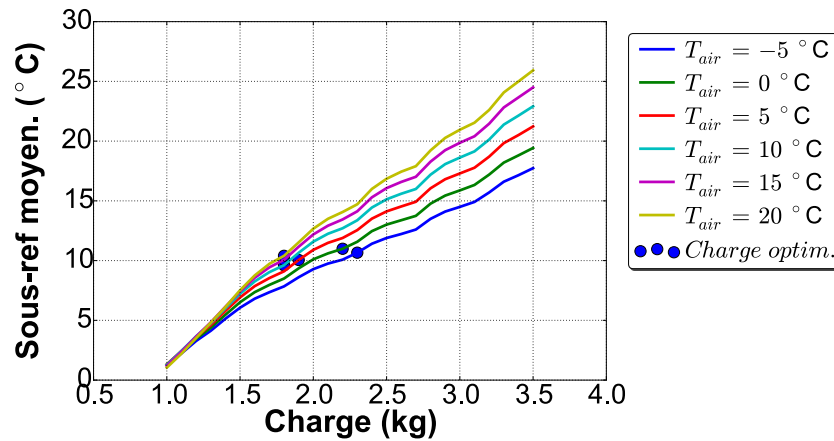


Figure IV-26. Sous refroidissement moyen en fonction de la charge en fluide frigorigène pour différentes températures de l'air extérieur

- En fonction de la température de l'eau

Afin d'étudier l'interaction de la charge avec le niveau de température de l'eau et d'étudier l'intérêt potentiel d'une technique de variation de charge au cours de la chauffe, nous entreprenons une étude sur la variation du COP instantané au compresseur défini par l'équation (5) (nous n'avons pu considérer un COP moyen en raison de l'évolution de la température de l'eau du ballon au cours de la chauffe) en fonction de la charge pour différentes températures de l'eau dans le ballon. Sur la figure 27, il est possible de voir que le COP instantané ne varie que très peu en fonction de la charge pour une température d'eau donnée et une température de l'air extérieur de 5 °C. En fonction de la température de l'eau, il est possible de voir que la charge menant au COP instantané optimal se décale progressivement vers des valeurs plus élevées. Comme évoqué dans le chapitre 3, cette augmentation de la charge permet de maintenir le niveau de sous-refroidissement malgré l'augmentation du taux de compression. Cependant étant donné la variation de COP très faible, le potentiel d'amélioration est faible et une charge fixe semble appropriée compte tenu de la simplicité de conception. Cependant celle-ci doit être choisie judicieusement en fonction de la dimension des composants. En effet comme nous l'avons vu sur la figure 24, une charge inadaptée peut causer une sévère chute de COP de chauffe.

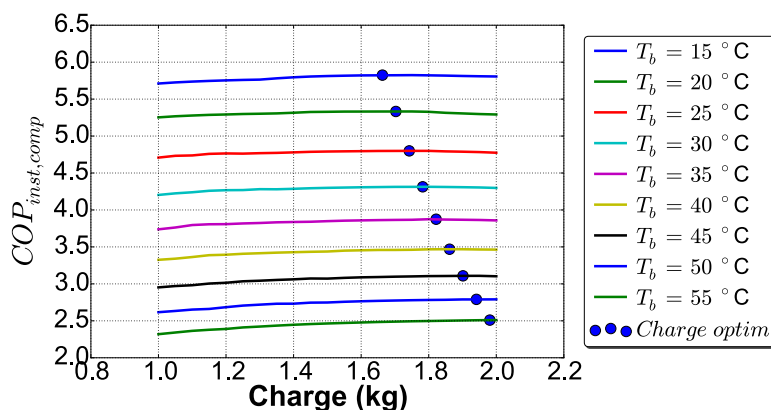


Figure IV-27. COP instantané en fonction de la charge et de la température d'eau dans le ballon pour une température d'air extérieur de 5 °C

Sur la figure 28, est représentée la variation de la charge optimale en fonction de la température en du ballon en face du condenseur et pour différentes températures d'air extérieur. Il semble que

l'augmentation de la température extérieure cause une baisse de la charge optimale nécessaire, mais augmente l'amplitude de variation de la charge optimale pendant la chauffe, passant de 1,2 kg à 10 °C à 2,2 kg à 55 °C dans le ballon pour 20 °C de température de l'air contre 1,82 kg et 1,84 kg pour 10 °C et 55 °C d'eau pour -5 °C de température de l'air extérieur. Cependant la valeur moyenne optimale pour toutes les chaufes se situe toujours entre 1,6 kg et 1,8 kg de charge. Compte tenu de l'occurrence des extrêmes discutée dans la section 1 du chapitre, nous concluons qu'une éventuelle technique consistant en la variation de charge ne présente pas un fort intérêt économique, cependant à l'étape de la conception du CET, la charge fixe optimale compte tenu du dimensionnement et de la géométrie des échangeurs doit être bien étudiée.

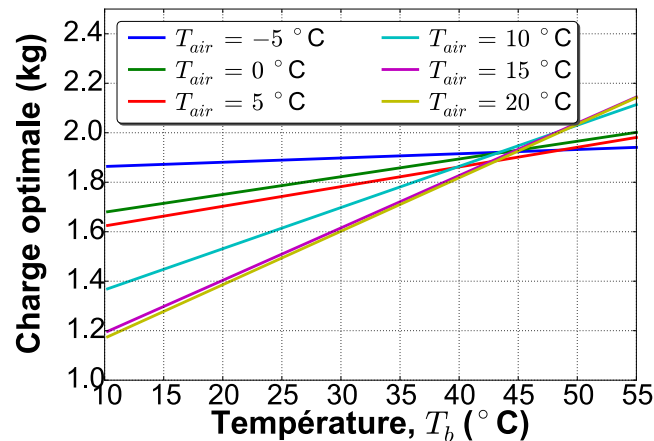


Figure IV-28. Charge optimale en fonction de la température dans le ballon et de la température d'air extérieur

IV - 5. 2. 3. Influence du diamètre du condenseur à iso surface de condenseur

Dans la section précédente, nous avons vu que nous pouvons augmenter les performances du CET en augmentant la surface du condenseur à condition d'ajuster la charge. Ibrahim et al. [41] montrent pour un CET au R22 avec un condenseur immergé qu'il est possible d'augmenter le COP, tout en réduisant la charge en fluide frigorigène en utilisant des condenseurs à base de micro-canaux. Cependant dans leur étude, les auteurs ne prennent en compte ni les pertes de charge du condenseur, ni la stratification du ballon, ce qui pourrait altérer les conclusions de leur étude.

Sans forcément descendre à l'échelle des micro-canaux (reconnu comme étant autour de 1 à 3 mm [67] [41]), nous répétons l'étude de la section IV - 5. 2. 1. , pour 3 diamètres de tubes de 5, 6 et 7 mm en plus du diamètre de base de 8,5 mm et pour une hauteur d'échangeur de 100 cm autour du ballon, correspondant à une surface d'échange de 1,46 m². Sur la figure 29, est représentée la variation du COP de chauffe pour les différents diamètres. En diminuant le diamètre du condenseur, nous parvenons en effet à réduire l'optimum de charge illustré sur la figure 24. Cependant, en prenant en compte l'augmentation des pertes de charge du tube plus long, le COP optimal diminue progressivement jusqu'à des niveaux similaires à la charge actuelle employée. Ce type de design n'a donc a priori aucun intérêt du point de vue technico-économique.

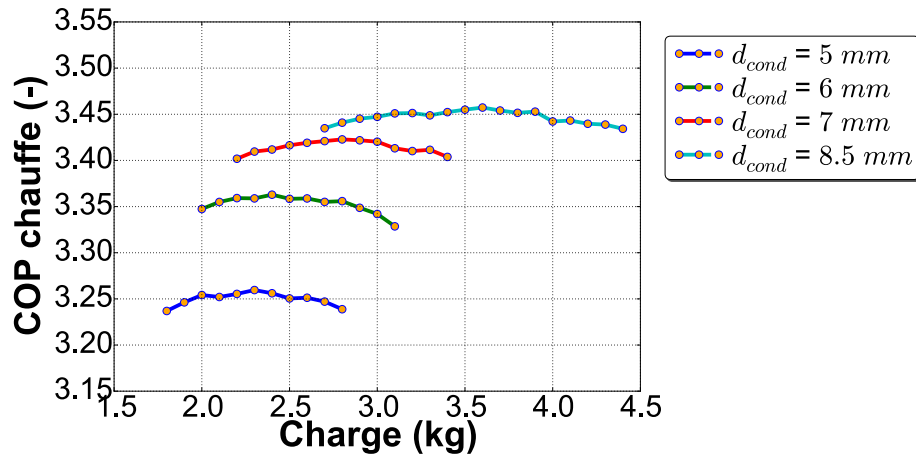


Figure IV-29. Variation du COP de chauffe pour une surface d'échange de condenseur de 1.46 m^2 et différents diamètres de tubes du condenseur

IV-5.2.4. Impact de l'utilisation des micro-canaux

Nous trouvons d'ores et déjà des designs de condenseur à micro-canaux dans la littérature qui proposent de compenser l'augmentation des pertes de charge grâce à la parallélisation des tubes, avec des collecteurs répartiteurs d'entrée et de sortie répartissant le fluide frigorigène dans des tubes en parallèle de petit diamètre (Figure IV-30) [67].

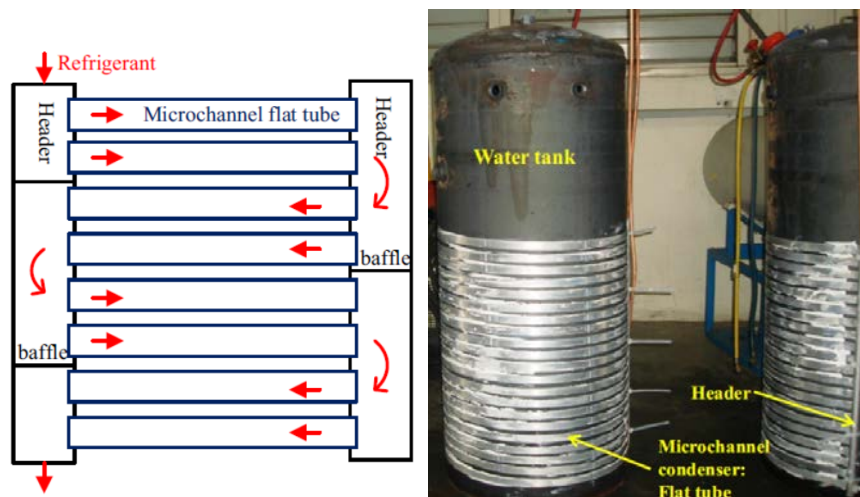


Figure IV-30. Illustration d'un condenseur à micro-canaux pour CET. Source : [67]

Afin de valider la possible utilisation de notre modèle à l'échelle des micro-canaux, nous comparons le modèle avec les données de Peng et al. [67] au cours d'une chauffe pour une température de l'air extérieur de $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Les données géométriques du condenseur sont données dans le tableau 5.

Tableau IV-5. Caractéristiques géométriques du condenseur micro-canaux de Peng et al. [67]

Type de système	CET micro-canaux 200 R134a
Diamètre des ports (mm)	1,2
Nombre de passes	4
Nombre de ports/passe	25
Longueur de passe (m)	1,448
Diamètre collecteur (cm)	2.5

Peng et al. [67] appellent une passe, l'équivalent de 25 tubes en parallèle répartis dans 5 tubes plats. Sur la figure 30, il est ainsi possible de distinguer 4 passes, ce qui équivaut à une surface d'échange de 1,02 m² comparable au CET de référence avec 52 spires.

En reproduisant la configuration des auteurs dans le modèle, sur la figure 31, il est possible de voir que le modèle parvient bien à reproduire les niveaux de pression de ce système ainsi que la consommation électrique du compresseur. En variant la charge, il est aussi possible de voir que l'optimum du COP prédit par Peng et al. [67] se situe à des niveaux de charge en fluide similaires. Ici nous trouvons 0,95 kg au lieu de 0,96 kg dans leur étude. Ce qui valide le modèle pour des condenseurs à base de micro-canaux.

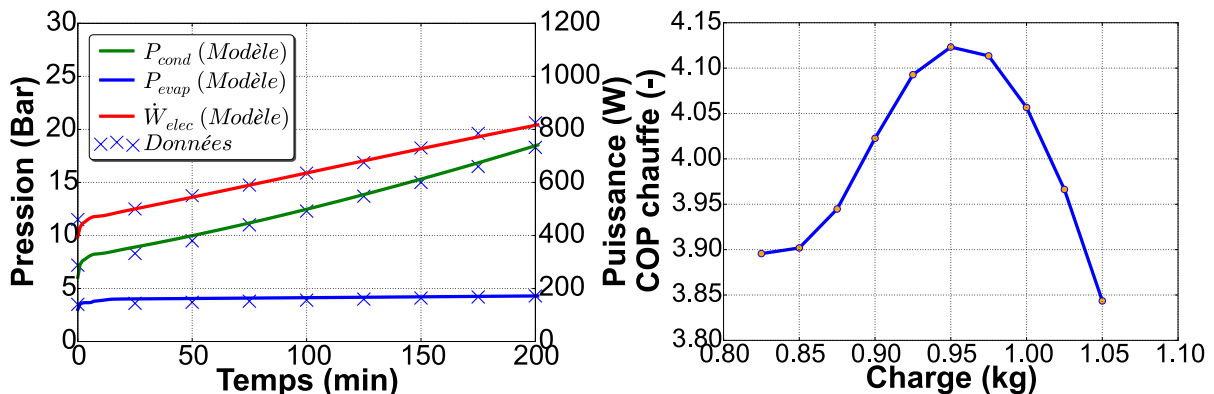


Figure IV-31. Validation du modèle de micro-canaux et charge optimale de R134a pour un diamètre de tube de 1,2 mm et une chauffe à une température de l'air de 20 °C

Afin d'étudier l'intérêt couplé d'une augmentation de la surface d'échange ainsi que de l'utilisation de micro-canaux pour réduire la charge en fluide tout en faisant varier le design de l'échangeur (sans impact notable sur les pertes de charge), nous testons 5, 10, 15 et 20 tubes en parallèle par passe pour un diamètre de 3 mm de tube (**Figure IV-32**). Nous conservons aussi une surface d'échange au condenseur de 1,46m² comme sur la figure 29 et nous partons du modèle validé avec les données de Peng et al. [67], en négligeant les pertes de charge dues aux collecteurs d'entrée et de sortie et la mauvaise distribution possible du fluide frigorigène.

Sur la figure 32, Il est possible d'observer que le COP de chauffe baisse avec le nombre de tubes en parallèle. Ceci est dû à la parallélisation des tubes qui bien que réduisant les pertes de charge, avec la stratification du ballon, n'assure plus un transfert de chaleur optimal. C'est pourquoi, pour ce diamètre de tube de 3 mm, 5 tubes en parallèle semblent suffire pour contenir l'effet des pertes de charge. Enfin la charge optimale ne varie pas par rapport au nombre de tubes et se situe à une charge de 1,45 kg.

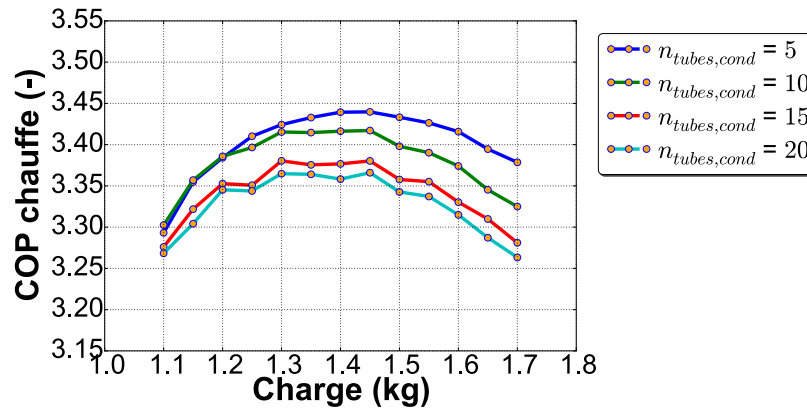


Figure IV-32. Variation du COP de chauffe pour une surface d'échange de condenseur de $1,46 \text{ m}^2$, un diamètre des tubes condenseur de 3 mm et différents nombres de tubes par passe

Sur la figure 33, nous répétons cette étude pour un diamètre interne des tubes condenseurs de 2 mm. Les mêmes tendances sont observables concernant le nombre de tubes, avec une augmentation du nombre de tubes nécessaires pour atteindre l'optimum de la figure 32 à 10 tubes parallèles (le cas de 5 tubes causant trop de pertes de charge n'a pu être simulé faute de stabilité numérique). Cependant il est à noter que l'écart de COP se resserre en raison de l'augmentation des pertes de charge par tube avec la baisse du diamètre. De plus, l'optimum de COP semble se décaler légèrement avec l'augmentation du nombre de tubes. Enfin, grâce à la réduction de section, nous pouvons voir qu'il est possible d'atteindre des COP similaires aux COP optimaux pour les macro-canaux de 8,5 mm (Figure IV-29) tout en baissant la charge optimale de R134a à 1,1 kg, ce qui est l'équivalent de la machine de référence, mais avec un COP amélioré de 7 % grâce à l'augmentation de la surface d'échange.

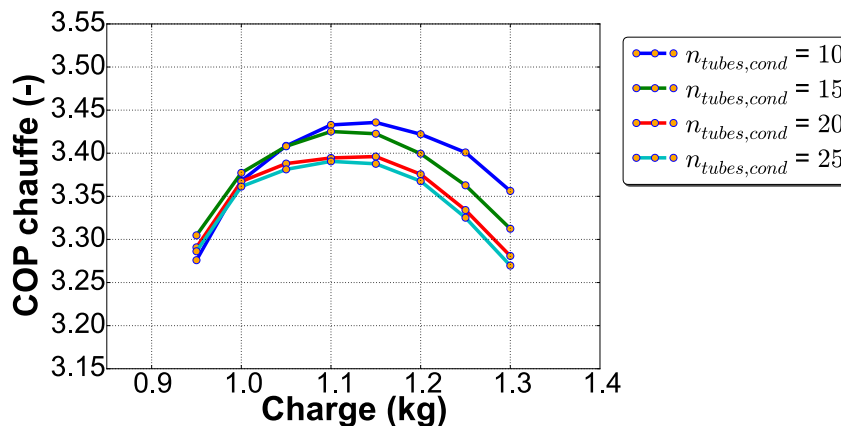


Figure IV-33. Variation du COP de chauffe pour une surface d'échange du condenseur de $1,46 \text{ m}^2$, un diamètre des tubes condenseurs de 2 mm et différents nombres de tubes par passe

Sur la figure 34, nous réduisons encore plus le diamètre interne des tubes du condenseur, jusqu'à 1,2 mm, ce qui est la taille de référence dans l'étude de Peng et al. [67] et nous réalisons une étude sur 15, 20, 25 et 30 tubes condenseurs en parallèles.

Le plus petit nombre de tubes, cause une sensible baisse du COP de chauffe et augmenter le nombre de tubes permet de diminuer les pertes de charge par tube et conduit à un meilleur COP tout en réduisant davantage la charge optimale de fluide jusqu'à 0,95 kg au point optimal. Cependant par rapport aux diamètres de 2 et 3 mm, le COP baisse et cela quel que soit le nombre de tubes en parallèle. Ceci est causé par les transferts de chaleur non optimisés. En effet, dans

l'étude, un espace mort fixe est laissé entre chacun des tubes, faute du design des collecteurs, comme nous pouvons le voir sur la figure 30. Augmenter le nombre de tubes en parallèle augmente progressivement la part relative d'espace mort et cause une baisse de la surface d'échange effective et une chute du COP avec le diamètre des tubes. C'est pourquoi avec le design actuel des micro-canaux et de leur collecteur, il semblerait judicieux, d'un point de vue technico-économique d'opter pour des diamètres de micro-canaux légèrement plus élevés, soit autour de 2 mm.

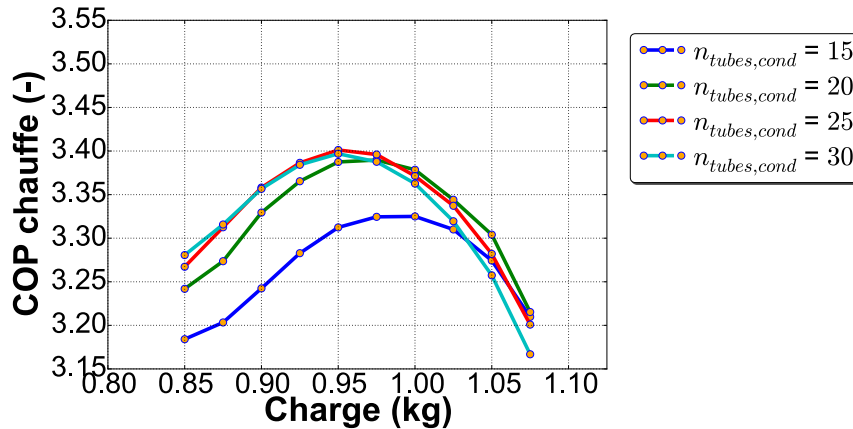


Figure IV-34. Variation du COP de chauffe pour une surface d'échange du condenseur de 1,46 m², un diamètre des tubes condenseurs de 1,2 mm et différents nombres de tubes par passe

IV - 5. 2. 5. Influence de la conductance condenseur-cuve - et paroi - eau

En faisant varier la conductance thermique équivalente du condenseur avec la cuve nous pouvons voir sur la figure 35 que le COP de chauffe (pour une chauffe de 10 °C à 55 °C à 7 °C d'air extérieur) n'est que très peu sensible dans l'état actuel à la conductivité thermique entre la paroi du condenseur et du ballon. Ceci s'explique par le fait que dans l'état actuel le CET de référence, possède un condenseur en forme de « D » avec une surface de transfert optimisée et une pâte thermique pour améliorer la conductivité, celle-ci est déjà bonne dans l'état actuel et ne possède donc qu'un très faible potentiel d'amélioration. Non sans grande surprise, une amélioration du coefficient d'échange global côté eau de la cuve pourrait permettre une plus sensible augmentation du COP de chauffe. En effet, celle-ci constitue la résistance limitante dans le transfert de chaleur global du condenseur vers l'eau dans le ballon. Une augmentation de celle-ci, permet donc de réduire le pincement en température entre le condenseur et l'eau du ballon, ce qui permet finalement d'augmenter le COP de chauffe à un niveau maximum de 3,3.

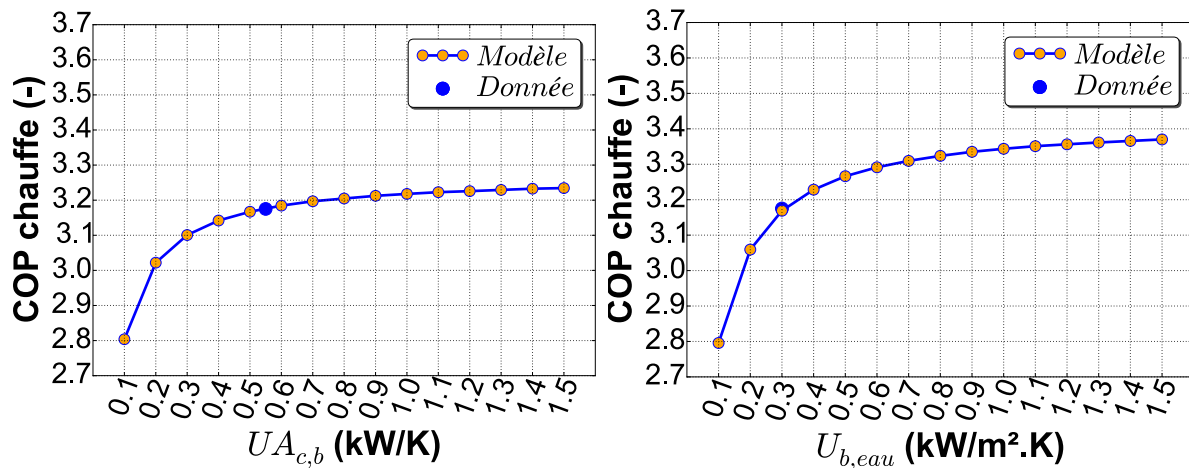


Figure IV-35. Etude paramétrique du COP de chauffe en fonction de la conductance thermique équivalente de la paroi du condenseur et du ballon (gauche) et du coefficient d'échange entre la paroi du ballon et l'eau (droite)

IV - 5. 2. 6. Influence de l'évaporateur et de la consommation électrique du ventilateur

Dans l'analyse exergétique, nous avons vu que l'évaporateur et son ventilateur présentait un rendement exergétique faible au regard des autres composants du CET. Dans la section suivante, nous réalisons une étude paramétrique sur le design de celui-ci en faisant varier le nombre de rangs, le nombre de tubes par circuit, l'écartement et la profondeur des ailettes pour une chauffe à une température d'air extérieur de 7 °C d'air et une fréquence de ventilateur fixée à 50 Hz, correspondant à un débit volumétrique d'air de 2260 m³/h.

- Nombre de rangs

Sur la figure 36, nous présentons le COP de chauffe en fonction du nombre de rangs de l'évaporateur dans le sens du flux aéraulique. Il est possible de voir que le COP de chauffe augmente avec le nombre de rangs. Ceci est principalement la conséquence du surdimensionnement du ventilateur identifié dans le chapitre 3. En effet, nous pouvons voir que la puissance électrique du ventilateur diminue alors que les pertes de charge augmentent et le débit d'air baisse. La surface de transfert augmentant avec le nombre de rangs compense la baisse d'énergie thermique fournie due à la réduction du débit.

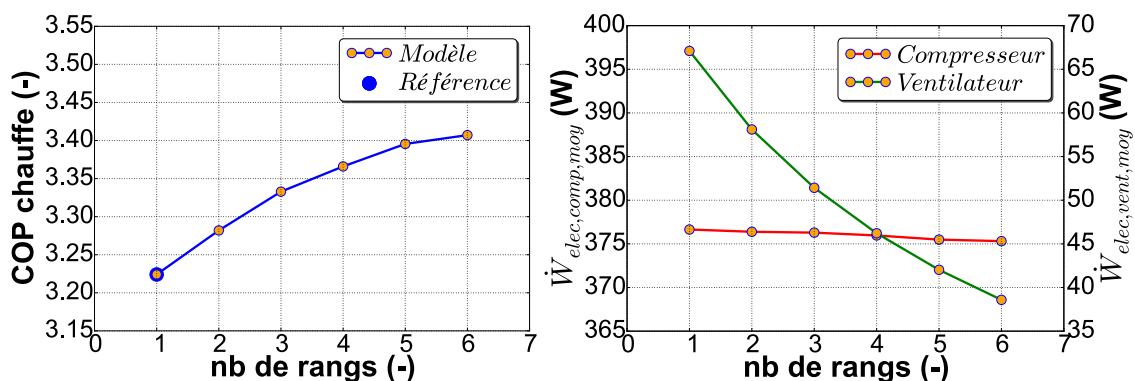


Figure IV-36. Evolution du COP de chauffe en fonction du nombre de rang de l'évaporateur pour une chauffe à 7 °C d'air extérieur et une vitesse de ventilateur fixe

- Nombre de rangs et nombre de tubes par rang

Sur la figure 37, nous présentons le COP de chauffe en fonction du nombre de tubes par rang. Cette simulation montre que plus le nombre de tubes par rang est bas, plus le COP de chauffe est élevé et le gain augmente avec le nombre de rangs jusqu'à un maximum de COP de 3,47 pour 6 rangs et 18 tubes. En raisonnement stricte, coût-matière, d'un point de vue technico-économique, l'impact économique de l'augmentation du nombre de rangs pour un nombre de tube par rang initial de 24 tubes, peut donc être absorbé en partie par une réduction du nombre de tubes par rang.

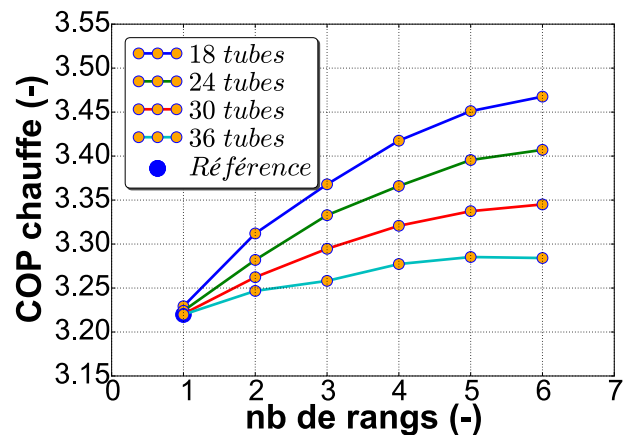


Figure IV-37. Evolution du COP de chauffe en fonction du nombre de rangs et du nombre de tubes par rang de l'évaporateur pour une chauffe à une température de l'air extérieur de 7 °C et une vitesse de ventilateur fixe

- Ecartement des ailettes

Les figures 38 et 39 illustrent pour respectivement 24 et 18 tubes par rang, la variation du COP de chauffe en fonction du pas d'ailette, pour différents nombres de rang de l'évaporateur. Il est notable que le COP augmente avec le nombre de rangs quel que soit le pas d'ailette employé jusqu'à un optimum pour 5 rangs de manière générale, ensuite les pertes de charge étant prédominante sur l'air, la puissance électrique du compresseur augmente faute d'un débit d'air suffisant à l'évaporateur. Sur la figure 39, l'étude est faite avec 18 tubes par rang. Il est possible ainsi de confirmer l'augmentation de COP de la figure 38, cependant le pas d'ailette vient quelque peu nuancer le résultat obtenu. En effet, la réduction du pas d'ailette cause une augmentation plus sévère des pertes de charge avec l'augmentation du nombre de rangs et la baisse du nombre de tubes par rang, ce qui cause un léger décalage de l'optimum de COP. Dans l'état actuel il n'est pas rare de trouver des batteries à ailettes avec un pas de 1,6 voire de 1,4 mm [67], ceci constitue en plus de l'augmentation du nombre de rangs et de la diminution du nombre de tubes une piste intéressante d'optimisation du COP de chauffe du CET.

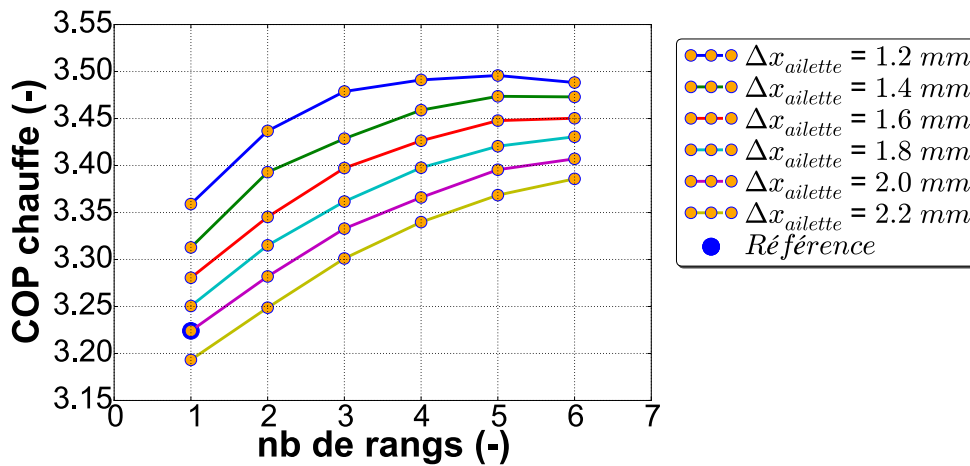


Figure IV-38. Influence du pas d'ailette sur le COP de chauffe pour différents nombres de rangs de l'évaporateur et 24 tubes par rang

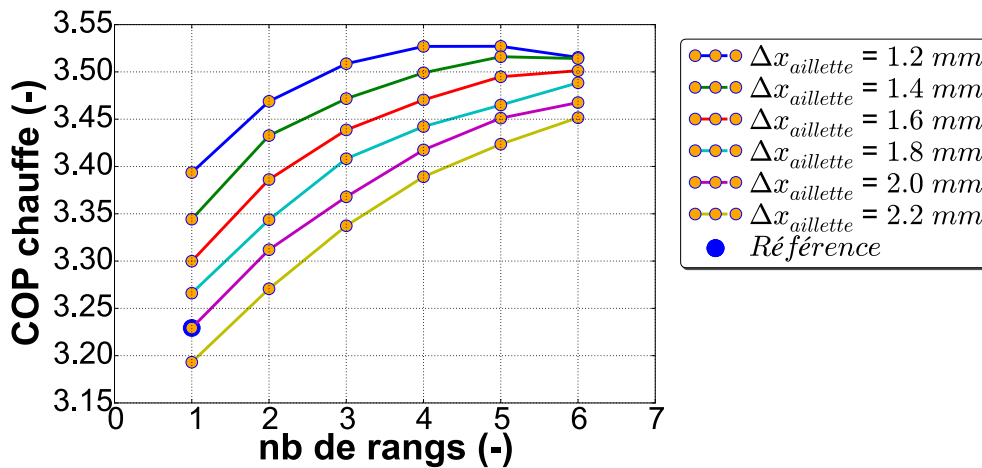


Figure IV-39 Influence du pas d'ailette sur le COP de chauffe pour différents nombres de rangs de l'évaporateur et 18 tubes par rang

- Nombre de rangs et profondeur des ailettes

Sur la figure 40, est illustrée l'influence de la profondeur des ailettes dans le sens du flux aéraulique (pas longitudinal). Il est possible de voir qu'un gain de COP est réalisable, grâce à l'augmentation de la surface d'échange, mais que celui-ci diminue avec le nombre de rangs. Pour 3 rangs, il est intéressant d'un point de vue technico-économique, d'augmenter la profondeur des ailettes jusqu'à 1,6 - 1,7 cm. Après ce stade, les pertes de charge de l'air deviennent plus importantes et réduisent l'intérêt de cette augmentation. Cet effet est d'autant plus marqué que le nombre de rangs est important.

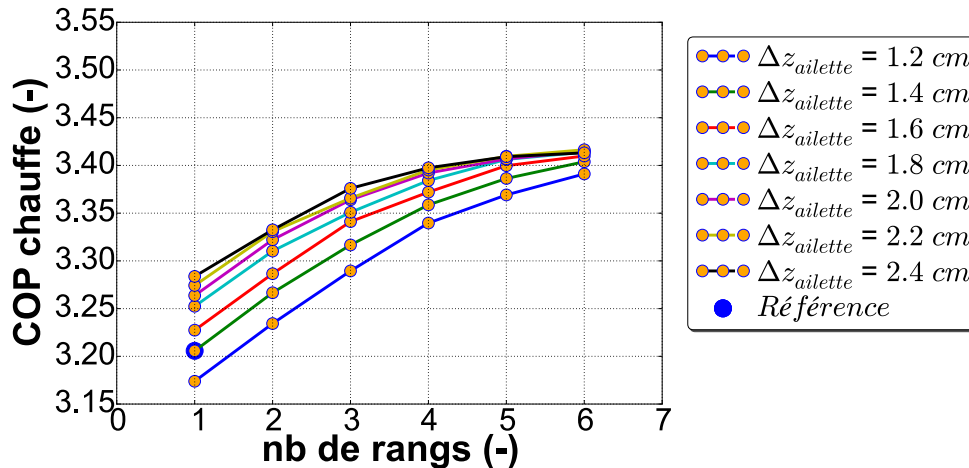


Figure IV-40. Influence de la profondeur d'ailette sur le COP de chauffe pour différents nombres de rangs de l'évaporateur et 24 tubes par rang

IV - 5. 2. 7. Influence de la nature du fluide frigorigène

Dans cette section nous testons le propane et le R1234yf. Le premier commence à apparaître sur le marché des CET, voir chapitre 1, et le second est un potentiel substitut direct du R134a, en prévision de la restriction d'usage des HFC, due aux réglementations internationales (F-Gas et amendement de Kigali au protocole de Montréal). Sur la figure 41, nous présentons le COP de chauffe de 10 °C à 55 °C pour chacun des fluides, pour la géométrie d'origine du CET et pour une température de l'air extérieure de 7 °C. De manière générale, le R134a, présente le plus haut COP à sa charge optimale. L'utilisation directe (drop-in) du R134yf cause une baisse du COP, ce qui a déjà été largement discuté dans la littérature. Le propane (R290) quant à lui présente des COP de chauffe intermédiaires entre ceux du R1234yf et ceux du R134a mais permet une réduction importante de la charge grâce à son volume massique plus élevé. Cependant il est aussi plus sensible à la charge et nécessite donc en phase de conception du CET une attention particulière afin de ne pas pénaliser les performances énergétiques du système.

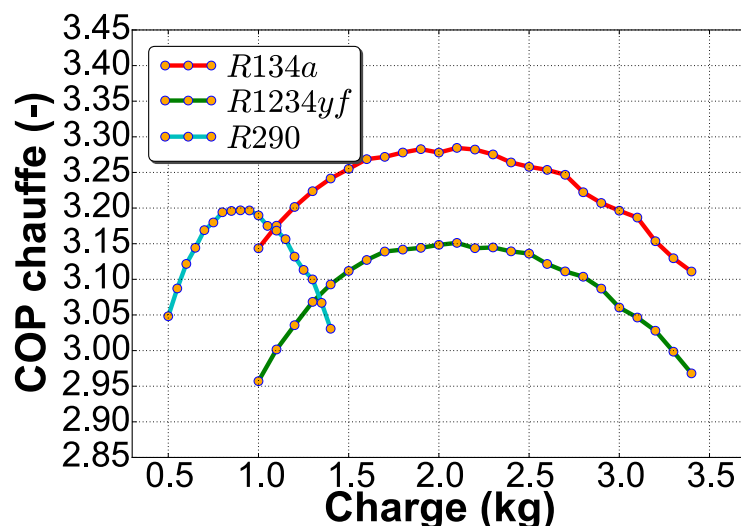


Figure IV-41. Influence de la nature du fluide frigorigène sur le COP de chauffe pour différentes charges de fluide

IV - 6. Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre nous avons analysé en premier lieu les gisements d'économie d'énergie du CET et nous avons pu constater que le COP annuel des CET sur l'air extérieur est affecté en premier lieu par les pertes statiques du ballon. Nous avons pu démontrer que la faible saisonnalité des besoins ECS et la répartition de la consommation sont globalement situées autour de la température moyenne de l'air des climats considérés. Comme le dégivrage ne s'enclenche qu'en dessous de 5 °C celui-ci n'a donc pas un grand impact sur le COP annuel. Enfin, nous avons pu montrer qu'en période froide et avec un taux de charge élevé, la mise en route de l'auxiliaire n'est pas pénalisante pour le CET, du fait de l'absence de dégivrage et de l'augmentation des pertes inertielles thermiques en climat froid qui cause une rapide chute du COP de chauffe du CET. Un faible potentiel d'économie a pu être démontré en décalant la mise en route de l'auxiliaire à -1 °C au lieu de 2 °C de température de l'air extérieur dans l'état actuel. Ceci principalement par le fait que la PAC seule présente jusqu'à ces niveaux de température une performance supérieure à l'appoint et ne cause pas un rallongement du temps de chauffe excessif.

Au vu du faible impact à la fois de l'inertie thermique de la PAC et du dégivrage, nous avons ensuite développé un outil simplifié qui permet de réaliser des études prospectives rapides sur la performance de CET sur air extérieur en fonction des conditions particulières d'un utilisateur donné (climat, besoin thermique, prix de l'électricité). Nous avons pu montrer que cet outil surestime légèrement les performances réelles des CET en raison essentiellement de la simplification proposée (pas de dégivrage, pas de pertes inertielles et modèle de ballon simplifié). Cependant cette légère surestimation n'impacte que très peu l'objectif final de l'étude technico-économique et présente une bonne estimation des coûts au kWh produit.

Grâce au modèle simplifié, nous avons pu estimer le gain maximal atteignable par un pilotage optimisé au pas de temps horaire sur cinq jours de fonctionnement. Un meilleur pilotage du CET apparaît comme une piste très prometteuse dans l'amélioration du COP annuel des CET. Cependant il y a besoin d'une technique robuste, permettant à la fois d'estimer les besoins et de gérer la production sans surcoût et sans complexification importante du CET.

Enfin, comme les simulations annuelles ne permettent pas d'estimer un gain potentiel sur le cycle thermodynamique en lui-même, nous avons réalisé une étude exergetique qui a permis de voir quels composants du cycle de base présentaient un potentiel d'amélioration en nous concentrant sur le condenseur, l'évaporateur et le fluide frigorigène pour lesquels le modèle détaillé est particulièrement adapté. Pour le condenseur, nous avons montré qu'augmenter la taille du condenseur pouvait augmenter le COP de chauffe du CET mais nécessite une adaptation de la charge en fluide frigorigène conséquente. Dans la littérature, il a été identifié que les micro-canaux pouvaient résoudre cette contrainte. Cette piste a été validée pour notre cas d'étude et un gain de 7 % de COP a ainsi pu être atteint et ceci sans augmentation de charge en fluide frigorigène.

Pour l'évaporateur, nous avons pu voir qu'une adaptation de sa géométrie par une augmentation du nombre de rang, une réduction du nombre de tube et une réduction du pas d'ailette pouvait générer une sensible augmentation de COP de chauffe.

Enfin comme la charge est une des contraintes tant économique qu'environnementale pour les constructeurs de CET, nous avons évalué l'utilisation de fluides frigorigènes alternatifs et nous avons pu confirmer la possible substitution du R134a par du propane ou du R1234yf qui présentent un comportement thermique et des performances proches au R134a à condition d'adapter la charge en fluide frigorigène.

Toutes ces pistes d'amélioration ont potentiellement des interactions complexes. Par ailleurs, le coût, le confort fourni à l'utilisateur et la charge en fluide frigorigène sont des contraintes supplémentaires se greffant à la conception du CET. L'objectif du chapitre 5 est ainsi de réaliser une optimisation multicritère du CET, couplé à un pilotage amélioré. Ce CET optimisé sera ensuite comparé par des simulations annuelles simplifiées au CET non optimisé de référence de notre étude afin d'en estimer le gain réel sur une large gamme de scénarios de soutirages.

Chapitre V : Optimisation technico-économique du CET de référence

Une étude multi critère est réalisée sur le design du CET en prenant en compte des contraintes de dimensionnement des échangeurs, de conception, de coût et de confort. Celle-ci a permis de développer un CET optimisé à base de micro-canaux pour différents fluides frigorigènes, soit le R134a, le propane et le R1234yf qui sont tous deux des candidats de substitution du R134a dans un avenir proche avec l'évolution des réglementations environnementales. Dans une seconde partie, un algorithme de pilotage intelligent est développé permettant de répondre aux besoins de nature et d'intensité variables grâce à la variation de vitesse, avec un gain de performance, une réduction de coût et un confort identique, voire supérieur pour des besoins thermiques élevés. Ceci a permis d'aboutir à une conception de CET qui s'adapte à une plus grande gamme de besoins grâce à une meilleure répartition de la chauffe sur la journée, dont le compresseur possède un dimensionnement 40 % inférieur à un CET classique. Enfin dans une dernière partie nous combinons le pilotage par algorithme basé sur un apprentissage des besoins sur 14 jours avec le CET optimisé pour analyser le gain maximal atteignable par une telle combinaison. Nous affichons ainsi en moyenne, sur 28 scénarios réels de soutirage testés, pour un confort identique voire supérieur en cas de besoins élevés, un gain de COP moyen de 37 % et une réduction de facture moyenne de 30 %. Ce gain est atteint tout en conservant une conception et un dimensionnement unique de CET (réduit de 40 % par rapport à la référence), ce qui permettrait à un industriel de réduire sa gamme. Une analyse économique combinant une analyse du surcoût et le temps de retour sur l'investissement nous montre enfin que le surcoût de ce CET ne peut dépasser les 25 % par rapport à un CET classique à la conception plus simple.

V - 1. Optimisation du cycle thermodynamique

V - 1. 1. Optimisation multi-critère du design du cycle de référence avec un algorithme génétique

Nous avons vu dans le chapitre 4 qu'il existe une marge d'optimisation énergétique sur le CET de référence en changeant le dimensionnement et le design de l'évaporateur, le condenseur et la charge en fluide frigorigène associée. Cependant, cette optimisation peut aussi avoir un impact sur le temps de chauffe et le confort ainsi que sur le coût initial du CET ce qui remettrait en cause sa viabilité économique. Par ailleurs, le CET, comme tous les produits liés à l'énergie (Energy Related Products) est soumis à Directive Européenne EcoDesign, définissant des performances minimales pour une autorisation de mise sur le marché européen. La norme NF EN 16147, harmonisée aux règlements de cette Directive définit les conditions d'essais de performance. Ce point réglementaire ajoute une contrainte supplémentaire à la conception du CET. Enfin, le règlement européen F-Gas II impose, par sa limitation drastique des quantités de fluide frigorigène de type HFC mises sur le marché européen et par ses interdictions ciblées, une orientation vers des fluides frigorigènes à faible GWP, naturels, HFO, Tous ces points constituent des contraintes évolutives qui conditionnent la conception du CET en Europe.

Dans cette section, nous proposons donc de réaliser une optimisation multi-critère en prenant en compte tous ces aspects à l'aide d'un algorithme génétique, tel que présenté dans le chapitre 4 (section IV - 3. 1.). Afin de procéder à cette optimisation nous réalisons d'abord une étude de l'algorithme génétique pour un cas simple à fin de vérification et de paramétrage. Ensuite une optimisation du CET en période de chauffe avec différents fluides est faite.

V - 1. 1. 1. Validation de l'algorithme génétique

Il s'agit, en premier lieu, de tester l'algorithme génétique utilisé qui est issu de la bibliothèque commerciale « Optimisation » sous Dymola [140]. Pour cela, nous comparons les résultats de l'optimum obtenu avec l'analyse factorielle de la section IV - 5. 2. 1. (**Figure IV-24**) et le résultat pour le même cas de figure avec l'algorithme génétique. Pour rappel, il s'agit d'optimiser le COP de la période de chauffe en faisant varier simultanément la charge et le nombre de spires du condenseur manteau.

Pour l'algorithme génétique, nous utilisons une population initiale de 20 individus sur 15 générations, soit 300 simulations. Ceci dans le but de voir si avec un nombre réduit de simulations, nous obtenons toujours le même optimum qu'avec l'analyse factorielle qui nécessite 903 simulations. Avec une charge adaptée de 1 kg à 3,5 kg par incrément de 100 g et un nombre de spires de 52 à 94.

Sur la figure 1, nous présentons le résultat de l'algorithme d'optimisation de la librairie optimisation. Il est possible de voir que l'algorithme génétique semble converger vers un nombre de spires de 94 et une charge de 3,40 kg, correspondant à un COP de chauffe de 3,461. L'analyse factorielle conduisait à un COP optimum de 3,463 avec une charge de 3,5 kg. Ces deux résultats sont très proches surtout compte tenu de la précision du modèle employé qui n'est pas inférieur à 1 %. Cependant l'optimum proche obtenu par algorithme génétique est trouvé ici au bout de 251 simulations, ce qui constitue un gain de temps très appréciable par rapport à une analyse factorielle complète, surtout dans le cas d'un nombre important de paramètres à faire varier. Une deuxième optimisation plus fine autour de l'optimum permettra ensuite de trouver l'optimum exact.

Final Solution - evaluated once again (evaluation 251 of 301):

Tuner parameters		name	value	difference to start	min	max
		l_spire	94	42	52	94
		charge	3.4000000000000004	1.9000000000000004	1.5	3.5

Criteria		name	scaled criteria	diff. to start	unscaled criteria	usage	demand value
	0 1 2 3	E_elec_tot	1.0535308070718737e+7	-6.5%	1.0535308070718737e+7	minimize	1
	0 1 2 3	Maximum of criteria	1.0535308070718737e+7	-6.5%			

Figure V-1. Résultat d'optimisation sous Dymola à l'aide de la bibliothèque « optimisation »

V - 1. 1. 2. Optimisation des performances multi-critères du CET au cours d'une chauffe à 7 °C avec différents fluides frigorigènes

Comme nous l'avons vu dans le chapitre précédent, une manière prometteuse de procéder à une réduction de charge tout en optimisant les performances du condenseur consisterait à utiliser des micro-canaux, nous contrainsons donc d'ores et déjà le champ d'optimisation à des diamètres internes de tube de 1 à 3 mm. Comme critères, se traduisant sous forme de fonctions de minimisation, nous imposons la minimisation de la consommation électrique totale de la PAC, le temps de chauffe, la taille du compresseur (contrainte de coût), la charge en fluide frigorigène et sa nature (contrainte économique, réglementaire et environnementale).

Comme paramètres, nous utilisons la taille du compresseur, le diamètre du condenseur, le nombre de spires, leur disposition avec le nombre de spires parallèles, la charge en fluide frigorigène, le nombre de rangs de l'évaporateur, le nombre de tubes par rang, le pas des ailettes et leur profondeur. Quant à la nature du fluide, après le R134a, nous répétons l'optimisation pour le R1234yf et le R290. Cette étude cherche donc à optimiser à la fois la surface de transfert, le volume du condenseur pour une charge optimisée et la surface d'échange de l'évaporateur en prenant en compte les pertes de charge associées sur le côté air et la consommation du ventilateur. Comme contrainte nous imposons une surface d'échange maximale de 1.46m², ce qui revient à 2/3 du ballon couverts par le condenseur. Cette contrainte est ajoutée dans la perspective d'associer à cette conception optimisée un pilotage dédié, pouvant être basé sur un faible taux de charge au démarrage. Une surface d'échange effective plus importante pourra ainsi être utilisée avec un pilotage minimisant le taux de charge au démarrage à 30 % (laissant une eau à 55 °C dans la partie supérieure du ballon seulement) et optimisant ainsi le transfert de chaleur avec une eau plus froide en face du condenseur.

A ce stade de l'étude, nous n'avons pas de données précises sur les coûts des composants en fonction de leur design, c'est pourquoi nous avons utilisé comme critère de coût la minimisation de la taille du compresseur. Celui-ci est un des éléments les plus onéreux dans le cycle thermodynamique, dont le coût est directement proportionnel à sa cylindrée. Une perspective intéressante de ce travail serait de coupler des données réelles de coût au processus d'optimisation.

Sur la figure 2, il est possible de voir la comparaison des trois COP de chauffe obtenus pour chacun de fluides frigorigènes pour une chauffe de 10 °C à 55 °C au paramétrage optimal donné par l'algorithme génétique dont les résultats sont donnés dans le tableau 1. Ce tableau comporte dans sa dernière colonne les résultats d'une optimisation du CET avec du propane et un compresseur dédié, et non pas seulement un compresseur dédié au R134a dont on ajuste la cylindrée. Nous analysons cette configuration plus en détail dans un paragraphe ultérieur. Il est ainsi possible de voir qu'une amélioration importante de COP peut être obtenue en optimisant le design de la solution de base, et ceci quel que soit le fluide employé. En effet, pour le CET au R134a, un COP de chauffe de 3,84 (+19 %) a été obtenu après l'optimisation sans grande modification du temps

chauffe par rapport au CET de référence et tout en réduisant la taille du compresseur (**Tableau V-1**) de 13 à 12 cm³ et en réduisant la charge en fluide frigorigène de 1,4 kg à 1,15 kg. Par rapport au R1234yf et le R134a, le propane affiche une charge moindre à son point optimum de 0.4 kg pour un COP de 3.78. Ceci rejoint l'étude du chapitre 4 (**Figure IV-41**) et celle de Shen et al. [77] qui montrent, sans optimisation de charge, sur une configuration de condenseur à macrotube, sans modification géométrique du cycle, que le propane en drop in possède des performances similaires au R134a tout en réduisant la charge.

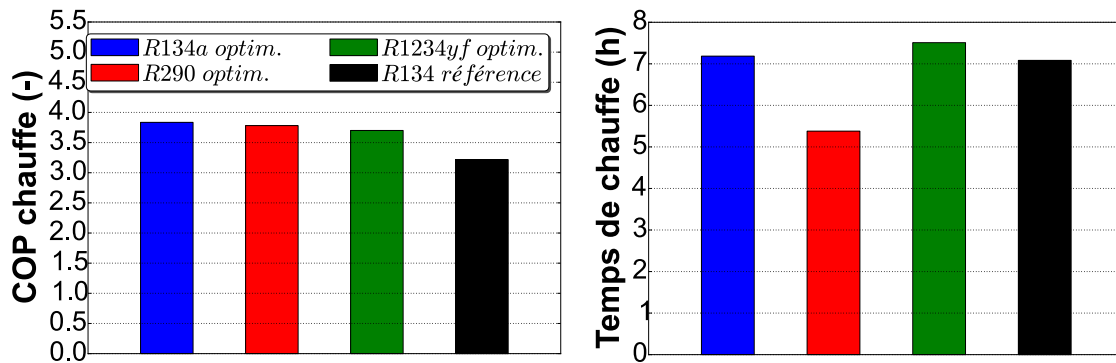


Figure V-2. COP de chauffe et temps de chauffe pour des CET optimisés pour le R134a, le propane et le R1234yf par rapport au CET de référence au R134a. Température d'air de 7 °C.

Tableau V-1. Configurations optimales prédites par l'algorithme génétique

Fluide frigorigène	R134a (référence)	R134a optimisé	R1234yf optimisé	Propane optimisé 1	Propane optimisé 2
Compresseur	13 cm ³	12 cm ³ (R134a)	12 cm ³ (R134a)	12 cm ³ (R134a)	8,9 cm ³ (Propane)
Charge (kg)	1,4	1,15	1	0,4	0,15
Diamètre condenseur (mm)	8,5	2,15	2,15	2,15	1,15
Nombre de spires	52	128	128	128	145
Nombre de spires parallèle	0	11	11	11	25
Diamètre collecteur (cm)	-	2,5	2,5	2,5	2,5
Nombre de tubes évaporateur	24	18	18	18	18
Nombre de rang évaporateur	1	3	3	3	3
Pas d'ailette (mm)	2	1,2	1,2	1,2	1,2
Profondeur d'ailette (cm)	1,5	1,8	1,8	1,8	1,8

Pour le R1234yf, nous obtenons le même optimum que le R134a en termes de configuration de système (**Tableau V-1**) avec une légère baisse de COP de chauffe, ce qui est dû aux propriétés thermiques du fluide qui possède un volume spécifique équivalent mais une plus faible énergie latente spécifique (**Figure V-3**). Ceci résulte en une augmentation du débit de circulation dans la PAC, causant une augmentation de la puissance électrique nécessaire pour une puissance au condenseur équivalente. De façon contraire, le propane possède une énergie latente de changement de phase plus importante ce qui lui permet d'évaporer à plus haute température que le R134a. Le volume spécifique du propane étant plus élevé que pour les autres fluides, le débit global dans le cycle thermodynamique est plus faible que dans le cas du cycle au R134a.

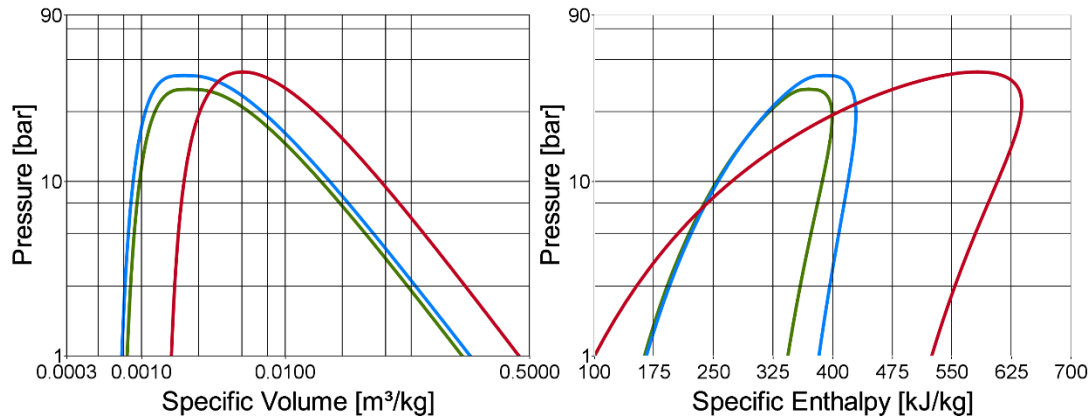


Figure V-3. Propriété thermiques du R134a (bleu), R1234yf (vert) et du propane (rouge), source : TILmedia [86]

Cependant, à température donnée, la pression de saturation du propane est plus haute et augmente plus vite avec la température d'eau et la réduction plus rapide de l'énergie spécifique de changement de phase à plus haute température, ceci induit une augmentation relative de la pression de condensation et de la consommation électrique du compresseur (Figure V-4 - B). Sur la figure 4 - A, nous présentons les COP instantanés au design optimal de machine pour chacun des fluides et nous pouvons voir que tous sont relativement proches. Cependant nous pouvons voir qu'avec un compresseur identique, que le COP instantané est plus faible pour le propane que les autres fluides surtout à basse température d'eau et qu'au cours de la chauffe, celui-ci se rapproche des autres fluides testés. Néanmoins dans l'état actuel de l'étude, le COP de chauffe légèrement plus élevé du propane par rapport au R1234yf, au vu du COP instantané plus bas est donc essentiellement dû à la réduction des pertes statiques du ballon et la réduction des consommations des auxiliaires avec la réduction du temps de chauffe (Figure V-2).

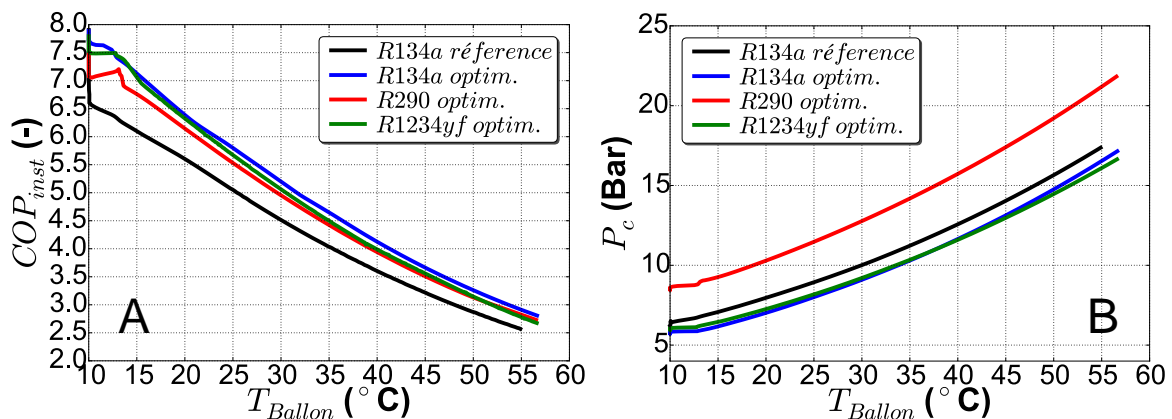


Figure V-4. COP instantané (A) et pression de condensation (B) des CET optimisés pour le R134a, le propane et le R1234yf par rapport au CET de référence au R134a

V- 1. 1. 3. Zoom sur une chauffe avec le propane avec un compresseur dédié

Nous avons vu qu'avec le propane il est possible d'atteindre des niveaux de performance similaires au R134a. Cependant dans le chapitre 4 (Figure IV-41) nous avons aussi vu que le COP du propane était plus sensible à la variation de charge en fluide frigorigène. Or cette charge, même après optimisation dans ce chapitre à 400 g, est trop importante au regard des caractéristiques d'inflammabilité de ce fluide [66]. Pour cette raison, la législation impose une charge maximale de 150 g pour une application domestique [145]. Dans la littérature, Ghouali et al. [66] testent expérimentalement des techniques de réduction de charge pour le propane pour plusieurs formes

de condenseur manteau et montrent que bien que les micro-canaux possèdent de meilleures performances, ils sont pénalisés par leur distributeurs qui emmagasinent une partie de la charge. Les auteurs montrent que des échangeurs Rolls bonds (section I - 6. 2. , **Figure I-28**) peuvent atteindre cette réduction de charge mais à plus faible performance avec un COP de chauffe de 2,76. Nous pensons que ceci est essentiellement dû à la réduction de surface d'échange efficace dans un échangeur Roll Bond qui possède une densité de tubes bien moins importante autour de la cuve que la technologie standard en tube D et les micro-canaux (**Figure I-28**). En perspective de leur étude, les auteurs annoncent qu'un travail serait nécessaire sur le design des micro-canaux et de leurs collecteurs pour atteindre une réduction plus importante de la charge tout en optimisant les performances.

Cette piste a donc été suivie et le processus d'optimisation a donc été répété pour le propane avec une contrainte supplémentaire sur la charge de 150 g. Enfin, comme les performances des compresseurs ne sont pas identiques à cause de leurs rendements polytropiques différents, spécifiques à chacun des fluides, nous utilisons à présent la cartographie développée spécifiquement pour le propane pour le modèle de CET commercial et testée dans le chapitre 3 (section III - 4. 4.).

Sur la figure 5, nous présentons l'évolution de COP au cours de la chauffe pour le cycle optimisé avec le compresseur dédié au propane, avec et sans contrainte de charge à 150 g. Il est possible de voir que, le propane avec la contrainte de 150 g (courbe rouge) permet d'atteindre un COP de chauffe maximal de 3,19 alors que sans cette contrainte de charge, avec le nouveau compresseur d'une cylindrée inférieure, il permet d'atteindre un COP de chauffe de 3,60 avec un résultat identique en terme de charge que précédemment (avec le compresseur R134a) de 400 g (courbe bleue). Ceci montre que la contrainte de charge règlementaire pèse sur la conception des CET au propane, notamment avec un volume d'échangeur plus faible.

Cependant, le cycle n'est pas entièrement optimisé pour une charge aussi faible. Ainsi, dans l'étude actuelle, nous employons un diamètre de collecteur relativement élevé de 2,5 cm (**Tableau V-1**). Or Ghouali et al. [66] utilisent des condenseurs micro-canaux avec des collecteurs de 9,7 mm de diamètre. Une étude de sensibilité rapide du COP en fonction de la charge en propane pour différents diamètres de collecteurs sur la figure 5 permet de mettre en évidence qu'il est déjà possible d'obtenir un COP optimisé proche de la solution optimale, soit de 3,55 au lieu de 3,60, avec une charge de 150 g en optimisant la taille des collecteurs et en utilisant des micro-canaux.

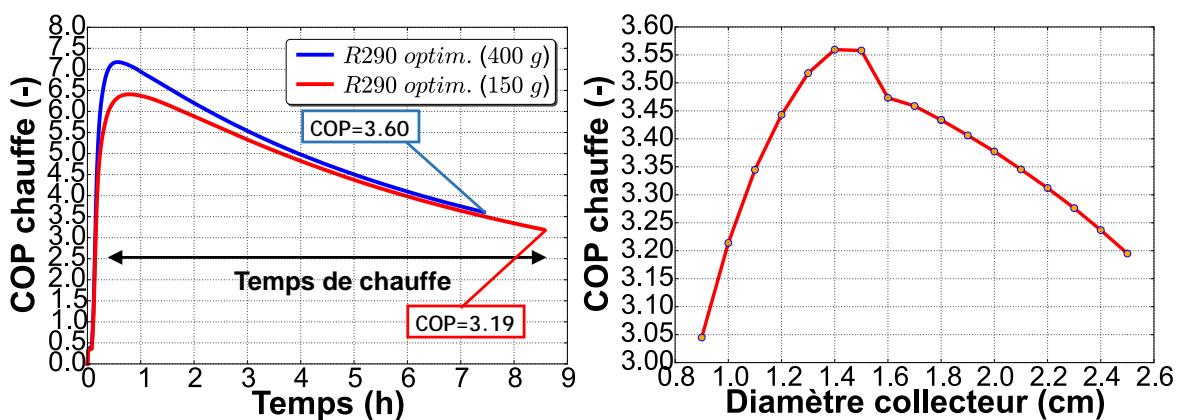


Figure V-5. COP de chauffe en fonction du temps pour un CET au propane optimisé et un CET avec limite de charge à 150 g et en fonction du diamètre des collecteurs pour une charge de 150 g en propane

Si nous revenons au cas du cycle au propane avec un compresseur dédié et sans contrainte de charge, le COP de chauffe de 3,60 obtenu est toujours légèrement inférieur aux COP obtenus dans la section précédente avec un compresseur dédié au R134a (principalement dû au rendement intrinsèques du compresseur au propane plus faibles), les optimums pour le R1234yf et le R134a étant de 3,70 et 3,84 respectivement. Avec la cylindrée actuelle de 8,9 cm³, nous obtenons des temps de chauffe équivalent à celui au R134a de 7 h 20 (**Figure V-5**), ce qui permet de comparer les deux fluides à consommation des auxiliaires et à pertes de ballon équivalents. En regardant de plus près les COP instantanés en fonction de la température d'eau sur la figure 6, nous pouvons voir qu'ils sont plus hauts pour le propane en début de chauffe mais qu'ils décroissent plus rapidement avec l'élévation de la température de l'eau. Ceci peut être d'une part dû aux performances du compresseur mais aussi à l'élévation plus rapide de la pression de saturation discutée précédemment. Ainsi le propane pourrait être un fluide intéressant pour un cas d'application avec des charges partielles comme nous l'avons vu dans le chapitre 4 (section IV - 3. 2.), pour lesquelles les températures dans le ballon atteignent rarement 50 °C.

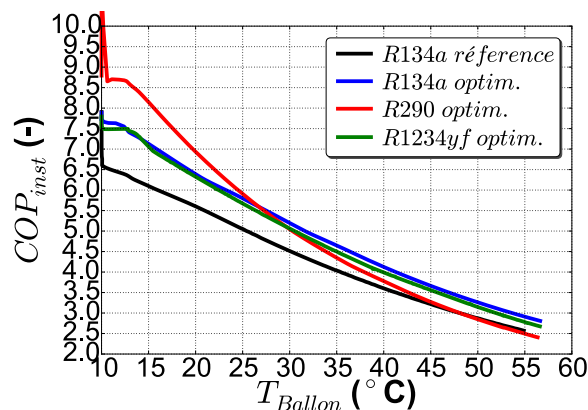


Figure V-6. COP instantané en fonction de la température d'eau pour différents fluides et un compresseur au propane dédié

V-1.1.4. Technique de variation de charge en fluide frigorigène pour le propane

Dans la littérature, cette élévation de pression de saturation plus rapide pour le propane a été discutée pour des CET au propane de natures différentes de notre configuration et différents auteurs proposent de travailler sur de la variation de charge en fluide frigorigène pour optimiser les performances de CET au propane. Corberán et al. [146] trouvent ainsi pour un CET avec condenseur externe que la charge optimale du propane varie plus sensiblement avec la température d'air extérieur qu'avec la température d'entrée d'eau du condenseur. Dans une deuxième étude, Tamarro et al. [147] montrent que théoriquement, il existe aussi un optimum de charge et de pression de saturation pour différentes températures d'eau en entrée d'un condenseur externe (**Figure V-7**). Par la suite, Pitarch et al. [148] pour un CET eau-eau au propane, développent deux techniques de contrôle de la charge afin d'optimiser la pression de condensation et obtenir un sous refroidissement optimal et montrent qu'un tel pilotage devient particulièrement intéressant lorsqu'un important écart de température d'eau est nécessaire au condenseur (**Figure V-7**).

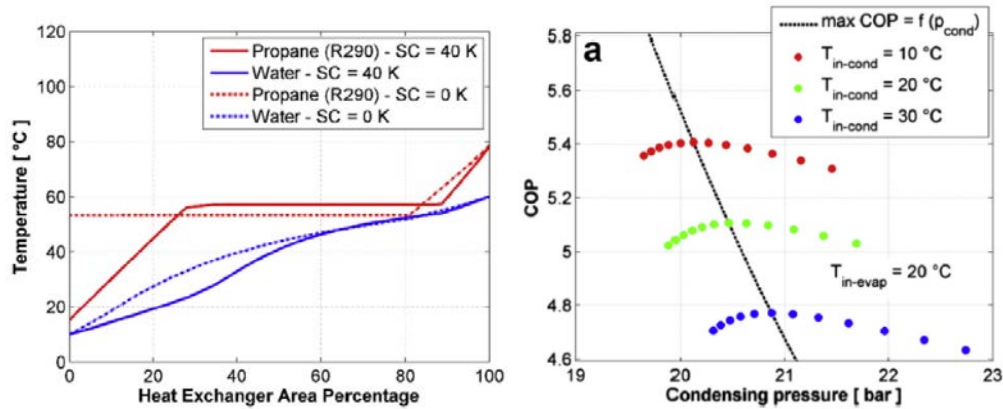


Figure V-7. Températures pour un condenseur externe en fonction du taux d'occupation du condenseur pour une eau chauffée de 10 °C à 60 °C et COP en fonction de la pression de saturation pour différentes températures d'entrée au condenseur. Source : [147]

Une technique d'optimisation de charge en cours de chauffe comme discuté au cours du chapitre 4 pourrait donc être plus intéressante pour le propane que pour le R134a. Sur la figure 8, nous répétons l'étude de variation de charge du chapitre 4 pour différentes températures d'eau et la configuration à base d'un condenseur micro-canaux au propane optimisé avec une charge de 0,4 kg et le compresseur dédié au propane. Il est possible de voir que quelle que soit la température dans le ballon, la charge optimale ne varie que très peu, ce qui limite donc l'application de la variation de charge pour des condenseurs manteaux avec un faible écart de température côté eau.

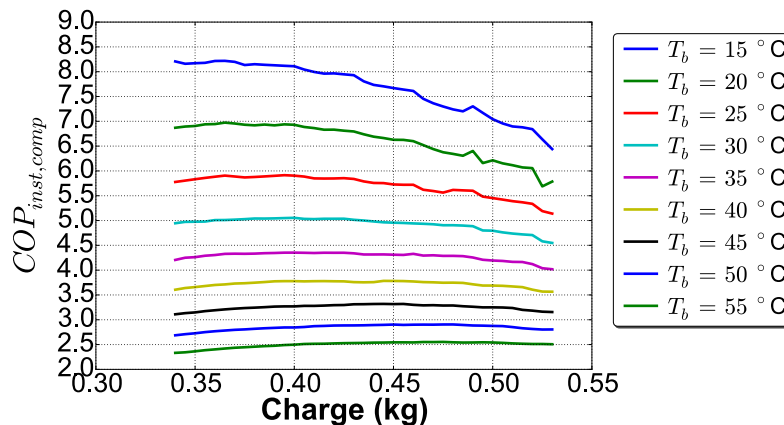


Figure V-8. Variation du COP instantané en fonction de la charge pour différentes températures d'eau dans le ballon

V - 1. 2. Etude de l'intérêt d'un cycle bi-étagé

V - 1. 2. 1. Développement du modèle sous TIL

Dans la section suivante, nous testons l'intérêt d'un cycle bi-étagé pour le CET de référence non optimisé pour différentes chaufes en faisant varier la température d'air extérieur et la température de consigne de l'eau. Nous avons vu dans notre revue bibliographique qu'il existe plusieurs méthodes pour réaliser de l'injection de vapeur dont principalement les cycles avec sous-refroidisseur et les cycles avec Flash Tank [46]. L'intérêt de ces cycles est globalement admis lorsque les taux de compression sont importants [46] [48]. L'injection de vapeur permet de répartir le taux de compression sur deux niveaux pour en améliorer l'efficacité individuelle et réduire la température de refoulement. Typiquement ceci peut être le cas lorsque la température de l'eau dans le ballon est haute et que la température de l'air extérieur est basse. Pour le CET, nous avons vu dans le chapitre 1 que l'injection ne devenait intéressante qu'à très basse température et à

haute température d'eau, car cela permettait d'augmenter la puissance thermique et le COP de la PAC [45] [43] [44].

Au vu de l'occurrence de conditions, en fonctionnement annuel du CET, à des températures d'air basses et des températures d'eau hautes (section IV - 1. 1. 2.), nous ne faisons ici qu'une vérification pour le modèle de CET avec échangeur manteau de la pertinence de l'injection, sans optimisation plus approfondie de la technique d'injection qui comme nous l'avons vu dans la littérature [46] ne présente pas de très grande différence d'un cycle d'injection à vapeur à un autre.

A fin de validation pour notre cas d'étude, nous développons pour cela deux cycles thermodynamiques dont un avec sous refroidisseur piloté par la surchauffe intermédiaire en sortie du premier étage de compression et un cycle avec flash tank et double détente de fluide frigorigène, aussi appelé injection totale (**Figure V-9**).

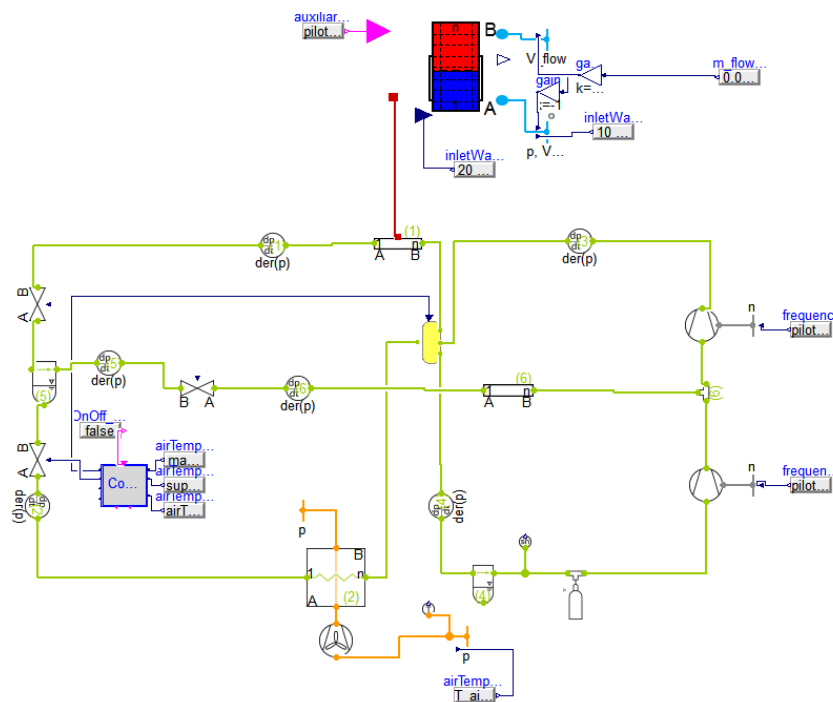


Figure V-9. Modélisation sous Dymola avec la bibliothèque TIL d'un cycle bi-étagé avec injection et flash tank. Pilotage de la détente intermédiaire et de la vanne d'injection non montré.

Pour le cycle à injection avec sous-refroidisseur, nous avons vu dans la revue bibliographique que les performances d'un cycle bi-étagé dépendent essentiellement du débit d'injection, qui doit être maintenu entre 15 et 25 % du débit de fluide frigorigène dans le condenseur [46] [49]. Ceci permet d'augmenter le débit dans le condenseur tout en maintenant un débit suffisant dans l'évaporateur. Afin de respecter cet ordre de grandeur, nous dimensionnons un échangeur intermédiaire de sorte à obtenir 20 % de débit d'injection à 0 °C d'air extérieur avec une surchauffe intermédiaire pilotée à 0,5 °C.

Pour le cycle à injection par flash tank, nous utilisons un séparateur de liquide-vapeur de 0,2 l (dimensionné afin de toujours maintenir un niveau adéquat de liquide) et une double détente dont la première est pilotée à une pression intermédiaire proche de la pression moyenne géométrique fixe, tel que $P_{inj} = 1,06 * \sqrt{P_e P_c}$, ce qui semble être selon la littérature [45] [50] [149] et une analyse de sensibilité rapide par le modèle proche de la pression intermédiaire d'injection optimale pour le rapport volumétrique de compression considéré. Enfin pour les deux cycles, nous avons

utilisé un rapport volumétrique de compression entre le compresseur bas et le volume de compression total de 0,63. En effet, globalement il semble exister un consensus dans la littérature pour le meilleur fonctionnement en bi-étagé pour des ordres de grandeur allant de 0,55 à 0,65 [48] [49] [47]. Enfin pour chacun des cycles testés nous démarrons l'injection lorsque le taux de compression est supérieur à 4 ce qui après une étude paramétrique rapide à $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ a été estimé comme la condition optimale pour notre cas de fonctionnement.

V-1.2.2. Etude en fonction de la température d'air extérieur

En faisant varier la température de l'air extérieur, pour différentes chaufes de ballon, nous pouvons voir sur la figure 10 que le gain de COP avec l'injection par rapport à un cycle sans injection baisse avec l'augmentation de la température d'air, de 12 % à $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ jusqu'à 3,5 % à $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ d'air extérieur, ce qui rejoint les ordres de grandeur obtenus par l'étude expérimentale de Liu et al [45] qui trouvent une amélioration de COP pour une chauffe complète de 10 % à $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ d'air extérieur. Nous pouvons aussi observer que l'augmentation du gain de COP baisse progressivement avec la baisse de température d'air. La puissance thermique augmentant de manière linéaire avec le débit d'injection, cette augmentation non linéaire de COP de chauffe est principalement attribuable à l'augmentation plus importante de la puissance électrique du cycle bi-étagé par rapport à un cycle simple avec la baisse de la température d'air, ce qui selon Yan et al. [149] est essentiellement le résultat de l'augmentation du débit d'injection totale dans le compresseur.

La figure 10 met par ailleurs en évidence une baisse du temps de chauffe grâce aux cycles à injection. Cette réduction du temps de chauffe est d'autant plus importante à faible température d'air. Comme précisé ci-dessus, l'injection de vapeur entraîne une augmentation linéaire de débit dans le condenseur avec la baisse de la température d'air, grâce au pilotage de la pression d'injection optimale. Ceci permet une augmentation de la puissance thermique quasi linéaire avec la baisse de la température d'air. Le temps de chauffe augmente donc moins à faible température que dans le cas d'un cycle simple. .

Concernant la nature du cycle bi-étagé, nous retrouvons les mêmes résultats que Heo et al. [46] qui montrent que quel que soit la nature de l'injection de vapeur, les COP atteints sont relativement identiques. De plus, ils notent une augmentation de la puissance thermique grâce à l'injection de vapeur qui serait mieux pilotée dans un cycle avec Flash tank, ce que l'on retrouve avec la réduction légèrement supérieure de temps de chauffe sur la figure 10 pour le cycle avec FT par rapport au cycle SC.

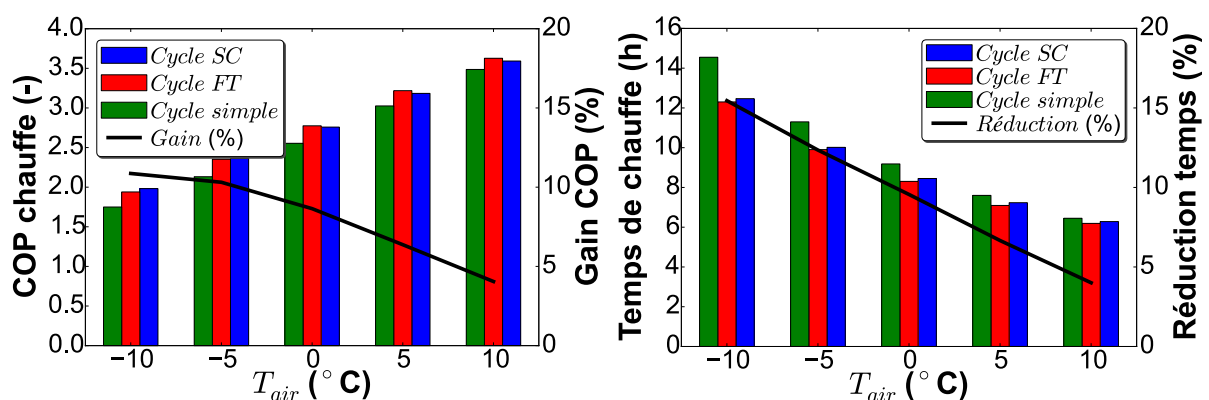


Figure V-10. Comparaison du COP et temps de chauffe pour deux cycles bi-étagés, avec sous-refroidisseur (« Subcooler » - SC) ou Flash Tank (FT) et un cycle simple pour différentes températures d'air extérieur. Gain tracé avec le cycle FT.

V-1.2.3. Etude en fonction de la température de consigne

Pour la comparaison suivante nous sélectionnons le cycle avec Flash Tank qui comme nous l'avons vu sur la figure 10 permet d'atteindre une puissance thermique légèrement supérieure au cycle avec sous-refroidisseur. Sur la figure 11, nous présentons les résultats de simulation pour le cycle bi-étagé avec flash tank et le cycle simple de référence pour différentes températures de consigne d'eau chaude, de 55 °C, 60 °C et 65 °C tout en faisant varier la température extérieure. Il est possible de voir que le gain relatif en COP de chauffe présente les mêmes tendances quelle que soit la température de consigne de l'eau. De plus, ce gain est d'autant plus important que la température de consigne du ballon est haute passant d'un gain, à 10 °C d'air extérieur, de 3,5 % à 7,5 % pour une température de consigne respectivement de 55 °C et 65 °C. Ceci est principalement le résultat de l'augmentation du taux de compression moyen avec la température d'eau.

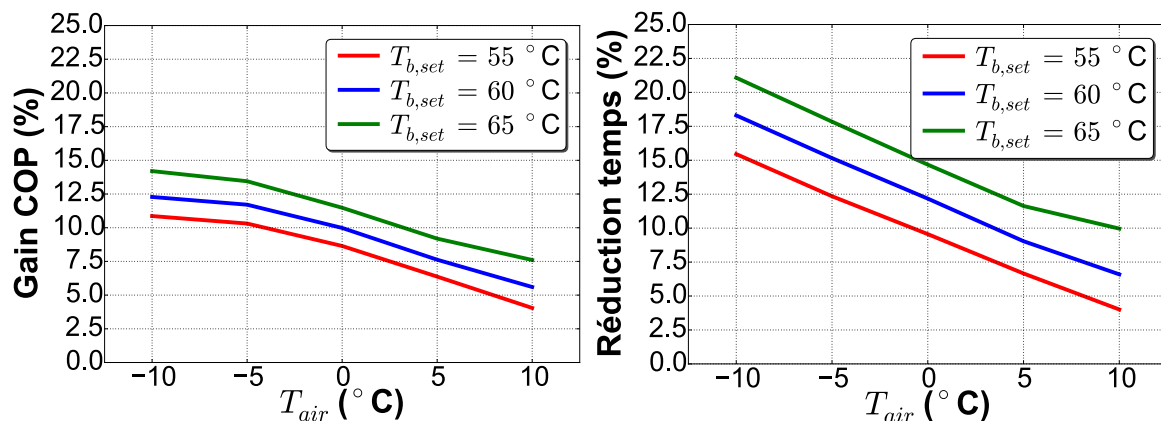


Figure V-11. Comparaison du COP et temps de chauffe entre le cycle bi-étagé avec flash tank et le cycle de référence simple pour différentes températures de consigne d'eau et pour différentes températures d'air extérieur

Au vu de la relativement faible augmentation de COP générée et de la température moyenne de fonctionnement de CET en Europe, un cycle bi-étagé ne présente pas de réel intérêt pour un cas classique d'utilisation dans nos climats, compte tenu du surcoût d'investissement engendré par un tel système. Cependant, un système bi-étagé pourrait devenir intéressant pour des besoins fortement saisonniers et importants avec un besoin de haute température d'eau, ce qui justifierait le surinvestissement. Ceci peut notamment être le cas pour des techniques de pilotage avec variation de consigne en fonction des besoins, ce qui fait l'objet de la prochaine section.

V-1.3. Conclusion sur le CET optimisé développé

Il nous apparaît dans cette section 1 qu'un travail sur le design du CET est une des voies les plus prometteuse en termes technico-économiques car permet un gain de performance non négligeable pour des modifications légères. Le CET optimisé du tableau 1 pour le R134a est ainsi équipé d'un compresseur de 12 cm³ avec une charge de R134a de 1,15 kg, un condenseur de 128 spires de 2,3 mm de diamètre, correspondant à une surface d'échange de 1,46 m² à 2/3 de la hauteur du ballon par mini-canaux et un évaporateur de 3 rangs. Pour ce CET optimisé, nous obtenons pour ce CET un COP de chauffe de 10 à 55 °C de 3,84 à une température d'air de 7 °C.

V - 2. Optimisation du pilotage

Une autre piste prometteuse identifiée au cours du chapitre 4, concerne le pilotage du CET. Ainsi nous avons vu qu'un pilotage optimisé au pas de temps horaire pourrait permettre un gain de COP (47 %) et une réduction de facture non négligeables (35 %) grâce à une meilleure adaptation de l'énergie disponible dans le ballon aux besoins de l'utilisateur par la variation de sa température de stockage (section IV - 3. 1.). Cependant, celui-ci supposerait une connaissance exacte des soutirages et de la météo, ce qui pour un cas réel d'application n'est pas envisageable dans l'immédiat. C'est pourquoi dans ce chapitre nous proposons un pilotage simplifié adapté aux besoins des utilisateurs et à la surface de transfert du condenseur disponible dans le cas d'un CET optimisé ; avec pour optique un taux de charge de réserve d'un tiers en haut du ballon pour optimiser la performance du PAC avec la température d'eau la plus basse possible en face du condenseur recouvrant les deux tiers restants.

Cependant pour l'étude ci présente et afin d'identifier seulement l'amélioration des performances dues au pilotage, nous effectuons cette étude avec le CET de référence non optimisé. Dans la section 3 de ce chapitre nous analyserons enfin la combinaison du CET optimisé avec le meilleur pilotage pour mettre en lumière l'intérêt de la combinaison des deux.

V - 2. 1. Analyse des besoins d'ECS

Pour l'analyse des besoins, nous avons exploité des données réelles de soutirage de 18 CET issues de l'étude du COSTIC pour l'élaboration du rapport Rage [26]. Nous testons sur ces données deux méthodes d'apprentissage des données : une moyenne glissante et une moyenne glissante pondérée sur 14 jours des besoins d'ECS. Les besoins sont exprimés en « V40 » journaliers soit en volume d'eau chaude à 40 °C. Les moyennes obtenues sont rehaussées de 30 % afin d'avoir une marge de sécurité.

Sur la figure 12, la variation du besoin sur une année est donnée pour une série de données du rapport Rage, correspondant à un soutirage d'une famille de 4 personnes. Nous pouvons voir que comme décrit pour une majorité des CET du rapport RAGE, les besoins sont largement inférieurs au dimensionnement maximal du ballon, résultant en de faibles taux d'utilisation et d'importantes pertes statiques comme discuté lors du chapitre 4. Enfin, nous pouvons voir que dans le cas présent, les besoins possèdent une variabilité journalière avec de oscillations autour de la moyenne annuelle (en bleu clair sur la figure 12), mais aussi une saisonnalité marquée avec une plus faible consommation sur les mois d'été que d'hiver.

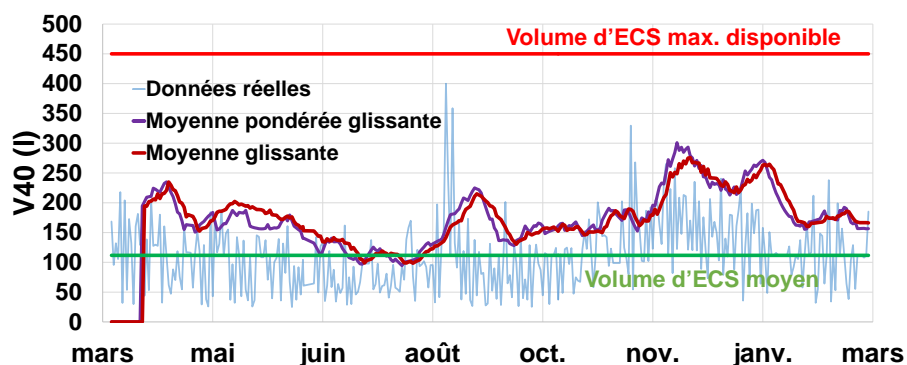


Figure V-12. Illustration de l'évolution des besoins journaliers d'ECS à 40 °C pour une famille de 4 personnes

En termes de saisonnalité, quantifiée par la variation en litres d'ECS à 40 °C par degré de température extérieure, la plupart des installations où une sonde de température extérieure était

disponible pour l'analyse, montre une variabilité saisonnière des besoins plus ou moins marquée (**Figure V-13**). Exception faite du site 18 qui affiche des besoins très constants au cours de l'année.

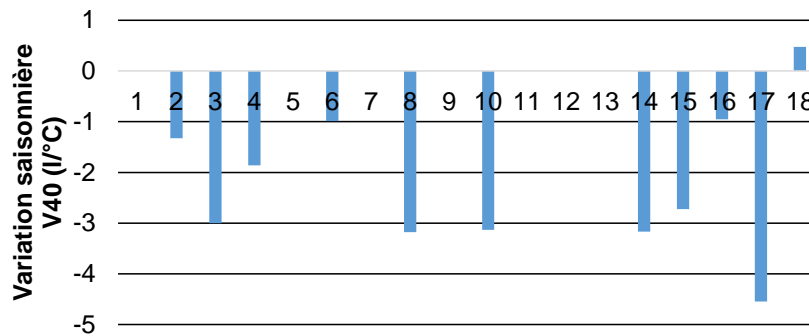


Figure V-13. Variation saisonnière des besoins d'ECS

Sur la figure 14, il est possible d'observer un des cas où la variation saisonnière des besoins est marquée ; avec une consommation d'ECS à 40 °C d'environ 150 l à 5 °C et chutant à 75 l à 25 °C en été correspondant au scénario 15 de la figure 15. Cette variation saisonnière peut être prise en compte de manière efficace avec une moyenne glissante comme nous pouvons le voir sur la figure 12, correspondant à la série de donnée numéro 10 sur la figure 13.

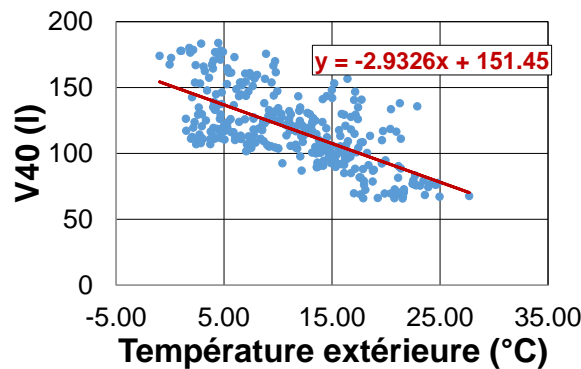


Figure V-14. Illustration de la sensibilité des besoins d'ECS journaliers avec la température d'air extérieur pour un faible besoin saisonnier

Cependant les besoins d'ECS, comme nous pouvons le voir sur la figure 12, peuvent aussi posséder une variation intrajournalière marquée, distinguable par les oscillations autour de la variation saisonnière. Sur la figure 15, nous quantifions cette variation journalière comme l'écart absolu des besoins réels par rapport à la moyenne glissante au cours de l'année, ceci permet de s'affranchir de la variation saisonnière. Le constat est que pour toutes les données disponibles, quelle que soit la taille du ballon, cette variation journalière est relativement constante en moyenne et ne dépasse que rarement 30 % des besoins (**Figure V-15**).

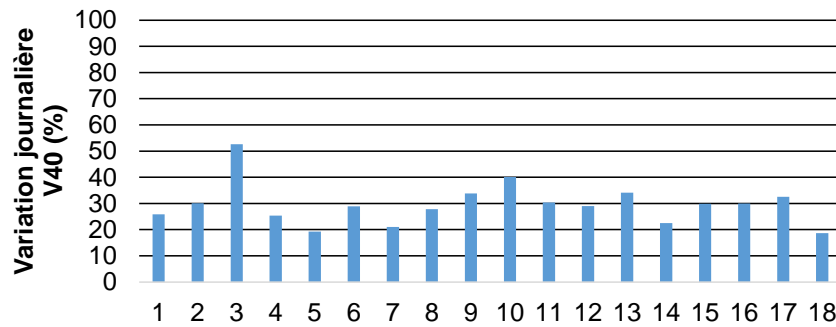


Figure V-15. Variation moyenne journalière des besoins d'ECS par rapport à une moyenne glissante sur 14 jours

Pour cette raison, un rehaussement de 30 % de la moyenne glissante, comme nous pouvons le voir dans la figure 12, semble approprié pour garantir une marge de confort en cas d'erreur de prévision. En effet, sur la figure 16, nous pouvons observer le nombre de jours sous-estimés par une telle méthode et nous voyons, qu'en moyenne, sur les 18 séries de données de soutirage, 25 jours sont sous-estimés, soit 25 jours où potentiellement la PAC devrait redémarrer pour couvrir les besoins, ou effectuer une charge rapide (Figure V-16).

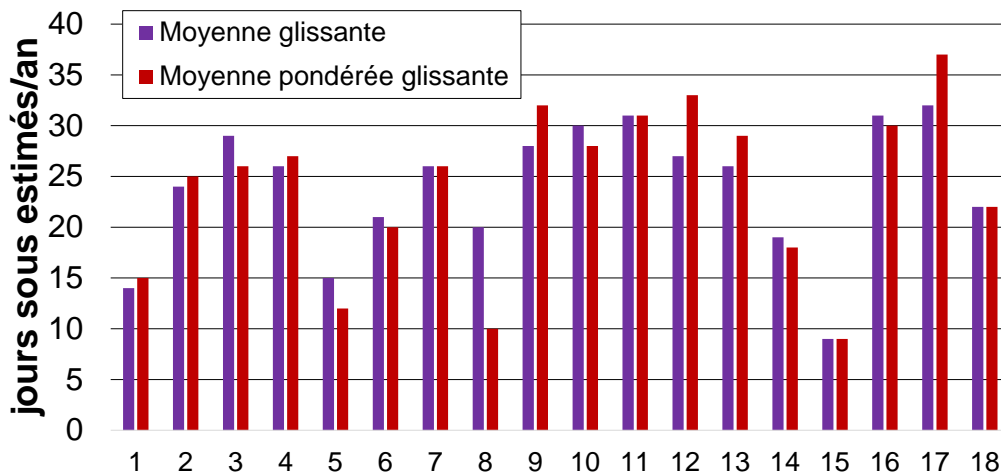


Figure V-16. Nombre de jours sous-estimés par une moyenne glissante et une moyenne pondérée glissante sur 14 jours des besoins de soutirage

Enfin, il est aussi possible qu'il y ait une variation entre la semaine et les jours de weekend. Sur la figure 17, nous présentons l'écart moyen absolu en litre à 40 °C entre la consommation moyenne de la semaine et la consommation moyenne sur les jours de weekend. En moyenne, celle-ci est relativement faible avec un écart moyen absolu de 20 l entre la semaine et le weekend. Quelques cas sortent du lot avec des surconsommations importantes le weekend autour de 50 l, provenant typiquement d'un changement dans l'occupation du foyer et d'autres cas se distinguent par une sous-consommation le weekend, typiquement dû à des absences répétées le weekend.

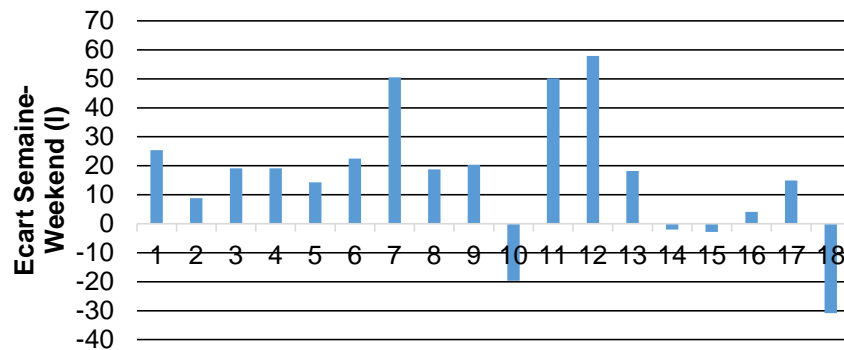


Figure V-17. Ecart de consommation d'ECS entre la semaine et le weekend

V - 2. 2. Smart control adapté au CET

Afin d'adapter la charge du CET aux besoins variables, nous testons dans cette section des techniques de pilotage intelligentes, aussi communément appelé pilotage par smart control (SC). Cette technique bien connue pour les chauffe-eau joule (CEJ) consiste à réaliser une charge en fonction des besoins en adaptant la température de consigne tout en réalisant la charge au moment le plus adapté dans la journée pour réduire le coût énergétique. Pour le cas d'un CEJ, celle-ci permet essentiellement de réduire les pertes statiques du ballon et de profiter des heures creuses. Or pour un CET, avec une dépendance forte de l'efficacité de production aux conditions ambiantes, comme nous l'avons vu dans le chapitre 4, le pilotage le plus optimal, utilise à la fois les moments de la journée où la température d'eau est la plus basse, profite de moment où la température d'air est haute, ou valorise les périodes d'heure creuse. Or une telle optimisation, comme nous l'avons vu, nécessite au moins une connaissance, au pas de temps horaire de la météo et des besoins de soutirage.

Dans la littérature, le pilotage optimisé des CET est un sujet encore relativement peu traité. Ibrahim et al. [41] montrent par exemple qu'un gain significatif de 45 % sur le coût sur une journée peut être fait avec une connaissance des soutirages et en pilotant le CET avec un temps de fonctionnement entre 10 min et 60 minutes chaque heure de la journée. Cependant ils ne prennent pas en compte les phases inertielles du CET qui peut poser une limite à ce type de pilotage et impose une température en fin de journée de 45 °C, ce qui suppose donc un redémarrage de nuit, non pris en compte dans l'analyse. Guo et al. [40] travaillent sur le démarrage optimal en une chauffe du CET et la variation de la consigne en fonction des besoins d'ECS. Ils montrent d'une part que lorsqu'il n'y a pas de différence de coût de l'électricité entre le jour et la nuit, alors le temps de démarrage optimal du CET est situé entre 12 h et 14 h. D'autre part, compte tenu de la faible thermosensibilité du CET, si il y a une période d'heure creuse de 22 h à 6 h du matin, alors le démarrage optimal est à 22 h, quelle que soit la saison. Cependant, les auteurs utilisent, une réduction de coût de l'électricité de 50 % en heure creuse par rapport au tarif en heure pleine, ce qui n'est pas le cas pour le contexte français où d'une part la différence de tarif entre l'heure plein et l'heure creuse est de 25 % et où le tarif en heure pleine dans abonnement heure pleine/heure creuse est plus haut que le tarif unique dans un abonnement de base (soit de 15.9 c€/kWh en heure pleine au lieu de 14.6 c€/kWh en base). En termes de variation de la consigne, les auteurs proposent une technique simple consistant en une température fixe paramétrable en fonction de la saison pour prendre en compte la saisonnalité des besoins. Cependant, une telle technique de pilotage induit plusieurs problèmes de robustesse pour une application au CET liés à son manque d'adaptabilité aux variations des besoins des utilisateurs ou des tarifs d'électricité.

Dans cette section, afin de réaliser une technique de pilotage simplifiée, nous nous inspirons des différentes observations faites sur le pilotage optimisé présentées dans le chapitre 4 et de l'analyse des besoins faite précédemment. Nous avons observé que le pilotage optimisé réalise essentiellement deux phases de chauffe, dont une en heures creuses et un réchauffage de jour à la température d'air la plus haute tout en relançant le CET à la plus basse température de ballon. Nous construisons donc un algorithme de pilotage simplifié qui à partir d'une analyse des besoins moyens journaliers glissants sur 14 jours regroupés le matin et le soir et rehaussés de 30 %, effectue une recharge de la quantité d'énergie nécessaire pour le matin en période d'heure creuse, de 22 h à 4 h, et pour celle du soir en période d'heure pleine avec un fonctionnement autorisé à partir de 12 h (à défaut d'un pilotage plus complexe nécessitant une prévision de température extérieure), sur une plage de 6 h. De cette manière dans le cas idéal où les besoins sont bien répartis entre le soir et le matin, il est possible de minimiser les périodes entre la marche du CET et le puisage ainsi que de recharger le CET à une température d'eau la plus basse.

Cependant, dans un cas moins idéal, comme la puissance thermique du CET est sensible à la température d'air extérieure et que les besoins d'ECS peuvent être variables, un dimensionnement fixe avec un compresseur à vitesse fixe pourrait ne pas permettre de répondre aux besoins aux périodes définies. C'est pourquoi nous développons un contrôleur à vitesse fixe ainsi qu'un à vitesse variable, que nous comparerons dans la section suivante.

Le variateur de vitesse est contrôlé par un contrôleur PID de manière continue. Sa consigne est la puissance thermique équivalente à maintenir durant les périodes fixes de 6 heures afin de satisfaire le besoin thermique identifié par l'apprentissage pour ces deux périodes. Plus de détails sur le pilotage développé sont donnés dans Annexe G du document.

V - 2. 3. Résultats pour sur 6 soutirages réels

Pour la comparaison des techniques de pilotage, nous utilisons une classification des besoins issue de l'analyse de la section 2.1. Nous voyons que la nature des soutirages peut varier en fonction de son intensité, de sa variabilité saisonnière et hebdomadaire. Nous avons vu que la plupart des scénarios de soutirage de notre étude possèdent une faible variation hebdomadaire, ce qui pourrait être assez typique pour des systèmes avec stockage (mais l'échantillon faiblement représentatif ici ne permet pas de conclure sur cette tendance). Ainsi, nous testons ici principalement les techniques de pilotage présentés précédemment pour six séries de données réelles de faible (<130 l/j), moyen (compris entre 130 et 250 l/j) et important (>250 l/j) besoins de soutirage avec soit une faible variation saisonnière, inférieure à 1,2 l/°C ou avec une variation saisonnière marquée, supérieure à 2 l/°C. Nous ne prenons pas en compte de variation entre la semaine et le weekend dans les pilotages qui comme nous l'avons vu n'est pas très marquée pour l'échantillon que nous possédons hors certains cas isolés.

Sur le tableau 2, nous présentons les caractéristiques des 6 scénarios de soutirages, choisis pour leurs caractéristiques discutées précédemment.

Tableau V-2. Caractéristiques des soutirages choisis pour l'analyse

Scénario	n°1	n°2	n°3	n°4	n°5	n°6
Besoins moyens (l à 40 °C)	104	116	167	177	316	344
Variation saisonnière (l à 40 °C/°C)	-1,18	-2,98	-3,35	0	0,39	-3,22
Variation intrajournalière (%)	29	37	22	33	19	51
Ecart semaine/weekend (l à 40 °C)	8,79	-19,65	-1,96	18,24	-30,84	19,09
Taux d'absence (nb jour/an)	25	60	15	39	8	56

Toutes les simulations sont faites avec un ballon dimensionné à 200 l et le modèle simplifié issu du chapitre 4 avec ou sans vitesse variable avec un rendement de 96 % sur l'inverter et une météo fixe en zone H1a (région parisienne). Enfin pour le dimensionnement de la PAC, l'avantage d'une technique de smart control est aussi qu'elle permet de sous dimensionner le compresseur, par l'anticipation de la production, ce qui pour le cas avec vitesse variable permettrait d'absorber en partie le surcôt lié à l'inverter et le détendeur. Nous comparons donc ici volontairement tous les cas sur la base d'un CET équipé d'un compresseur sous-dimensionné de 40 % par rapport au CET de référence, soit avec une puissance maximale électrique de 425 W, et pour un temps de chauffe de 40000 secondes à 50 Hz (environ 11h) pour une chauffe de 10 °C à 55 °C (avec un taux de charge restant de 30 % dans le ballon et une légère réduction de consigne, ceci permet une chauffe d'environ 6 h à 50 Hz), suivant la définition du paramétrage du modèle simplifié dans le chapitre 4. Dans l'annexe G-2 (**Figure 0-9**), nous montrons que le choix de dimensionnement du compresseur à vitesse variable aura un effet sur le COP. Nous choisissons donc volontairement un dimensionnement suffisant à des besoins moyens d'ECS permettant de fonctionner dans une plage de vitesse non dégradante à la performance du CET en fonction de la température d'air. Enfin en référence, nous comparons un CET de dimensionnement identique avec une température de consigne fixe, pilotée par hystérésis. Enfin, toutes les simulations sont réalisées sans auxiliaire afin de comparer seulement l'effet sur la consommation électrique de la PAC.

V-2.3.1. Intérêt de la vitesse variable par rapport à une vitesse fixe de compresseur

Afin d'illustrer l'effet de la technique de pilotage, la figure 0-10 de l'annexe G-3 présente la variation annuelle de température en haut du ballon et en face du condenseur ainsi que l'évolution du COP avec et sans pilotage intelligent.

Sur la figure 18, nous présentons les résultats en termes de performances et de coût sur les 6 scénarios de soutirage choisis, pour une gestion des besoins issue de l'apprentissage avec vitesse variable et sans. Il est possible de voir qu'en termes de performances annuelles les deux techniques, vitesse fixe ou vitesse variable, permettent d'atteindre des COP supérieurs à la méthode de référence par hystérésis sur pratiquement tout type de soutirage. Le principal intérêt du smart control, distinguable sur la figure 18, est qu'il permet de réduire la dépendance du COP annuel au taux d'utilisation qui comme nous pouvons le voir pour le cas de référence est forte.

Ainsi pour un faible taux d'utilisation la consigne se réduit de manière intelligente au fil des jours, ce qui permet de réduire les pertes statiques et de redémarrer la PAC à plus basse température de ballon, ce qui résulte en un gain de COP de 35 % par exemple sur le scénario 2 par rapport à la référence par hystérésis. Il est aussi possible de voir que pour des besoins identiques, la saisonnalité des besoins discutée précédemment a son rôle à jouer (**Tableau V-2**). En effet, il est possible de voir que pour des besoins moyens annuels identiques (scénarios 3 et 4), le gain de COP est d'autant plus intéressant dans le cas d'une saisonnalité des besoins plus importante (scénario 4) car le pilotage conduit à minimiser la température du ballon pendant les jours chauds (faibles besoins) et permet ainsi d'améliorer encore les performances de la PAC.

Enfin pour des besoins plus élevés, il est notable que la différence de COP entre la référence et le smart control se réduit. Ceci est essentiellement dû à la température de ballon plus haute induite par le smart control dans le ballon, ce qui permet de mieux répondre au besoin mais dégrade les performances de la PAC. Dans ces cas de forts besoins, il serait intéressant de tester le fonctionnement en bi-étagé, qui comme nous l'avons vu dans la section 1.2.3 présente un gain de performances plus important à haute température de consigne d'eau.

Concernant la différence de coût de l'énergie, il est possible de voir que le smart control permet grâce au gain de COP une réduction du coût. Cependant ceci n'est pas vrai pour tous les scénarios de soutirage testés. En effet, le scénario 3 bien que possédant un meilleur COP annuel ne suit pas cette tendance. Ceci s'explique par la répartition de l'énergie qui est centrée sur les fins de journées, ce qui résulte en une production d'ECS pilotée par le smart control essentiellement de jour. Le tarif heure pleine en abonnement heure pleine / heure creuse de 15,9 c€/kWh étant plus élevé que le tarif en base, de 14,6 c€/kWh, ceci résulte donc en un coût identique pour le scénario 3.

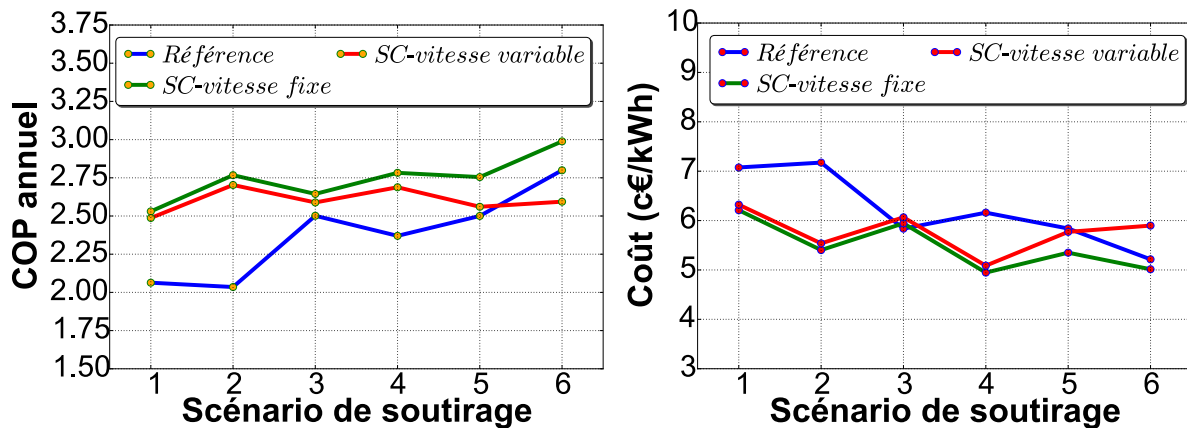


Figure V-18. COP annuel et coût de l'énergie produite sur différents scénarios de soutirage avec différentes techniques de pilotage avec ou sans vitesse variable

Enfin, il est possible de voir sur la figure 18, que le scénario 6 présente un COP plus élevé pour la référence que pour le pilotage avec un smart control avec la vitesse variable. Ceci comme nous l'avons vu plus haut est essentiellement dû à l'élévation de la température d'eau dans le ballon résultant du pilotage. Une telle technique bien que dégradant légèrement les performances, améliore cependant le confort de l'utilisateur (Figure V-19). Comme nous pouvons le voir sur la figure 19, le taux d'inconfort pour toutes les techniques de pilotage est similaire sur les scénarios de faibles et moyens besoins thermiques, ce qui est en adéquation avec le dimensionnement du ballon de 200 l. Cependant pour les besoins plus élevés, le pilotage par smart control et vitesse variable permet de maintenir le confort sans augmenter le dimensionnement du système. En effet, un pilotage avec une gestion intelligente et une vitesse de compresseur fixe, ne permet pas de répondre assez rapidement aux besoins lorsqu'ils sont élevés ou variables, et la référence pilotée par hystérésis, ne possède pas d'adaptation de la température du ballon avec les besoins, résultant en une dégradation du confort dans un cas de sous-dimensionnement.

L'intérêt du smart control avec la vitesse variable du CET est donc avec un dimensionnement de machine plus faible de 40 % par rapport à la référence, d'adapter la puissance thermique et de répondre à l'état de charge dans le ballon avec une adaptation de la fréquence du compresseur, résultant en un meilleur confort et une performance stabilisée en fonction du taux d'utilisation. Enfin, un dernier avantage non négligeable est qu'il permettrait une conception et un dimensionnement de CET unique pour tous types de besoins. Actuellement, pour des besoins importants une adaptation directe de la taille du ballon et du compresseur à vitesse fixe est nécessaire. Néanmoins, l'inconvénient reste le surcoût de l'inverter, qui pourrait ici être absorbé partiellement par le sous-dimensionnement de 40 % du compresseur par rapport à la référence. Il est également à noter, quel que soit le type de pilotage employé, un inconfort résiduel encore un peu élevé pour certains cas de soutirage importants et variables sur la journée, comme dans le scénario 6 (Tableau V-2).

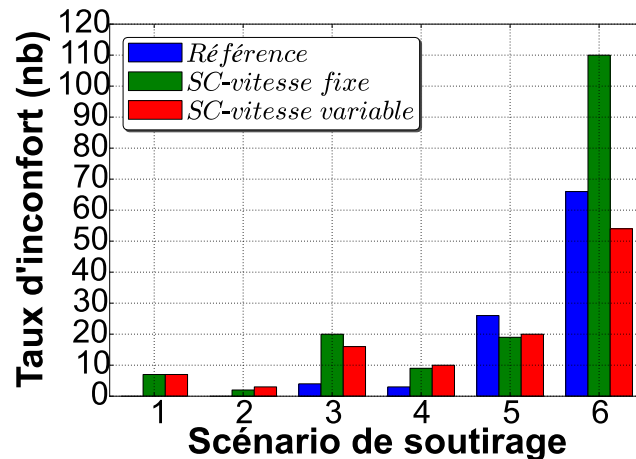


Figure V-19. Taux d'inconfort sur différents scénarios de soutirage avec différentes techniques de pilotage avec ou sans vitesse variable

V - 2. 3. 2. Intérêt de la différence de tarification en heure pleine et heure creuse

Sur la figure 20, nous présentons les résultats en termes de coût pour la technique de pilotage avec vitesse variable pour un tarif de base de l'électricité de 14,6 c€/kWh et un tarif heure pleine et heure creuse de 12,5 c€/kWh en heure creuse et 15,9 c€/kWh en heure pleine sans prendre en compte le coût de l'abonnement. Il est notable que quel que soit l'abonnement, le coût est relativement identique en moyenne sur les différents scénarios testés avec la technique de smart control. Les variations d'un scénario à un autre, s'expliquent principalement par la répartition horaire des besoins d'ECS. Ainsi un scénario comme le scénario 4, dont les besoins sont répartis en majorité sur le matin, possède un coût au kWh produit plus faible que le scénario 3 qui comme nous l'avons vu précédemment possède une plus grande partie de son énergie consommée le soir. Dans le cas d'une équipartition, soir-matin, des besoins comme les scénarios 2 et 5, les coûts sont très proches.

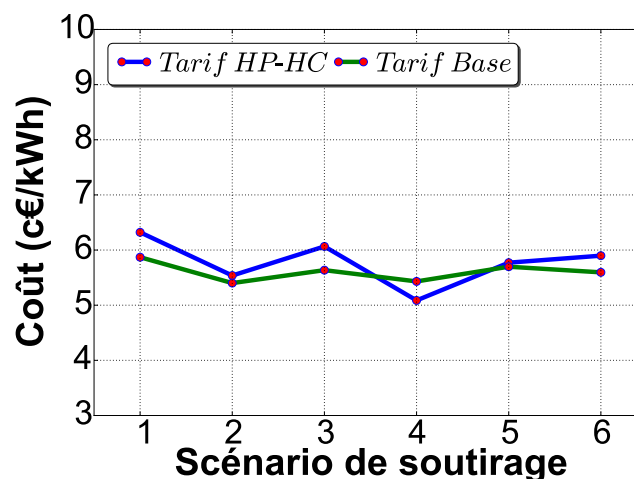


Figure V-20. Coût de l'énergie produite sur différents scénarios de soutirage avec la technique de pilotage à base smart contrôle et vitesse variable pour deux tarifications de l'électricité en base et en heure pleine – heure creuse

Au vu de cette faible variabilité de coût de l'énergie produite entre les abonnements, la question se pose de savoir s'il ne serait pas plus économique de produire l'énergie nécessaire aux besoins totalement de jour au lieu de la répartition jour/nuit employée, issue de l'étude d'optimisation. Ceci permettrait potentiellement de profiter de la température d'air la plus haute avec un tarif de base plus bas que le tarif heure pleine dans un abonnement de type heure pleine et heure creuse. Pour

cela nous refaisons les simulations avec seulement un fonctionnement de jour sur 8 heures de 10 h à 18 h avec la vitesse variable que nous comparons à la technique de pilotage sur deux plages de fonctionnement de 22 h à 4 h en heure creuses et de 12 h à 18 h en heure pleine.

Sur la figure 21, nous pouvons voir qu'en termes de performances, pour des faibles besoins il devient relativement intéressant de produire de jour car le CET profite à la fois d'une température de consigne plus basse et d'une température d'air plus haute. Pour les besoins moyens, nous pouvons voir qu'en termes de performance il est relativement équivalent de produire de manière scindée sur deux périodes qu'en une seule période de jour. Enfin pour les besoins plus importants, le niveau de température de consigne nécessaire étant supérieur, ceci dégrade les performances de la PAC et il devient alors plus intéressant de répartir la production pour abaisser la température moyenne de l'eau sur la journée.

En termes de coût, le fonctionnement de jour est intéressant pour les faibles besoins pour les raisons énumérées précédemment ainsi que pour un besoin moyen avec de grands besoins de fin de journée, tel que le scénario 3, qui profitent d'un tarif de base plus bas que le tarif heure pleine ainsi que d'un meilleur COP. Cependant pour des plus grands besoins, et les besoins avec une consommation plutôt répartie en début de journée, le tarif plus bas en heure creuse permet une réduction de coût.

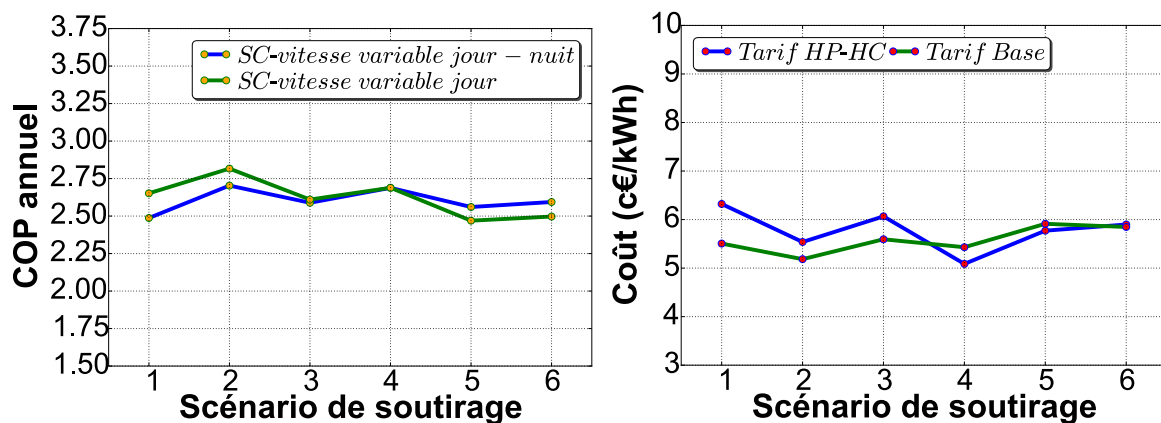


Figure V-21. COP annuel et coût de l'énergie produite sur différents scénarios de soutirage avec un pilotage par vitesse variable et répartition de la production en jour-nuit et un pilotage par vitesse variable seulement de jour

Enfin pour ce qui est du confort, sur la figure 22, nous voyons que le smart control avec répartition sur deux périodes de fonctionnement jour et nuit, permet d'atteindre un confort plus important sur tous les scénarios de soutirage testés et particulièrement sur les besoins plus importants. En effet, la PAC ayant une température limite de fonctionnement de 65 °C, la température de consigne du ballon ne peut pas être suffisamment élevée pour une production de jour sur une période fixe. La PAC ne peut donc pas produire suffisamment d'énergie en une seule période pour répondre aux besoins sans relance. La répartition sur deux périodes est alors plus adaptée afin de parvenir à un confort plus élevé tout en maintenant une performance supérieure.

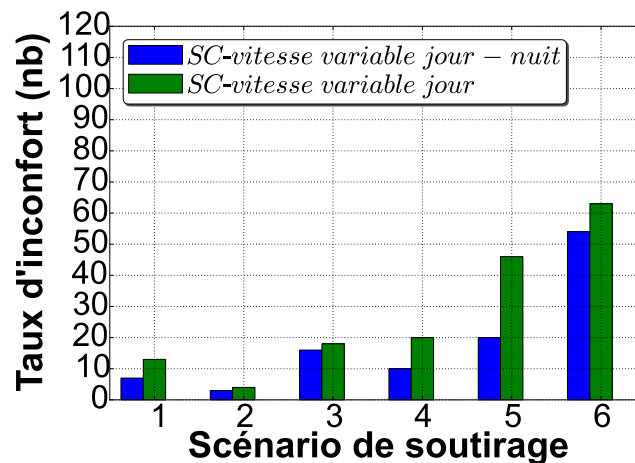


Figure V-22 Taux d'inconfort sur différents scénarios de soutirage avec un pilotage par vitesse variable et répartition de la production en jour-nuit et un pilotage par vitesse variable seulement de jour

De toutes ces observations, nous pouvons conclure, que la technique de smart control avec vitesse variable scindée sur une production de jour et de nuit est une technique de pilotage prometteuse quelle que soit la typologie de besoins, car permet de maintenir une bonne performance énergétique tout en satisfaisant le confort sur une plus large gamme de besoins. Néanmoins, d'un point de vue coût et tarification, un choix est à faire par l'utilisateur selon sa période de consommation la plus importante. Un usager avec une plus forte consommation de soirée aura intérêt à profiter du tarif de base contrairement aux usagers avec une consommation plus importante le matin qui pourront profiter plus avantageusement de la tarification en heure creuse avec le pilotage adapté. Pour une consommation bien équilibrée entre le soir et le matin, l'abonnement choisi ne devrait pas avoir de grosse différence sur le coût annuel final.

V - 3. Analyse technico-économique globale: combinaison d'un pilotage adapté aux besoins et d'un meilleur cycle thermodynamique

V - 3. 1. Etude de performances en fonction de besoins réels variables: COP, coût, confort

Dans une étude de Anderson et al. [39], les auteurs proposent de placer le condenseur en bas du ballon avec un pilotage thermostatique, pour maximiser la surface utile au transfert de chaleur du condenseur au vu de la stratification en place dans le ballon avec un redémarrage du CET. Cependant, au vu de l'optimisation possible grâce à la surface de transfert au condenseur, nous pensons qu'il faut plutôt adapter à la fois le design du CET et le pilotage de manière concomitante. C'est la raison pour laquelle nous testons dans cette section la technique de pilotage améliorée proposée dans la section 2 en combinaison avec le CET au design optimisé à base de micro-canaux de la section 1. En plus de cela, nous proposons au vu de l'amélioration possible grâce à l'isolation du chapitre 4, une augmentation de l'ordre de 30 % de l'épaisseur moyenne passant de 3.5 cm à une épaisseur de 4.5 cm, ce qui compte tenu du plus faible encombrement du condenseur micro-canaux, devrait ne pas résulter en un surencombrement global du CET. Cette légère amélioration de l'isolation permettra à la fois de réduire les pertes du ballon mais aussi d'optimiser les performances de la PAC qui en combinaison avec le smart control fonctionnera à plus basse température de ballon. Enfin comme dans la section 2, nous proposons un sous-dimensionnement du compresseur de 40 % environ, soit une cylindrée de 7,5 cm³, ce qui comme nous l'avons vu permet avec le smart control à base de vitesse variable d'assurer le confort.

Comme il a été observé sur la figure 15 qu'une marge de 30 % serait nécessaire pour garantir dans la majorité des cas le confort des utilisateurs, nous avons adapté le design du CET de la section 1 à cette condition en maximisant la surface de transfert avec une hauteur du condenseur manteau de 75 % de la hauteur maximale de la cuve, correspondant à une marge de 25 % d'eau chaude à 55 °C, soit largement de quoi couvrir les 30 % de surplus moyens à 40 °C observés ainsi que certains aléas. Une telle technique de pilotage permet aussi potentiellement de maximiser les performances de la PAC et de recouvrir une surface d'échange utile plus importante avec le condenseur manteau qui est une des voies prometteuses d'optimisation simple du système considéré dans la section 1. Enfin, nous ne considérons pour l'heure pas de technique de charge rapide pour ces cas de fonctionnement.

Pour toutes les simulations, nous utilisons un modèle simplifié de la PAC, ce qui pour le cas de la machine optimisée a nécessité une nouvelle identification des performances en fonction de la vitesse et des conditions de température d'eau et d'air. Dans le tableau 3, nous présentons les coefficients de régression issus de l'identification des équations du chapitre 4, avec le modèle détaillé du CET optimisé.

Tableau V-3. Coefficient d'identification du modèle simplifié à partir du modèle détaillé du CET optimisé

a_i	b_i
2,28e+04	-6,39e+03
-3,82e+01	-1,15e+02
2,91e-02	-1,04e-01
-7,49e+01	1,30e+02
3,90e-02	-1,28e-01
-8,15e+01	-1,11e+02
3,93e-02	3,41e-01
1,88e-01	-2,02e-01
7,36e-02	6,13e-01
7,48e-02	-5,16e-02

Pour rappel, les coefficients d'identification pour la machine de référence sont donnés dans le chapitre 4 (section IV - 2. 2.). Pour les simulations, nous réalisons une comparaison à la machine de référence sur 28 scénarios réels de natures différentes (Annexe J) en zone H1a avec deux CET optimisés :

- Le CET de référence en tarif de base
- Le CET « SC »: CET de référence et combinaison du smart control à vitesse variable et une surisolation de 30 % en tarif heure pleine heure creuse
- le CET « next-gen » à microcanaux optimisé de la section 1.1 avec une surisolation de 30 % et le pilotage par smart control à vitesse variable en tarif heure pleine heure creuse

Dans le tableau 4, nous présentons les caractéristiques générales de chacun des systèmes et le paramétrage du modèle simplifié tel que présenté dans le chapitre 4.

Tableau V-4. Caractéristiques et paramétrage des systèmes étudiés

Système	CET de référence	CET SC	CET next-gen
Fluide frigorigène (kg)	R134a (1,4)	R134a (1,4)	R134a (1,15)
Puissance maxi, $\dot{W}_{elec,max}$ (W)	425	425	425
$\eta_{comp,inv}$ (%)	100 %	96 %	96 %
$t_{chauffe}$ (s)	40000	40000	40000
UA_b (W/K)	1,8	1,25	1,25

Sur la figure 23, nous présentons les résultats de performances annuelles obtenues sur chacun des scénarios de soutirage. Nous pouvons voir, comme le souligne le rapport Rage, que le COP du système de référence varie directement en fonction du niveau de besoin thermique [26]. Le CET SC parvient à limiter cette baisse sur une majorité des scénarios testés en adaptant la température de consigne aux besoins, ceci résulte en une large augmentation de COP, surtout sur les besoins faibles. Sur les besoins plus élevés, la surélévation de la température du ballon induit comme nous l'avons vu précédemment une chute de COP par rapport à la référence. Le CET next-gen grâce à ses performances thermodynamiques optimisées (charge de fluide frigorigène, design des échangeurs et positionnement du condenseur) et le pilotage par smart control, parvient à augmenter le COP sur toute la gamme de besoins car profite à la fois d'une plus basse température d'eau grâce au smart control et d'une meilleure performance thermodynamique grâce à l'optimisation du design du CET. Ceci résulte en une augmentation moyenne de COP de 37 % et maximale de 106 % pour le besoin thermique le plus faible contre 19 % et 77 % avec seulement le pilotage. Ceci met donc en évidence l'intérêt de l'amélioration combinée du pilotage et du cycle thermodynamique qui permet de maximiser encore d'avantage les gains par rapport à l'amélioration des deux postes de manière individuelle.

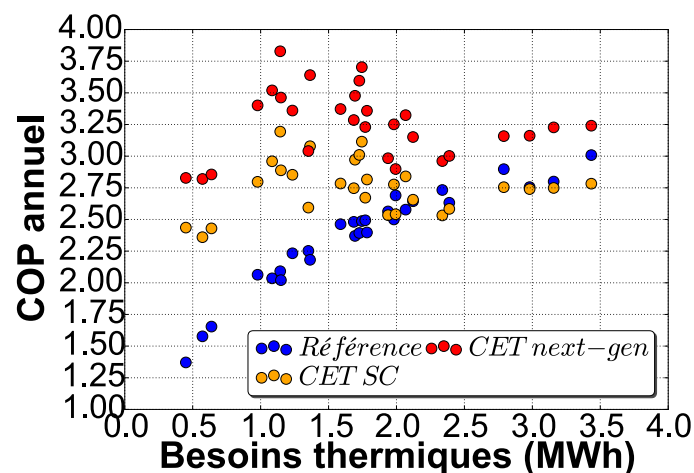


Figure V-23. Comparaison du COP annuel sur 28 scénarios de soutirages réels en zone H1a pour le CET de référence, le CET avec le pilotage intelligent et une surisolation de 30 % du ballon et le CET « next gen » combinant un pilotage et un design optimisé

En termes de coût, sur la figure 24, nous pouvons remarquer la proportionnalité directe de coût avec les performances observées pour le CET de référence, qui augmente exponentiellement avec la chute des besoins thermiques. Les CET SC et Next gen entraînent un coût annuel relativement constant quel que soit le besoin, principalement grâce au pilotage amélioré. Enfin grâce à l'amélioration du cycle thermodynamique, le CET next-gen parvient à une réduction supplémentaire de coût annuel par rapport au SC, passant d'un coût moyen de 5,30 c€/kWh à 4,50 c€/kWh respectivement, contre 6,40 c€/kWh pour le CET de référence. Soit une réduction moyenne de 30 % du coût de l'électricité et maximale de 52 % avec le CET next gen.

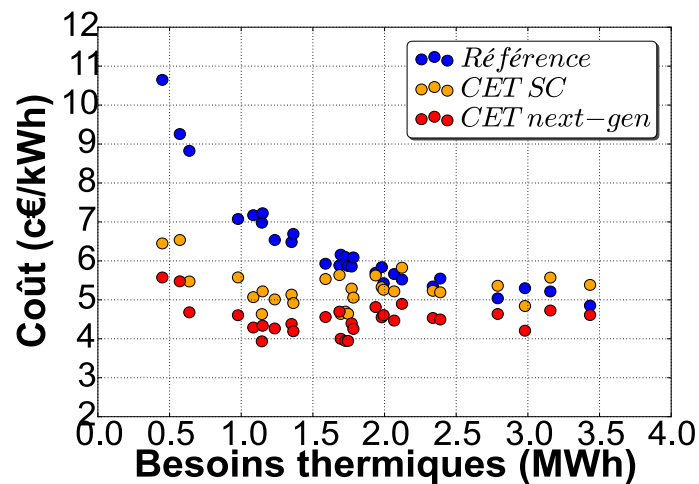


Figure V-24. Comparaison du coût annuel de l'énergie thermique consommée sur 28 scénarios de soutirages réels en zone H1a pour le CET de référence, le CET avec le pilotage intelligent et une surisolation de 30 % du ballon et le CET « next gen » combinant un pilotage et un design optimisé

Enfin, en matière de confort assuré il est possible de voir qu'avec le paramétrage actuel de 30 % de réserve, il est possible d'obtenir un confort équivalent entre toutes les techniques de pilotage pour les besoins en dessous de 2,5 MWh/an. Pour les besoins thermiques élevés, le confort assuré est meilleur dans la majorité des cas de besoins supérieurs à 2,5 MWh/an. Ceci est principalement dû à la meilleure anticipation des besoins thermiques et l'élévation de la température de l'eau grâce au pilotage intelligent.

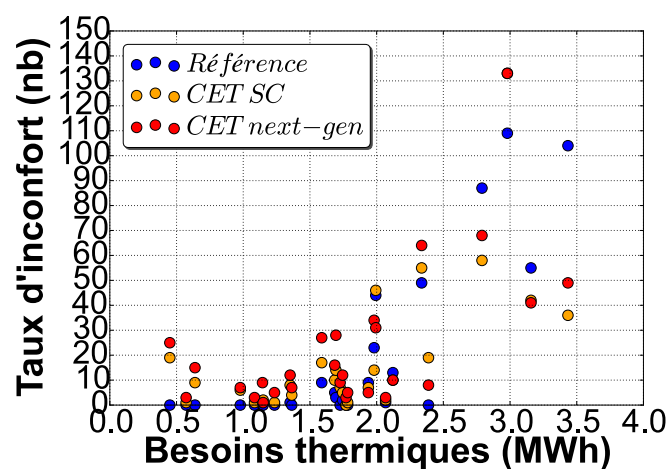


Figure V-25. Comparaison du confort annuel sur 28 scénarios de soutirages réels en zone H1a pour le CET de référence, le CET avec le pilotage intelligent et une surisolation de 30 % du ballon et le CET « next gen » combinant un pilotage et un design optimisé

Une étude de sensibilité sur le COP annuel et le confort en fonction du taux de réserve dans le ballon pour 20, 30 et 40 % respectivement, nous montre sur la figure 26 que le confort est comme nous pouvons l'anticiper en compromis direct avec la performance atteignable. Différents paramètres du pilotage intelligent qui sont actuellement figés dans l'apprentissage des besoins pourraient donc être paramétrés au cours de la période d'apprentissage afin d'assurer au mieux le compromis entre la performance, le coût et le confort selon les spécificités individuelles de chacun.

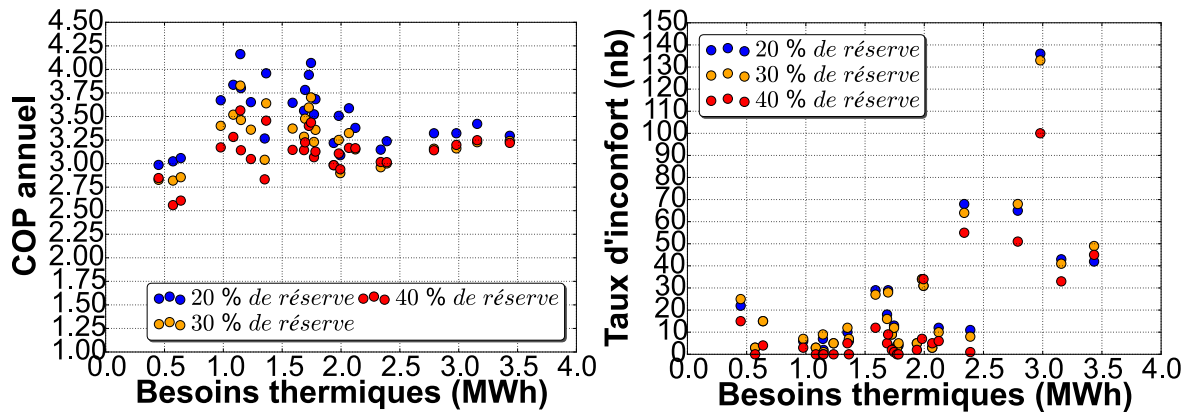


Figure V-26. Sensibilité du COP et du taux d'inconfort au taux de réserve dans le ballon pour 28 scénarios de soutirages réels en zone H1a pour le CET « next gen » combinant un pilotage et un design optimisé

Seulement un cas sort toujours du lot, à 3 MWh/an, avec un taux d'inconfort élevé sur tous les types de pilotages testés. Ce scénario, issu d'un suivi réel de chaudières sans stockage, possède une variabilité intrajournalière particulièrement élevée très difficilement anticipable par un pilotage intelligent, quel que soit le pilotage employé. Afin d'améliorer le confort pour ces cas-ci, une étude pourrait être menée sur des techniques de pilotage avec un mode boost (charge rapide) et leur impact sur le COP annuel, le coût et le confort. Une autre perspective de cette étude constitue le couplage avec un compresseur à injection pour ces besoins particulièrement élevés, qui comme nous l'avons vu dans la section 1,2 permettrait d'assurer un meilleur confort avec un temps de chauffe réduit et une meilleure performance pour des taux de compression élevés.

Dans cette section nous avons essentiellement porté notre attention aux contraintes de coût annuel, de confort et de performances. Seulement le CET possède aussi d'autres contraintes tel que la contrainte réglementaire avant mise sur le marché, pour cela dans l'annexe H, nous présentons un calcul d'optimisation réglementaire réalisable à l'aide du modèle sur la base des essais réglementaire NF EN 16147 [27].

V - 3. 2. Analyse économique

Dans la section suivante, nous réalisons une étude économique qui est la dernière contrainte envisagée dans l'étude, en termes de temps de retour sur investissement (TRI) par rapport à une solution par chauffe-eau joule avec un rendement saisonnier de 75 % et un coût de l'électricité en tarif heures pleines et heures creuses supposé réparti à 35 % en heure pleine et 65 % en heure creuse. Nous exprimons ce TRI en fonction du surcoût marginal d'un CET par rapport à une solution joule en tarif heure pleine à 14,6 c€/kWh. Il est ainsi possible de voir sur la figure 27, que le CET next gen pour un même coût affiche une performance économique bien meilleure qu'un CET classique et permet, à un surcoût par rapport à un CEJ équivalent de 2000 euros, un temps de retour de 5 ans alors que le CET de référence, avec un COP annuel de 2, a un TRI de 6 ans.

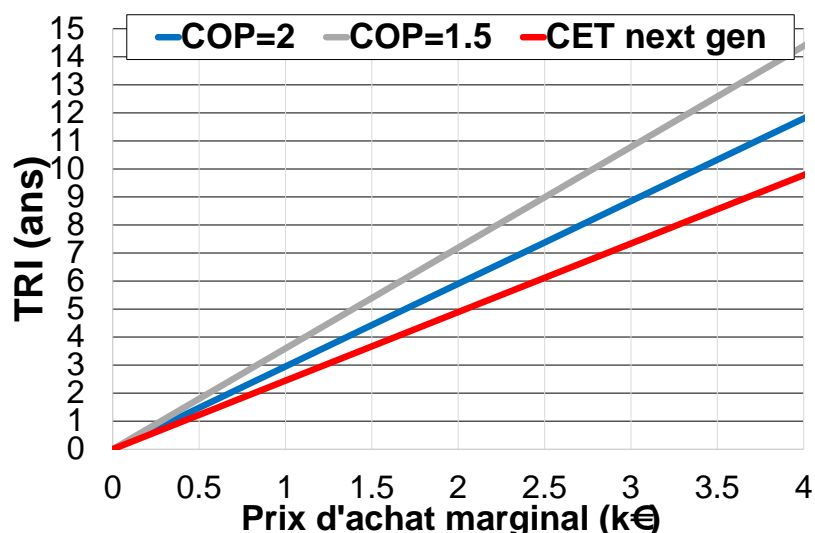


Figure V-27. Temps de retour sur investissement par rapport au prix marginal d'achat de différents CET par rapport à un CEJ

Du point de vue du surcoût lié aux modifications du CET next gen par rapport à la solution de référence, nous n'avons pas de données à notre disposition pour réaliser un calcul précis, cependant nous pouvons affirmer les points suivants concernant la variation approximative de coût :

- Un compresseur sous dimensionné de 40 % autour de 7,5 cm³ mais nécessitant la vitesse variable
- Un condenseur micro-canaux de surface plus importante actuellement non produit en masse sur le marché, mais permettant une réduction de charge en fluide frigorigène dont le prix pour le R134a croit de manière importante depuis l'entrée en vigueur de la réglementation F-Gas II
- Un évaporateur dont le nombre de rangs est augmenté mais le nombre de tubes par rang diminué
- Le surcoût de la technique de pilotage
- Le surcoût de l'isolation

Par rapport à ces différents points, nous estimons donc que le surcoût lié à la nouvelle conception du CET ne devrait pas excéder environ 15 %. Sur la figure 27, nous pouvons voir qu'un surcoût de 15 %, soit 2300 euros par rapport à un CET classique de coût marginal de 2000 euros, affiche un TRI de 5,5 ans contre 6 ans pour un CET standard non optimisé. Cependant dans l'état actuel le surcoût maximal acceptable pour un tel CET optimisé par rapport à la référence serait de 500 euros soit 25 % du prix initial. Bien que cette performance économique soit meilleure, elle pourrait paraître faible dans une étude sur le TRI uniquement, un calcul cumulé sur 15 ans serait nécessaire pour compléter cette comparaison afin d'afficher le poids des économies engendrées sur un plus long terme, ce qui constitue une perspective intéressante pour la suite de la thèse.

Enfin en plus de cette performance économique, il faut rappeler que ce CET optimisé permet de répondre à une plus large gamme de besoins avec une conception identique tout en assurant le même niveau de confort que la référence. Ceci permettrait pour un industriel de réduire sa gamme de produits et de maximiser l'efficacité de production, et in fine réduire le coût marginal du CET.

V - 4. Conclusion du chapitre

Ce chapitre s'est penché en premier lieu sur l'amélioration du cycle thermodynamique du CET de référence par modification de son design et du cycle thermodynamique. Une optimisation multi-critère (coût-performance-confort) a tout d'abord permis de réaliser un design de CET à base d'un condenseur à micro-canaux optimisé. Cette optimisation a été répétée pour trois fluides frigorigènes qui sont le R134a, le propane et le R1234yf, dont les deux derniers sont des sérieux candidats de substitution pour le R134a dans le cadre d'une évolution des réglementations environnementales. Cependant, le propane étant un fluide inflammable, une limite de charge de 150 g est fixée pour une installation en toute ou partie à l'intérieur de locaux. Cette limite constitue une contrainte non négligeable sur le design du CET par rapport à une référence au R134a. Cependant avec une modification du design par optimisation multi-critère du condenseur à base de micro-canaux, nous avons pu démontrer qu'il est d'ores et déjà possible d'atteindre des performances proches du R134a avec une charge réduite en propane. Le cycle bi-étagé a ensuite été étudié et nous avons pu montrer que bien que les performances de chauffe soient meilleures à basse température d'air, la répartition des besoins étudiée dans le chapitre 4, ne permettrait pas de pleinement bénéficier d'un tel cycle. Cependant il pourrait être intéressant pour des besoins d'eau chaude à plus haute température, ce qui est particulièrement le cas lors de gestion de la demande par pilotage intelligent de la consigne, d'analyser la pertinence de l'injection.

Dans une seconde partie de ce chapitre, nous nous sommes intéressés à l'optimisation du pilotage du CET par pilotage intelligent. En partant d'une analyse faite au cours du chapitre 4 sur un pilotage optimisé au pas de temps horaire, un nouvel algorithme a été développé, basé sur un apprentissage des besoins sur 14 jours, de la vitesse variable et une répartition de la production en deux périodes de fonctionnement autorisé pendant la période de tarification en heures creuses et à mi-journée, à la température d'air la plus haute. Cette technique de pilotage permet à la fois de prendre en compte la saisonnalité des besoins ainsi que d'adapter un même CET à une plus grande plage de besoin avec un seul dimensionnement (et concernant le compresseur, plus faible de 40 % par rapport à la référence) et un ballon de 200 l quel que soit le niveau de besoin. Cependant pour des besoins particulièrement élevés et/ou très variables, une technique de charge rapide s'avère nécessaire et constitue une perspective intéressante pour la thèse.

Enfin, dans la dernière partie de ce chapitre, nous effectuons une analyse technico-économique sur la combinaison d'un pilotage optimisé avec un design de CET optimisé dont la surface de condenseur à micro-canaux est adaptée au pilotage, permettant d'optimiser la surface de transfert effective avec une température d'eau la plus basse possible en face du condenseur. Nous montrons sur une large gamme de 28 scénarios de soutirage réels testés que la combinaison des deux techniques permet un gain de performance annuel de 37 % en moyenne, une réduction moyenne de 30 % du coût du kWh produit et permet d'assurer un confort identique sur des besoins faibles et moyens tout en assurant un confort accru sur les besoins de soutirages élevés. Enfin la performance économique a été analysée et le CET optimisé affiche un meilleur TRI que la solution classique pour un surcoût de 2000 euros par rapport à chauffe-eau joule jusqu'à un surcoût de système de 25 %

Conclusion générale et perspectives

L'objectif principal de cette thèse est le développement d'un outil d'évaluation des performances des CET afin de déterminer les gisements d'amélioration de l'efficacité énergétique disponibles en vue de l'optimisation des performances énergétiques des CET individuels.

Afin d'atteindre cet objectif, la thèse s'est faite par étapes progressives, clefs dans la réflexion retracées par les cinq chapitres de ce mémoire. Le premier chapitre de la thèse a permis de cadrer les objectifs de la thèse autour d'une démarche de développement industriel, de dresser l'état des lieux de la recherche sur les CET et de définir un système de référence pour l'optimisation. Il s'agit du CET sur air extérieur avec échangeur manteau, qui est actuellement un des CET les plus courants sur le marché. Les principales conclusions de ce chapitre sont que les études de performances de la littérature sont multiples, mais ne traitent pas d'un même système de référence dans des conditions de fonctionnement identiques. Ceci complique la priorisation des axes de recherche pour notre CET de référence. C'est pourquoi le chapitre 1 a enfin permis de définir le besoin d'une méthodologie d'analyse pour notre cas de référence passant par les étapes successives suivantes :

- La modélisation détaillée de la technologie du CET sur air extérieur avec échangeur manteau autour du ballon ;
- La validation expérimentale du modèle sur une large gamme de points de fonctionnement ;
- La caractérisation des pertes annuelles du CET classique et une étude paramétrique sur le CET afin de définir les paramètres influents sur les performances ;
- L'exploitation de nouvelles pistes d'optimisation.

Le chapitre 2 a permis le développement d'un modèle détaillé sous modelica/Dymola du CET de référence en suivant une méthode semi-empirique, aussi dite modélisation de type boîte grise. Ce modèle suit une architecture orientée objet avec trois objets clefs modélisés : le ballon de stockage thermique, la PAC et la régulation. Le modèle de PAC a été développé à l'aide de la bibliothèque thermo-hydraulique TIL et d'un choix de corrélations empiriques propres à nos conditions de fonctionnement pour les échangeurs de chaleur. La modélisation du détendeur et du compresseur a été réalisée à l'aide de données fournies par les fabricants et un modèle de vanne 4 voies a été développé pour permettre d'étudier les impacts de l'inversion de cycle en périodes de dégivrage. Le ballon de stockage a pu être modélisé avec une combinaison de modèles de la littérature dont une approche 1D en période de soutirage et une approche zonale améliorée inspirée de la littérature en périodes de chauffe, refroidissement et de dégivrage, prenant en compte la convection naturelle au sein du ballon afin d'être utilisable dans des simulations de long terme.

Dans le troisième chapitre, ce modèle est comparé à des données expérimentales issues d'un banc d'essais du CET de référence instrumenté de manière détaillée afin de pouvoir observer tous les phénomènes physiques pris en compte par le modèle et identifier les paramètres empiriques manquants pour la clôture du système d'équations sous Dymola. La validation du modèle nous montre que le modèle est à la fois capable de donner une bonne représentation du comportement hydraulique du ballon et du couplage de la PAC, du ballon et de la régulation. Le modèle est validé dynamiquement avec un pas de temps fin dans différentes conditions de fonctionnement. En phase de chauffe, la quasi-totalité des points sur toutes les conditions d'essai sont compris dans un intervalle d'erreur de +/- 10 % sur le COP instantané mesuré pour deux typologies de compresseur essayées et l'erreur moyenne est inférieure à 2 %. De plus, le modèle est capable de

représenter des phases de fonctionnement spécifiques du CET tel que le givrage et le dégivrage de l'évaporateur à l'aide de l'inversion de cycle, les mouvements de convection dans le ballon et les mélanges induits par le brise-jet lors de phases de soutirage. Enfin, le modèle permet de reproduire de manière rapide des essais normatifs de 110 h avec une erreur sur la performance inférieure à 1 %. Ceci confirme la possibilité d'utiliser le modèle pour des simulations de long terme.

Dans le chapitre 4, une analyse de long terme est menée, basée sur des simulations annuelles. Cette analyse met en évidence les principaux paramètres influençant l'efficacité énergétique du CET en fonction du climat et des besoins. Ceci montre que pour des climats européens, avec des besoins standards avec une faible saisonnalité, la performance est très influencée par le taux de charge au démarrage et les pertes statiques du ballon et très peu par les pertes liées au dégivrage ou à l'inertie de la PAC. Une étude paramétrique spécifique permet d'analyser l'influence des trois objets modélisés sur les performances du CET, soit le pilotage, la PAC et le ballon de stockage. Pour le pilotage, un modèle simplifié de la PAC et du ballon, possible grâce à la mise en évidence de la faible influence du dégivrage et de l'inertie de la PAC, a permis une étude d'optimisation génétique sur cinq jours en climats et soutirages réels. Celle-ci a permis de mettre en évidence, grâce à l'optimisation du pilotage, un gain potentiel maximal sur le COP de 45 % et 35 % sur la facture d'un usager. Pour le ballon de stockage, nous avons pu montrer que les performances du CET dépendent principalement de son efficacité à maintenir une bonne stratification lors de soutirages, grâce au brise-jet et la qualité de l'isolant disponible. Enfin pour la PAC, les études annuelles ne donnant pas d'informations sur la qualité de fonctionnement du cycle thermodynamique, une étude exergetique est entreprise qui permet de prioriser les pistes d'optimisation du design du CET. Une étude paramétrique montre alors qu'à la fois la charge, la nature du fluide frigorigène, la disposition et le type de condenseur et le design de l'évaporateur peuvent avoir une influence sur les performances. Une piste intéressante semble se dégager autour des condenseurs à micro-canaux, l'optimisation de la charge en fluide frigorigène et le design de l'évaporateur avec son ventilateur.

Le chapitre 5, présente en premier lieu une étude des pistes identifiées dans le chapitre 4 grâce à l'utilisation d'un algorithme génétique multi-contraint avec le coût du système, le confort à assurer, les performances et la charge en fluide frigorigène et la nature de celui-ci. Une contrainte supplémentaire liée au taux de charge thermique restant dans le ballon au redémarrage limitant la taille du condenseur a également été ajoutée afin d'assurer le meilleur couplage possible avec un pilotage dans la suite de l'étude. Ceci a permis de développer un CET dont le condenseur est à base de micro-canaux et dont les performances sont optimisées avec du R134a de 19 % par rapport à la référence, tout en réduisant la charge en fluide frigorigène de 20 % et la taille du compresseur à une cylindrée de 12 cm³ (pour le R134a). Cette étude a également abouti à la définition d'un CET optimisé pour le propane répondant à la contrainte de charge de 150 g réglementaire. Dans une seconde partie du chapitre la deuxième piste d'amélioration fournie par le chapitre 4 est analysée plus en profondeur en développant un algorithme de gestion de la charge thermique du ballon en fonction des besoins, par variation de la température de consigne dans le ballon. Cette technique, simple d'implémentation, s'inspire des résultats fournis par algorithme génétique en répartissant la charge sur deux périodes de la journée, de jour et de nuit, et en employant la vitesse variable pour répondre à des besoins de soutirage non prévus à un pas de temps fin. Cette technique permet un gain de COP de 19 % en moyenne pour la machine de référence sur différentes typologies de besoins réels étudiés (petits, moyens et grands besoins avec différents degrés de saisonnalité) et permet d'assurer un confort plus important sur une large gamme de scénarios de soutirage.

Enfin dans la troisième partie de ce chapitre, le couplage du CET optimisé et du pilotage est entrepris à l'aide du modèle simplifié du CET optimisé, couplé avec le pilotage. Des simulations sur 28 soutirages réels (issus en parti de l'étude Rage du COSTIC spécifique au CET) a permis de mettre en évidence l'intérêt d'un meilleur couplage entre pilotage et design de CET avec un gain de COP moyen annuel de 37 % (comparé à 19 % avec seulement le pilotage), une réduction de coût moyenne de - 30 % ainsi qu'un meilleur confort sur une plus large gamme de besoins, le tout avec un compresseur à vitesse variable sous-dimensionné de 40 % par rapport à la taille de référence dans nos études expérimentales. Un tel CET pourrait aussi potentiellement réduire la gamme de produits d'un constructeur, en proposant un produit unique adaptable en toutes circonstances. Cependant plusieurs verrous sont encore à lever, dont l'inclusion d'une technique de charge rapide efficace pour les besoins irréguliers et un travail plus en profondeur sur le coût du système, dont le seuil de rentabilité, au travers une étude économique sur le temps de retour sur l'investissement, a pu être fixé à une augmentation maximale de 25 % du prix du CET de référence.

Perspectives et limites de l'étude

- En termes de modélisation:

La modélisation actuelle détaillée prend en compte une modélisation empirique du compresseur et du détendeur. Celle-ci pourrait être améliorée en développant notamment des modèles de compresseur plus physiques avec des pertes thermiques bien décrites, tel que défini par Goossens et al. [85]. Ceci permettrait d'inclure une représentation plus fine sur une plus large gamme de données du compresseur dans les calculs exergetiques et l'optimisation notamment. Ceci permettrait également de travailler sur des techniques de récupération de chaleur sur le compresseur.

De plus, pour améliorer la robustesse du modèle, pour l'étude sur des configurations plus éloignées de notre cas de référence, une étude de sensibilité globale devrait être réalisée. Dans le cadre de cette étude, celle-ci a été faite de manière locale et non formelle. Pour une approche plus rigoureuse, une étude de sensibilité de type Sobol ou Morris pourrait être faite ; Celle-ci permettrait aussi d'entreprendre certaines simplifications du modèle et d'améliorer le compromis entre vitesse de calcul et précision des simulations.

En termes de givrage et dégivrage de l'évaporateur, le modèle actuel sous TIL, prend en compte une approche semi-empirique de la littérature pour la résistance thermique due au givrage de l'évaporateur. Cependant, plusieurs défauts ont pu être repérés sur ce modèle à l'aide de travaux en parallèle à ce sujet au sein du CETHIL et grâce aux travaux de Léoni et al. [137]. En phase de givrage notamment, les défauts de répartition de l'air ne sont pas pris en compte alors que la mauvaise distribution du fluide frigorigène peut créer des zones de givrage préférentielles. En phase de dégivrage, l'écoulement des dégivras n'est pas bien représenté dans le modèle actuel et constitue un champ de recherche actif.

Le modèle possède une précision suffisante pour les climats européens. Cependant en climats plus froids avec une proportion importante de températures basses, ce modèle pourrait se révéler insuffisamment précis et sous-estimer l'impact des phases de givrage-dégivrage. Une perspective est donc d'exploiter nos données expérimentales pour développer un modèle plus représentatif sur ce point particulier.

Enfin, un modèle simplifié a été développé au cours de cette thèse. Celui-ci offre une précision intéressante pour un calcul technico-économique rapide. Cependant, il a tendance à surestimer le

confort comme nous l'avons vu. Une piste intéressante pour l'amélioration serait d'inclure une variable quantifiant la stratification et le taux de charge du ballon dans le modèle ainsi que l'algorithme de mélange développé dans le chapitre 2.

- En termes de validation et d'essais expérimentaux :

La validation actuelle a été contrainte par le temps et la disponibilité du laboratoire pour réaliser des essais. Une perspective intéressante pour une validation plus approfondie serait de réaliser des essais avec des charges et des natures de fluide frigorigène variables pour confirmer de manière plus approfondie la capacité d'extrapolation du modèle.

La perspective la plus intéressante serait de confirmer expérimentalement les résultats de l'optimisation en développant un CET optimisé couplé avec une technique de pilotage améliorée similaire à celle développée dans cette étude en employant une approche semi virtuelle telle que développée par Tejeda et al. [29]. Ceci permettrait de valider la méthodologie d'optimisation mise en place et d'extrapoler cette technique à d'autres technologies : PAC pour le chauffage, CET ou PAC couplés à du photovoltaïque ou du solaire thermique.

- En termes d'étude :

Le modèle de CET détaillé employé pour l'étude annuelle a seulement été employé sur un champ restreint de scénarios de soutirage et en climat européen. Afin de donner une visibilité plus large sur les gisements d'amélioration de l'efficacité énergétique du CET, une étude pourrait être menée en incluant les périodes de dégivrage notamment sur des climats encore plus froids, et des besoins de natures différentes avec une forte saisonnalité. Au moment de l'étude le modèle n'étant pas assez robuste, faute des cycles de dégivrage et du calcul des propriétés thermiques, l'étude sur des climats particulièrement froids faute de temps n'avait donc pas pu être faite. La robustesse du modèle a maintenant été améliorée et permet de faire cette étude de manière efficace sur une large gamme de climats et de besoins donnant accès à une représentation détaillée des gisements et un temps de simulation maîtrisé de 4 h.

Concernant le pilotage par algorithme génétique, l'étude a été réalisée sur un seul scénario de soutirage avec une typologie de météo donnée. L'intérêt serait maintenant de confirmer les tendances observées en faisant varier notamment les jours de l'année (périodes d'hiver, périodes de mi-saison, périodes d'été, avec une variation d'amplitudes thermiques jour-nuit). Enfin une autre étude pourrait être faite en faisant varier la typologie de l'abonnement et notamment le couplage avec un contrat d'électricité au tarif réel de marché ou avec une disponibilité locale d'ENR pour de l'autoconsommation afin d'étudier si un algorithme génétique permet de faire de la répartition optimale de la charge thermique multi-contrainte au J-1.

- En termes d'optimisation :

L'optimisation actuelle s'est concentrée sur le design du CET de référence avec une approche sur le design des composants et de la charge. Une perspective serait notamment de tester d'autres configurations de cycles thermodynamiques que ceux testés actuellement. Le brevet CN103292466 répertorié dans le chapitre 1 proposant un condenseur par section pourrait être une perspective intéressante couplée à un pilotage avec la vitesse variable comme développé au cours de cette thèse. Enfin l'étude pourrait aussi être extrapolée à des cycles avec récupération d'énergie sur les eaux grises notamment, des pertes du compresseur (qui comme nous l'avons montré représente un gisement de 7 % sur une simulation annuelle) ou en couplant une optimisation avec de la récupération sur l'air extrait de l'habitat notamment.

Enfin la contrainte de coût a été incluse dans l'optimisation par un raisonnement simple en proportion coût-matière uniquement. Un intérêt serait de réaliser une étude statistique sur les coûts de chacun des composants en fonction de leurs spécificités qui pourrait servir d'entrée pour le calcul d'optimisation.

Références

- [1] ADEME, «Climat, air et énergie,» Agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie (ADEME), 2015.
- [2] I. E. A. (IEA), «Energy and Climate Change,» IEA, 2015.
- [3] I. E. Agency, «Energy Technology Perspectives 2016,» 2016.
- [4] B. Prindle, M. Eldridge, M. Eckhardt et A. Frederick, The twin pillars of sustainable energy: synergies between energy efficiency and renewable energy technology and policy, Washington : American Council for an Energy-Efficient Economy (ACEEE), 2007.
- [5] INSEE, «Les conditions de logement en France,» Institut national de la statistique et des études économiques (INSEE), 2017.
- [6] CEREN, «Données statistiques CEREN,» 2015.
- [7] D. Urge-Vorsatz, K. Petrichenko, M. Staniec et J. Eom, «Energy use in buildings in a long-term perspective,» *Current Opinion in Environmental Sustainability*, vol. 5, pp. 141-151, 2013.
- [8] X. Cao, X. Dai et J. Liu, «Building energy-consumption status worldwide and the state-of-the-art technologies for zero-energy buildings during the past decade,» *Energy & Buildings*, vol. 128, pp. 198-213, 2016.
- [9] Umberto Berardi, «A cross-country comparison of the building energy consumptions and their trends,» *Resources, Conservation & Recycling*, vol. 123, pp. 230-241, 2017.
- [10] ADEME, «Les besoins d'eau chaude sanitaire en habitat individuel et collectif,» 2016.
- [11] G. Morrison, T. Anderson et M. Behnia, «Seasonal performance rating of heat pump water heaters,» *Solar Energy* 76, pp. 147-152, 2004.
- [12] MSI, «Marché des équipements domestiques de production d'eau chaude sanitaire en france,» 2016.
- [13] C. Lloyd et A. Kerr, «Performance of commercially available solar and heat pump water heaters,» *Energy Policy*, vol. 36, pp. 3807-3813, 2008.
- [14] S. S. Bertsch et E. . A. Groll, «Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates,» *International Journal of Refrigeration* (31), pp. 1282-1292, 2008.
- [15] J. A. Pietsch, «The unitary heat pump industry,» *ASHRAE*, vol. 19, n° %17, pp. 15-18, 1977.
- [16] A. Hepbasli et K. Yildiz, «A review of heat pump water heating systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews* , vol. 13, pp. 1211-1229, 2009.

- [17] H. Willem, Y. Lin et A. Lekov, «Review of energy efficiency and system performance of residential heat pump water heaters,» *Energy and Buildings*, vol. 143, pp. 191-201, 2017.
- [18] L. G., «Trans-critical vapour compression cycle device». Brevet Patent WO/07683, 1990.
- [19] P. Neksa, H. Rekstad, G. R. Zakeri et P. A. Schiefloe, «CO2 heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, n° 13, pp. 171-178, 1998.
- [20] M. Saikawa et S. Koyama, «Thermodynamic analysis of vapor compression heat pump cycle for tap water heating and development of CO2 heat pump water heater for residential use,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 106, pp. 1236-1243, 2016.
- [21] K. Kusakari, «Innovative hot water supply technology conducive to arresting global warming - development and significance of CO2 heat pump water heater,» *Proceedings of the 7th International Energy Agency Heat Pump Conference*, n° 1A2-06, pp. 101-111, 2002.
- [22] C. Shapiro, S. Puttagunta et D. Owens, «Measure Guideline: Heat Pump Water Heaters in New and Existing Homes,» U.S. Department Of Energy, 2012.
- [23] H. Goto, M. Goto et T. Sueyoshi, «Consumer choice on ecologically efficient water heaters: Marketing strategy and policy implications in Japan,» *Energy Economics*, vol. 33, pp. 195-208, 2011.
- [24] EHPA, «European Heat Pump Market and Statistics Report,» European Heat Pump Association, 2016.
- [25] P. & Clim'Info, «La climatisation, les pompes à chaleur. Les chiffres du marché français,» 2016.
- [26] COSTIC, «Règles de l'Art Grenelle Environnement 2012, suivis instrumentés de 20 chauffe-eau thermodynamiques en maison individuelle,» 2012.
- [27] E. 16147:2011, «Heat pumps with electrically driven compressors - Testing and requirements for marking of domestic hot water storage units,» 2011.
- [28] S. Fan, Q. Liu et S. He, «Scroll Compressor Development for Air-Source Heat Pump Water Heater Applications,» chez *International Refrigeration and Air Conditioning*, Purdue, 2008.
- [29] A. Tejada De La Cruz, «Développement d'une méthode d'auto-paramétrage auto-adaptatif pour une pompe à chaleur en vue d'un fonctionnement optimisé,» Thèse de doctorat de l'Université de recherche Paris Sciences et Lettres, PSL Research University, 2016.
- [30] M. Jiang, J. Wu, R. Wang et Y. Xu, «Research on the control laws of the electronic expansion valve for an air source heat pump water heater,» *Building and Environment*, vol. 46, pp. 1954-1961, 2011.
- [31] J. Zhang, R. Z. Wang et J. Wu, «System optimization and experimental research on air source heat pump water heater,» *Applied Thermal Engineering*, n° 127, pp. 1029-1035, 2007.

- [32] C.-T. Tran, P. Rivière et P. Waide, «Energy Efficiency Modelling of Residential Air Source Heat Pump Water Heater,» *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*, vol. 4, n° 11, pp. 69-88, 2016.
- [33] L. C. d. I. E. (LCIE), «www.lcie.fr,» [En ligne].
- [34] C. E. Ministerial, «Heat Pump Water Heaters: Potential for Harmonization of International Test Standards,» 2013.
- [35] C. Shapiro et S. Puttagunta, «Field Performance of Heat Pump Water Heaters in the Northeast,» The National Renewable Energy Laboratory, U.S. Department of Energy, 2016.
- [36] K. Eklund et A. Banks, «Advanced Heat Pump Water Heater Research,» Washington State University, 2015.
- [37] E. C. Balke, W. M. Healy et T. Ullah, «An assessment of efficient water heating options for an all-electric single family residence in a mixed-humid climate,» *Energy & Buildings*, vol. 133, pp. 371-380, 2016.
- [38] A. S. Vieira, R. A. Stewart et C. D. Beal, «Air source heat pump water heaters in residential buildings in Australia: Identification of key performance parameters,» *Energy and Buildings*, vol. 91, pp. 148-162, 2015.
- [39] T. N. Anderson et G. L. Morrison, «Effect of load pattern on solar-boosted heat pump water heater performance,» *Solar Energy*, vol. 81, pp. 1386-1395, 2007.
- [40] J. Guo, J. Wu, R. Wang et S. Li, «Experimental research and operation optimization of an air-source heat pump water heater,» *Applied Energy*, vol. 88, pp. 4128-4138, 2011.
- [41] O. Ibrahim, F. Fardoun, R. Younes et H. Louahia-Gualous, «Air source heat pump water heater: Dynamic modeling, optimal energy management and mini-tubes condensers,» *Energy*, vol. 64, pp. 1102-1116, 2014.
- [42] P. Gang , L. Guiquiang et J. Jie, «Comparative study of air-source heat pump water heater systems using the instantaneous heating and cyclic heating modes,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 342-347, 2011.
- [43] J. Wu, Z. Yang, Q. Wu et Y. Zhu, «Transient behavior and dynamic performance of cascade heat pump water heater with thermal storage system,» *Applied Energy*, vol. 91, pp. 187-196, 2012.
- [44] D. H. Kim et M. S. Kim, «The effect of water temperature lift on the performance of cascade heat pump system,» *Applied Thermal Engineering* 67, pp. 273-282, 2014.
- [45] F. Liu, J. Tan et J. Xiong, «Experimental Investigation on the Two-stage Compression Heat Pump Water Heater System with Refrigerant Injection,» chez *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, 2010.

- [46] J. Heo, M. W. Jeong, C. Baek et Y. Kim, «Comparison of the heating performance of air-source heat pumps using various types of refrigerant injection,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 444-453, 2011.
- [47] J. Heo, «Simulations on the performance of a vapor-injection heat pump for different cylinder volume ratios of a twin rotary compressor,» *international journal of refrigeration* (36), pp. 730-734, 2013.
- [48] Y. Ko, S. Park, S. Jin, B. Kim et J. . H. Jeong, «The selection of volume ratio of two-stage rotary compressor and its effects on air-to-water heat pump with flash tank cycle,» *Applied Energy*, vol. 104, pp. 187-196, 2013.
- [49] X. Shuxue et M. Guoyuan, «Experimental study on two-stage compression refrigeration/heat pump system with dual-cylinder rolling piston compressor,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 62, pp. 803-808, 2014.
- [50] C. Feng, W. Kai, W. Shouguo, X. Ziwen et S. Pengcheng, «Investigation of the heat pump water heating using economizer vapor injection system and mixture of R22/R600a,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, pp. 509-514, 2009.
- [51] J.-H. Chae et J. M. Choi, «Evaluation of the impacts of high stage refrigerant charge on cascade heat pump performance,» *Renewable Energy*, vol. 79, pp. 66-71, 2015.
- [52] D. H. Kim, H. S. Park et M. S. Kim, «Optimal temperature between high and low stage cycles for R134a/R410A cascade heat pump based water heater system,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 47, pp. 172-179, 2013.
- [53] S. Jeong et J. Smith, «Optimum temperature staging of cryogenic refrigeration system,» *Cryogenics*, vol. 34, pp. 929-933, 1994.
- [54] C. w. Roh, «Effect of vapor-injection technique on the performance of a cascade heat pump water heater,» pp. 169-177, 2013.
- [55] L. Yang, H. Yuan, J.-W. Peng et C.-L. Zhang, «Performance modeling of air cycle heat pump water heater in cold climate,» *Renewable Energy*, vol. 87, pp. 1067-1075, 2016.
- [56] J. Wu, «Thermodynamic analysis of a novel heat pump water heater with two stage heating for a great rise of water temperature,» *Energy and Buildings*, 2015.
- [57] P. B. Boait, D. Dixon , D. Fan et A. Stafford, «Production efficiency of hot water for somestic use,» *Energy and Buildings* 54, pp. 160-168, 2012.
- [58] J. Guo, J. Wu et R. Wang, «A new approach to energy consumption prediction of domestic heat pump water heater based on grey system theory,» *Energy & Buildings*, vol. 43, pp. 1273-1279, 2011.
- [59] X. Jin, J. Maguire et D. Christensen, «Model Predictive Control of Heat Pump Water Heaters for Energy Efficiency,» *ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*, pp. 133-145, 2014.

- [60] «Frequency conversion heat pump water heater and frequency conversion control method thereof». Chine Brevet CN103292466A, 2 Mars 2012.
- [61] «Control method, control device, controller and control system based on heat pump water heater». Chine Brevet CN 103884104 A, 21 Décembre 2012.
- [62] Chine Brevet CN103925701 A, 10 Janvier 2013.
- [63] «Heat pump system of air source heat pump water heater». Chine Brevet CN 203432134 U, 5 Juillet 2013.
- [64] «Phase-change heat storage device for defrosting of heat pump water heater». Chine Brevet CN 202304526 U, 25 Octobre 2011.
- [65] Brevet JP2011163618.
- [66] R. Ghouali, P. Byrne et F. Bazantay, «Refrigerant charge optimisation for propane heat pump water heaters,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 76, pp. 230-244, 2017.
- [67] J.-W. Peng, H. Li et C.-L. Zhang, «Performance comparison of air-source heat pump water heater with different expansion devices,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 99, pp. 1190-1200, 2016.
- [68] G. Bourke et P. Bansal, «Energy consumption modeling of air source electric heat pump water heaters,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 1769-1774, 2010.
- [69] S. Tangwe, M. Simon et E. Meyer, «Mathematical modeling and simulation application to visualize the performance of retrofit heat pump water heater under first hour heating rating,» *Renewable Energy*, vol. 72, pp. 203-211, 2014.
- [70] S. Tangwe, M. Simon, E. L. Meyer, S. Mwampheli et G. Makaka, «Performance optimization of an air source heat pump water heater using mathematical modelling,» *Journal of Energy in Southern Africa*, vol. 26, n° 11, pp. 96-105, 2015.
- [71] M. Kim, M. S. Kim et J. D. Chung, «Transient thermal behavior of a water heater system driven by a heat pump,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, pp. 415-421, 2004.
- [72] F. Farouk, O. Ibrahim et A. Zoughaib, «Quasi-Steady State Modeling of an Air Source Heat Pump Water Heater,» *Energy procedia*, vol. 6, pp. 325-330, 2011.
- [73] H. Park, D. Ho Kim et M. Soo Kim, «Performance investigation of a cascade heat pump water heating system with a quasi-steady state analysis,» *Energy*, vol. 63, pp. 283-294, 2013.
- [74] H. Park, D. H. Kim et M. S. Kim, «Thermodynamic analysis of optimal intermediate temperatures in R134a-R410A cascade refrigeration systems and its experimental verification,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 54, pp. 319-327, 2013.

- [75] L. Yang, L. L. Shao et C. L. Zhang, «Modeling and optimization of air source heat pump water heaters using wrap-around micro-channel condenser,» *Chin. J. Refrig.* , vol. 35, pp. 66-70, 2014.
- [76] T. Shah et P. S. Hrnjak, «Linked Modelling of Heat Pump Water Heater Vapor Compression System and Water Tank,» chez *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, 2014.
- [77] K. Nawaz, B. Shen, A. Elatar, V. Baxter et O. Abdelaziz, «R290 (Propane) and R600a (Isobutane) as Natural Refrigerants for Residential Heat Pump Water Heaters,» *Applied Thermal Engineering, Accepted manuscript*, 2017.
- [78] Dassault Systèmes AB, «Dynamic Modeling Laboratory User Manual Volume 1 Version 17,» 2014.
- [79] A. Afram et F. Janabi-Sharifi, «Black-box modeling of residential HVAC system and comparison of gray-box and black-box modeling methods,» *Energy & Buildings*, vol. 94, pp. 131-149, 2015.
- [80] J. Ruschenburg, T. Ćutić et S. Herkel, «Validation of a black-box heat pump simulation model by means of field test results from five installations,» *Energy & Buildings*, vol. 84, pp. 506-515, 2014.
- [81] T. Afjei et R. Dott, «Heat pump modelling for annual performance, design and new technologies,» chez *12th conference of International Building Performance Simulation Association*, Sydney, Australia, 2011.
- [82] S. A. e. a. Klein, «TRNSYS 13.1 User's Manual,» 1990.
- [83] H. Cheung et J. E. Braun, «Component-based, gray-box modeling of ductless multi-split heat pump systems,» *International Journal of Refrigeration* , vol. 38, pp. 30-45, 2014.
- [84] Y. C. Park, «Transient analysis of a variable speed rotary compressor,» *Energy Conversion and Management*, vol. 51, pp. 277-287, 2010.
- [85] M. Goossens, «Improvement and integration of the in-situ heat pump performance assessment method,» Mines ParisTech, 2017.
- [86] C. Schulze, G. Raabe, J. Tegethoff et J. Köhler, «Transient evaluation of a city bus air conditioning system with R-445A as drop-in – From the molecules to the system,» *International Journal of Thermal Sciences*, pp. 355-361, 2015.
- [87] W. Li, «Simplified steady-state modeling for variable speed compressor,» *Applied Thermal Engineering* , vol. 50, pp. 318-326, 2013.
- [88] AHRI, «Performance rating of positive displacement compressors and compressor units,» AHRI standard 540, 2015.

- [89] I. W. Eames, A. Milazzo et G. G. Maidment, «Modelling thermostatic expansion valves,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 38, pp. 189-197, 2014.
- [90] C. Richter, «Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems,» Braunschweig, 2008.
- [91] S. Baehr, «Wärme- und Stoffübertragung,» *Springer*, vol. 2, 1996.
- [92] V. Gnielinski, «New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow,» *Int. Chem. Eng.*, vol. 16, pp. 359-368, 1976.
- [93] Y. Xu, X. Fang, G. Li, D. Li et Y. Yuan, «An experimental study of flow boiling heat transfer of R134a and evaluation of existing correlations,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 92, pp. 1143-1157, 2016.
- [94] W. H. McAdams, «Heat Transmission. 3rd Edition,» McGraw-Hill, New York, 1954.
- [95] J. Navarro-Esbrí, «Shell-and-tube evaporator model performance with different two-phase flow heat transfer correlations. Experimental analysis using R134a and R1234yf,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 62, pp. 80-89, 2014.
- [96] M. M. Shah, «Evaluation of general correlations for heat transfer during boiling of saturated liquids in tubes and annuli,» chez *ASME Summer Heat Transfer Conference*, San Francisco, California, USA, 2005.
- [97] M. M. Shah, «Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study,» *ASHRAE Transactions*, vol. 2673, pp. 185-196, 1982.
- [98] J. Chen, «A correlation for boiling heat transfer to saturated fluid in convective flow,» *ASME*, vol. 63, n° 134, pp. 1-11, 1963.
- [99] S. Kandlikar, «A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes,» *Journal of Heat Transfer*, vol. 112, pp. 219-228, 1990.
- [100] C. Wang, Y. Hsieh et Y. Lin, «Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions,» *ASME J. Heat Transfer*, vol. 119, pp. 109-117, 1997.
- [101] P. Van, Chapter 6: Heat Transfer to Air-Cooled Heat Exchangers, *Wolverine Engineering Data Book III*, 2010.
- [102] S. Haaf, «Wärmeübergang in Luftkühlern,» *Handbuch der Kältetechnik*, R. Plank Editor, Springer Verlag: Berlin, pp. 435-491, 1988.
- [103] M. M. Shah, «A general correlation for heat transfer during film condensation in pipes,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 22, p. 547-556, 1979.
- [104] R. Sánta, «The Analysis of Two-Phase Condensation Heat Transfer Models Based on the Comparison of the Boundary Condition,» *Acta Polytechnica Hungarica*, vol. 9, n° 16, pp. 167-180, 2012.

- [105] H. AURACHER, «Effective thermal conductivity of frost,» chez *Proceedings of the International Symposium of Heat and Mass Transfer in Refrigeration Cryogenics*, Dubrovnik, 1986.
- [106] R. Le Gall, M. Grillot et C. Jallut, «Modelling of frost growth and densification,» *Internal Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40, n° 113, pp. 3177-3187, 1997.
- [107] S. Negrelli et C. J. Hermes, «A semi-empirical correlation for the thermal conductivity of frost,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 58, pp. 243-252, 2015.
- [108] Atlantic, «Notice d'utilisation et d'installation du cet odyssee split,» 2013.
- [109] Y. Han, R. Wang et Y. Dai, «Thermal stratification within the water tank,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (13), p. 1014-1026, 2009.
- [110] J. Noël, J. Heintz et M. Albaric, «Modélisation, implémentation et validation d'un modèle général de ballon ECS,» *IBPSA*, 2008.
- [111] J. Nelson, A. Balakrishnan et S. Srinivasa Murthy, «Parametric studies on thermally stratified chilled water storage systems,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 19, pp. 89-115, 1999.
- [112] A. A. Hegazy, «Effect of inlet design on the performance of storage-type domestic electrical water heaters,» *Applied Energy*, vol. 84, pp. 1338-1355, 2007.
- [113] A. J. N. Khalifa, A. T. Mustafa et F. A. Khammas, «EXPERIMENTAL STUDY OF TEMPERATURE STRATIFICATION IN A THERMAL STORAGE TANK IN THE STATIC MODE FOR DIFFERENT ASPECT RATIOS,» *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences* (6), pp. 53-60, 2006.
- [114] S. F. Jianhua Fan, «Buoyancy driven flow in a hot water tank due to standby heat loss,» *Solar Energy* 86, pp. 3438-3449, 2012.
- [115] J. Fan et S. Furbo, «Thermal stratification in a hot water tank established by heat loss from the tank,» *Solar Energy*, vol. 86, pp. 3460-3469, 2012.
- [116] L. J. Shah et S. Furbo, «Entrance effects in solar storage tanks,» *Solar Energy*, vol. 75, pp. 337-348, 2003.
- [117] Y. H. Zurigat, P. R. Liche et A. J. Ghajar, «Influence of inlet geometry on mixing in thermocline thermal energy storage,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 34, pp. 115-125, 1991.
- [118] Y. H. Zurigat, A. J. Ghajar et P. M. Moretti, «Stratified Thermal Storage Tank Inlet Mixing Characterization,» *Applied Energy* (30), pp. 99-111, 1988.
- [119] TRNSYS, «A transient system simulation program Volume 5. Mathematical reference,» TRNSYS 16, 2006.

- [120] H. Drück, «MULTIPOINT Store - Model type 340 - Stratified fluid storage tank with four internal heat exchangers, ten connections for direct charge and discharge and an internal electrical heater,» *Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)*, 2006.
- [121] D. Blandin, «Modélisation et validation expérimentale de nouveaux concepts de ballons solaires à forte stratification,» Thèse INSA, Lyon, 2010.
- [122] K. HOOMAN et S. L. SOO, «Model of the transient stratified flow into a chilled-water storage tank,» *International Journal of Heat and Mass Transfer* (40), pp. 4367-4377, 1997.
- [123] S. Amara, J. Virgone, H. Bouia et G. Krauss, «Stratification Dans Les Ballons D'Eau Chaude Sanitaire,» chez *Stratification dans les ballons d'eau chaude sanitaire: comparaison de modeles existants*, Tanger, Maroc, 2005.
- [124] R. D. C. Oliveski, A. Krenzinger et H. A. Vielmo, «Comparison between models for the simulation of hot water storage tanks,» *Solar energy* (75), pp. 121-134, 2003.
- [125] L. Kenjo, «Etude du comportement thermique d'un chauffe-eau solaire a faible debit,» Rapport de thèse, Université de Nice-Sophia Antipolis, 2003.
- [126] A. Bejan, *Convection Heat Transfer*, New Jersey: Wiley, 2013.
- [127] L. Kenjo, C. Inard et D. Caccavelli, «Experimental and numerical study of thermal stratification in a mantle tank of a solar domestic hot water system,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, p. 1986-1995, 2007.
- [128] P. Steinert, S. Goppert et B. Platzler, «Transient calculation of charge and discharge cycles in thermally stratified energy storages,» *Solar Energy* (97), p. 505-516, 2013.
- [129] L. J. Shah, «Heat transfer correlations for vertical mantle heat exchangers,» *Solar Energy*, vol. 69, n° 11-6, pp. 157-171, 2000.
- [130] U. Jordan et S. Furbo, «Thermal stratification in small solar domestic storage tanks caused by draw-offs,» *Solar Energy*, vol. 78, pp. 291-300, 2005.
- [131] N. Beeker, P. Malisani et N. Petit, «Dynamical modeling for electric hot water tanks,» *IFAC-PapersOnLine*, vol. 48, n° 111, pp. 78-85, 2015.
- [132] R. D. C. Oliveski, «Correlation for the cooling process of vertical storage tanks under natural convection for high Prandtl number,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 57, pp. 293-298, 2013.
- [133] J. Fan et S. Furbo, «Buoyancy driven flow in a hot water tank due to standby heat loss,» *Solar Energy*, vol. 86, pp. 3438-3449, 2012.
- [134] K. R. Deutz, O. Cauret, R. Rullière et P. Haberschill, «Modeling and Experimental Study of a Heat Pump Water Cycle,» chez *16th Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, Purdue University, West Lafayette, USA, 2016.

- [135] R. J. Moffat, «Describing the uncertainties in experimental results,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 1, pp. 3-17, 1988.
- [136] W. E. J. Stewart, «Determination of thermal contact resistance between metals using a pulse technique,» *Doctoral dissertations*, vol. 195, 1972.
- [137] A. Leoni, «Etude expérimentale et modélisation de la formation et du développement du givre sur une plaque refroidie,» 2017.
- [138] L.-L. Shao, L. Yang et C.-L. Zhang, «Comparison of heat pump performance using fin-and-tube and microchannel heat exchangers under frost conditions,» *Applied Energy*, vol. 87, pp. 1187-1197, 2009.
- [139] CSTB, «outil idCET pour la méthode TH-BCE développé pour la RT 2012: Saisie des chauffe-eau thermodynamiques à compression électrique,» 2014.
- [140] A. Pfeiffer, «Optimization Library for Interactive Multi-Criteria Optimization Tasks,» chez *Proceedings of the 9th International Modelica Conference*, Munich, Germany, 2012.
- [141] A. Hepbasli, «Exergetic modeling and assesment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences,» *Energy and Buildings*, vol. 39, pp. 1211-1217, 2007.
- [142] A. Lallemand, «Energie, exergie, économie, thermo-économie,» chez *Journées internationales de Thermique*, Albi, 2007.
- [143] M. A. Rosen, «The exergy of stratified thermal energy storages,» *Solar Energy*, vol. 71, n° 13, pp. 173-185, 2001.
- [144] T. H. Kuehn, «Optimization of Heat Exchanger Design and Fan Selection for Single Stage Refrigeration/Heat Pump Systems,» chez *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, 1986.
- [145] N. Francaise, «NF EN 378-1 Systèmes frigorifiques et pompes à chaleur,» AFNOR, 2017.
- [146] J.-M. M.-G. I. M.-B. S. G.-M. J. R.-P. R. Corberán, «Influence of the source and sink temperatures on the optimal refrigerant charge of a water to-water heat pump,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 881-892, 2011.
- [147] M. Tammaro, C. Montagud, J. Corberán, A. Mauro et R. Mastrullo, «A propane water-to-water heat pump booster for sanitary hot water production: Seasonal performance analysis of a new solution optimizing COP,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 51, pp. 59-69, 2015.
- [148] M. Pitarch, E. Navarro-Peris, J. González-Maciá et J. M. Corberán, «Evaluation of different heat pump systems for sanitary hot water production using natural refrigerants,» *Applied Energy*, vol. 190, pp. 911-919, 2017.

- [149] G. Yan, Q. Jia et T. Bai, «Experimental investigation on vapor injection heat pump with a newly designed twin rotary variable speed compressor for cold regions,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 62, pp. 232-241, 2016.
- [150] «COMITÉ EUROPÉEN DE NORMALISATION. Pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique - Essais et exigences pour le marquage des appareils pour eau chaude sanitaire,» AFNOR, 2011.
- [151] F. Oppel et A. Ghajar, «Computer Simulation of Stratified Heat Storage,» *Applied Energy*, vol. 23, pp. 205-224, 1986.
- [152] G. Morrison, «Seasonal performance rating of heat pump water heaters,» *Solar Energy*, vol. 76, pp. 147-152, 2004.
- [153] G. Morrison, «Seasonal performance rating of heat pump water heaters,» *Solar Energy*, n° 176, pp. 147-152, 2004.
- [154] T. H. Kuehn, «Optimization of Heat Exchanger Design and Fan Selection for Single Stage Refrigeration/Heat Pump Systems,» chez *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, 1986.
- [155] L. Kenjo, C. Inard et D. Caccavelli, «Experimental and numerical study of thermal stratification in a mantle tank of a solar domestic hot water system,» *Applied Thermal Engineering* (27), p. 1986-1995, 2007.

Annexe A : Protocoles expérimentaux

A - 1. Essais NF EN 16147

Les essais selon la norme européenne NF EN 16147 sont effectués en suivant les étapes suivantes décrites dans la norme publiée par l'AFNOR [150] :

(1) Température de l'eau dans le ballon à 10 °C.

Figure 1 - A : Période de chauffage jusqu'à atteinte de consigne.

Figure 1 - B : Détermination de la puissance électrique absorbée en régime stabilisé.

Figure 1 - C : Détermination de la consommation d'énergie soutirée et du coefficient de performance nécessaire au chauffage de l'eau domestique à l'aide des cycles de soutirage de référence.

Figure 1 - D : Détermination d'une température d'eau chaude de référence et du volume maximal d'eau chaude utilisable lors d'un seul soutirage jusqu'à ce que la température de sortie du ballon atteigne 40 °C, aussi appelé « V40 ».

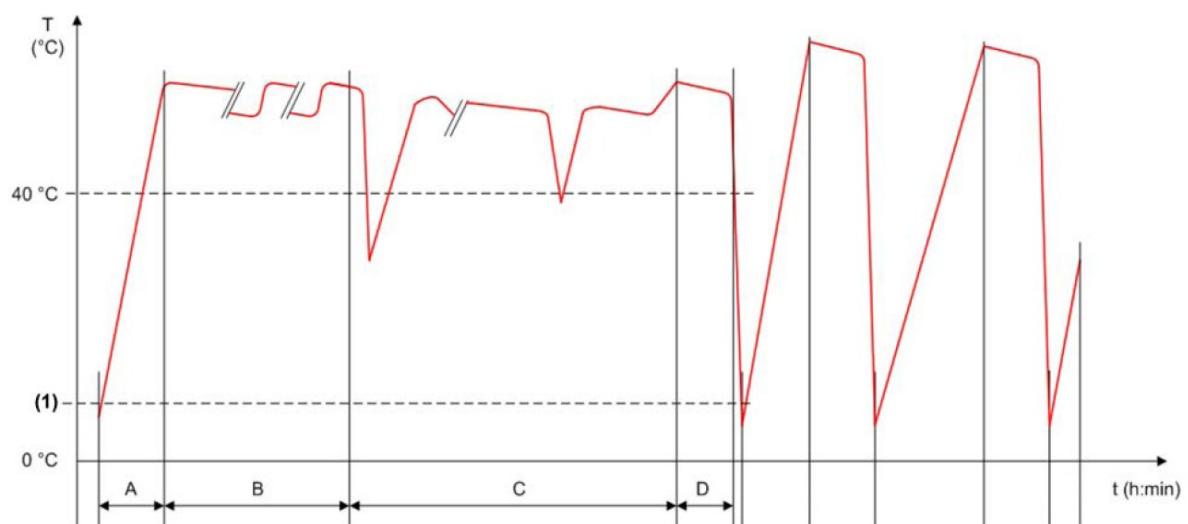


Figure 0-1. Illustration de la variation de la température dans le ballon selon la procédure d'essai EN 16147. Source: [27]

Pour la phase C et le calcul de performance du CET, un scénario de soutirage de référence doit être choisi, variable en énergie totale soutirée, en débit et en durée consécutive de soutirage (**Figure 0-3** & **Figure 0-2**). En plus de cela, comme nous pouvons le voir sur la figure 2, lors de la période de soutirage, une différence de température, ΔT est requise pour certains types de soutirage dans la journée, entre la température de soutirage et la température de l'eau froide entrante, qui doit être maintenue à 10 °C lors de l'essai.

Type de soutirage	Énergie (en kWh)	Débits d'eau chaude à maintenir pendant le soutirage (l/min)
Nettoyage ménager	0,105	4 ± 0,5
Faible volume	0,105	4 ± 0,5
Nettoyage des sols	0,105	4 ± 0,5
Vaisselle	0,315	4 ± 0,5
Vaisselle	0,420	4 ± 0,5
Vaisselle	0,735	4 ± 0,5
Grand volume (cycle S)	0,525	4 ± 0,5
Douche	1,400	10 ± 0,5
Douche (cycles XL et XXL)	1,820	10 ± 0,5
Bain	3,605	10 ± 0,5
Bain (cycle XL)	4,420	10 ± 0,5
Douche + bain (cycle XXL)	6,240	10 ± 0,5

Figure 0-2. Débits de soutirage selon la norme NF EN 16147. Source : [27]

	Démarrage (h:min) Heure du cycle de soutirage	Énergie (kWh)	Type	ΔT requise (K), à atteindre pendant le soutirage	Min. ΔT (K), départ du comptage de l'énergie utile
1	07:00	0,105	Faible volume		15
2	07:05	1,400	Douche		30
3	07:30	0,105	Faible volume		15
4	07:45	0,105	Faible volume		15
5	08:05	3,605	Bain	30	0
6	08:25	0,105	Faible volume		15
7	08:30	0,105	Faible volume		15
8	08:45	0,105	Faible volume		15
9	09:00	0,105	Faible volume		15
10	09:30	0,105	Faible volume		15
11	10:30	0,105	Nettoyage des sols	30	0
12	11:30	0,105	Faible volume		15
13	11:45	0,105	Faible volume		15
14	12:45	0,315	Vaisselle	45	0
15	14:30	0,105	Faible volume		15
16	15:30	0,105	Faible volume		15
17	16:30	0,105	Faible volume		15
18	18:00	0,105	Faible volume		15
19	18:15	0,105	Nettoyage ménager		30
20	18:30	0,105	Nettoyage ménager		30
21	19:00	0,105	Faible volume		15
22	20:30	0,735	Vaisselle	45	0
23	21:00	3,605	Bain	30	0
24	21:30	0,105	Faible volume		15
Total		11,655			

Équivalent en eau chaude à 60 °C

0,1998 m³

Figure 0-3. Cycle de soutirage L selon la norme NF EN 16147. Source : [27]

Enfin concernant la durée de la phase C, le cycle de soutirage C commençant au premier soutirage, il doit nécessairement s'être écoulé 24 h entre le début et le dernier redémarrage de la PAC. Avec le pilotage par hystérésis, ceci implique deux cas de figure, soit la PAC est encore allumée au bout des 24 h, soit la PAC est éteinte auquel cas il faut attendre un redémarrage de la PAC après ces 24 heures et déduire le surplus de consommation électrique en régime stabilisé au calcul de performance final du CET (**Figure 0-4**).

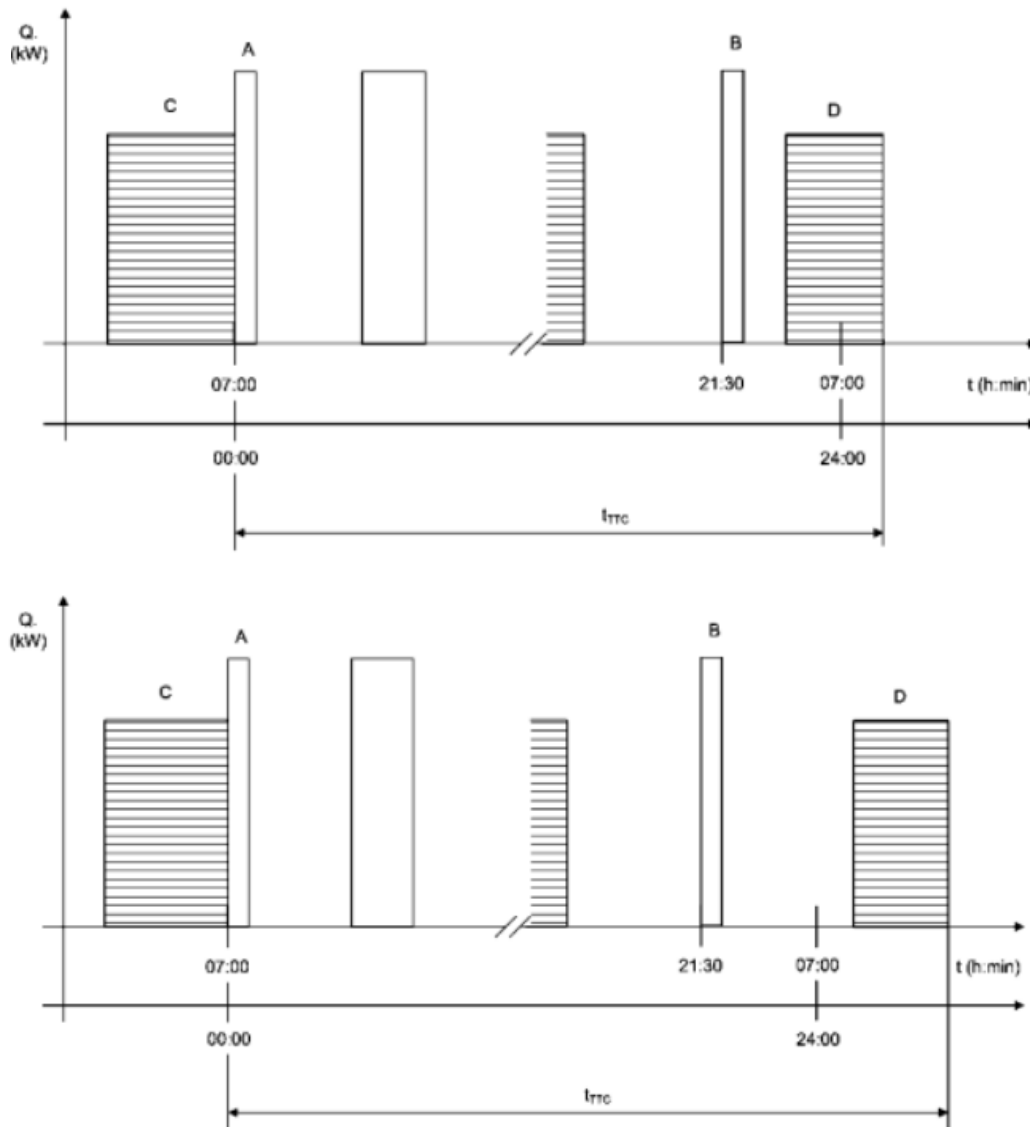


Figure 0-4. Illustration des essais NF EN 16147 possibles

A - 2. Protocole pour les essais de chauffe pour la validation expérimentale

- 1/ Mise en route des climats jusqu'à stabilisation de la température d'air et de l'hygrométrie voulue
- 2/ Refroidissement du ballon jusqu'à la température initiale désirée avec le groupe thermostatique - maintien de cette température jusqu'au démarrage de la PAC
- 3/ Attente de 1h jusqu'à ce que tous les composants de la PAC soit à l'état stationnaire, à température identique à la température de l'air de la cellule

4/ Régler l'ouverture du détendeur électronique à son ouverture maximale. Fixer la température de consigne du ballon à la température voulue lors de l'essai et veiller à ce que la prise de température pour la sonde de régulation soit à la hauteur voulue lors de l'essai. Régler la consigne de vitesse du compresseur.

5/ Activer l'acquisition avec le pas de temps désiré

6/ Démarrage de la PAC

A - 3. Protocole pour les essais de soutirage pour la validation expérimentale

1/ Mise en route des climats jusqu'à stabilisation de la température d'air et de l'hygrométrie voulue

2/ Refroidissement du ballon jusqu'à la température initiale désirée avec le groupe thermorégulateur - maintien de cette température jusqu'au démarrage de la PAC

3/ Attente de 1h jusqu'à ce que tous les composants de la PAC soit à l'état stationnaire, à température proche de la température de l'air de la cellule

4/ Régler l'ouverture du détendeur électronique à son ouverture maximale. Fixer la température de consigne du ballon à la température voulue lors de l'essai et veiller à ce que la prise de température pour la sonde de régulation soit à la hauteur voulue lors de l'essai. Régler la consigne de vitesse du compresseur.

5/ Activer l'acquisition avec le pas de temps désiré

6/ Démarrage de la PAC

7/ Après arrêt de la PAC, attendre 10 minutes pour la stabilisation des températures dans le ballon

8/ Désactiver la PAC et sa régulation

9/ Ouverture de la vanne d'entrée d'eau froide jusqu'à atteinte le débit voulu lors de l'essai

10/ Fermeture de la vanne d'entrée d'eau froide lorsque la température en sortie de ballon ne varie plus sensiblement avec le débit de soutirage entrant (niveau proche de la température de soutirage).

11/ Répéter l'essai 5 fois pour tous les débits de soutirage voulus lors de l'essai

Annexe B : Modèle de ballon 1D simplifié avec échangeur manteau

Le modèle 1D simplifié propose une discrétisation du ballon d'énergie selon la direction verticale et une écriture des bilans sous forme de volumes finis, suivant la discrétisation des équations différentielles partielles de la chaleur [151] [124], tel que pour un volume discret i , le bilan d'énergie peut s'écrire:

$$\rho c_p V_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = \lambda_{eau,i} A_{i,p} \frac{T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}}{dz} + \dot{Q}_{conv,i} + \dot{m}_{ECS} c_p (T_{i-1} - T_i) + UA_{b,i} (T_{ext} - T_i) + \dot{Q}_{cond,i} \quad (76)$$

Avec l'échange convectif modélisé de manière simplifié :

$$\dot{Q}_{conv,i} = h_{conv} A_{b,i} (T_{i+1} - T_i) \quad (77)$$

Et de manière similaire à la technique de mélange du ballon zonal, nous disposons du coefficient de convection approximé tel que :

$$h_{conv} = \begin{cases} 10^5, & T_i > T_{i+1} \\ 0, & T_i \leq T_{i+1} \end{cases} \quad (78)$$

Créant un mélange des couches lorsqu'une inversion de température est détectée.

Enfin pour la puissance thermique fournie par le condenseur, $\dot{Q}_{cond,i}$, nous faisons l'approximation d'une équirépartition de la puissance thermique fournie par la PAC, \dot{Q}_{cond} en dessous de la thermocline, dans la zone à plus faible température du ballon, tel que:

$$\dot{Q}_{conv} = N_{i < i_{thermocline}} \dot{Q}_{cond,i} \quad (79)$$

Où le nombre de strates inférieures à la thermocline $N_{i < i_{thermocline}}$ est déterminé à partir de la position du gradient en température maximale $\max_{i \in [1,n]} ((T_i - T_{i-1})/dz)$ dans le ballon.

Annexe C : Corrélation de Wang pour l'air humide

Le facteur de Colburn pour la corrélation de Wang et al. [100] peut se calculer de la manière suivante

$$j_N = 0,4Re^{(-0,468+0,040706N)}\varepsilon^{0,159}N^{-1,261} \quad (80)$$

Le facteur de frottement de l'air humide, f_{air} , pour le calcul des pertes de charge de l'air peut se calculer de la manière suivante :

$$f_{air} = 28,209Re^{(-0,563)}\varepsilon^{-1,3343}N^{-0,1026}\left(\frac{\Delta x_{ailette}}{D_{tube}}\right)^{-1,3405} \quad (81)$$

Avec ε , le rapport surfacique de la surface d'échange totale par rapport à la surface d'échange externe des tubes.

Annexe D : Méthode de modélisation des 10 coefficients pour la performance du compresseur au propane et identification

La performance du compresseur au propane a été modélisée par un couple de variable de débit de fluide frigorigène aspiré, \dot{m}_{comp} , de puissance thermique fournie au condenseur, \dot{Q}_{cond} , et de puissance électrique absorbée, \dot{W}_{elec} qui sont des variables réciproques aux rendements modélisés pour le compresseur au R134a pour la méthode des 10 coefficients proposée par l'AHRI [88]. Chacune des variables ont été modélisé par une fonction f du second ordre tel que :

$$f(T_e, T_c) = a_0 + a_1T_e + a_2T_c + a_3T_e^2 + a_4T_cT_e + a_5T_c^2 + a_6T_e^3 + a_7T_cT_e^2 + a_7T_c^2T_e + a_9T_c^3 \quad (82)$$

Avec T_e et T_c , la température d'évaporation et de condensation en °C.

Dans le tableau sont fournies toutes les constantes de corrélation du mapping de compresseur :

Tableau 0-1. Coefficient obtenus pour la modélisation du compresseur propane du constructeur

	$\dot{m}_{comp} * 3600$	\dot{Q}_{cond}	\dot{W}_{elec}
a₀	1,25172850E+01	1,56519754E+03	8,82311553e+01
a₁	4,09559590E-01	5,40603075E+01	-7,76347811e+00
a₂	-3,34375295E-03	-1,32897562E+00	4,07145994e+00
a₃	5,98968418E-03	7,61811829E-01	-1,90457493e-01
a₄	2,70654652E-04	-2,88785303E-01	1,97935661e-01
a₅	-2,07332567E-05	-2,15418763E-01	5,17844249e-02
a₆	7,12755581E-05	4,81675811E-03	-1,29206160e-03
a₇	-4,93235946E-06	-6,09351379E-03	1,76224481e-03
a₈	-6,27812590E-06	-1,28912553E-03	-7,86388470e-05
a₉	-1,34160519E-06	1,33815021E-03	-3,66670533e-04

Annexe E : Puissance électrique et caractéristique du ventilateur sous TIL

La puissance aéraulique nécessaire à fournir pour subvenir aux pertes de charge avec une vitesse d'air donnée est calculée sous TIL de la manière suivante :

$$\dot{W}_{air} = \dot{V}_{air} \Delta P_{air} \quad (83)$$

Et la caractéristique du ventilateur est supposée suivre une fonction quadratique entre le ΔP_{air} et \dot{V}_{air} , classique pour un ventilateur:

$$\Delta P_{air} = a_0 \dot{V}_{air}^2 + \Delta P_0 \quad (84)$$

Avec $a_0 = -27,69$ un coefficient de calibration de la courbe caractéristique du ventilateur et $\Delta P_0 = 35,86$, la perte de charge induite par le ventilateur obtenus après calibration expérimentale. La puissance électrique du ventilateur est alors calculée par TIL en sommant la puissance aéraulique nécessaire aux pertes de charge et les pertes induites par les pales du ventilateur et les pertes dues au rendement moteur du ventilateur au maximum de la puissance aéraulique de fonctionnement (**Figure 0-5**).

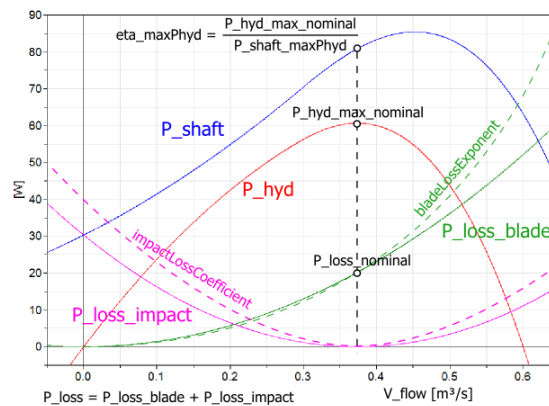


Figure 0-5. Calcul de la puissance électrique du ventilateur par TIL. Source : [86]

Annexe F : Analyse exergetique

En appliquant l'équation (73) du chapitre 4 pour chacun des composants du cycle thermodynamique à l'état stationnaire, nous obtenons les flux de destruction d'exergie par composants :

- Evaporateur

Pour l'évaporateur, nous appliquons la forme suivante, ayant comme référence le potentiel d'exergie nul à la sortie de l'évaporateur, nous avons seulement les flux d'exergies des entrées et sorties de fluide et l'exergie entrante dans le système sous forme de travail du ventilateur, soit :

$$\dot{E}x_{d,evap} = \dot{m}[(h_{in,evap} - h_{out,evap}) - T_{ref}(s_{in,evap} - s_{out,evap})] + \dot{W}_{vent} \quad (85)$$

- Condenseur

Le condenseur échange de l'exergie sous forme de chaleur avec le ballon calculée selon l'équation (75) du chapitre 4 et possède un flux d'exergie entrant et un sortant par le fluide. Nous obtenons donc :

$$\dot{E}x_{d,cond} = \dot{m}[(h_{in,cond} - h_{out,cond}) - T_{ref}(s_{in,cond} - s_{out,cond})] - \dot{Q}_{cond}\eta_{Carnot,cond} \quad (86)$$

- Compresseur

Le compresseur reçoit un flux d'exergie sous forme électrique, possède une perte de chaleur avec le milieu extérieur à travers sa cloche et possède un flux d'exergie du fluide entrant et un sortant. La perte de chaleur étant incluse dans le ratio isentropique défini au chapitre 2, ceci revient à :

$$\dot{E}x_{d,comp} = \dot{m}[(h_{in,comp} - h_{out,comp}) - T_{ref}(s_{in,comp} - s_{out,comp})] + \dot{W}_{elec} \quad (87)$$

- Détendeur

La détente est supposé isenthalpique, nous obtenons donc le flux de destruction d'exergie comme une simple différence de flux entre l'entrée et la sortie :

$$\dot{E}x_{d,EEV} = \dot{m}[(h_{in,EEV} - h_{out,EEV}) - T_{ref}(s_{in,EEV} - s_{out,EEV})] \quad (88)$$

- Le ballon

Le ballon peut perdre de l'exergie par transfert thermique vers l'extérieur sous forme de pertes de chaleur pure avec le milieu ambiant, par soutirage d'énergie, par convection interne entre ses couches et par mélange induits par le jet d'eau froide. Tous ces flux résultent en une variation directe de son exergie interne sous forme de la qualité de sa stratification en température, nous quantifions cette variation d'exergie sous forme cumulative de la manière suivante pour chacun des éléments du ballon :

$$ex_b = c_p \left[T_b - T_{ref} - T_{ref} \ln\left(\frac{T_b}{T_{ref}}\right) \right] \quad (89)$$

Qui permet d'obtenir par intégration selon chacun des éléments l'exergie totale du ballon :

$$Ex_b = \int ex_b dm \quad (90)$$

Nous déduisons enfin le rendement exergetique total du CET au cours d'une chauffe comme :

$$\eta_{ex,CET} = \frac{\text{Exergie contenue dans le ballon}}{\text{Exergie fournie au système}} = \frac{Ex_b}{W_{vent} + W_{elec}} \quad (91)$$

Annexe G : Algorithme simplifié de pilotage

G - 1. Description de l'algorithme de pilotage

Le modèle de pilotage sous Dymola est composé de plusieurs entrées afin de piloter la charge du CET en fonction des besoins et régule en sortie la fréquence du compresseur et un signal d'allumage du CET booléen « OnOff » (**Figure 0-6**). En entrée il prend les besoins thermiques par période de fonctionnement, $Q_{th,net,14j,1}$ & $Q_{th,net,14j,2}$, les températures de fonctionnement de l'air et du ballon et la puissance thermique du condenseur en fonctionnement $\dot{Q}_{th,cond}$.

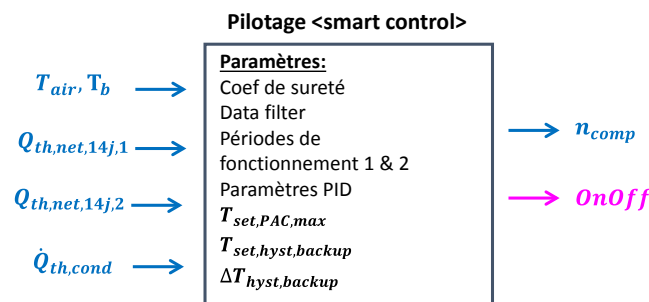


Figure 0-6. Pilotage smart control avec apprentissage des besoins et vitesse variable (vue extérieure)

A l'intérieur du pilotage, le smart control possède un contrôleur PID activé en période de fonctionnements 1 & 2, définies par l'utilisateur. Celui-ci régule la vitesse du compresseur en fonction de la puissance thermique au condenseur et reçoit en consigne la puissance thermique nécessaire à fournir l'énergie thermique (donnée par l'apprentissage des besoins sur la période) dans le temps disponible, donné par la plage de fonctionnement dans les paramètres des pilotages fournis par l'utilisateur.

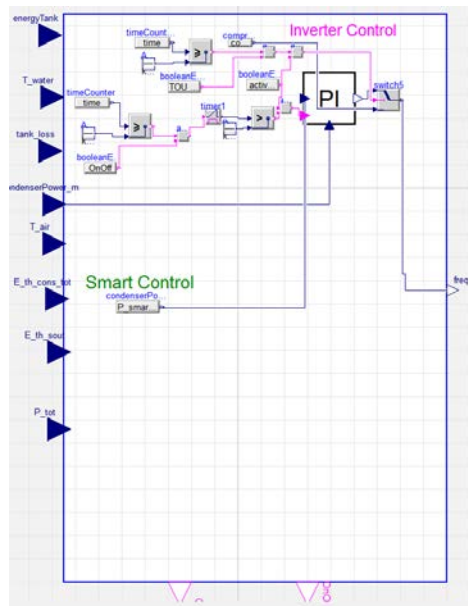


Figure 0-7. Pilotage smart control avec apprentissage des besoins et vitesse variable (vue intérieure)

Sur la figure 8, un schéma global du modèle simplifié de PAC, du ballon, et de la régulation est donné avec ses fichiers de météos externes et fichiers de soutirage réels.

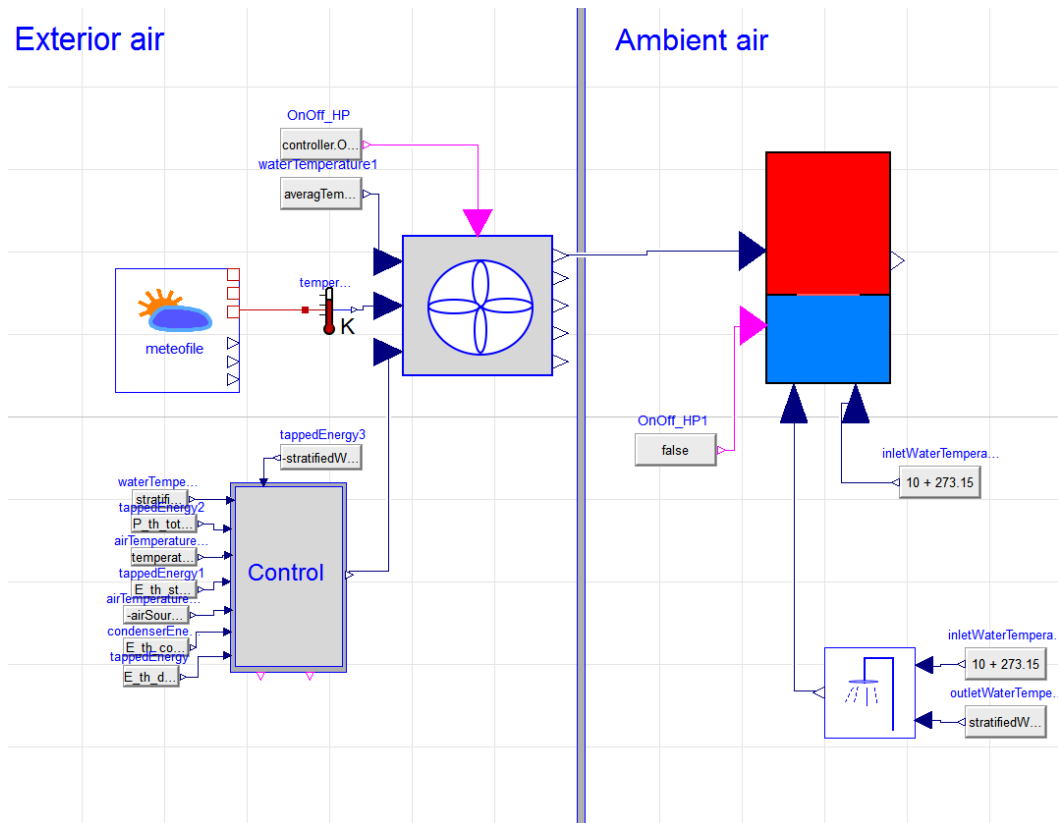


Figure 0-8. Modèle sous dymola de PAC simplifié avec pilotage par smart control et ballon de stockage simplifié 1D

Pour l'instant à fin de l'étude qui ne va pas jusqu'à l'implémentation en cas réel, le modèle de pilotage possède toutes les entrées d'énergies soutirées et perdues par le ballon et réalise une moyenne glissante de l'énergie nette consommée sur 14 jours glissants. A fin de simplification,

pour un cas réel, la partie sur l'apprentissage de la consommation par période, $Q_{th,net,14j,1}$ & , $Q_{th,net,14j,2}$, pourra ensuite être adaptée pour des cas réels d'applications par:

- Une mesure sur la puissance électrique consommée sur les 14 jours glissants et le COP du CET en fonctionnement moyen sur ces jours de fonctionnement
- Plusieurs sondes de températures dans le ballon pour définir de manière approximative la variation de l'énergie interne au-dessus de 40 °C disponible dans le ballon
- Une mesure de l'énergie soutirée par un débitmètre et deux sondes de températures en entrée et en sortie du ballon et un facteur de pertes statiques du ballon
- Un modèle embarqué du polynôme de CET simplifié afin de calculer la puissance thermique fournie par le condenseur

Enfin pour la mesure de puissance thermique du condenseur, $\dot{Q}_{th,cond}$, celle-ci peut être obtenu par une cartographie des puissances thermiques en fonction des conditions de fonctionnement en vitesses de compresseur, et de la température de l'air. Une simplification peut aussi être envisagée sur un apprentissage directement du temps de chauffe nécessaire sous forme d'un registre dans la machine. Pour un pilotage sans vitesse variable, seul le bon dimensionnement du compresseur est important. Ensuite l'apprentissage permet de définir une température de consigne ou un niveau de V40 (en cas de plusieurs sondes de température dans le ballon) à respecter en fonction des périodes paramétrées. Ceci simplifie largement la technique de pilotage mais comme nous l'avons vu dans le chapitre 5, possède une moins grande gamme d'adaptation aux besoins pour le dimensionnement de compresseur choisi.

G - 2. Variation du COP de chauffe en fonction de la vitesse du compresseur et de la température d'air

Pour une technique de pilotage par vitesse variable, il est aussi important de bien choisir le dimensionnement du compresseur pour assurer un fonctionnement autour de la performance optimale du compresseur pour toute température d'air dans la plage optimale de vitesse de compresseur. Une cartographie de COP de chauffe pour le compresseur tel que donnée sur la figure 9 permet de réaliser ce dimensionnement en fonction de la plage de besoins envisagée pour le CET. Ainsi pour un besoin saisonnier et un bon dimensionnement du compresseur à vitesse variable, a faibles besoins, en été par exemple, le compresseur pourra donc adopter une vitesse réduite en fonction de la réduction de besoins ce qui selon la figure 9 est en adéquation avec l'optimum de COP. Dans le cas contraire, lorsque les besoins thermiques sont élevés en hiver, le compresseur, pour le bon dimensionnement donné pourra trouver à plus haute vitesse ce qui selon la figure 9 et aussi totalement en adéquation avec l'optimum de COP de chauffe.

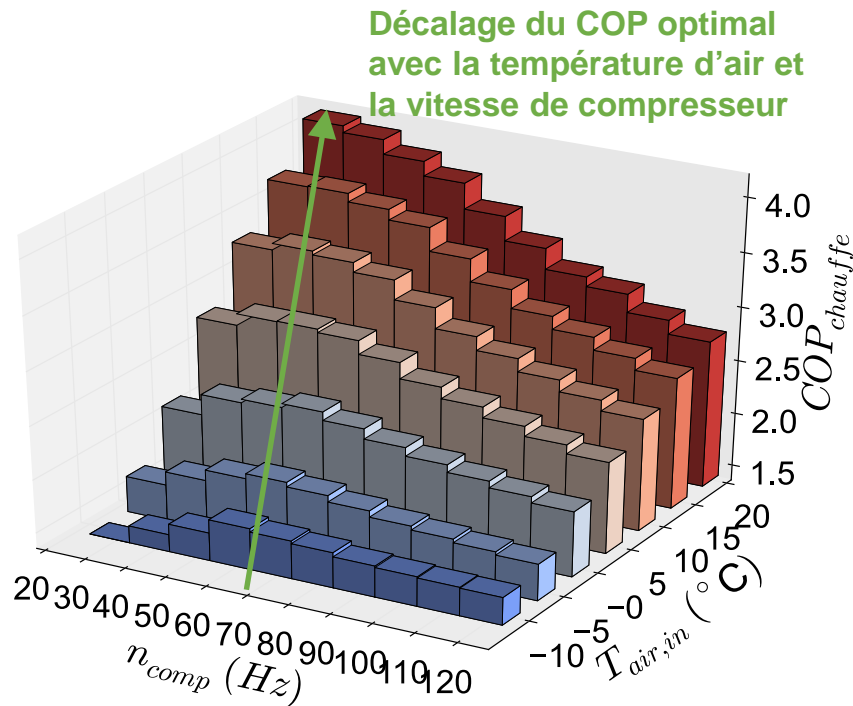


Figure 0-9. Variation du COP de chauffe moyen avec la température d'air et la vitesse de compresseur

G - 3. Exemple de régulation annuelle de la température de ballon

Sur la figure 10, nous présentons afin d'illustrer l'effet de la méthode de pilotage sur la température en haut du ballon et la température moyenne en face du condenseur. Il est possible de voir qu'avec la régulation intelligente, la température en haut du ballon et la température moyenne en face du condenseur sont toutes deux plus basses dans le cas de la régulation SC avec vitesse variable. Ceci sont les principaux paramètres influents sur l'amélioration du COP annuel du CET car minimisent les pertes thermiques du ballon et permettent un fonctionnement de CET à plus basse température moyenne en face du condenseur. Dans ce cas présent nous voyons qu'un COP annuel de 3.5 au lieu de 2.2 peut être obtenu par la méthode de pilotage avec une légère augmentation de l'inconfort. Comme discuté lors du chapitre 5, soit une plus importante marge de réserve peut être prise, soit les paramètres du pilotage par smart control devraient être adaptés dans la période d'apprentissage des besoins à chacun des cas pour une meilleure adaptation aux besoins dans un cas réel d'implémentation et une amélioration de la performance moyenne du CET encore plus importante. Enfin pour les scénarios particulièrement variables, une fonction de boost de charge non incluse dans les simulations actuelles devrait permettre de satisfaire le confort.

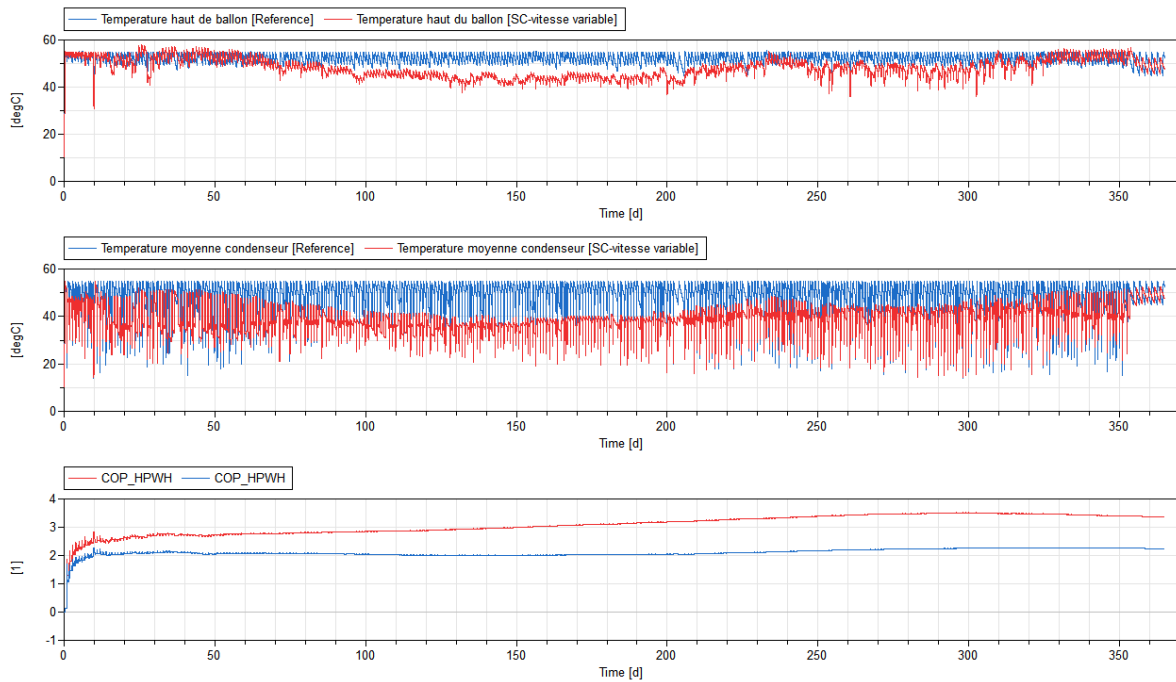


Figure 0-10. Température en haut du ballon et moyenne en face du condenseur et COP du CET pour une météo en H1a et un soutirage réel pour deux types de pilotage. Pilotage intelligent (rouge), pilotage de référence (bleu)

Annexe H : Optimisation du COP réglementaire de la position de la sonde et de la relance dans le cadre d'une optimisation de CET

Nous avons vu dans l'annexe A que la réglementation impose un certain nombre de critères à respecter afin de validation des performances du CET. Ces critères peuvent être une contrainte supplémentaire sur le design d'un CET. Pour illustrer l'intérêt de l'utilisation d'un algorithme génétique pour adapter le CET au mieux à la norme NF EN 16147, nous prenons un cas simple optimisé sans pertes de charge au condenseur du CET, dont un calcul rapide d'optimisation nous donne une amélioration potentiel de COP par rapport à la référence 9 % sur la figure 11.

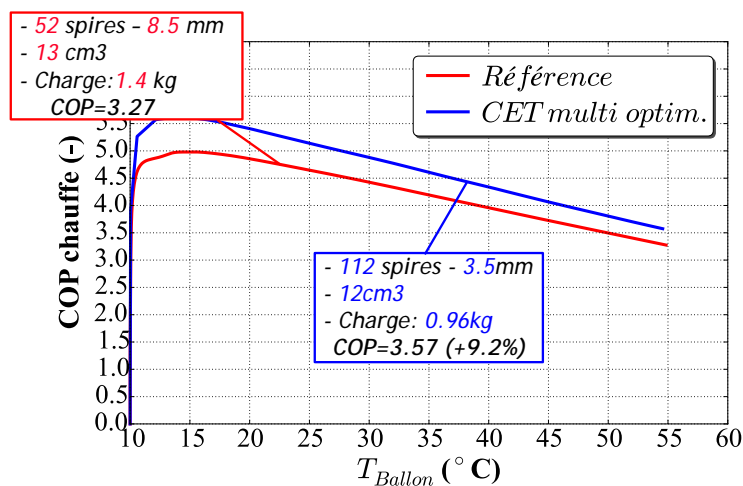


Figure 0-11. Optimisation de CET multicritère sans prise en compte détaillée de géométrie de condenseur

Sans adaptation des paramètres de pilotage définis par la position de sonde et l'hystérésis (II - 2. 2. 7.), nous voyons sur la figure 12 que les contraintes imposées par la norme ne sont pas respectées et que l'essai NF EN 16147 ne serait donc validé. Ce qui pour le fabricant nécessite une réadaptation des paramètres du CET. Notons qu'une légère mauvaise interprétation de la norme a été faite ici, car le début du cycle de soutirage de 24 h est pris après la dernière période marche arrêt alors que selon la figure A-4, celle-ci aurait dû être prise au moment du premier soutirage. Faute de temps l'étude n'a pu être répétée mais la philosophie et la méthode reste cependant inchangée.

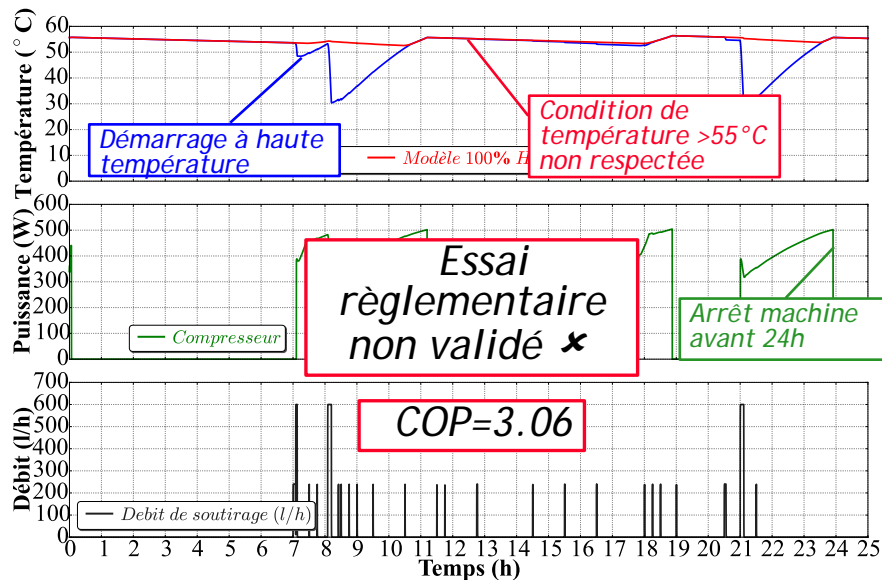


Figure 0-12. Essai réglementaire du CET sous Dymola avant optimisation du pilotage

Après un calcul d'optimisation sur la position de la sonde de relance et l'hystérésis, nous pouvons voir sur la figure 13 que l'essai réglementaire serait validé tout en optimisant le COP calculé selon la NF EN 16147 [27].

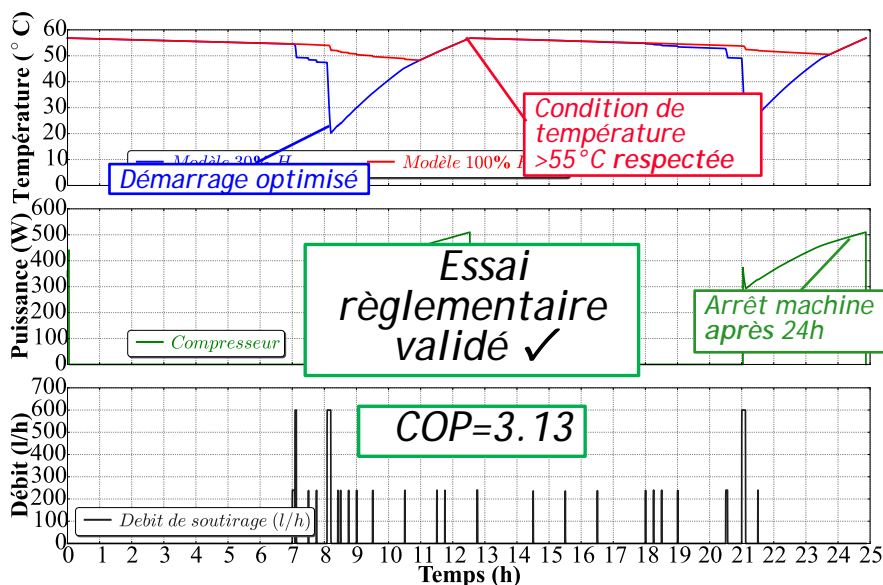


Figure 0-13. Essai réglementaire du CET sous Dymola après optimisation du pilotage

Un nouveau calcul d'optimisation sur les composants du CET, permet enfin de montrer qu'un design adapté du CET à la norme peut permettre de maximiser le COP (grâce à une température d'eau plus basse et une surface d'échange adapté aux besoins établis par la norme) calculé selon celle-ci. Cependant ceci pose question de l'adéquation de cette norme avec les performances annuelles réelles et atteignables grâce à des techniques de pilotage données et une optimisation du CET tel que montré dans le chapitre 5.

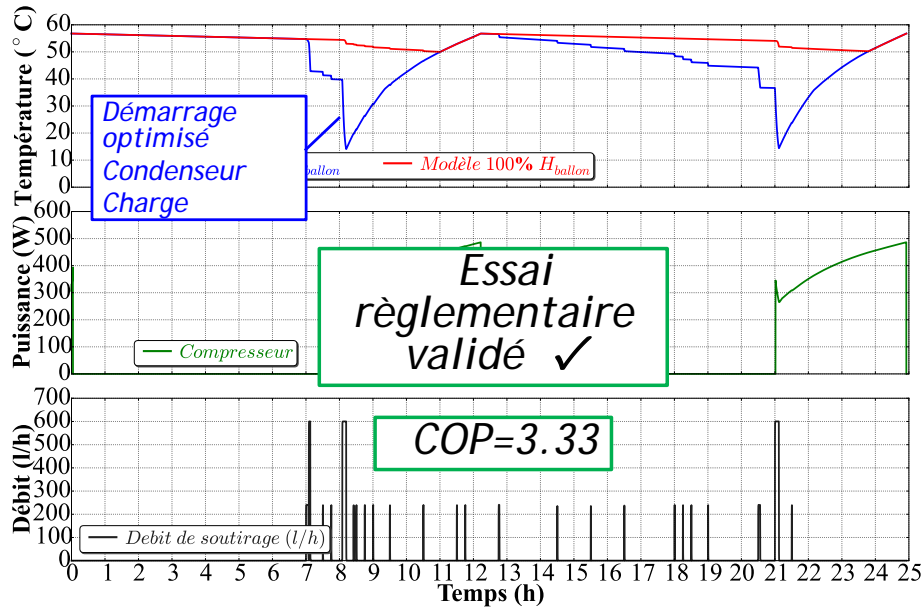


Figure 0-14. Essai réglementaire du CET sous Dymola après optimisation du pilotage et des composants du CET selon la norme

Annexe I : Photos supplémentaires du CET

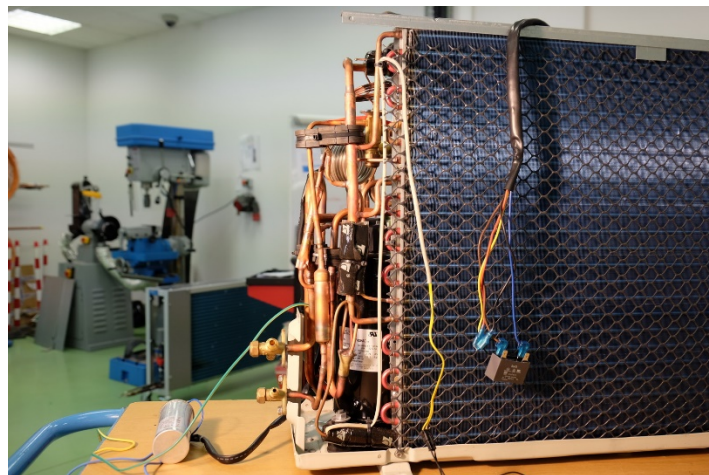
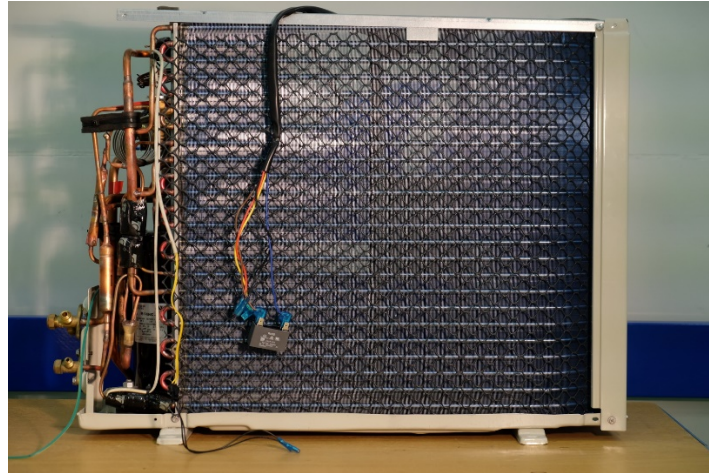


Figure 0-15. Photos de la géométrie de l'évaporateur



Figure 0-16. Pose de sondes de pression et température autour du compresseur



Figure 0-17. Configuration de l'évaporateur et du ventilateur en aspiration d'air avec pose de sondes sur les circuits de l'évaporateur



Figure 0-18. Ballon et du condenseur manteau avant pose de sonde

Annexe J : Caractéristiques des profils de soutirage employés pour l'étude du chapitre 5

Tableau 0-2. Caractéristiques des profils de soutirage employés dans l'étude du chapitre 5

Site	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Taille ballon (l)	150	300	270	200	300	270	290	300	300	150	300	300	150	270	250	300	150	270
Besoins moyens (l à 40 °C)	137	104	344	110	251	84	306	197	72	116	265	188	177	167	203	128	169	316
Variation intrajournalière (%)	24	28	55	24	19	26	20	26	30	36	29	28	30	22	28	29	31	18
Variation saisonnière (l à 40 °C/°C)	-	-1,3	-3,2	-1,8	-	-1,4	-	-2,6	-	-2,9	-	-	-	-3,4	-2,6	-1,0	-4,2	0,6
Ecart semaine/weekend (l à 40 °C)	25	9	19	19	14	22	51	19	20	-20	50	58	18	-2	-3	4	15	-31
Taux d'absence (nb jour/an)	18	25	56	15	0	166	29	16	13	60	35	18	39	15	26	16	23	8



FOLIO ADMINISTRATIF

THESE DE L'UNIVERSITE DE LYON OPEREE AU SEIN DE L'INSA LYON

NOM : Deutz

DATE de SOUTENANCE : 26/01/2018

Prénoms : Kevin Ruben

TITRE : Optimisation du cycle de fonctionnement du Chauffe-Eau Thermodynamique individuel

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2018LYSEI006

Ecole doctorale : Ecole Doctorale N° 182

MEGA : Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique

Spécialité : Thermique et énergétique

RESUME : Le chauffe-eau thermodynamique (CET), dont le principe repose sur une pompe à chaleur (PAC), est l'une des principales solutions pour répondre à l'enjeu de réduction des consommations énergétiques des bâtiments liées à l'eau chaude sanitaire. Le CET le plus courant sur le marché français est composé d'une PAC sur air extérieur, au R134a, dont le condenseur est de type manteau, entourant le ballon de stockage. Bien que le système arrive à maturité, les performances annuelles semblent encore loin des performances théoriques. Cette thèse a donc pour objectif l'optimisation des performances énergétiques des CET, en partant du CET standard français, selon un principe de compromis technico-économique. Pour cela, un modèle détaillé du CET standard est élaboré. La PAC est modélisée sous Dymola à l'aide de la bibliothèque TIL. Le ballon de stockage est modélisé par une combinaison d'une approche zonale et d'un modèle 1D. Ce modèle détaillé est calibré et validé expérimentalement grâce à des essais d'un CET standard réalisé en enceintes climatiques. Ce modèle est ensuite utilisé pour identifier les principaux gisements d'économie d'énergie. Une première analyse permet d'identifier les paramètres les plus influents sur les performances du CET. Cette sélection conduit ensuite à l'élaboration d'un modèle simplifié, plus apte à étudier des périodes longues de fonctionnement en intégrant des critères de coût et de confort. Une étude spécifique, à l'aide d'un algorithme génétique, permet d'évaluer le potentiel d'optimisation lié au pilotage du CET. Une étude multi-paramétrique montre ensuite que le design des échangeurs joue également un rôle important. Les résultats de ces deux voies prometteuses d'optimisation du CET étant inter-dépendants, une dernière partie consiste en une étude multi-critère. Les résultats montrent qu'avec la nouvelle configuration proposée sont obtenus, un meilleur confort thermique sur une plus large gamme de scénario, une augmentation de COP moyenne annuelle de 37 % et une réduction moyenne de facture électrique de 30 %.

MOTS-CLÉS : Modélisation, Chauffe-Eau-Thermodynamique, cycle thermodynamique, modèle zonal, stockage thermique, Dymola, Modelica, TIL, Optimisation multi-critères, algorithme génétique, pilotage, efficacité énergétique, confort, modèles prédictifs

Laboratoire (s) de recherche : Centre d'Energétique et de Thermique de l'INSA de Lyon (CETHIL)

Directeur de thèse: Haberschill, Philippe

Président de jury :

Composition du jury : Lemort, Vincent (Professeur, Université de Liège, Examineur) ; Louahlia, Hasna (Professeur, Université de Caen Normandie, Rapporteur) ; Marchio, Dominique (Professeur, CES Mines Paris Tech, Rapporteur) ; Rullière, Romuald (Maître de Conférences, INSA-Lyon, Examineur) ; Cauret, Odile (Ingénieure de Recherche, EDF R&D, Examineur) ; Haberschill, Philippe (Maître de Conférences, INSA-Lyon, Directeur de thèse)