Etude et optimisation énergétique des mélanges zéotropes pour les cycles thermodynamiques de Rankine

Quentin Blondel

▶ **To cite this version:**

Quentin Blondel. Etude et optimisation énergétique des mélanges zéotropes pour les cycles thermodynamiques de Rankine. Génie civil. Université Grenoble Alpes [2020-..], 2021. Français. NNT : 2021GRALI021 . tel-03506926

HAL Id: tel-03506926
https://theses.hal.science/tel-03506926

Submitted on 3 Jan 2022

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.

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE GRENOBLE ALPES

Spécialité : **Mécanique des fluides, procédés, énergétique**

Arrêté ministériel : 25 mai 2016

Présentée par

Quentin BLONDEL

Thèse dirigée par **Nadia CANEY, Ingénieure de recherche - HDR, CEA/LITEN**, et
codirigée par **Nicolas TAUVERON, Ingénieur de recherche - HDR, CEA/LITEN**

préparée au sein du **CEA/LITEN**
dans **l'École Doctorale I-MEP2**

Étude et optimisation énergétique des mélanges zéotropes pour les cycles thermodynamiques de Rankine

Thèse soutenue publiquement le **23 mars 2021**,
devant le jury composé de :

Mme Nolwenn LE PIERRÈS
Professeur, LOCIE - Université Savoie Mont Blanc, Présidente
M. Christophe MARVILLET
Professeur, CNAM, Rapporteur
M. Rémi REVELLIN
Professeur, INSA - Lyon, Rapporteur
Mme Nadia CANEY
Ingénieure de recherche - HDR, CEA/LITEN - Université Grenoble Alpes, Directrice de thèse
M. Nicolas TAUVERON
Ingénieur de recherche - HDR, CEA/LITEN - Université Grenoble Alpes, Co-directeur de thèse

« Le savoir est une arme,
d'instruction massive. »

Frank Dooz Kawa

Remerciements

Je souhaite avant toute chose remercier mes directeurs et encadrants de thèse. *Nadia Caney*, toi qui me connais maintenant depuis mon arrivée à Grenoble il y a bientôt 7 ans ; au début en tant qu'étudiant de la formation Génie des Procédés option Energie, puis comme stagiaire de fin de Master 2 et enfin comme doctorant. Je tiens à te remercier pour ce que tu m'as appris tout au long de mon parcours d'étude puis en tant qu'encadrante et directrice de thèse, et de m'avoir transmis ton goût pour la thermodynamique. Tu as su me convaincre de continuer mes travaux de recherche, à l'époque simple mémoire de stage, au travers d'une thèse qui m'a permis d'aller au bout des choses sans pour autant m'y perdre. À ta question, plus d'une fois posée, *« Est-ce que tu regrettes d'avoir fait cette thèse ? »*, je réponds une dernière fois : non ! *Nicolas Tauveron*, merci d'avoir cru en moi, et ceci d'autant plus que lors de notre première rencontre, je t'avais clairement annoncé que je ne voulais pas faire de thèse. Cependant, tu as pris le pari que je changerais d'avis et le fait que j'écrive ces lignes prouve que tu as bien fait. Je te serai pour toujours reconnaissant de ta patience et de ta disponibilité tout au long de ma thèse, mais également pour les connaissances que tu m'as transmises, et celles-ci sont nombreuses. Ce fut un réel plaisir d'apprendre à tes côtés pour en arriver maintenant à échanger et débattre avec toi de notions scientifiques qui 3 ans auparavant m'étaient inconnues. Une dernière fois, merci à tous les deux, pour m'avoir laissé libre de mener à bien ces recherches sans en imposer l'orientation, de les avoir guidées pour me permettre de me poser les bonnes questions et de m'avoir soutenu pendant les moments de doutes ; et il y en eut quelques-uns lors de mes très nombreuses heures face à mon banc d'essais !

Je tiens à remercier chaleureusement l'ensemble des membres du jury d'avoir pris le temps d'évaluer ces travaux de recherche et ce (conséquent !) manuscrit de thèse. *Nolwenn Le Pierrès* pour avoir présidé ce jury, mais également accepté de venir à Grenoble, sans quoi ma soutenance aurait eu une toute autre teinte. *Christophe Marvillet* et *Rémi Revellin* pour avoir rapporté ce mémoire et fait part de vos remarques scientifiques et techniques pointues qui ont permis de compléter et d'approfondir la réflexion menée dans ces travaux.

Ce doctorat n'aurait pu se dérouler sans le soutien du *Commissariat à l'Energie Atomique et aux Energies Alternatives* de Grenoble. Je tiens pour cela à remercier *Patrice Tochon* et *Bernard André*, chefs successifs du département, de m'avoir permis d'effectuer cette thèse au sein de leurs équipes. Je remercie *Bernard Thonon*, chef de service, pour son accueil ainsi que ses travaux de recherche passés (mais toujours d'actualité !). Merci également *Raphaël Couturier*, collègue et chef de service actuel, pour ta sympathie. Merci *Jean-François Fourmigué*, coordinateur scientifique, pour ton réel souci des doctorants et doctorantes, mais également pour m'avoir offert la possibilité de faire valoir un peu de mon expertise sur les ORC acquise durant cette thèse. Merci *Frédéric Ducros*, chef du LER, j'ai su apprécier nos discussions débutées au D4 en début de thèse et reprises au G1A à la fin de celle-ci. Un grand merci à l'ensemble des secrétaires du département, *Joséphine Delogu*, *Eglantine Berthon* et *Sarah Loraux* pour leur bienveillance et leur disponibilité. Un très grand merci *Joséphine Delogu,* pour ton aide précieuse durant ces 3 ans et particulièrement pour l'organisation de ma soutenance de thèse qui n'aurait pu se passer dans d'aussi bonnes conditions sans ton appui !

LS2T, L2ST et maintenant LCST, trois acronymes différents pour (quasiment) un même laboratoire ! *Stéphane Colasson*, tu fus par deux fois mon chef de laboratoire, au LS2T lors de mon arrivée et de nouveau au LCST lors de mon départ. Merci encore pour ta sympathie et les précieux conseils que tu m'as prodigués tout au long de cette thèse, même lorsque tu n'étais plus mon chef de laboratoire ou à l'extérieur du CEA autour d'une bonne bière ! Merci *Nathalie Dupassieux*, chef du L2ST, pour ton accueil et nos échanges éclairés et instructifs lors de mes passages à l'INES. *Pierre Dumoulin*, chef adjoint grenoblois du LS2T, merci pour ta gentillesse et tes nombreux passages tard le soir pour vérifier si je tenais encore le coup et me dire de rentrer me reposer !

Une thèse n'est pas le seul travail du doctorant, elle est également celui de nombreuses personnes sans qui elle ne pourrait se dérouler correctement. Je souhaite ici remercier particulièrement mes deux hommes de l'ombre ; *Jérôme Bentivoglio*, fin chercheur de trompettes chanterelles et technicien du laboratoire, merci pour ta bonne humeur, ton fameux couple de serrage manuel, ta franchise et pour toutes ces heures passées afin de réussir à faire fonctionner notre banc d'essais ! *Lucas Champelovier*, yakuza de la brasure et technicien du laboratoire, merci pour tous ces coups de main alors que tu avais bien d'autres choses à faire, pour ce que tu m'as appris en soudure et brasure, et pour tous les *« Faut pas y craindre !* » ; en résumé, merci simplement pour ton amitié ! Je veux également remercier une femme de l'ombre ; *Brigitte Gonzalez,* ma *« maman BriBri »* et ingénieure du laboratoire, celle sans qui je n'aurais sûrement pas survécu durant mes marathons de l'expérimentale, m'apportant à manger et venant m'aider à tenir mon cahier de manip' bien ordonné afin de ne rien oublier, merci pour tout !

Merci à l'ensemble des techniciens des différents laboratoires du département avec qui j'ai pu travailler, apprendre et passer de bons moments. Merci *Olivier Soriano*, ingénieur et responsable de la plateforme technique, pour m'avoir fait confiance et permis de manipuler au plus tôt pour que mes essais tiennent dans mon planning ; je garderai précieusement tes enseignements secrets du tournevis stéthoscope ! Merci *Amélie Maisse*, technicienne du laboratoire et du banc d'essais d'à côté, pour nos nombreuses discussions qui ont sûrement aidé à ce qu'on ne craque pas lors de nos journées d'essais plus que longues et nombreuses, pour les bons plans randos et pour la mémorable douche de *Jérémy B* ! Merci *Gilles Matringe*, technicien du département et proche voisin, pour ta sympathie, ton flegme et ton vélo antique ! Merci *Franck Chiarucci*, technicien du département, pour tes cafés serrés qui m'ont permis de tenir debout du matin au soir ! Merci encore à tous les autres techniciens et les personnes gravitant autour de la plateforme avec qui j'ai pu échanger à propos de sujets sérieux ou non, *Léandre*, *Agent Lagorsse*, *« Ptit Lulu »*, *Benoit & Michel*, *Julien*, *« Tintin »*, …

Je souhaite remercier mes différents collègues de bureau ayant passé plus ou moins de temps à mes côtés durant cette thèse. *Laura Guimard*, la première et la plus haute en couleur, merci pour nos nombreuses pauses de décompression et nos points de vue divergents ! *Nicolas Voeltzel*, l'homme *« patabulles »*, mon acolyte des galères de manip' ; je suis heureux de te compter parmi mes amis et j'ai plus que hâte de venir te voir un jour au Canada ! *Jérémy Bérindei*, te connaissant, j'avais renoncé à être ton chargé de TP, mais tu as fini par atterrir malgré tout dans mes pattes au CEA ! Merci pour tes conneries, tes siestes, ta joie de vivre toujours présente et les nombreux godets descendus au O'Callaghan ! Merci enfin à mes deux stagiaires *Matthias Blancard* et *Guillaume Lhermet*, pour votre aide précieuse dans le développement des modèles de calcul EES. Merci *Matthias*, l'ours tranquille, pour ta sympathie, ta rigueur scientifique et cette rencontre inattendue durant la fête de la musique ! Merci *Guillaume*, moitié skateur moitié revendeur, pour l'ensemble de ton travail et de nos heures passées à noircir des tableaux blancs et pour la bonne humeur que tu as su maintenir

dans ce bureau lors de la rédaction de ce manuscrit ! Le flambeau des ORC est maintenant entre tes mains, bon courage pour la suite de ta thèse !

Je tiens également à remercier tous les stagiaires, doctorants et post-doctorants que j'ai pu croiser durant mes 3 années de doctorat. Merci *Arnaud Landelle*, pour avoir amorcé la voie des ORC et m'avoir éclairé sur l'exergie, pour tes travaux qui m'ont beaucoup appris et beaucoup servis dans mes propres recherches et pour les bons moments passés et futurs ! Merci *Franck Mastrippolito*, pour ton amitié, ton aide salvatrice en codage Python (tu n'as pas idée à quel point !), pour les transferts de chaleur aussi simples que des droites. Merci pour cette conférence à Pau qui t'a tellement plu que tu y es maintenant parti t'y installer m'obligeant à un périple pour venir te voir ! Merci *Thibaut Esence*, comme tu l'as toi-même si justement écrit, j'ai débuté bien tard ma thèse à ton goût et nous nous sommes peu côtoyés lorsque tu étais encore au CEA, mais nous avons bien rattrapé cela par la suite lors de nos nombreuses randonnées et allons pouvoir continuer ! Merci *Isabelle Champon*, pour ta gaîté et les fromages de famille ! Merci *Violette Turon*, pour m'avoir appris le principe de la géographie, j'espère te revoir un jour pour rire autant que lors de ton passage au CEA ! Merci *Nahia Sassine*, pour ta gentillesse (et le zaatar !). Je suis heureux d'avoir pu te connaître avant que tu finisses ta thèse. Merci *Robin Lioger Arago* pour nos points de vue similaires et nos échanges enrichissants, bon courage pour la suite de ta thèse, tu es dans le vrai ! Merci, *Carlotta Panzone* et *Antoinette Maarawi*, pour votre gentillesse et vos sourires, vous êtes au bout du tunnel ! Merci *Hemant Sharma*, nous nous sommes tout juste rencontrés à la fin de nos thèses respectives, les deux derniers tous les soirs à éteindre les lumières du bâtiment, bonne continuation à toi et j'espère te revoir ! Merci *Igor Rangel Correa Ferreira,* pour être revenu en thèse après ton stage et avoir pu faire vraiment ta connaissance. Maître incontesté de la réticulation, bon courage pour la fin de ta thèse ! Merci également à *Mathilde Wirtz* et *Simone Braccio*, pour votre sympathie lors de nos rencontres à Chambéry ou Grenoble, je vous souhaite une bonne fin de thèse à tous les deux ! Merci à tous et j'en oublie, *Harold*, *Louis*, *Alexis*, *Valdemar*, *Simon*, *Issam*, *Côme*, *Grégoire*, *Clément*, …

Merci à l'ensemble des collègues des différents laboratoires de la thermique. *Philippe Bandelier*, pour tes blagues, tes cadeaux clients et pour tes coups de gueules en réunions de labo ; bonne retraite à toi et bon ski ! *Gregory Cwicklinski,* pour ton amitié et tes nombreuses propositions de poser nos après-midis pour partir profiter du soleil et des montagnes. Ami et collègue technicien, bientôt ingénieur, plus que quelques mois et ce sera bon, d'avance félicitations ! *Arnaud Bruch*, pour ton humour décalé sur lequel je regrette à chaque fois de vouloir surenchérir ! *Sébastien Vesin*, pour tes connaissances sur les échangeurs et ton aide concernant les miens ! *Mathieu Mariotto*, pour nos échanges couture, science-fiction et Tour Percée ! *Zoé Anxionnaz-Minvielle*, pour t'être tournée vers moi lorsque tu avais des questions sur les ORC, mais avant tout pour ta sympathie et les futurs apéros ! *Alban Chapaz* pour tes connaissances moléculaires et nos rencontres au Thé à coudre ! *Quynh Trang Pham*, *Hai Trieu Phan (Mimo)*, *Pierre Garcia*, *Pierre Coste,* pour votre bienveillance et tout simplement pour votre gentillesse ! *Pascal Aubouin*, pour nos longues discussions en salle café et les deals de noix ! *Jérôme Pouvrot*, pour ta sympathie et ce petit cours sur le stockage thermique. Merci encore à tous les autres, *Benjamin B*, *Guillaume M*, *Jean-Baptiste*, *François, Fabrice, Bénédicte*, *Franck P*, *Sylvie R*, *Alain M*, *Albin*, *Alain B*, *Geneviève*, *Grégory*, *Angela*, *Bertrand*, *Christian*, *Estelle*, …

Deux mentions particulières : *Tomas Mermet-Bouvier*, merci pour cette rencontre lors de cette formation voilà 3 ans, après celle-ci, tu es devenu l'ingénieur sécurité du département, mais surtout un ami. J'ai hâte de partager de nouveau une session d'escalade ainsi qu'une session grillade à Saint-Martin-le-Vinoux ! Merci encore pour le rapport d'intervention de la

funeste crêpe-party ! *Elie Ghanatos*, tu es véritablement une des belles personnes qu'il m'a été donné de connaître lors de mon passage au CEA, merci pour ta gentillesse et ton amitié.

Le but d'une thèse est d'apprendre, transmettre et échanger ; de ce fait, j'ai eu l'opportunité de participer à plusieurs conférences durant mon doctorat. Je tiens à remercier particulièrement certaines personnes que ces évènements m'ont permis de revoir ou de rencontrer. Merci *Matthieu Martinelli*, t'avoir revu à Nantes fut un vrai plaisir pour moi ; tu fus par le passé mon chargé de TD en mécanique des fluides et maintenant un ami. Merci *Christophe Poncet*, impossible de réussir à se croiser à Grenoble, il aura fallu Nantes pour nous revoir ! Bon courage pour les dernières lignes de ton manuscrit ! Merci *Odin Buillard–Sauret*, toi aussi par le passé un de mes chargés de TD et un ami maintenant. Merci pour ton soupçon de folie, cette soirée avec *Arnaud B* au Zimmerman, ce concert perché à la Bobine et ta proposition, que je ne pourrai malheureusement pas honorer, de former le plus beau trio d'enseignants-chercheurs au monde avec *Christophe P* : le Punk, le Hippie et le Rasta ! Merci *Daniel Maraver de Lemus*, pour cette rencontre des plus improbables, naturelle et sans barrière. Merci enfin *Prokopios Vlachogiannis*, pour cette conférence d'Athènes qui a pris une autre couleur grâce à toi. Merci pour m'avoir fait découvrir ta culture et permis de connaître de l'intérieur le peuple grec. Si un jour, tu viens à passer à Grenoble, sache que ma porte t'est ouverte.

Je voudrais aussi remercier deux personnes qui ont permis à mon envie d'apprendre et de comprendre d'être ce qu'elle est aujourd'hui et qui ont participé, chacun à leur façon, à m'amener à cette thèse. Merci *Eric Schaer*, professeur à l'ENSIC, c'est toi qui le premier m'as permis de découvrir ce qu'est l'expérimental et la recherche scientifique lors de mon stage de DUT. Ce fut un réel plaisir de te revoir lors de mon passage à Nancy pour Les journées Exergies. Merci *Pascal Benassi*, directeur technique d'Andritz-Perfojet, pour m'avoir envoyé de par le monde me débrouiller par moi-même. Merci pour cette confiance que tu as su me porter. Promis, cette bière sera enfin partagée !

Je ne serais pas allé au bout de cette thèse sans la présence de ma famille et de mes amis, qu'ils soient ici ou au loin. Merci *Clara, Robin*, *Lolo (*et *Clara²)* et *Ambroise*, d'être toujours là 4 ans après que l'on ait tous quitté les bancs de la fac ! Merci *Anthony, « Maître Eid »*, le Sénégal est loin, mais bien plus proche maintenant que cette thèse touche à sa fin ! Merci à mes frères libanais *Antonios* et *Evan*, pour avoir le cœur sur la main. L'été arrive et nos retrouvailles aussi ! Merci *Anaïs A*, ma coloc, pour me soutenir depuis la Belgique ! Merci *Val* et *Léo*, j'avais suffisamment de supporter au loin, vous n'étiez pas obligé de partir à Clermont-Ferrand (PS : courage pour la dernière ligne droite de ta thèse *Léo*) ! Merci *Antoine*, *Pauline* et *Patipatoune*, pour votre amitié profonde par-delà les montagnes. Merci aux *Binzos (Antoine Le Gouis, Alicou, Clem)*, pour ce que vous êtes, pour être présents, pour tout ce qu'on a fait ensemble et tout ce qu'on va faire encore ensemble ! À tous les copains et les copines des colocs environnantes (et même au-delà !), *Moe* pour les rires et les perroquets enflammés ! *Maya* pour nos danses effrénées depuis 3 mois et les 5 min de pause qui deviennent 45 min ! *Mo* pour ta barbe, ta culture scientifique et tes anniversaires ! *Steven* pour ton bon goût vestimentaire et tes conseils de joaillier ! *Jacoune* pour ta musique et me permettre de voyager sans bouger de Grenoble ! *Justin*, pour ta force, le *« Camembert ! »*, les *« Bazooka ! »*, et les installations de bâches de qualité ! *Tut*, pour l'Aristchoukar 3, mais aussi pour ces mêmes bâches de qualité ! *Manon* pour ta motivation et ta cuisine parfaite ! *Willy* pour nos rencontres impromptues et les bals enflammés ! *Antho*, pour ces balades à pieds et nos longues conversations. *Rémi*, *Momo*, *Théo*, *Justine,* pour la joie*,* les déguisements, les apéros soleil couchant et les salles roses en folie ! *Anaïs C*, pour tes paillettes et ta douceur ! Merci aussi, *Karim*, *Thibs*, *Hélène*, *Alex*, *Tom*, *Simon*, … Merci aux copains et copines des nuits de skank endiablées, *Merjey*, *Julie*, *Didier*, *Ben*, *Tommy*, *Léo*, … Merci *Camille*, pour ta joie de vivre, ton engagement, et ta reconversion

de youtubeuse nature ! Merci *Steph*, pour t'avoir connue avant que tu ne repartes de Grenoble, mais je sais que l'appel des montagnes te fera revenir ! Merci *Pierre et Pauline P*, pour votre retour-arrivée à Grenoble, pour les randos, l'escalade, les repas, les vélos, pour tout et plus encore ! Merci *Alexis D*, pour être mon meilleur pote, et être encore là malgré la distance même après bientôt 20 ans !

Merci à ma seconde famille, *Laurent* et *Marie-Françoise*, pour votre gentillesse et les week-ends de repos dijonnais ! *Tristan*, *Eloïse*, *Erin*, *Malou*, pour vos passages à Grenoble, nos passages à Paris, ce voyage en Irlande, et être un peu tonton pour la première fois ! *Marge*, pour ton aura chaleureuse, tes dessins, tes histoires, le ptit Pep et le shiatsu ! *Héléna*, *Axel*, *Paco*, pour cette rencontre en Bretagne, nos joies simples d'être ensemble, les nombreuses parties de Tichu, les *« ptites clopes pour fêter ça »*, et être un peu tonton pour la seconde fois !

Merci à ma famille, à mon père, à ma mère et à mon frère, pour votre amour, votre écoute et vos encouragements durant ce long chemin. Merci *Padré*, pour ton soutien et m'avoir aidé à réfléchir calmement quand il le fallait. Merci *Mam*, pour ton entrain constant et tes bonnes ondes. Merci *Bro*, pour notre relation et cette énergie positive qu'elle me donne. Merci aussi à *Claudie* et *Bernard*, pour être un peu ma famille et m'avoir transmis certaines des choses qui compte vraiment.

Enfin merci à toi *Suzanne*, ma mousse, pour être présente maintenant depuis presque 7 ans. Merci d'aimer les choses simples de la vie et d'être cette belle et forte personne. Merci pour les heures passées à m'écouter, me relire et me corriger. Merci d'être toi.

Liste des publications

Articles de journaux

- Voeltzel N, Phan HT, **Blondel Q**, Gonzalez B, Tauveron N. Steady and dynamical analysis of a combined cooling and power cycle. Thermal Science and Engineering Progress 2020;19:100650. https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100650
- **Blondel Q**, Tauveron N, Caney N, Voeltzel N. Experimental Study and Optimization of the Organic Rankine Cycle with Pure NovecTM649 and Zeotropic Mixture NovecTM649/HFE7000 as Working Fluid. Applied Sciences 2019;9:1865. https://doi.org/10.3390/app9091865.

Articles de conférences

- Voeltzel N, Phan HT, Tauveron N, Gonzalez B, **Blondel Q**, Wirtz M, *et al.* Numerical studies of a hybrid cycle for power production and cooling, 2020, p. 2681–90. https://doi.org/10.18086/swc.2019.55.11.
- **Blondel Q**, Tauveron N, Caney N, Voeltzel N. EXPERIMENTAL COMPARATIVE STUDY OF AN ORC USING PURE FLUID AND ZEOTROPIC MIXTURE FOR WASTE HEAT RECOVERY, Proceedings of the 5th International Seminar on ORC Power Systems, Athens, 2019.
- **Blondel Q**, Tauveron N, Caney N, Voeltzel N. Etude expérimentale comparative d'un ORC en fluide pur et en mélange zéotrope, Actes du 27 ème Congrès de la Société Française de Thermique, Nantes, 2019.
- **Blondel Q**, Tauveron N, Caney N. Experimental study of a compact ORC for low grade heat conversion to electricity, Engine ORC Consortium, Lyon. France, 2018.
- **Blondel Q**, Tauveron N, Caney N, Bentivoglio J. Etude expérimentale d'un ORC compact pour la conversion de chaleur basse température en électricité, Actes du 26 ème Congrès de la Société Française de Thermique, Pau, 2018.

Brevets

2020 : « Système de mesure de la composition circulante du fluide de travail dans une installation thermodynamique »

2019 : « Système de cogénération dénergie électrique et d'énergie thermique par un module de cycle de Rankine »

Table des matières

REMERCIEMENTS **5**

LISTE DES PUBLICATIONS **11**

TABLE DES MATIERES **13**

LISTE DES FIGURES **17**

LISTE DES TABLEAUX **25**

NOMENCLATURE **27**

CHAPITRE I – INTRODUCTION **33**

CHAPITRE II – BIBLIOGRAPHIE GENERALE **37**

II.1. Enjeux énergétiques **38**

II.2. Cycle Organique de Rankine **41**

II.3. Enjeux environnementaux **47**

II.4. Fluides de remplacement et mélanges zéotropes **49**
II.4.1. Fluides de remplacement 49
II.4.2. Mélanges zéotropes 53
II.4.2.1. Caractéristiques des mélanges zéotropes 53
II.4.2.2. Littérature expérimentale 56
II.4.2.3. Axes de recherche scientifique 58

Références **63**

CHAPITRE III – EQUIPEMENTS ET METHODOLOGIE **69**

III.1. Installation ORC et instruments de mesures **70**
III.1.1. Circuit du fluide de travail 71
III.1.2. Circuit de la source chaude 75
III.1.3. Circuit de la source froide 75
III.1.4. Instrumentation expérimentale 75

III.2. Campagnes expérimentales **77**
III.2.1. Paramètres expérimentaux 77
III.2.2. Protocoles expérimentaux 78
III.2.2.1. Protocole de vidange 78

III.2.2.2. Protocole de remplissage 79
III.2.2.3. Protocole de mise en marche et d'essais 80

III.3. Post-traitement des résultats expérimentaux 81
III.3.1. Logiciels d'acquisition et de post-traitement 81
III.3.2. Modèle global du système ORC 82
III.3.2.1. Bilans du Cycle Organique de Rankine 82
III.3.2.2. Bilans des échangeurs de chaleur 84
III.3.2.3. Bilans des composants mécaniques 84
III.3.3. Incertitudes expérimentales 85
III.3.3.1. Charge de fluide dans l'ORC 86
III.3.3.2. Débit massique du fluide de travail 87
III.3.3.3. Pertes thermiques à la source chaude 88
III.3.3.4. Composition de mélange variable 90

Références 91

CHAPITRE IV – MODELES COMPOSANTS 93

IV.1. Modélisation des échangeurs de chaleur dans un ORC 94
IV.1.1. Qu'est-ce qu'un échangeur ? 94
IV.1.1.1. Les échangeurs tubulaires 94
IV.1.1.2. Les échangeurs à plaques 95
IV.1.2. Les échangeurs dans les Cycles Organiques de Rankine 95
IV.1.3. Méthode d'analyse globale d'un échangeur 96
IV.1.3.1. Corrélations de coefficient d'échange en évaporation 106
IV.1.3.2. Corrélations de coefficient d'échange en condensation 114
IV.1.3.3. Corrélations de coefficient d'échange propre aux mélanges 117
IV.1.4. Caractérisation des échangeurs de chaleur 121
IV.1.4.1. Evaporation et fluides de type HFE 123
IV.1.4.2. Condensation et fluides de type HFE 130
IV.1.4.3. Fluides purs et mélanges de type HFE au sein d'échangeurs 134

IV.2. Modélisation d'une turbine axiale 138
IV.2.1. Organe de détente et cycles ORC 138
IV.2.1.1. Les organes de détente volumétriques 138
IV.2.1.2. Les turbomachines de détente 143
IV.2.2. Turbine axiale et conditions de design 148
IV.2.2.1. Cartographie de performances 149
IV.2.2.2. Performances et modélisation 0D 152
IV.2.2.3. Dimension interne et paramètre intrinsèque 154
IV.2.3. Turbine axiale et conditions de off-design 156
IV.2.3.1. Validation du comportement off-design 156
IV.2.3.2. Performances off-design de la turbine 157

Références 165

CHAPITRE V – CYCLE ORGANIQUE DE RANKINE ET MELANGES ZEOTROPES 173

V.1. Résultats expérimentaux et cycle ORC 174
V.1.1. Stabilité et adaptabilité du cycle thermodynamique 174
V.1.1.1. Comportement « naturel » d'un cycle ORC 175
V.1.1.2. Variation et influence de la pression basse du cycle 177

V.1.1.3. Variation et influence de la pression haute du cycle 180
V.1.2. Performances des sources de chaleur 182
V.1.2.1. Comportement du condenseur au sein du cycle ORC 182
V.1.2.2. Comportement de l'évaporateur au sein du cycle ORC 188
V.1.2.3. Performances globales du cycle ORC 197

V.2. Volatilité et composition circulante de mélanges zéotropes 207
V.2.1. Composition variable d'un mélange 207
V.2.2. Caractérisation de la composition circulante 209
V.2.2.1. Méthode de caractérisation 209
V.2.2.2. Dispositifs et caractérisation expérimentale 211
V.2.3. Etude expérimentale d'une composition circulante 215
V.2.3.1. Méthode d'analyse des résultats 216
V.2.3.2. Courbes de références semi-empiriques et expérimentale 218
V.2.3.3. Caractérisation d'une composition circulante 222
V.2.3.4. Compositions de charge et circulante 224
V.2.4. Composition circulante et huile de lubrification 225

V.3. Architecture spécifique de cycle organique de Rankine 227
V.3.1. Optimisation des performances d'un cycle organique de Rankine 227
V.3.1.1. Cycle thermodynamique et irréversibilités 227
V.3.1.2. Cycle thermodynamique et cogénération 230
V.3.2. Etude expérimentale d'une architecture spécifique de cycle ORC 232
V.3.2.1. Dispositif et méthodologie expérimental 232
V.3.2.2. Performances du cycle ORC et cogénération 234

Références 243

CHAPITRE VI – CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES 247

VI.1. Résumé des travaux de thèse 248

VI.2. Notions clefs 251

VI.3. Perspectives 252

ANNEXES 255

Annexe 1 : Photos de l'installation expérimentale ORC AMORCE 256

Annexe 2 : Fiche de données de sécurité du Novec649 258

Annexe 3 : Fiche de données de sécurité du HFE7000 262

Annexe 4 : Fiche de données de sécurité du HFE7100 268

Annexe 5 : Données d'étalonnage des capteurs de pression 272

Annexe 6 : Données d'étalonnage des débitmètres 274

Annexe 7 : Données d'étalonnage des capteurs de température 284

Annexe 8 : Facteurs de conversion des paramètres N_s et D_s 286

Annexe 9 : Coefficients polytropiques des fluides de travail de type HFE 288

Annexe 10 : Documentation et courbes caractéristiques de la pompe de circulation 289

Annexe 11 : Variation de la pression haute du cycle ORC selon le débit de la source chaude pour différentes valeurs de débit froid 291

Annexe 12 : Variation de la puissance échangée à la source chaude selon le débit de la source chaude 293

Annexe 13 : Variation de la puissance échangée à la source froide selon le débit de la source chaude 294

Annexe 14 : Variation du rendement exergétique de la source chaude considérée fermée selon le débit de la source froide pour différentes valeurs de débit chaud 295

Annexe 15 : Variation du rendement exergétique de la source chaude considérée ouverte selon le débit de la source froide pour différentes valeurs de débit chaud 297

RESUME 299

ABSTRACT 300

Liste des figures

Figure 1.1 : Installation ORC expérimentale utilisée au cours des travaux de thèse 35

Figure 2.1 : Evolution de la population et de la consommation énergétique mondiale d'ici 2040 (schéma adapté de Landelle, 2017 et mis à jour avec les données de 2020) 38

Figure 2.2 : Evolution de la consommation énergétique mondiale par type de source d'ici 2040 à 2050 (a) IEO2017 (schéma adapté de U. S. Energy Information Administration, 2017), (b) IEO2020 (schéma adapté de U. S. Energy Information Administration, 2020)..... 39

Figure 2.3 : Répartition de la consommation énergétique mondiale selon le type de source d'énergie (schéma adapté de U. S. Energy Information Administration, 2020)..... 40

Figure 2.4 : Répartition du gisement de chaleur fatale industrielle français..... 40

Figure 2.5 : Carte de répartition des systèmes de conversion d'énergie selon le niveau de température de la source valorisée et la puissance électrique produite (schéma issu des travaux de Tauveron *et al.*, 2014 et adapté de Landelle, 2017)..... 41

Figure 2.6 : Cycle de Rankine à fluide organique (a) schéma de principe (schéma adapté de Ademe, 2017), (b) diagramme T-s du cycle thermodynamique..... 42

Figure 2.7 : Evolution du nombre d'installations ORC de par le monde selon leur domaine d'application (schéma adapté de Tartière, 2016) 43

Figure 2.8 : Evolution du nombre relatif de brevets et d'articles portant sur les ORC parmi ceux portant sur l'énergie (schéma adapté de Landelle, 2017) 44

Figure 2.9 : Diagrammes T-s des trois types de fluides existants : humide, sec et isentropique (schéma adapté de Chen *et al.*, 2010)..... 45

Figure 2.10 : Evolution mondiale de la concentration dans l'air des principaux gaz à effets de serre (schéma adapté de GIEC, 2014 avec les données de mises à jours issues de AGAGE, 2020 et NOAA, 2020) 47

Figure 2.11 : Diagramme de répartition des fluides de travail utilisés au sein d'installations ORC expérimentales..... 49

Figure 2.12 : Carte de répartition des installations ORC selon leur rendement premier principe et la puissance électrique produite (schéma adapté de Landelle *et al.*, 2017) 50

Figure 2.13 : Evolution du nombre d'articles de la littérature portant sur les mélanges zéotropes dans le domaine des cycles ORC 53

Figure 2.14 : Evaporation d'un mélange zéotrope binaire de composition globale z_α (a) Diagramme T-s, (b) Diagramme de phase (schéma inspiré de Angelino et Colonna, 1997) 54

Figure 2.15 : Irréversibilités des échanges thermiques lors des étapes diphasiques d'un cycle ORC avec un fluide pur..... 55

Figure 2.16 : Irréversibilités des échanges thermiques lors des étapes diphasiques d'un cycle ORC avec un mélange zéotrope 55

Figure 3.1 : Installation expérimentale AMORCE (a) PFD, (b) photo, (c) schéma..... 71

Figure 3.2 : Circuit de refroidissement de la génératrice (a) photo, (b) schéma..... 72

Figure 3.3 : PFD du circuit de la source chaude 75

Figure 3.4 : PFD du circuit de la source froide 75

Figure 3.5 : Dispositif de retrait de fluide (a) PFD, (b) photo..... 79

Figure 3.6 : Bonbonne noyée 80

Figure 3.7 : PFD du dispositif de remplissage 80

Figure 3.8 : Variation des performances de l'ORC selon la charge de fluide frigorigène..... 86

Figure 3.9 : Comparaison des débits massiques du fluide de travail, de dimensionnement, issus des modèles condenseur et turbine 88

Figure 3.10 : Comparaison des puissances cédées par la source et transférées au fluide de travail..... 90

Figure 4.1 : Echangeur tubes et calandre à courants croisés avec deux passes côté tubes et une passe côté calandre (schéma reproduit depuis Mastrippolito, 2018) 94

Figure 4.2 : Echangeur à plaques brasées à contre-courant avec une passe pour chaque fluides (schéma adapté de AZwatt, 2020)..... 95

Figure 4.3 : Cycle Organique de Rankine avec récupérateur interne
(a) Schéma de l'ORC, (b) Diagramme Température-Entropie de l'ORC
(schéma adapté de Colonna *et al.*, 2015) 96

Figure 4.4 : Bilans globaux des fluides chaud et froid d'un échangeur à contre-courant (schéma adapté de Incropera *et al.*, 2020)..... 98

Figure 4.5 : Discrétisation d'un échangeur à contre-courant en trois zones (trois mailles) lors de l'évaporation d'un fluide (Chauffe – Evaporation – Surchauffe)
(schéma adapté de Cai *et al.*, 2020) 99

Figure 4.6 : Discrétisation de l'étape d'évaporation d'un fluide au sein d'un échangeur à contre-courant en ***n*** mailles
(schéma adapté de Cai *et al.*, 2020) 100

Figure 4.7 : Répartition du transfert de chaleur du fluide de travail au niveau des sources chaude et froide..... 100

Figure 4.8 : Comparaison des chaleurs latentes déterminées à partir de la loi de Watson aux chaleurs latentes expérimentales (a) en évaporation, (b) en condensation..... 101

Figure 4.9 : Variation de la pression critique des différents fluides purs et mélanges..... 101

Figure 4.10 : Variation de la chaleur latente des différents fluides purs et mélanges
(a) en évaporation, (b) en condensation 102

Figure 4.11 : Schéma heuristique de construction des corrélations d'évaporation..... 113

Figure 4.12 : Schéma heuristique de construction des corrélations de condensation 117

Figure 4.13 : Comportement des fluides purs, d'un mélange binaire, en condensation
(a) Différence des puissances échangées, (b) Différence des écarts de températures..... 119

Figure 4.14 : Schéma heuristique de construction des corrélations de mélange 121

Figure 4.15 : Logigramme de détermination des corrélations d'échanges diphasiques..... 122

Figure 4.16 : Comparaison des coefficients d'échanges d'évaporation issues des corrélations de la littérature avec les valeurs des coefficients expérimentaux pour le Novec649 (échelle log – log à base 2) 123

Figure 4.17 : Evolution du pincement de température à l'entrée de la source chaude dans l'échangeur selon le fonction $\boldsymbol{\Omega_e}$ pour la corrélation de *« GREThi, Dittus & Liu »*..... 124

Figure 4.18 : Variation de la fonction $\boldsymbol{\Omega_e}$ optimum selon le nombre d'ébullition $\boldsymbol{Bo}$ (a) Novec649, (b) $80\%_{Novec649}$ - $20\%_{HFE7000}$, (c) $50\%_{Novec649}$ - $50\%_{HFE7000}$, (d) $25\%_{Novec649}$ - $75\%_{HFE7000}$, (e) HFE7000, (f) HFE7100 126

Figure 4.19 : Variation de la fonction $\boldsymbol{\Omega_e}$ optimum selon le nombre d'ébullition $\boldsymbol{Bo}$ pour les différents fluides de type HFE étudiés 126

Figure 4.20 : Résultats de la Figure 4.19 représentés sous la forme de régressions linéaires..... 127

Figure 4.21 : Variation de la température critique des différents fluides purs et mélanges..... 127

Figure 4.22 : Variation de la fonction $\boldsymbol{\Omega_e}$ optimum corrélée selon le nombre d'ébullition $\boldsymbol{Bo}$ pour les différents fluides de type HFE étudiés 128

Figure 4.23 : Essais expérimentaux exclus selon le coefficient $\boldsymbol{\mathcal{H}lim,e}$..... 129

Figure 4.24 : Comparaison entre les valeurs des coefficients d'échanges corrélés avec des coefficients expérimentaux (échelle log – log à base 2)..... 129

Figure 4.25 : Comparaison entre les valeurs corrélées et expérimentales des puissances échangées entre la source chaude et le fluide de travail (• : essais pris en compte pour la corrélation $\boldsymbol{\Omega_{e,correl}}$, x : essais exclus) 130

Figure 4.26 : Comparaison des coefficients d'échanges de condensation issus des corrélations de la littérature avec les valeurs des coefficients expérimentaux pour le Novec649 (échelle log – log à base 2) 130

Figure 4.27 : Variation de la fonction $\boldsymbol{\Omega_c}$ optimum selon le nombre d'ébullition $\boldsymbol{Bo}$ pour les différents fluides de type HFE étudiés 131

Figure 4.28 : Résultats de la Figure 4.27 représentés sous la forme de régressions linéaires. 132

Figure 4.29 : Essais expérimentaux exclus selon le coefficient $\boldsymbol{\mathcal{H}lim,c}$..... 132

Figure 4.30 : Variation de la fonction $\boldsymbol{\Omega_c}$ optimum corrélée selon le nombre $\boldsymbol{Bo}$ pour les différents fluides de type HFE étudiés 133

Figure 4.31 : Comparaison entre les valeurs des coefficients d'échanges corrélés avec les coefficients expérimentaux (échelle log – log à base 2) 133

Figure 4.32 : Comparaison entre les valeurs corrélées et expérimentales des puissances échangées entre la source froide et le fluide de travail (• : essais pris en compte pour la corrélation $\boldsymbol{\Omega_{c,correl}}$, x : essais exclus) 134

Figure 4.33 : Carte de répartition des organes de détente de cycles ORC expérimentaux de la littérature selon leur rendement électrique global et leur puissance électrique produite (schéma adapté de Landelle *et al.*, 2017b) 139

Figure 4.34 : Etapes de fonctionnement d'un détendeur scroll, (a) entrée du fluide à haute pression, (b) - (g) détente du fluide et production de travail mécanique, (h) sortie du fluide à basse pression (schéma adapté de Wijninckx, 2017) 140

Figure 4.35 : Etapes de fonctionnement d'un détendeur à double vis, (a) entrée du fluide à haute pression, (b) détente du fluide et production de travail mécanique, (c) sortie du fluide à basse pression (schéma adapté de Lemort et Legros, 2017)..... 141

Figure 4.36 : Etapes de fonctionnement d'un détendeur à simple vis, (a) entrée du fluide à haute pression, (b) détente du fluide et production de travail mécanique, (c) sortie du fluide à basse pression (schéma adapté de Ziviani *et al.*, 2015)..... 141

Figure 4.37 : Etapes de fonctionnement d'un détendeur rotatif à palettes, (a) entrée du fluide à haute pression, (b) - (c) détente du fluide et production de travail mécanique, (d) sortie du fluide à basse pression (schéma adapté de Harada, 2010) 142

Figure 4.38 : Etapes de fonctionnement d'un détendeur à pistons, (a) entrée du fluide à haute pression, (b) - (c) détente du fluide et production de travail mécanique, (d) sortie du fluide à basse pression (schéma adapté de Harada, 2010)..... 142

Figure 4.39 : Schéma de répartition de la détente d'un fluide au sein d'une turbomachine (a) à action, (b) à réaction avec un degré de 50 % (schéma adapté de Weiß, 2015)..... 144

Figure 4.40 : Trajet fluidique au sein des turbines radiales,
(a) centripète (schéma adapté de Alshammari *et al.*, 2018),
(b) centrifuge (schéma adapté de Spadacini *et al.*, 2015) 145

Figure 4.41 : Schéma d'une turbine axiale,
(a) vue en coupe (schéma adapté de Weiβ *et al.*, 2018),
(b) canaux fluidique (schéma adapté de Pu *et al.*, 2016) 146

Figure 4.42 : Accroissement du nombre de références cumulé de turbomachines au sein de la littérature 147

Figure 4.43 : Performances de la micro-turbine axiale à son point de design selon la cartographie de Baljé (schéma adapté de Kenneth et Nichols, 2012)..... 151

Figure 4.44 : Section critique inter-aubes A^*, (a) schéma d'une turbine axiale,
(b) représentation CFD d'une turbine axiale d'un ORC (schéma adapté de Bufi, 2016) 155

Figure 4.45 : Coefficient polytropique du Novec649 156

Figure 4.46 : Comparaison des débits massiques du fluide de travail, tous essais confondus, issus des modèles condenseur et turbine 157

Figure 4.47 : Comparaison entre les rendements expérimentaux et ceux issus de la corrélation d'Astolfi (a) tous essais confondus, (b) distinction entre les différents fluides de travail 158

Figure 4.48 : Comparaison entre les rendements expérimentaux et ceux issus de la corrélation corrigée du rapport de température
(a) tous essais confondus, (b) distinction entre les différents fluides de travail..... 160

Figure 4.49 : Comparaison entre la puissance adiabatique expérimentale et la puissance corrélée, tous fluides confondus..... 161

Figure 4.50 : Comparaison entre la puissance adiabatique expérimentale et la puissance corrélée avec le fluide HFE7100 162

Figure 4.51 : Influence du nombre de Reynolds sur les performances de la turbine axiale (d'après la corrélation de Capata et Sciubba (2015))..... 163

Figure 5.1 : Evolution du cycle organique de Rankine sous la forme de diagrammes T-s suivant la variation des températures des sources de chaleur
(a) $T_{h,in}$ = 100 °C et $T_{c,in}$ = 13,5 °C, (b) $T_{h,in}$ = 90 °C et $T_{c,in}$ = 13,5 °C, (c) $T_{h,in}$ = 100 °C et $T_{c,in}$ = 25 °C... 176

Figure 5.2 : Evolution de la pression basse du cycle ORC selon le débit de la source froide (a) Débit chaud de 3500 $l.h^{-1}$, (b) Débit chaud de 1500 $l.h^{-1}$ 178

Figure 5.3 : Evolution de la puissance cédée à la source froide selon le débit de la source froide 178

Figure 5.4 : Evolution de la pression haute du cycle ORC selon le débit de la source froide 179

Figure 5.5 : Evolution de l'écart de pression ΔP du cycle ORC selon le débit de la source froide 179

Figure 5.6 : Evolution de la pression haute du cycle ORC selon le débit de la source chaude (a) Débit froid de 2500 $l.h^{-1}$, (b) Débit froid de 300 $l.h^{-1}$ 180

Figure 5.7 : Evolution de la pression basse du cycle ORC selon le débit de la source froide 181

Figure 5.8 : Evolution de l'écart de pression ΔP du cycle ORC selon le débit de la source froide 182

Figure 5.9 : Evolution du rendement exergétique du condenseur selon le débit de la source chaude 183

Figure 5.10 : Evolution du rendement exergétique du condenseur selon le débit de la source froide 184

Figure 5.11 : Evolution des performances au sein du condenseur selon le débit de la source froide (a) refroidissement, (b) condensation et sous-refroidissement 185

Figure 5.12 : Evolution du rendement exergétique optimal du condenseur selon le fluide de travail 185

Figure 5.13 : Evolution du rendement exergétique optimal du condenseur selon le glissement de température du fluide de travail au condenseur 186

Figure 5.14 : Evolution du ΔT_{LM} optimal de l'étape de condensation selon le glissement de température du fluide de travail au condenseur 187

Figure 5.15 : Coefficients de transfert diphasique des différents fluides de travail pour les rendements exergétiques optimaux au condenseur 188

Figure 5.16 : Evolution des performances au sein de l'évaporateur selon le débit de la source froide (a) source fermée, (b) source ouverte 189

Figure 5.17 : Evolution de la puissance échangée à la source chaude selon le débit de la source froide 190

Figure 5.18 : Evolution des performances au sein de l'évaporateur dans le cas d'une source fermée selon le débit de la source chaude (a) Débit froid de 2500 $l.h^{-1}$, (b) Débit froid de 300 $l.h^{-1}$ 191

Figure 5.19 : Evolution des performances au sein de l'évaporateur dans le cas d'une source ouverte selon le débit de la source chaude (a) Débit froid de 2500 $l.h^{-1}$, (b) Débit froid de 300 $l.h^{-1}$ 192

Figure 5.20 : Classification des fluides de travail selon les rendements exergétiques équivalents aux cas de performances optimales de l'évaporateur (a) source fermée, (b) source ouverte 194

Figure 5.21 : Coefficients de transfert des différents fluides de travail pour les rendements exergétiques optimaux à l'évaporateur
(a) coefficients diphasiques d'évaporation, (b) coefficients monophasiques de chauffe 195

Figure 5.22 : Evolution du rendement premier principe du cycle ORC selon la puissance produite 198

Figure 5.23 : Evolution du rendement second principe du cycle ORC selon la puissance produite (a) source de chaleur fermée, (b) source de chaleur ouverte 198

Figure 5.24 : Evolution du rendement second principe du cycle ORC selon le rendement électrique isentropique de la turbine 200

Figure 5.25 : Evolution du rendement électrique isentropique de la turbine selon le ratio de pression $\boldsymbol{\pi}$ 200

Figure 5.26 : Evolution du rendement second principe du cycle ORC selon le rendement second principe du condenseur 201

Figure 5.27 : Evolution du ratio de pression $\boldsymbol{\pi}$ du cycle ORC selon le débit de la source froide 201

Figure 5.28 : Evolution du rendement second principe du cycle ORC selon le rendement second principe de l'évaporateur
(a) source de chaleur fermée, (b) source de chaleur ouverte 202

Figure 5.29 : Evolution du rendement second principe du cycle ORC selon le rendement second principe de l'évaporateur pour le débit froid de 2500 $l.h^{-1}$
(a) source de chaleur fermée, (b) source de chaleur ouverte 203

Figure 5.30 : Evolution du ratio de pression $\boldsymbol{\pi}$ du cycle ORC selon le débit de la source chaude pour le débit froid de 2500 $l.h^{-1}$ 204

Figure 5.31 : Evolution du rendement premier principe du cycle ORC selon la puissance produite pour l'ensemble des six fluides de travail étudiés expérimentalement 204

Figure 5.32 : Répartition des points de prélèvement de l'installation expérimentale AMORCE 212

Figure 5.33 : Système d'échantillonnage de mélange circulant couplé à l'ORC au point N°1 213

Figure 5.34 : Système de mesure de la densité massique d'évaporation d'un échantillon 215

Figure 5.35 : Variation de la masse d'un échantillon de 3,1g de fluide au cours de son évaporation 216

Figure 5.36 : Méthodes de caractérisation d'un échantillon
(a) durée « totale », (b) durée « caractéristique » 217

Figure 5.37 : Courbes de référence empirique et expérimentale 218

Figure 5.38 : Courbes de référence empiriques et expérimentale, $\boldsymbol{\alpha} = 64,21$ 219

Figure 5.39 : Courbes de références, expérimentales et issues de la loi de Raoult, des durées d'évaporation totales et caractéristiques 220

Figure 5.40 : Optimisation paramétrique de la courbe empirique issue des travaux de Triolet et Sallé (2009), dans le cas d'une durée d'évaporation totale 221

Figure 5.41 : Caractérisation de la composition circulante 223

Figure 5.42 : Méthode de caractérisation d'un échantillon en présence d'huile de lubrification 225

Figure 5.43 : Irréversibilités des échanges thermiques lors des étapes diphasiques du cycle ORC (a) en fluide pur, (b) en mélange zéotrope 227

Figure 5.44 : Irréversibilités des échanges thermiques lors de l'étape de chauffe monophasique 228

Figure 5.45 : Irréversibilités des échanges thermiques lors de l'étape de chauffe monophasique en présence d'un récupérateur au sein du cycle ORC 228

Figure 5.46 : Réduction des irréversibilités des échanges thermiques lors de l'étape de chauffe monophasique 229

Figure 5.47 : PFD du cycle ORC avec piquage inter-échangeurs de la source chaude 232

Figure 5.48 : Photos de l'installation expérimentale AMORCE (a) sans piquage, (b) avec piquage 233

Figure 5.49 : PFD du circuit de la source chaude avec piquage 233

Figure 5.50 : Evolution des rendements second principe du préchauffeur selon le rapport de débits 235

Figure 5.51 : Evolution du cycle organique de Rankine sous la forme de diagrammes T-s suivant la variation du rapport de débits
(a) $R_{chaud} = 1$, (b) $R_{chaud} = 0{,}81$, (c) $R_{chaud} = 0{,}62$, (d) $R_{chaud} = 0{,}33$, (e) $R_{chaud} = 0{,}2$ 236

Figure 5.52 : Evolution des rendements second principe de la source chaude selon le rapport de débits 237

Figure 5.53 : Evolution des rendements second principe du cycle ORC selon le rapport de débits 237

Figure 5.54 : Evolution du rendement exergétique de l'évaporateur selon le rapport de débits 238

Figure 5.55 : Comparaison des rendements second principe de l'ORC en source fermée avec la littérature 238

Figure 5.56 : Comparaison des rendements second principe de l'ORC en source ouverte avec la littérature 239

Figure 5.57 : Evolution des températures de la source chaude en sortie de piquage et de préchauffeur selon la variation du rapport de débits 240

Figure 5.58 : Evolution des puissances disponibles de la source chaude en sortie de piquage et de préchauffeur selon la variation du rapport de débits 240

Figure 5.59 : Puissances de cogénération à la source chaude 241

Figure A1 : Installation ORC expérimentale (a) Vue de face, (b) Vue de dos, (c) Vue de dessus 257

Figure A5.1 : Détermination du polynôme de mesure du capteur haute pression 272

Figure A5.2 : Détermination du polynôme de mesure du capteur basse pression 273

Figure A6.1 : Détermination du polynôme de mesure du débitmètre source froide 276

Figure A6.2 : Détermination du polynôme de mesure du débitmètre source chaude (sortie piquage) 279

Figure A6.3 : Détermination du polynôme de mesure du débitmètre source chaude (sortie préchauffeur) 283

Figure A7.1 : Détermination des polynômes de mesure des capteurs de température
(a) $T_{fluide,in,pompe\ volumetrique}$, (b) $T_{fluide,in,prechauffeur}$, (c) $T_{fluide,in,turbine}$, (d) $T_{fluide,in,evaporateur}$,
(e) $T_{fluide,in,pompe\ centrifuge}$, (f) $T_{fluide,in,condenseur}$, (g) $T_{chaud,in,evaporateur}$, (h) $T_{froid,in,condenseur}$,
(i) $T_{chaud,in,prechauffeur}$, (j) $T_{froid,out,condenseur}$, (k) $T_{chaud,out,prechauffeur}$ 285

Figure A7.2 : Ecart de température entre les valeurs des capteurs et les valeurs de la sonde platine étalon 285

Figure A8 : Facteurs de conversion entre le système métrique impérial et le système métrique international 287

Figure A9 : Coefficients polytropiques des fluides de travail
(a) Novec649, (b) 80%$_{Novec649}$ - 20%$_{HFE7000}$, (c) 50%$_{Novec649}$ - 50%$_{HFE7000}$,
(d) 25%$_{Novec649}$ - 75%$_{HFE7000}$, (e) HFE7000, (f) HFE7100 288

Figure A11 : Evolution de la pression haute du cycle ORC selon le débit de la source chaude
(a) Débit froid de 2000 $l.h^{-1}$, (b) Débit froid de 900 $l.h^{-1}$, (c) Débit froid de 600 $l.h^{-1}$,
(d) Débit froid de 450 $l.h^{-1}$ 292

Figure A12 : Evolution de la puissance transmise par la source chaude selon le débit de la source chaude 293

Figure A13 : Evolution de la puissance cédée à la source froide selon le débit de la source froide 294

Figure A14 : Evolution des performances au sein de l'évaporateur en source fermée selon le débit de la source froide
(a) Débit froid de 3500 $l.h^{-1}$, (b) Débit froid de 3000 $l.h^{-1}$, (c) Débit froid de 2500 $l.h^{-1}$,
(d) Débit froid de 2000 $l.h^{-1}$ 296

Figure A15 : Evolution des performances au sein de l'évaporateur en source ouverte selon le débit de la source froide
(a) Débit froid de 3500 $l.h^{-1}$, (b) Débit froid de 3000 $l.h^{-1}$, (c) Débit froid de 2500 $l.h^{-1}$,
(d) Débit froid de 2000 $l.h^{-1}$ 298

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : Caractéristiques environnementales des principaux fluides frigorigènes utilisés comme fluides de travail au sein de cycles ORC 48

Tableau 3.1 : Caractéristiques des composants de l'installation ORC 73

Tableau 3.2 : Principales propriétés physico-chimiques des fluides de travail
(a) Fluides purs, (b) Mélanges zéotropes 74

Tableau 3.3 : Caractéristiques des équipements de mesures 76

Tableau 3.4 : Paramètres expérimentaux étudiés 77

Tableau 3.5 : Paramètres caractéristiques du nombre de Nusselt de convection naturelle sur plaque plane (Eyglunent, 2003) 89

Tableau 4.1 : Coefficients typiques du nombre de Nusselt monophasique
(GREThi, 1999) 103

Tableau 4.2 : Corrélations diphasiques (a) évaporation, (b) condensation, (c) mélange 104

Tableau 4.3 : Coefficients caractéristiques de l'écoulement de Lockhart-Martinelli
(Kim et Mudawar, 2013) 109

Tableau 4.4 : Coefficients caractéristiques de l'écoulement de Lockhart-Martinelli
(GREThi, 1999) 111

Tableau 4.5 : Fonctions correctives $\boldsymbol{\Omega_{e,optim}}$ selon la corrélation utilisée 124

Tableau 4.6 : Fonctions correctives $\boldsymbol{\Omega_{c,optim}}$ selon la corrélation utilisée 131

Tableau 4.7 : Rapport des coefficients d'échanges diphasiques d'évaporation et de condensation 136

Tableau 4.8 : Influence de la diminution de la pression de saturation, (a) sur le coefficient de transfert diphasique du fluide de travail, (b) sur la température de saturation du fluide travail 136

Tableau 4.9 : Données caractéristiques du point de design de la turbine 148

Tableau 4.10 : Données caractéristiques du point de design de la turbine 150

Tableau 4.11 : Coefficients et paramètres constitutifs des corrélations de rendement d'Astolfi (2014) corrélation (a) de turbines axiales et radiales,
corrélation (b) spécifique au turbines axiales,
corrélation (c) de turbines axiales et radiales 153

Tableau 4.12 : Performances du point de design de la turbine expérimentale selon les corrélations d'Astolfi 154

Tableau 4.13 : Coefficients et paramètres constitutifs de la corrélation de rendement issue des paramètres $\boldsymbol{SP}$, $\boldsymbol{V_r}$, $\boldsymbol{N_s}$ corrigés du rapport de température 159

Tableau 5.1 : Répartition des puissances échangées au sein du condenseur pour les étapes de refroidissement en phase vapeur et de condensation effectuées par le fluide de travail 186

Tableau 5.2 : Répartition des puissances échangées au sein de l'évaporateur pour les étapes de chauffe en phase liquide, d'évaporation et de surchauffe en phase vapeur effectuées par le fluide de travail 194

Tableau 5.3 : Rendements exergétiques de source fermée des étapes de chauffe monophasique et d'évaporation diphasique de l'évaporateur 197

Tableau 5.4 : Variation des ratios de pression pour les six fluides de travail étudiées 205

Tableau 5.5 : Paramètres et performances de l'essai de caractérisation de la composition circulante 216

Tableau 5.6 : Temps totaux et caractéristiques des échantillons étalons de fluides organiques 218

Tableau 5.7 : Durées d'évaporation des échantillons de fluide circulant et compositions correspondantes 222

Tableau 5.8 : Influence de la composition de charge sur les performances de l'installation ORC 224

Tableau 5.9 : Durées d'évaporation d'échantillons étalons en fluides purs avec et sans présence d'huile 226

Tableau 5.10 : Paramètres de réglage expérimentaux 234

Tableau A5.1 : Données d'étalonnage du capteur haute pression 272

Tableau A5.2 : Données d'étalonnage du capteur basse pression 273

Tableau A6.1 : Données d'étalonnage du débitmètre source froide 276

Tableau A6.2 : Données d'étalonnage du débitmètre source chaude (sortie piquage) 279

Tableau A6.3 : Données d'étalonnage du débitmètre source chaude (sortie préchauffeur) 283

Nomenclature

Symboles

a		Fraction de pertes indépendante du nombre de Reynolds
A	[m²]	Section de passage
A^*	[m²]	Section de passage critique inter-aubes
A_i	[–]	Coefficient de régression
Bd	[–]	Nombre de Bond
Bo	[–]	Nombre d'ébullition
c	[$m.s^{-1}$]	Vitesse du son
C	[–]	Coefficient multiplicatif du nombre de Rayleigh
	[–]	Constante de Chisholm
	[–]	Coefficient correctif
c_1, c_2, c_3, c_4	[–]	Constantes de Lockhart-Martinelli
cp	[$J.kg^{-1}.K^{-1}$]	Chaleur spécifique massique
D	[m]	Diamètre
D_h	[m]	Diamètre hydraulique
D_s	[–]	Diamètre spécifique
$\dot{E}$	[W]	Potentiel exergétique
e	[m]	Epaisseur de plaque
f	[–]	Coefficient de friction
	[–]	Facteur de pondération
F	[–]	Facteur d'accroissement d'ébullition convective
F_i	[–]	Paramètre de corrélation
F_c	[–]	Facteur de correction de Thome
Fr	[–]	Nombre de Froude
g	[$m.s^{-2}$]	Constante d'accélération gravitationnelle
$\dot{G}$	[$kg.s^{-1}.m^{-2}$]	Débit massique surfacique
h	[$J.kg^{-1}$]	Enthalpie massique
	[m]	Distance surface d'évaporation - bord supérieur du récipient
$\mathcal{H}_{lim}$	[–]	Coefficient de transition
L_c	[m]	Longueur caractéristique
m	[kg]	Masse de fluide
$\dot{m}$	[$kg.s^{-1}$]	Débit massique
M	[$kg.kmol^{-1}$], [$kg.mol^{-1}$]	Masse molaire
Ma	[–]	Nombre de Mach
N	[$tr.s^{-1}$], [rad.s-1]	Vitesse de rotation
N_s	[–]	Vitesse spécifique

Nu	[–]	Nombre de Nusselt
P	[Pa], [bar]	Pression
P^*	[–]	Rapport entre pressions de saturation et critique
Pr	[–]	Nombre de Prandtl
$\dot{q}$	[$m^3.s^{-1}$]	Débit volumique
$\dot{q}''$	[$W.m^{-2}$]	Puissance surfacique
$\dot{Q}$	[W]	Puissance thermique
Q^*	[–]	Rapport entre chaleurs sensible et latente
R	[$J.mol^{-1}.K^{-1}$]	Constante des gaz parfaits : 8,314 [$J.mol^{-1}.K^{-1}$]
	[–]	Rapport de débits
Ra	[–]	Nombre de Rayleigh
Re	[–]	Nombre de Reynolds
s	[$J.kg^{-1}.K^{-1}$]	Entropie massique
S	[m^2]	Surface d'échange
	[–]	Facteur de suppression des sites de nucléation
	[m^2]	Surface d'évaporation
SP	[m]	Paramètre de taille
t	[s]	Temps ou durée d'évaporation
T	[°C], [K]	Température
T'	[–]	Rapport entre températures de saturation moyenne et critique
T^*	[–]	Rapport entre le glissement de température et la température de saturation moyenne
u	[$m.s^{-1}$]	Vitesse du fluide
	[$m.s^{-1}$]	Vitesse de l'air ambiant
U	[%]	Incertitude de mesure ou de calcul
	[$W.m^{-2}.K^{-1}$]	Coefficient d'échange global
V		Vanne
V_r	[–]	Rapport volumique (Volume Ratio)
$\dot{W}$	[W]	Puissance électrique produite ou consommée
We	[–]	Nombre de Weber
x	[–]	Titre massique de vapeur
	[–], [%]	Fraction molaire ou massique
x_m	[%]	Fraction massique en Novec649
X	[–]	Variable
	[–]	Nombre de Lockhart-Martinelli
Y	[–]	Variable
	[–]	Facteur de correction de Silver, Bell & Ghaly

Symboles grecs

α	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$	Coefficient de transfert relatif au fluide
		Paramètre empirique
β	$[K^{-1}]$	Coefficient de dilatabilité volumique
	[°]	Angle de corrugation
β_L	$[m.s^{-1}]$	Coefficient de transfert de masse de la phase liquide
β_{max}	[°]	Angle de corrugation maximum
β^*	[–]	Rapport entre l'angle de corrugation et l'angle de corrugation maximum
$\Delta\dot{E}$	[W]	Ecart de potentiel exergérique
Δh	$[J.kg^{-1}]$	Ecart d'enthalpie massique
ΔP	[Pa], [bar]	Ecart de pression
ΔT	[K]	Ecart de température
ΔT_g	[K]	Glissement de température
Δx	[–], [%]	Ecart de fraction massique
η	[%]	Rendement
γ	[–]	Coefficient polytropique
λ	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$	Conductivité thermique
μ	[Pa.s]	Viscosité Dynamique
Ω	[–]	Facteur correctif de corrélation empirique
φ	$[kg.m^{-2}.s^{-1}]$	Densité de flux massique d'évaporation
ϕ	$[kg.s^{-1}]$	Débit massique d'évaporation
Ψ	[–]	Facteur d'accroissement de Shah
π	[–]	Ratio de pression
ρ	$[kg.m^{-3}]$	Masse volumique
ρ'	[–]	Rapport entre les masses volumiques au point de rosé et critique
ρ^*	[–]	Rapport entre les masses volumiques au point de bulle et de rosé
σ	$[N.m^{-1}]$	Tension superficielle

Indices

0	Etat total (ou état de stagnation)
ad	Adiabatique
amb	Ambiant - ambiante (conditions)
bécher	Bécher
bulle	Point de bulle
c, cond	Froid (cold)
	Condensation
canal	Canal
carac	Temps caractéristique ou durée caractéristique

cb	Ebullition convective (convective boiling)
chaud	Chaud
chauffe	Chauffe monophasique liquide
circu	Circulante
closed	Source chaude fermée
	Cycle fermé
cogen	Cogénération
conv nat	Convection naturelle
correl	Corrélation
crit	Critique
csr	Condensation et sous-refroidissement
design	Design
e	Echantillonnage
e, evap	Evaporation
el	Electrique
eq	Equivalent
évap	Evaporation
expé	Expérimental
f, fluide	Fluide de travail
film	Film
eq	Equivalent
expé	Expérimental
g	Vapeur (gas)
	Glissement
géom	Géométrie
h	Chaud (hot)
II	Second principe
i	Espèce ou Variable *i*
in	Entrée (input)
is	Isentropique
l	Liquide
LM	Logarithme moyen
lo	Liquide seul (liquid only)
ls	Liquide de surface
lv	Liquide-Vapeur, Chaleur latente
m	Homogène (mean)
	Mélange
mass	Massique
max	Valeur maximale
min	Valeur minimale
mol	Molaire

n	Maille n
nb	Ebullition nucléée (nucleate boiling)
normal	Valeur normale (à la pression de 1bar)
off-design	Off-design
open	Source chaude ouverte
	Cycle ouvert
optim	Optimum
	Optimisé
out	Sortie (output)
p	Paroi
	Partielle
pertes	Pertes thermiques
piq	Piquage
pp	Pompe
pré	Préchauffeur
récup	Récupérée
réelle	Réelle
ref	Référence
refroi	refroidissement
rosée	Point de rosée
rotor	Rotor
sat	Saturation
sat,moy	Saturation moyenne
seul	Seul
sh	Cisaillement (shear)
th	Thermique – Premier principe
tot	Temps total ou durée total d'évaporation
tp	Diphasique (two-phase)
tt	Turbulent-Turbulent
tur	Turbine
tv	Turbulent-Laminaire (turbulent-viscous)
vs	Vapeur saturante
vt	Laminaire-Turbulent (viscous-turbulent)
vv	Laminaire-Laminaire (viscous-viscous)
w	Paroi (wall)
x	Variable
1, 2, 3 et 4	Numéro de vanne du système d'échantillonnage

Exposant

β	Paramètre empirique
n	Exposant du nombre de Rayleigh
	Ordre du modèle asymptotique
	Exposant fonction du nombre de Reynolds

Abréviations

0D	Modèle sans dimension basé sur des équations bilans de conservation
BP	Basse pression
CFD	Modèle de mécanique des fluides numérique (Computational Fluid Dynamics)
ECS	Eau chaude sanitaire
HC	Hydrocarbure
HFC	Hydrofluorocarbure
HFE	Hydrofluoroether
HFO	Hydrofluoroléfine
HP	Haute pression
T-s	Température-Entropie

Chapitre I

Introduction

Du fait de l'interdépendance de l'accroissement de la population mondiale et des révolutions industrielles successives depuis la fin du XVIII^{ème} siècle, la demande et la consommation énergétique globale correspondante ne cessent de croître. Afin de répondre à ces besoins, l'utilisation de ressources fossiles n'a fait qu'augmenter au cours des deux derniers siècles, entraînant progressivement leur raréfaction, liée aux durées de génération naturelle de ces gisements fossiles, de l'ordre de plusieurs millions d'années, et donc à la quantité limitée de ces ressources au sein de la planète à l'échelle humaine. La problématique énergétique est ainsi au cœur des enjeux actuels ; de ce fait, la nécessité de diversification des sources d'énergies et d'optimisation des systèmes de production est une question cruciale du XXI^{ème} siècle. L'avènement du nucléaire à partir des années 1960 et l'accroissement des énergies renouvelables depuis la fin du XX^{ème} siècle s'inscrivent positivement dans le contexte de ces préoccupations énergétiques. Cependant, l'enjeu de l'acceptation sociétale, ainsi que les problèmes techniques, économiques et scientifiques, liés au développement de centrales nucléaires de nouvelle génération et du traitement des déchets existants, ralentissent le développement de cette source d'énergie. Le coût élevé des énergies renouvelables et l'intermittence imposée par certaines sources (solaire et éolien notamment) ralentissent leur croissance ; cependant, la hausse des investissements et de la recherche dans ce domaine entraîne une inflexion positive forte à leur égard depuis une dizaine d'années. L'optimisation de systèmes de production d'énergie déjà existants se trouve donc être à l'intermédiaire des problèmes énergétiques et économiques décrits ici, d'autant plus que de nombreux pays, notamment en Europe, se sont engagés à accroître l'efficacité énergétique de leurs systèmes de consommation et de production d'énergie.

Le cycle de Rankine, système de conversion d'énergie thermique en énergie mécanique puis électrique, est utilisé depuis longtemps au sein des centrales thermiques et nucléaires afin de valoriser des sources de chaleur au-delà de 300 °C. Du fait des enjeux énergétiques croissants, l'intérêt porté à la valorisation de sources à plus basse température ainsi qu'aux rejets thermiques non exploités s'est accru à la fin du XX^{ème} siècle, permettant l'essor des cycles de Rankine à fluides organiques, communément appelés cycles ORC de l'anglais Organic Rankine Cycle. *A contrario* de l'eau utilisée en tant que fluide de travail au sein des cycles de Rankine, les fluides organiques permettent l'utilisation de sources de chaleur à plus basse température, pouvant aller jusqu'à des températures inférieures à 100 °C. Du fait de la plage de températures importante avec laquelle ces cycles thermodynamiques peuvent fonctionner, le nombre d'installations ORC existantes est croissant depuis le début des années 2000. Cependant, le rendement de ces machines thermiques se trouve réduit, avec des rendements de conversion de l'ordre de 5 % à 20 %, en comparaison des rendements des cycles de Rankine de l'ordre de 20 % à 45 %, du fait des niveaux de température valorisés inférieurs à 300 °C. Malgré ces plus faibles rendements et les enjeux économiques de retour sur investissement de ce type d'installations, les larges possibilités de production d'énergie offertes par les cycles ORC entraînent un accroissement de la Recherche et Développement dans les domaines industriel et scientifique. L'un des principaux thèmes de recherche porte sur l'amélioration et l'optimisation des principes théoriques de fonctionnement des cycles ORC mais également des installations ORC existantes et opérationnelles, s'inscrivant ainsi directement au cœur des enjeux actuels. Un des autres principaux thèmes d'études dans le domaine des cycles organiques de Rankine concerne les types de fluides de travail employés au sein de ces systèmes et leur impact environnemental. Les enjeux environnementaux actuels et l'évolution des législations imposent que les fluides de travail utilisés au sein d'installations ORC respectent les normes édictées par les protocoles de Montréal et Kyoto ; de fait, un grand nombre d'entre eux ne pourront plus être utilisés et devront être remplacés d'ici 2030 afin de permettre aux installations les utilisant de continuer à fonctionner. Lié à cela, la recherche portant sur ces fluides de substitution s'est accentuée, d'autant plus que ceux-ci peuvent potentiellement entraîner un accroissement des

performances initiales de ces installations. Cette possibilité couplée de respect environnemental et d'optimisation de performances est notamment étudiée dans le cas de l'utilisation de mélanges zéotropes en tant que fluides de travail. En effet, ce type particulier de mélanges de fluides, étudié initialement dans le domaine des cycles de réfrigération et des pompes à chaleur, permet d'accroître les performances d'échange au niveau des sources de chaleur et donc d'augmenter le rendement de conversion du cycle. De plus, avec l'utilisation de mélanges zéotropes, il est alors possible de créer un fluide de travail adapté. Le mélange obtenu est à la fois performant et plus respectueux pour l'environnement, du fait de la combinaison en proportions appropriées de fluides purs performants mais plus nocifs, avec des fluides purs possiblement moins performants mais de faible nocivité.

Au regard des enjeux énergétiques, économiques et environnementaux présentés dans le paragraphe précédent, le sujet de ces travaux de thèse intitulé « *Etude et optimisation énergétique des mélanges zéotropes pour les cycles thermodynamiques de Rankine* » s'inscrit au cœur des recherches actuelles, et porte sur la compréhension des mélanges zéotropes et leur utilisation en tant que fluides de travail au sein d'installations à cycle organique de Rankine. Ces travaux ont été menés au Laboratoire d'Innovation pour les Technologies des Energies Nouvelles et les nanomatériaux (Liten), acteur français dans le domaine de la recherche sur les énergies renouvelables. Le présent mémoire a pour but d'apporter des résultats et analyses concrètes sur l'influence des performances d'un cycle ORC et de ses composants lors de l'utilisation de mélanges zéotropes. Pour ce faire, une importante campagne expérimentale a été réalisée avec une installation ORC, présentée en Figure 1.1, permettant une production électrique de l'ordre de 1 kW à partir d'une source de chaleur comprise entre 100 °C et 110 °C, ceci afin d'étudier en conditions opératoires réelles le comportement de mélanges zéotropes.

Figure 1.1 : Installation ORC expérimentale utilisée au cours des travaux de thèse

Le présent manuscrit s'articule autour des résultats expérimentaux, en fluides purs et mélanges zéotropes, obtenus lors de campagnes d'essais menées avec une installation ORC expérimentale. Ces résultats ont permis le développement de plusieurs modèles numériques semi-empiriques de composants, validés par les essais expérimentaux, et de statuer sur le comportement et l'intérêt apporté à un cycle organique de Rankine quant à l'utilisation de mélanges zéotropes en tant que fluides de travail. Ces travaux de thèse s'inscrivent ici dans une démarche pluridisciplinaire du fait d'analyses thermodynamiques approfondies spécifiques au système ORC ainsi qu'à ses composants. Les modélisations effectuées, avec le solveur thermodynamique EES couplé à la base de données thermodynamiques REFPROP, cherchent quant à elles à représenter au mieux la phénoménologie interne de ces composants. De ce fait, elles tiennent notamment compte des propriétés physiques des mélanges zéotropes lors des étapes de changement de phase au sein des échangeurs, mais également du comportement réel des fluides de travail utilisés du fait de la modélisation semi-empirique de l'organe de détente. Cette étude est donc fondée sur une approche pluridisciplinaire (numérique, expérimentale, thermodynamique, énergétique, etc.) et multi-échelle du système ORC.

Le chapitre suivant, Chapitre *II*, présente l'état de l'art des cycles de Rankine à fluides organiques employant des mélanges zéotropes comme fluides de travail. Les enjeux énergétiques et environnementaux actuels pour lesquels l'application de tels cycles thermodynamiques est envisagée seront tout d'abord évoqués. Le principe de fonctionnement et l'utilisation de cycles ORC dans le but de valoriser et transformer de l'énergie thermique en énergie électrique seront ensuite développés. Enfin, le choix et l'intérêt de mélanges zéotropes en tant que fluides de travail au sein de tels systèmes seront exposés.

Le Chapitre *III* décrit l'installation ORC expérimentale et la méthodologie utilisée pour mener à bien ces travaux de thèse. Les différents circuits fluidiques impliqués au sein de cette installation thermodynamique y sont décrits, ainsi que les instruments de mesures permettant l'acquisition et l'exploitation des données expérimentales. Ce chapitre introduit également les modèles numériques permettant d'étudier le cycle thermodynamique dans son ensemble et ses composants internes à partir des résultats expérimentaux.

Le Chapitre *IV* décrit les modèles de composants du cycle ORC développés au cours de cette thèse. Pour ce faire, ce chapitre est séparé en deux partie distinctes : la première porte sur les échangeurs de chaleur et les modèles d'échangeurs chaud et froid établis, tandis que la seconde décrit l'organe de détente du cycle et le modèle de micro-turbine axiale développé.

Le Chapitre *V* porte sur les résultats globaux obtenus pour le cycle ORC grâce aux essais expérimentaux. Ainsi, la première partie analyse le comportement et les performances du cycle thermodynamique en fluides purs et mélanges zéotropes afin d'étudier l'intérêt envisagé par l'utilisation de tels mélanges. La seconde partie apporte un éclairage nouveau sur l'évolution et la stabilité de mélanges zéotropes au sein d'un cycle ORC. La troisième et dernière partie de ce chapitre décrit l'optimisation des performances d'un cycle organique de Rankine apportée par une architecture nouvelle, adaptée du principe de glissement de température des mélanges zéotropes.

Le Chapitre *VI* vient clore ce manuscrit et permet de synthétiser les différentes analyses et conclusions établies au sein des précédents chapitres. Il ouvre également sur les perspectives offertes par ces travaux de thèse dans le domaine des ORC et des mélanges zéotropes.

Chapitre II

Bibliographie générale

II.1. Enjeux énergétiques

Au cours du XX^{ème} siècle et du début du XXI^{ème} siècle, l'évolution démographique mondiale n'a cessé de croître passant de 6 milliards d'êtres humains à l'aube de l'an 2000 à près de 7,8 milliards d'individus en 2020 et avec une augmentation au-delà de 9 milliards d'ici 2040 à 2050 suivant les projections des Nations Unies, telles que représentées au sein de la Figure 2.1 (United Nations Department of Economic and Social Affairs, P. D., 2019a ; 2019b). Cet accroissement, de l'ordre de 20 %, est notamment corrélé au développement économique fort du continent africain, de la Chine et de l'Inde. En lien direct avec ce développement économique, la consommation globale d'énergie suit une tendance identique, comme souligné par la Figure 2.1 (International Energy Agency, 2020 ; U. S. Energy Information Administration, 2020 ; BP, 2020).

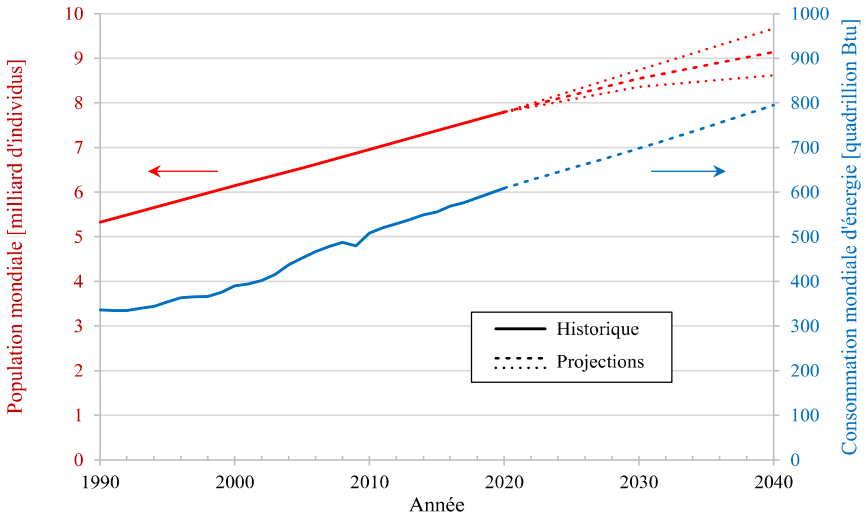


Figure 2.1 : Evolution de la population et de la consommation énergétique mondiale d'ici 2040 (schéma adapté de Landelle, 2017 et mis à jour avec les données de 2020)

En 2019, plus de 80 % de l'ensemble de la consommation énergétique mondiale est issue de ressources d'origine fossile (pétrole, gaz et charbon), comme le montre le graphique de répartition des sources d'énergie présenté au sein de la Figure 2.2 (b). Du fait de l'origine des sources actuellement utilisées et de l'accroissement constant de la population, ces ressources sont considérées pouvoir être suffisantes, au regard de la demande considérée, jusqu'à la fin du XXI^{ème} siècle (Arutyunov et Lisichkin, 2017). La problématique énergétique d'épuisement des énergies fossiles entraîne donc la nécessité de réduire rapidement leur consommation. Afin de répondre à cette problématique, le recours à d'autres types de sources d'énergie s'avère nécessaire. De nombreux pays sont arrivés à cette constatation et se sont engagés dans cette voie. En 2008, l'Union Européenne adopte le « Paquet Climat-Energie » visant notamment à accroître l'utilisation de sources d'énergie d'origine renouvelable (au sein du mix énergétique global) et d'augmenter l'efficacité énergétique des systèmes de consommation et de production d'énergie. Dans sa dernière révision de 2016, ce plan d'action énergétique a permis d'actualiser ces deux objectifs, qui devaient ainsi atteindre respectivement 27 % et 30 % à l'horizon 2030 (Commission Européenne, 2014 ; 2017). Les pays de l'Union Européenne ne sont pas les seuls à se tourner vers les énergies renouvelables, comme le montrent les courbes d'évolution des consommations énergétiques au niveau mondial, présentées au sein des Figures 2.2 (a) et (b).

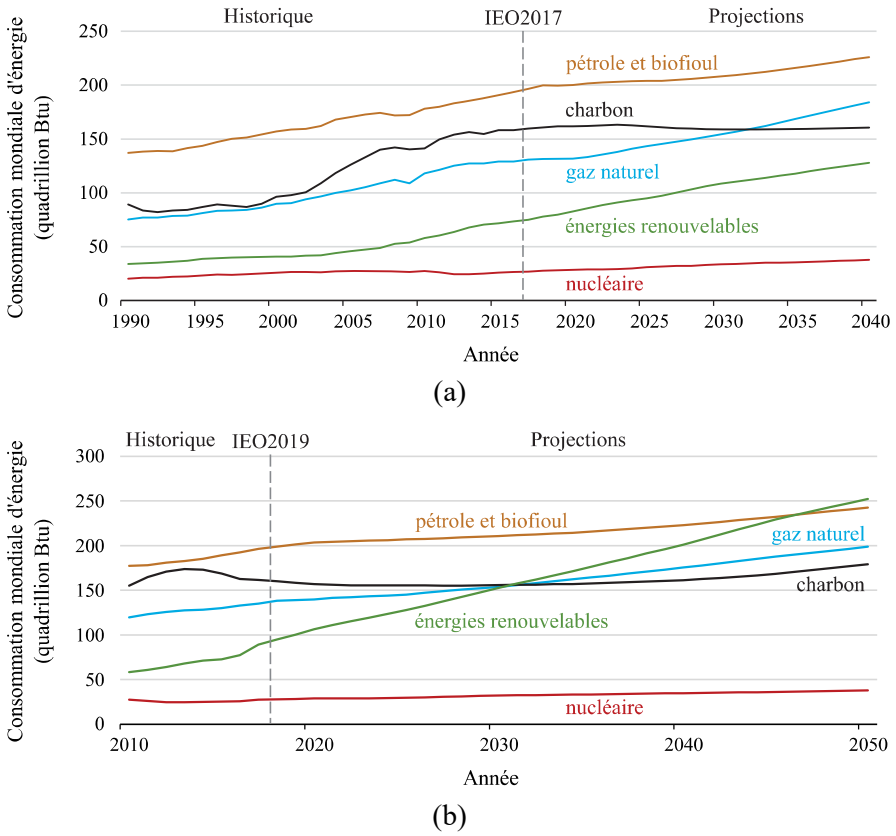


Figure 2.2 : Evolution de la consommation énergétique mondiale par type de source d'ici 2040 à 2050
(a) IEO2017 (schéma adapté de U. S. Energy Information Administration, 2017),
(b) IEO2020 (schéma adapté de U. S. Energy Information Administration, 2020)

Malgré une inflexion positive observable sur la production énergétique d'origine renouvelable depuis les dix dernières années, cette proportion représente encore seulement 12 % de l'ensemble des sources d'énergies en 2019 au niveau mondial. Cependant, en comparant les scénarii prévisionnels décrits au travers des Figures 2.2 (a) et (b) précédentes, on remarque des évolutions différentes des projections exposées suivant l'année du rapport des perspectives énergétiques effectuées par l'administration d'information sur l'énergie américaine (U. S. Energy Information Administration, 2017 ; 2020). Cette évolution prévisionnelle s'explique par des changements d'orientations politiques et des investissements engagés par de nombreux pays au regard des enjeux énergétiques actuels et des sources de type renouvelable. Ainsi, la répartition des sources d'énergie présentée en 2017 définissait la part renouvelable proche de 17 % pour 2040, tandis que la projection établie en 2020 définit cette proportion proche de 25 %, atteignant 28 % en 2050 (voir Figure 2.3).

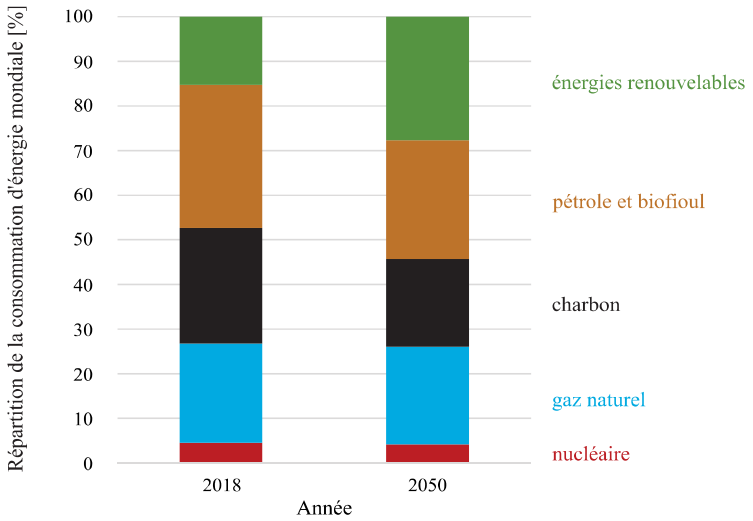


Figure 2.3 : Répartition de la consommation énergétique mondiale selon le type de source d'énergie (schéma adapté de U. S. Energy Information Administration, 2020)

Comme mentionné précédemment, l'efficacité énergétique fait partie intégrante des voies d'amélioration quant aux enjeux actuels. Le terme « efficacité énergétique » englobe indistinctement différentes notions. En effet, cette appellation intègre en même temps l'optimisation de la consommation énergétique et celle de sa production. L'Agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie (Ademe) s'est intéressée particulièrement à cette thématique d'efficacité énergétique au travers de deux rapports en 2015 et 2017, traitant des possibilités de production électrique offertes par la valorisation de sources de chaleur jusqu'alors peu ou non exploitées (Ademe, 2015 ; 2017). Ces sources de chaleur non valorisées sont regroupées sous la dénomination de chaleur fatale. La chaleur fatale correspond à la fraction de chaleur produite par et au cours d'un procédé, qui se trouve être perdue et non valorisée directement au sein de ce procédé ou indépendamment de celui-ci. L'Ademe a ainsi défini que le gisement de chaleur fatale industrielle disponible en France représente annuellement 109,5 TWh, correspondant à 36 % des besoins thermiques de ce même secteur industriel (Ademe, 2017). Issue des données de ce rapport, la Figure 2.4 présente la répartition du gisement de chaleur fatale suivant les différents niveaux de température existants.

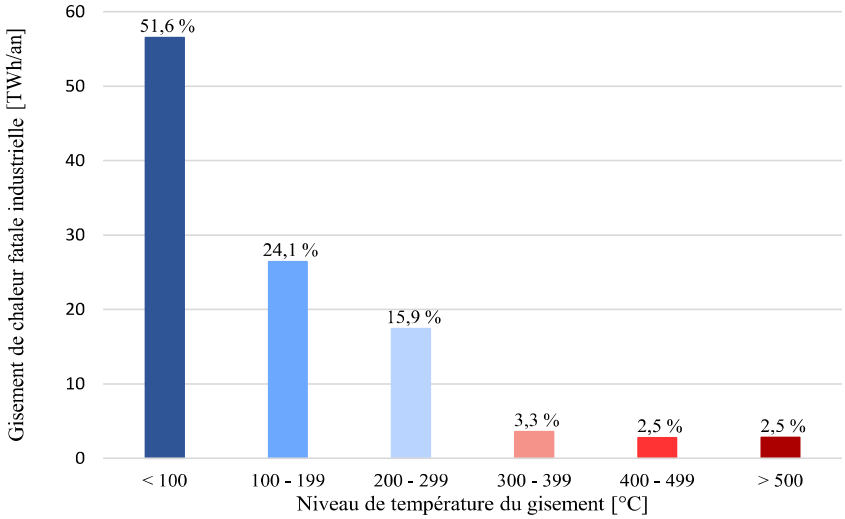


Figure 2.4 : Répartition du gisement de chaleur fatale industrielle français

La quantité de chaleur non valorisée au sein de l'industrie se trouve ainsi être significative. Dans le but de valoriser cette ressource thermique sous forme d'énergie utile, différentes solutions peuvent être exploitées. Il est possible de récupérer cette chaleur afin de la réinjecter au sein de réseaux de chaleur ou de l'utiliser *in-situ* en couplant cette source thermique à un cycle thermodynamique. Ce cycle peut être un cycle de réfrigération permettant ainsi de produire du froid à partir de la source de chaleur, ou un cycle thermodynamique produisant de l'énergie mécanique et/ou électrique. L'utilisation de machines productrices d'électricité à partir de chaleur s'avère être une solution commode du fait de la possibilité d'utilisation ou de réinjection de l'électricité produite. Dans le cas de la valorisation de chaleur fatale sous cette forme, il est nécessaire de statuer sur le système permettant de convenir au mieux à cette conversion d'énergie. On peut remarquer, tel qu'illustrée avec la Figure 2.4, que plus de 75 % de la totalité du gisement de chaleur fatale industrielle se situe au sein de la gamme de température inférieure à 200 °C. Du fait de la proportion de ce gisement se trouvant à une température relativement basse, le cycle thermodynamique le plus approprié pour effectuer cette conversion de chaleur en électricité se trouve être le cycle de Rankine à fluide organique (ORC), comme le soulignent les travaux menés par Tauveron *et al.* (2014) représentés au sein de la Figure 2.5.

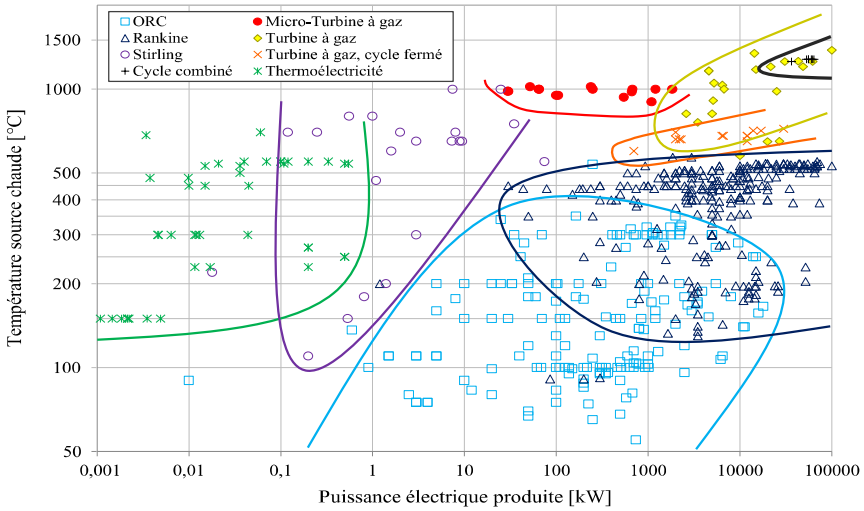
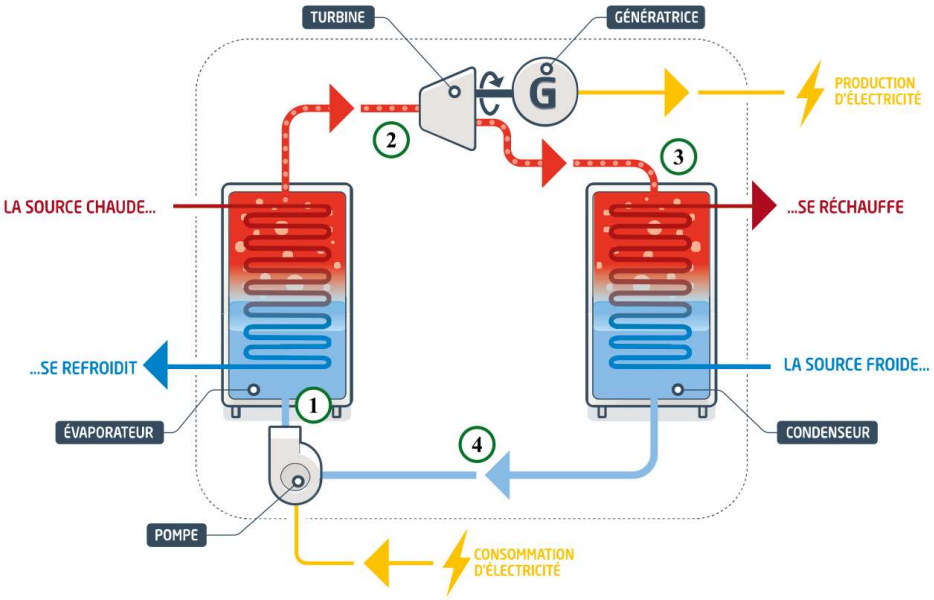


Figure 2.5 : Carte de répartition des systèmes de conversion d'énergie selon le niveau de température de la source valorisée et la puissance électrique produite
(schéma issu des travaux de Tauveron *et al.*, 2014 et adapté de Landelle, 2017)

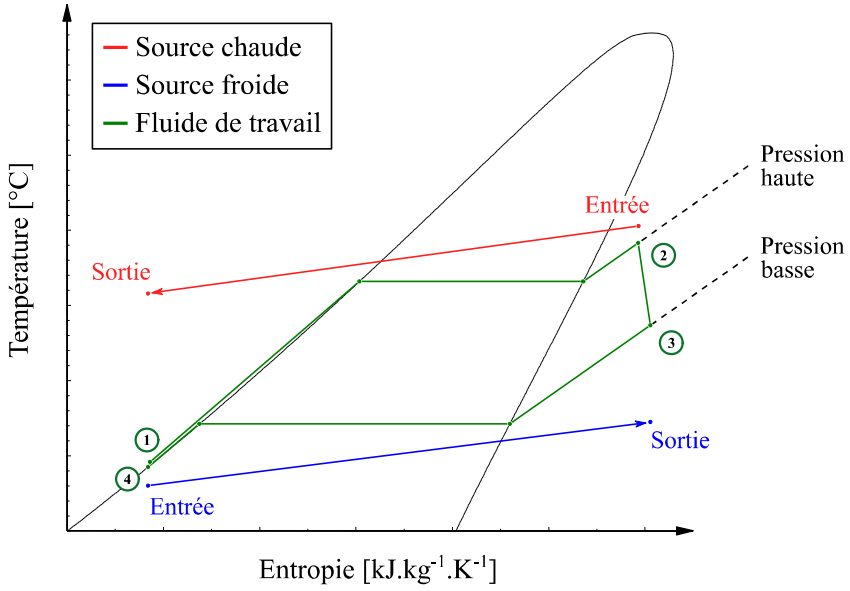
II.2. Cycle Organique de Rankine

Les cycles de Rankine à fluides organiques (ORC), comme indiqué par leur dénomination, sont des cycles thermodynamiques issus du principe des cycles de Rankine. A la différence de ces derniers qui utilisent de l'eau en tant que fluide de travail, les cycles ORC utilisent des fluides dit organiques. Les cycles de Rankine et en particulier les cycles organiques de Rankine sont des systèmes thermodynamiques permettant la conversion d'énergie thermique en énergie mécanique et éventuellement électrique. Le développement de tels cycles a vu le jour au cours du XIX^{ème} siècle et s'est trouvé massivement utilisé grâce aux travaux menés par William J.M. Rankine en 1859 sur les machines vapeur. Cependant, la paternité de la première installation de cycle ORC est attribuée à Thomas Howard dans les années 1825 - 1826 par la fabrication et l'utilisation d'une machine thermodynamique fonctionnant avec un alcool ou un

éther en tant que fluide de travail (Invernizzi, 2013 ; Le, 2014). Les différentes étapes de fonctionnement d'un cycle ORC sont présentées au sein des Figures 2.6 (a) et (b) avec respectivement un schéma de principe et le diagramme Température-Entropie (T-s) correspondant.



(a)



(b)

Figure 2.6 : Cycle de Rankine à fluide organique
(a) schéma de principe (schéma adapté de Ademe, 2017), (b) diagramme T-s du cycle thermodynamique

Telles que présentées avec la Figure 2.6 (a), les machines fonctionnant sur le principe des cycles thermodynamique de Rankine vont permettre la conversion d'énergie thermique en énergie mécanique puis électrique, grâce à la circulation en circuit fermé d'un fluide de travail. Les différentes étapes effectuées par le fluide de travail sont également représentées avec le diagramme T-s de la Figure 2.6, permettant de suivre l'évolution de ce fluide au sein du cycle thermodynamique, avec notamment les variations de pressions et de températures

correspondantes. La circulation du fluide de travail est effectuée grâce à une pompe qui permet au fluide de passer du niveau bas au niveau haut de pression tel qu'illustré par l'étape 4 à 1. Au sortir de la pompe, le fluide de travail est mis en contact avec la source de chaleur lors de son passage au sein d'un échangeur de chaleur. Ainsi, le fluide à haute pression vient récupérer l'énergie thermique de la source chaude et passe de l'état liquide basse température à l'état vapeur haute température en entrée de l'organe de détente, tel que présenté par l'étape 1 à 2. Lors de la circulation du fluide de travail au sein de l'organe de détente, ce fluide à l'état vapeur va céder sous forme de travail mécanique l'énergie thermique acquise grâce à la source chaude. Dans le cas où l'organe de détente est couplé mécaniquement avec une génératrice, le travail mécanique est converti en énergie électrique, tel qu'illustré par l'étape 2 à 3 de la Figure 2.6 (a). Le transfert d'énergie au sein de l'organe de détente se traduit pour le fluide de travail par une diminution de sa pression et de sa température. En effet, du fait de la mise en mouvement d'un composant mécanique par le passage du fluide à l'état vapeur, une perte de charge importante est imposée à ce fluide de travail. Cette perte de charge induit par conséquent une diminution de la pression du fluide et de fait une diminution de la température liée à ses propriétés thermodynamiques. Une fois la conversion d'énergie effectuée grâce à l'organe de détente, le fluide de travail est ramené à son état initial au contact d'une source froide par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur. Le fluide de travail à basse pression passe ainsi de l'état de vapeur moyenne température à l'état de liquide basse température, tel que représenté par l'étape 3 à 4.

Présentés au sein du chapitre *I* et détaillés dans la partie *II.1.* de ce chapitre, les enjeux environnementaux actuels ont notamment permis le développement de ce type de technologie de conversion d'énergie, du fait de la nécessité d'accroître l'efficacité énergétique et donc de l'intérêt porté à la valorisation de sources de chaleur à plus basse température. L'accroissement des recherches scientifiques dans le domaine des ORC ainsi que son développement industriel transparaît au travers de la littérature et dans l'évolution croissante du nombre d'installations existantes depuis le début des années 2000 (Figures 2.7 et 2.8).

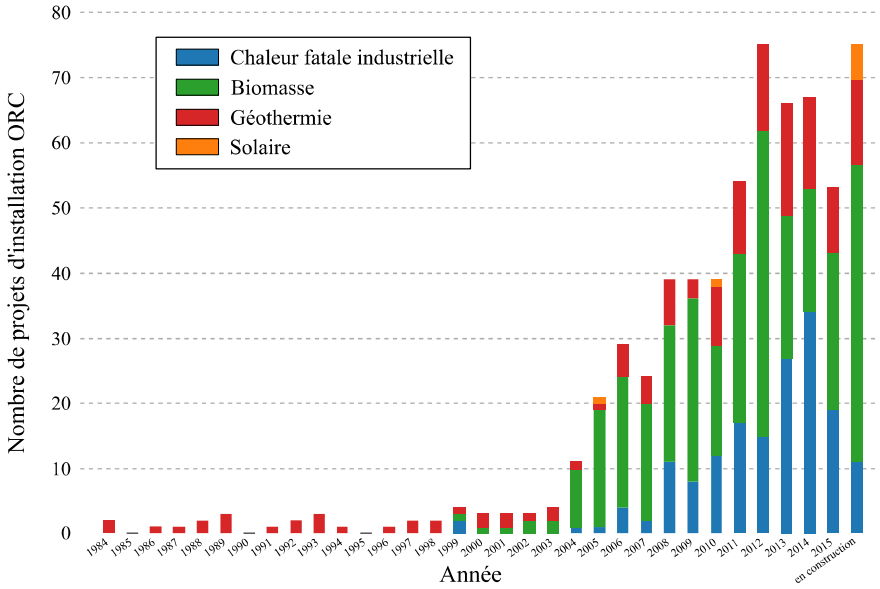


Figure 2.7 : Evolution du nombre d'installations ORC de par le monde selon leur domaine d'application (schéma adapté de Tartière, 2016)

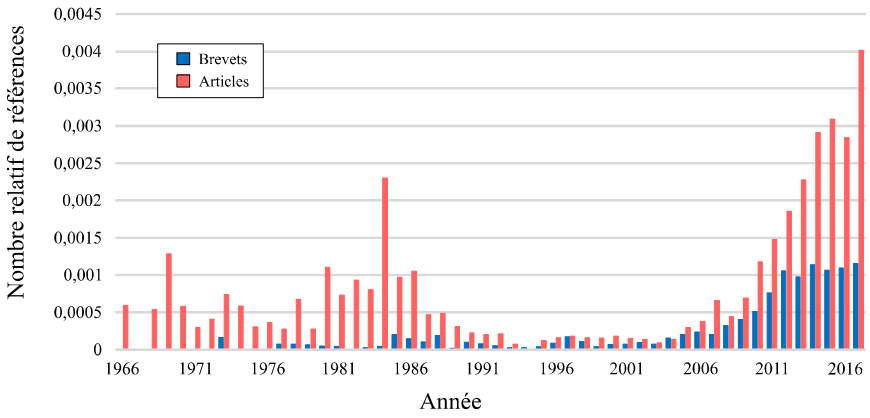


Figure 2.8 : Evolution du nombre relatif de brevets et d'articles portant sur les ORC parmi ceux portant sur l'énergie (schéma adapté de Landelle, 2017)

Au-delà de l'évolution importante des recherches menées dans le domaine des cycles organiques de Rankine à partir des années 2000, on peut également observer au sein de la Figure 2.8 deux comportements caractéristiques pour la période des années de 1980 à 1990 puis celle de 1990 à 2000. En effet, on remarque respectivement pour ces deux périodes une forte activité scientifique suivie d'un déclin important du nombre de publications. Ces deux périodes se trouvent être liées l'une à l'autre et correspondent aux évolutions de législations mondiales du fait des considérations environnementales, notamment corrélées aux risques de destruction de la couche d'ozone engendrés par certains types de fluides de travail. Les enjeux environnementaux actuels et leurs influences sur les ORC et les fluides de travail seront exposés au sein de la prochaine partie *II.3.*.

Tel que présenté dans cette partie *II.2.*, le fluide de travail joue un rôle très important au sein des cycles organiques de Rankine. En effet, il se trouve être le vecteur de la conversion d'énergie thermique en énergie électrique. Par conséquent, il convient de définir de façon appropriée les critères de sélection de ce fluide de travail. De nombreux auteurs se sont intéressés à cette question afin des lister les caractéristiques optimales à prendre en compte lors du choix d'un fluide de travail au sein d'un ORC (Liu *et al.*, 2004 ; Chen *et al.*, 2010 ; Quoilin *et al.*, 2013 ; Babatunde et Sunday, 2018). Les principaux critères définis au sein de ces travaux sont présentés ci-dessous :

- Performances thermodynamiques : le fluide de travail utilisé au sein d'une installation donnée doit permettre à ce cycle ORC d'atteindre les valeurs de rendement de conversion les plus élevées ainsi que la production d'énergie la plus importante possible au regard des températures et pressions limites de ce cycle imposées par les sources de chaleur. Cependant, chaque fluide possède des propriétés thermodynamiques différentes (point critique, chaleur latente, chaleur spécifique, densité, viscosité, etc.) ; il convient donc d'effectuer un travail amont de simulation numérique lors du dimensionnement d'une installation expérimentale afin de tenir compte de ces différences d'un fluide à l'autre et ainsi de sélectionner le fluide permettant d'obtenir les meilleures performances pour l'application donnée.
- Point de rosée et courbe de saturation : tel que présenté avec la description des différentes étapes suivies par le fluide de travail au sein d'un cycle ORC, Figures 2.6 (a) et (b), le fluide à haute pression passe de l'état liquide à l'état vapeur avant d'entrer au sein de l'organe de détente (étape 1 à 2). Au cours de cette étape à pression haute fixée, le fluide est chauffé à l'état liquide jusqu'à atteindre sa température de saturation

(chauffe monophasique), puis s'évaporer à la température fixe de saturation (évaporation diphasique), pour enfin arriver à l'état de vapeur seule et être potentiellement surchauffée (surchauffe monophasique). Cette dernière phase de surchauffe monophasique n'est pas nécessaire au fonctionnement du cycle ORC et va principalement dépendre du type de fluide de travail utilisé. En effet, il est possible de faire une distinction de ces fluides en trois catégories différentes pouvant entraîner le besoin de surchauffer la vapeur au sortir de la phase d'évaporation. Ces trois types de fluides sont représentés au sein de la Figure 2.9.

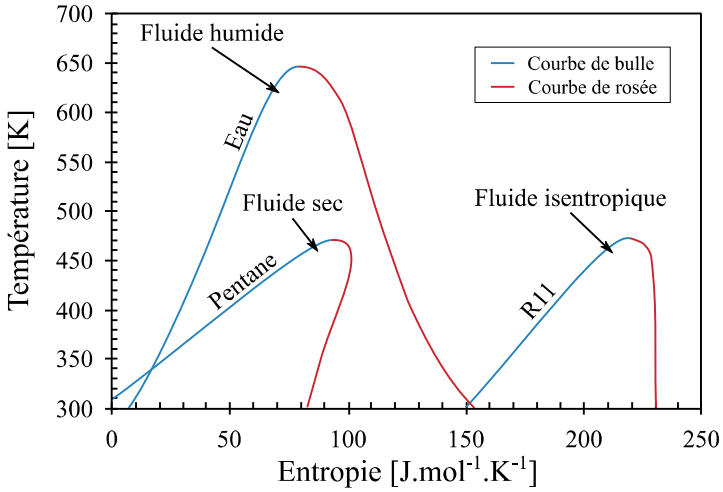


Figure 2.9 : Diagrammes T-s des trois types de fluides existants : humide, sec et isentropique (schéma adapté de Chen *et al.*, 2010)

On peut donc distinguer les fluides de travail selon leur qualification : humide, sec ou isentropique. En effet, comme représentés au sein de la Figure 2.9, ces trois types de fluides possèdent une évolution différente de leur courbe de rosée, avec respectivement une pente négative, positive et nulle. Cette variation de courbe de rosée est une notion importante à prendre en compte lors de la détente du fluide de travail. Dans le cas d'un fluide humide, si la vapeur n'est pas surchauffée et que la détente s'effectue directement depuis le point de rosée situé sur la courbe de saturation, il y a un très grand risque que la pression basse atteinte en fin de détente entraîne un état diphasique du fluide. Cet état diphasique peut représenter un risque pour l'organe de détente en lui-même, du fait de l'apparition de gouttes de liquide à haute vitesse qui peuvent venir endommager les composants mécaniques de cet organe. De ce fait, dans le cas d'un fluide de travail humide, une surchauffe significative sera nécessaire, tandis que pour un fluide sec ou isentropique elle ne le sera pas.

- Masse volumique : à débit massique équivalent, un fluide de travail possédant une masse volumique liquide plus élevée entraînera un débit volumique plus faible et donc une consommation électrique moindre pour la pompe de circulation. De plus, en phase vapeur lors des étapes diphasiques d'évaporation et de condensation, du fait d'un débit volumique plus faible, les pertes de charge au sein des échangeurs de chaleur seront réduites.

- Chaleur latente : dans le cas où la puissance transférée entre la source chaude et le fluide de travail est fixée, une chaleur latente importante du fluide de travail entraînera une diminution son débit. De ce fait, on obtiendra les mêmes avantages pour l'installation ORC que ceux observés dans le cas d'une masse volumique élevée.

- Propriétés de transport : au cours des étapes de transfert thermique et plus particulièrement lors des échanges avec la source chaude, plus la viscosité sera faible et plus la conductivité thermique sera élevée, meilleur sera l'échange. De ce fait, les surfaces nécessaires des échangeurs de chaleur seront plus faibles, entraînant un coût plus faible de ces composants ainsi que des pertes de charges moins élevées. De plus, une faible viscosité entraînera également une diminution des pertes de charges lors de la circulation du fluide de travail.
- Pression haute : la pression haute ou pression d'évaporation du cycle ORC devra être dans une gamme de valeurs acceptable suivant l'application. En effet, plus cette pression sera élevée, plus le dimensionnement des organes (échangeur chaud, organe de détente) en sera influencé ; de fait, les matériaux, dimensions et organes de sécurité nécessaires engendreront des coûts supplémentaires importants.
- Pression basse : la pression basse ou pression de condensation devra quant à elle être autant que possible supérieure à la pression atmosphérique ambiante afin d'éviter des risques d'infiltrations d'air au sein du cycle ORC. La présence d'incondensables vient influencer directement les performances du fluide de travail.
- Stabilité physico-chimique : au-delà de certains niveaux de température, tout fluide organique ainsi que certains fluides naturels présentent un risque de dégradation. Il convient donc de bien prendre en compte ce facteur, propre à chaque fluide afin de sélectionner celui adéquat au niveau de température de la source chaude. De plus, lors de durées de fonctionnement prolongées d'un fluide, celui-ci peut également subir des dégradations, il convient donc de vérifier sa bonne tenue au cours du temps. Enfin, ce fluide est en contact permanent avec différents types de matériaux (possiblement des joints d'étanchéité) et possiblement avec un fluide de lubrification pour la pompe ou l'organe de détente, dont il faudra vérifier la bonne compatibilité avec ce fluide.
- Point de solidification : dans le cas de forte variation de la température ambiante et plus particulièrement dans le cas où cette température peut atteindre de très faibles valeurs, il convient de vérifier que le fluide de travail possède un point de solidification supérieur à la plus basse température ambiante atteignable pour éviter tout risque de détérioration au sein de l'installation dans le cas où le fluide de travail viendrait à passer à l'état solide.
- Sécurité : les installations ORC fonctionnent en circuit fermé avec un fluide de travail ; par conséquent, ce circuit doit être parfaitement isolé et hermétique. Cependant, il est possible que des fuites surviennent en fonctionnement ou lors du chargement et déchargement du fluide de travail. De ce fait, il convient de prendre en compte les risques de toxicité liés au fluide utilisé ainsi que les risques d'inflammabilité et d'explosivité. L'American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers a défini des valeurs de référence pour un très grand nombre de fluides utilisés au sein de cycles thermodynamiques, permettant de connaître au préalable les éventuels risques existants.
- Prix et disponibilité : tout comme pour les organes composant l'installation ORC, le fluide de travail peut s'avérer plus ou moins coûteux. Lors du dimensionnement technico-économique d'un cycle, il convient de prendre en compte ces aspects et notamment celui de la disponibilité du fluide, pour ne pas risquer d'entraîner un arrêt

long et coûteux de l'installation dans le cas d'un changement de fluide de travail impromptu.

- Risques environnementaux : deux paramètres environnementaux et fortement réglementés sont à prendre en compte lors du choix d'un fluide de travail. Il s'agit du potentiel de destruction de la couche d'ozone (ODP, de l'anglais Ozone Depletion Potential) et le potentiel de réchauffement climatique (GWP, de l'anglais Global Warming Potential) des fluides de travail. Du fait de règlementations strictes européennes et mondiales, il convient de choisir un fluide de travail avec une valeur d'ODP nulle et une valeur de GWP la plus faible possible.

Tel que répertorié au sein de la liste relative aux critères de sélection d'un fluide de travail approprié à une installation ORC, leur nombre est important. Et ceci d'autant plus que cette liste n'est pas exhaustive et que l'on pourrait également mentionner d'autres paramètres thermodynamiques propres au fluide de travail, par exemple ses propriétés critiques ou encore sa chaleur latente. De ce fait, on comprend aisément que le fluide de travail idéal pour une installation ORC et une source de chaleur donnée n'existe pas et qu'il faudra le choisir en faisant des compromis entre certains des critères mentionnés plus haut. Cependant, deux critères particuliers sont à prendre en compte quelle que soit l'installation et quel que soit le fluide de travail. Il s'agit des paramètres liés aux risques environnementaux, à savoir leurs valeurs d'ODP et de GWP.

II.3. Enjeux environnementaux

Suite à l'intensification de la consommation énergétique mondiale au cours du XX^{ème} siècle, présentée au sein de la première partie *II.1.* de ce chapitre, la quantité de gaz à effet de serre (GES) et notamment de dioxyde de carbone CO_2 n'a cessé d'augmenter depuis les années 1950 dans le monde, comme illustré par la Figure 2.10.

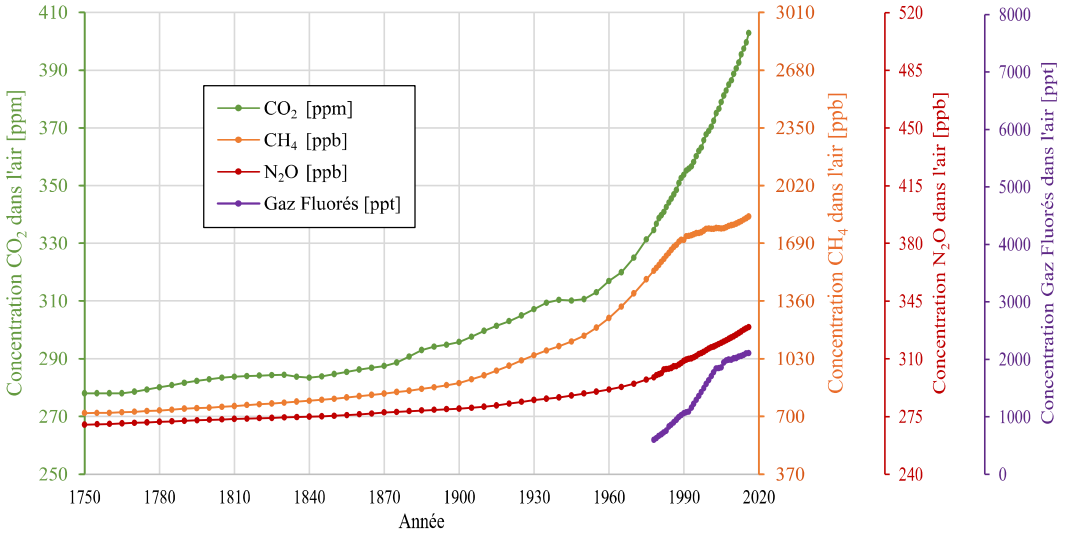


Figure 2.10 : Evolution mondiale de la concentration dans l'air des principaux gaz à effets de serre (schéma adapté de GIEC, 2014 avec les données de mises à jours issues de AGAGE, 2020 et NOAA, 2020)

Cependant, au regard de la variation de concentration des GES de la Figure 2.10, les gaz à effet de serre possédant la plus forte évolution relative se trouvent être les gaz fluorés. En

effet, si l'on compare le taux d'accroissement des gaz fluorés et des trois autres principaux GES (N_2O, CH_4 et CO_2), chacun possède respectivement un taux d'accroissement, pour la période de 1975 à 2016, de 300 %, 12 % 22 % et 21 %. Or dans les années 1980, les gaz fluorés principalement utilisés en tant que fluides de travail au sein de cycles thermodynamiques, étaient les Chlorofluorocarbures (CFC), et possédaient un indice de destruction de la couche d'ozone très important, ainsi qu'un fort potentiel de réchauffement climatique (GWP). En 1987, du fait de la découverte du fort potentiel de destruction de la couche d'ozone des CFC, les pays de la communauté économique européenne ainsi que 24 autres pays de par le monde (dont les Etats-Unis, principal producteur de CFC), se sont engagés avec la signature du Protocole de Montréal, à l'interdiction de production et d'utilisation de ces fluides d'ici 1996, avec une interdiction effective atteinte en 1995 (United Nations Environnent Programme, 2017). Tel que mentionné dans la partie *II.2.*, lors de l'analyse des recherches scientifiques présentée au sein de la Figure 2.8, il est ici également possible de relier l'évolution de ces recherches à celle des législations environnementales et notamment concernant les fluides frigorigènes. En effet, il a été expliqué dans ce paragraphe que l'interdiction des CFC définie en 1987 fut effective en 1995. Du fait de cette interdiction, les recherches, afin de trouver des fluides de remplacement aux CFC, furent importantes autour des années 1980 à 1990 (Figure 2.8). Les Hydrochlorofluorocarbures (HCFC) définis comme fluides de remplacement pour les CFC furent quant à eux autorisés jusqu'en 2020 avec une interdiction de production à partir de 2015, du fait d'une valeur d'ODP proche de zéro mais non nulle. A partir des années 2000, on observe un nouvel accroissement des recherches scientifiques, expliqué notamment avec les enjeux énergétiques. On peut également relier cette évolution du fait de nouvelles législations environnementales mondiales. De fait, le Protocole de Kyoto fut mis en place en 1997. Ce protocole, entré en vigueur à partir de 2005, limite la production de fluides à fort GWP de type Hydrofluorocarbures (HFC) et en interdit l'utilisation à partir de 2030 (United Nations Climate Change, 2008). Les différents types de fluides utilisés en tant que fluides de travail au sein de cycles ORC et leurs caractéristiques environnementales sont répertoriés dans le Tableau 2.1.

Tableau 2.1 : Caractéristiques environnementales des principaux fluides frigorigènes utilisés comme fluides de travail au sein de cycles ORC

Type de fluide	Valeur d'ODP	Valeur de GWP	Date interdiction
CFC	Forte	Faible - Moyenne - Forte	1995
HCFC	Faible	Forte	2015
HFC	Nulle	Moyenne - Forte	2030
HFE	Nulle	Faible - Moyenne	-
HFO	Nulle	Faible	-
HC	Nulle	Faible	-

Issue de la littérature, et de la base de données constituée grâce aux travaux de Landelle *et al.* (2017), il est possible d'établir une cartographie de répartition des types de fluides utilisés au sein d'installations ORC expérimentales. Cette répartition est décrite au sein de la Figure 2.11 à partir de 178 installations expérimentales disponibles dans la littérature scientifique ouverte ; par conséquent, elle ne tient pas compte d'un certain nombre d'installations industrielles ou confidentielles. Cependant, au vu du grand nombre d'installations étudiées et du fait que la plus ancienne date de 2001, il est raisonnable de considérer ces résultats comme représentatifs de l'ensemble des installations ORC existantes. Ainsi, on remarque que la plupart des installations ORC utilisent des fluides de travail

maintenant interdits (HCFC) ou qui le seront prochainement (HFC) ; seulement 17,5 % des fluides utilisés ne présentent pas ou peu de risques environnementaux au regard des législations actuelles. Ces résultats illustrent donc la nécessité d'accroître les recherches concernant les fluides de remplacement afin de trouver des alternatives pérennes aux fluides existants et nocifs pour la très grande majorité d'entre eux.

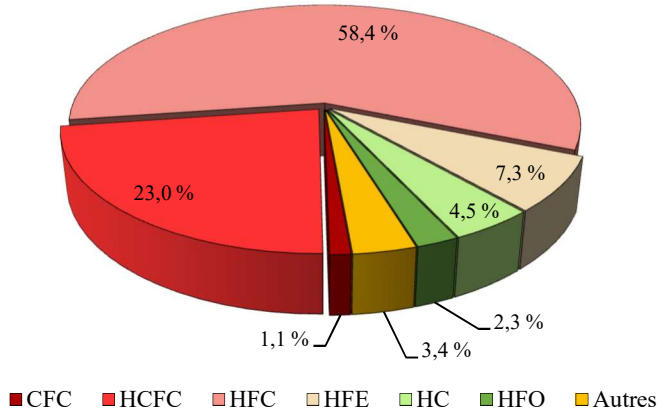


Figure 2.11 : Diagramme de répartition des fluides de travail utilisés au sein d'installations ORC expérimentales

II.4. Fluides de remplacement et mélanges zéotropes

Suite aux enjeux environnementaux du XX^{ème} et XXI^{ème} siècles, présentés dans la partie *II.3.*, l'évolution des législations a imposé une évolution des fluides de travail utilisés au sein des machines à cycle thermodynamique et par conséquent, au sein des installations à cycle organique de Rankine. Tels qu'illustrés avec le Tableau 2.1 et la Figure 2.11, on retrouve trois types de fluides de remplacement, aux HFC encore largement utilisés à ce jour, dont l'indice ODP est nul et l'indice GWP est faible, à savoir les Hydrofluoroléfines (HFO), les Hydrofluoroethers (HFE) et les Hydrocarbures (HC). La catégorie « Autres » de la Figure 2.11 regroupe les fluides exotiques ou plus rarement utilisés en tant que fluides de travail, comme les Siloxanes et les Alcools.

II.4.1. Fluides de remplacement

De ces trois principales catégories de fluides à faible GWP, les Hydrocarbures sont les premiers à avoir été utilisés au sein de cycles thermodynamiques. En effet, leur utilisation en tant que fluides de travail se retrouve dans la littérature de façon concomitante à l'utilisation des CFC dans les années 1940-1950 (McLinden et Huber, 2020). Li *et al.* (2013) se sont intéressés à l'utilisation des HC comme fluides de travail au sein d'un cycle ORC combiné à un cycle de réfrigération à compression de vapeur. Des quatre hydrocarbures étudiés dans leurs travaux (R-290, R-600, R-600a et R1270), permettant la valorisation d'une source de chaleur entre 60 °C et 90 °C, le R-600 (Butane) permet d'atteindre les performances globales couplées des deux systèmes les plus élevés. Une comparaison est effectuée entre le R-245fa et les HC R-601 et R-601a (respectivement Pentane et Isopentane) au sein des travaux de Xi *et al.* (2015). Il ressort de ces études que les deux Hydrocarbures permettent d'atteindre de meilleures performances, tant pour le rendement du cycle que pour la production d'électricité de l'ORC. Invernizzi *et al.* (2019) ont comparé huit Hydrocarbures purs avec du MDM

(Octamethyltrisiloxane) en tant que fluides de travail au sein d'un ORC valorisant une source de chaleur issu de biomasse. Le MDM, fluide performant de remplacement aux HFC mais cependant moins répandu du fait d'une toxicité importante, est le cas de référence de leur étude. Les résultats montrent que les HC permettent d'atteindre des performances similaires à celles obtenues avec le fluide de référence. Tout comme Li *et al.* (2013), Yadav et Sircar (2019) ont étudié les fluides R-600 et R-600a (Isobutane). Lors de l'étude des performances de ces Hydrocarbures et de leur comparaison à celles des deux HFC les plus répandus (R-134a et R-245fa), il a pu être observé des résultats similaires venant ainsi confirmer l'intérêt du butane en tant que fluide de remplacement. Cependant, malgré l'emploi des Hydrocarbures au sein de cycles de réfrigération et l'intérêt patent de ces fluides comme fluides de remplacement au sein des cycles ORC (Li *et al.*, 2013), leur utilisation reste limitée du fait des risques importants d'inflammabilité et d'explosivité liés à leur propriétés physico-chimiques ainsi que de leur coût élevé.

Le second type de fluide de remplacement répandu au sein des cycles organiques de Rankine est celui des Hydrofluoroethers. Ces fluides organiques ont vu le jour, en tant que fluides de travail de cycles thermodynamiques, peu de temps après les HFC. Leur utilisation et les recherches menées sur ces fluides ne sont arrivées que plus tardivement, du fait de moindres performances en comparaison des HFC (Calm, 2008). Cependant, suite à la diminution progressive des Hydrofluorocarbures, l'intérêt porté aux HFE s'est accru au cours des dernières années. Husband et Beyene (2008) et Qiu *et al.* (2012) se sont intéressés aux performances de cycles organiques de Rankine permettant la valorisation de chaleur à basse température, proche de 100 °C, utilisant le HFE7000 comme fluide de travail. Les résultats présentés au sein de leurs travaux, de simulation dans le cas de Husband et Beyene (2008) et expérimentaux pour Qiu *et al.* (2012), permettent d'illustrer l'intérêt de ce fluide de type HFE au regard des performances obtenues. En effet, les rendements premier principe de leurs cycles ORC ont atteint respectivement 11 % pour une production électrique de 10 kW et 3,78 % pour une production de 900 W. De leur côté, Qiu *et al.* (2012) mettent en avant des performances plus faibles que celles initialement simulées. Cependant, en comparaison de la littérature disponible, telle qu'illustrée avec la Figure 2.12, leur installation se classe au même niveau de performances que les ORC expérimentaux existant pour une puissance de 900 W.

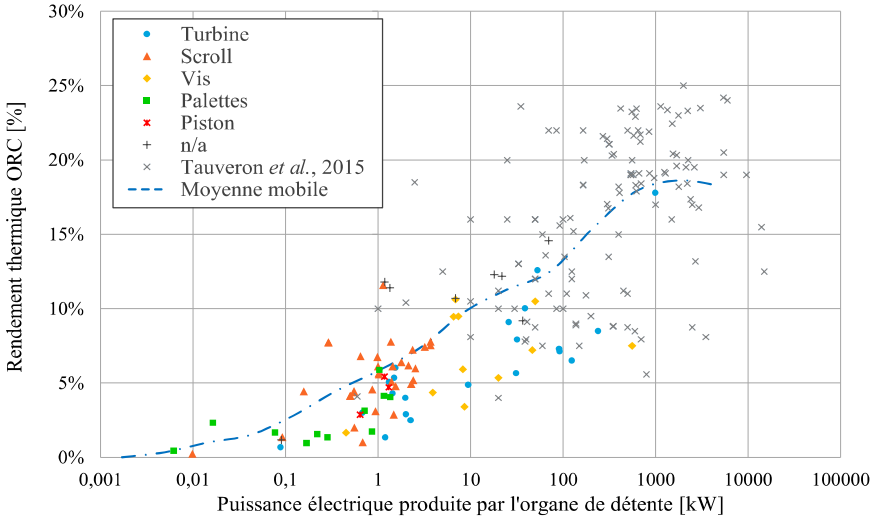


Figure 2.12 : Carte de répartition des installations ORC selon leur rendement premier principe et la puissance électrique produite
(schéma adapté de Landelle *et al.*, 2017)

Wang *et al.* (2017a) et Upadhyaya et Gumtapure (2018) ont comparé trois fluides de type HFE entre eux, le HFE7000, le HFE7100 et le HFE7500, afin de valoriser dans les deux cas une source de chaleur à 150 °C avec un cycle ORC. Leurs études ont permis de mettre en évidence que le HFE7000 entraîne les meilleures performances pour l'installation ORC dans le cas où les paramètres extérieurs au cycle thermodynamique sont imposés (températures et débits des sources ainsi que le débit du fluide de travail). Jradi *et al.* (2014), Kaczmarczyk *et al.* (2015) et Pu *et al.* (2016) se sont quant à eux intéressé au HFE7100 dans le cas de production de petite puissance, proche de 1 kW électrique, avec une installation ORC dont l'organe de détente est respectivement un détendeur scroll, une turbine radiale et une turbine axiale. Pu *et al.* (2016) ont comparé dans leur travaux les résultats expérimentaux obtenus en HFE7100 à ceux obtenus en R-245fa. Ils ont mis en évidence que le HFE7100 entraîne une production inférieure, 1027 W, à celle obtenue avec le fluide de type HFC, 1927 W. Cependant, bien que ce fluide de type HFE soit moins performant que le fluide pur R-245fa, il n'est pas pour autant un fluide de remplacement sans intérêt. En effet, dans le cas des travaux de Jradi *et al.* (2014) et de Kaczmarczyk *et al.* (2015), les rendements d'installations optimums atteints avec le HFE7100 sont respectivement de 5,7 % et de 5,95 %, permettant de confirmer l'intérêt de ce fluide en tant que fluide de travail au regard des résultats expérimentaux répertoriés au sein de la Figure 2.12. Scaccabarozzi *et al.* (2018) ont simulé les performances de cycles ORC avec plus de quarante fluides de travail différents. Leur étude a permis de comparer un très grand nombre de fluides de remplacement avec des Hydrofluorocarbures classiquement utilisés, tels que le R-134a et le R-245fa. Les résultats obtenus ont notamment mis en avant quatre fluides de type HFE, le HFE-245fa2, le HFE-245cb2, le HFE7000 et le Novec649[1], avec des performances similaires à celles obtenues avec les fluides de type HFC. Au regard de l'analyse de la littérature disponible sur les fluides de type HFE effectuée dans ce paragraphe, ceux-ci, bien que sensiblement moins performants que les fluides de type HFC, s'avèrent pertinents en tant que fluide de remplacement du fait des enjeux environnementaux actuels. Cependant, bien que moins nocifs que les HFC, du fait de durées de vie et de valeurs de GWP couplées inférieures aux HFC, certains HFE sont à considérer avec attention du fait de potentiels de réchauffement climatique relativement élevés.

Le dernier type de fluides envisagé en tant que fluide de remplacement aux HFC est celui des Hydrofluoroléfines ou HFO. Il s'agit des fluides de remplacement les plus récents et contrairement aux HFE, ils ont été identifiés spécifiquement par les fabricants de fluides frigorigènes comme alternatives aux HFC (Motta *et al.*, 2010 ; Arora *et al.*, 2018 ; McLinden et Huber, 2020). Deux fluides purs de cette catégorie à faible GWP sont principalement utilisés, le HFO-1336mzz et le HFO-1234. Navarro-Esbrí *et al.* (2017) et Yang *et al.* (2019) se sont intéressés au HFO-1336mzz selon une forme d'isomérie différente. En effet, ce fluide organique se trouve être sous sa forme d'isomérie *trans* HFO-1336mzz(Z) dans le cas de Navarro-Esbrí *et al.* (2017), et sous sa forme d'isomérie *cis* HFO-1336mzz(E) dans le cas de Yang *et al.* (2019). Cette différence structurelle de molécule peut influencer fortement ses propriétés thermodynamiques ; l'isomérie *trans* (Z) entraîne une température normale d'évaporation de 33,4 °C, alors que cette température est de 7,5 °C pour l'isomérie *cis* (E). Ces travaux expérimentaux ont permis la comparaison de ce HFO avec le fluide HFC pur R-245fa. Les résultats obtenus montrent des performances similaires au R-245fa, avec un rendement global du cycle ORC supérieur pour le HFO-1336mzz(Z) (8,3 % contre 7,8 % avec le HFC) et inférieur pour le HFO-1336mzz(E) (3,1 % contre 4,6 % avec le HFC). Tout comme pour le HFO-1336mzz, plusieurs isomères du HFO-1234 ont été étudiés au sein de la littérature. Les

[1] Le Novec649 est un fluide de type Fluoroketone et n'est donc pas un fluide de type HFE. Cependant, du point de vue chimique et structurel, il est assez proche des fluides de type HFE. Par conséquent, pour une raison de clarté dans le présent manuscrit, le Novec649 est également compris sous l'appellation de fluide de type HFE.

travaux de Invernizzi *et al.* (2016) présentent l'étude numérique d'un ORC supercritique en R-134a et HFO-1234yf. L'utilisation du fluide de type HFO conduit à une diminution de la puissance produite de l'ordre de 13 % en comparaison du fluide de type HFC. On observe un comportement opposé dans le cas d'un cycle sous-critique pour ces deux mêmes fluides au sein des travaux de Cambi *et al.* (2017), avec un accroissement de 3 % du rendement global de cet ORC. L'isomère HFO-1234ze(E) a été étudié par Helvaci et Khan (2017) et Yang *et al.* (2019) au sein d'un ORC sous-critique pour les deux études. Les premiers ont comparé les résultats obtenus en HFO avec huit fluides Hydrofluorocarbures différents (dont le R-245fa), tandis que les seconds ont effectué cette comparaison uniquement avec du R-245fa. Dans les deux cas d'études, le HFO-1234ze(E) a permis d'atteindre des performances similaires aux fluides de type HFC, avec un rendement global de l'ORC proche de 4,5 % pour Helvaci et Khan (2017) et de 3,5 % pour Yang *et al.* (2019). Telle qu'illustrée avec cette analyse des performances de cycles ORC utilisant des fluides de type HFO, ceux-ci s'avèrent être prometteurs en tant que fluides de remplacement au vu des comparaisons effectuées avec les fluides de type HFC classiquement utilisés. Néanmoins, les conditions de fonctionnement semblent jouer un rôle important sur ces performances au regard des résultats présentés par Invernizzi *et al.* (2016) et Cambi *et al.* (2017). Un autre type de fluides, les Hydrochlorofluoroléfines ou HCFO, proche des HFO, est également envisagé au sein de la littérature, pour ses performances comparables au R-245fa (Helvaci et Khan, 2017 ; Eyerer *et al.*, 2019 ; Yang *et al.*, 2019). Cependant, les HCFO, bien que non concernés pour le moment par les protocoles de Montréal et Kyoto, possèdent des valeurs d'ODP très légèrement supérieures à zéro ; de ce fait, les considérer pertinents comme fluides de remplacement, à long voire à moyen terme, semble peu cohérent. Enfin, la mise en lumière récente de la forte toxicité de l'acide trifluoroacétique, sous-produit de la dégradation des HFO et HCFO dans l'atmosphère, vient nuancer le choix du type HFO pour les fluides de remplacement (Eyerer *et al.*, 2019).

Au sein de cette sous-partie *II.4.1.*, les fluides de travail envisagés pour remplacer les fluides nocifs de type Hydrofluorocarbures, d'ici leur interdiction totale en 2030, ont été présentés. Des trois principales catégories de fluides entraînant des performances de cycle organique de Rankine comparables aux Hydrofluorocarbures, les Hydrocarbures, bien que très performants, ne semblent pas être ceux privilégiés à court terme, du fait des risques importants d'inflammabilité et d'explosivité liés à leur utilisation. De ce fait, les Hydrofluoroethers et les Hydrofluoroléfines semblent être les seules alternatives viables aux HFC au sein d'installations ORC. Cependant, tel qu'illustré au sein des paragraphes d'analyses de ces deux types de fluides, les HFE et les HFO n'entraînent pas systématiquement des performances globales similaires ou accrues pour le cycle thermodynamique considéré, en comparaison des fluides classiquement utilisés. Or, on remarque dans les Figures 2.7 et 2.11, qu'un nombre très important d'installations ORC fonctionnelles utilisent encore des fluides de type HFC. La problématique quant au nécessaire maintien de leur niveau actuel de performances (rendement global de l'ORC et puissance électrique produite) se pose, du fait qu'il soit potentiellement moindre avec l'utilisation de fluides de remplacement de type HFE ou HFO. Afin de pallier ce risque, un certain nombre de recherches scientifiques sont menées sur l'utilisation couplée, au sein d'un même cycle organique de Rankine, de différents fluides purs sous la forme de mélanges spécifiques ; ceci, dans le but d'accroître les performances de l'ORC en comparaison de son fonctionnement avec ces mêmes fluides purs, utilisés seuls au sein de l'installation. Ce type de mélange caractéristique est appelé mélange non-azéotropique ou mélange zéotrope.

II.4.2. Mélanges zéotropes

Comme mentionné dans le dernier paragraphe de la sous-partie *II.4.1.*, les mélanges zéotropes sont supposés entraîner un accroissement des performances thermodynamiques des cycles de Rankine à fluides organiques au sein desquels ils sont utilisés en tant que fluides de travail. L'attrait pour ce type de mélange dans le domaine des cycles ORC, en comparaison des domaines des cycles de réfrigération et des pompes à chaleur (Didion et Bivens, 1990 ; Radermacher et Hwang, 2005), est relativement récent (Modi et Haglind, 2017). Une analyse du nombre d'articles de la littérature portant sur les mélanges zéotropes dans le domaine des cycles organiques de Rankine permet d'illustrer cette tendance : extrait de la base de donnée de publications scientifiques Scopus, l'évolution de ce nombre d'articles, apparentés aux mots clefs « *Zeotropic Mixtures* » et « *Organic Rankine Cycles* », est décrite au sein de la Figure 2.13.

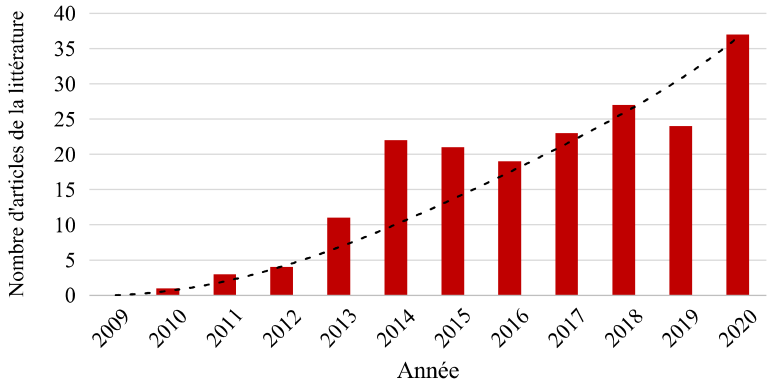


Figure 2.13 : Evolution du nombre d'articles de la littérature portant sur les mélanges zéotropes dans le domaine des cycles ORC

L'évolution du nombre de références, présentée avec la Figure 2.13, correspondant à l'association des deux mots clefs précédents pour un total de 192 publications, illustre cet intérêt récent, depuis seulement une quinzaine d'années.

II.4.2.1. Caractéristiques des mélanges zéotropes

Les mélanges zéotropes correspondent à un type spécifique de mélange composé de plusieurs fluides purs. En effet, ce type de mélange a la particularité d'avoir une évolution non-isotherme lors de son changement de phase (à pression constante), de l'état liquide à l'état vapeur et inversement. Cette variation de température lors des étapes diphasiques d'évaporation et de condensation est appelée « glissement de température ». L'existence de ce glissement résulte de températures de saturation différentes des espèces pures composant le mélange. En effet, à l'état monophasique liquide ou vapeur, un même mélange zéotrope possède une composition fixe. Lorsque ce mélange commence à s'évaporer à pression constante, l'espèce pure possédant la température de saturation la plus basse s'évapore en premier, suivie de l'espèce possédant la température de saturation la plus élevée (le phénomène inverse s'observe lors de la condensation). Ce phénomène est notamment utilisé depuis très longtemps dans le domaine de la distillation (permettant de séparer des espèces initialement parfaitement miscibles). Or, dans le cas d'une installation ORC, le mélange zéotrope se trouve en circulation au sein d'un circuit fermé. Par conséquent, lorsque qu'une quantité **a** de mélange de composition $\mathbf{z}_\alpha$ liquide s'évapore, celles-ci restent constantes et on retrouve cette même quantité **a** de mélange de composition $\mathbf{z}_\alpha$ à l'état vapeur. Au cours de l'étape d'évaporation, la composition globale $\mathbf{z}_\alpha$ de cette quantité **a** reste identique, mais la composition des phases

liquide et vapeur coexistantes évolue tout au long de l'étape diphasique du fait des températures de saturation différentes des espèces pures. Cette différence de température de saturation et de composition locale se traduit par un glissement de température entre les points de bulle[2] et de rosée[3] du mélange de composition $\mathbf{z_\alpha}$. Le principe de glissement de température pour un mélange zéotrope au sein d'un cycle organique de Rankine est illustré au sein des Figures 2.13 (a) et (b), avec la représentation couplée d'un diagramme Température-Entropie d'évaporation d'un mélange binaire de composition $\mathbf{z_\alpha}$ et du diagramme de phase Température-Composition correspondant.

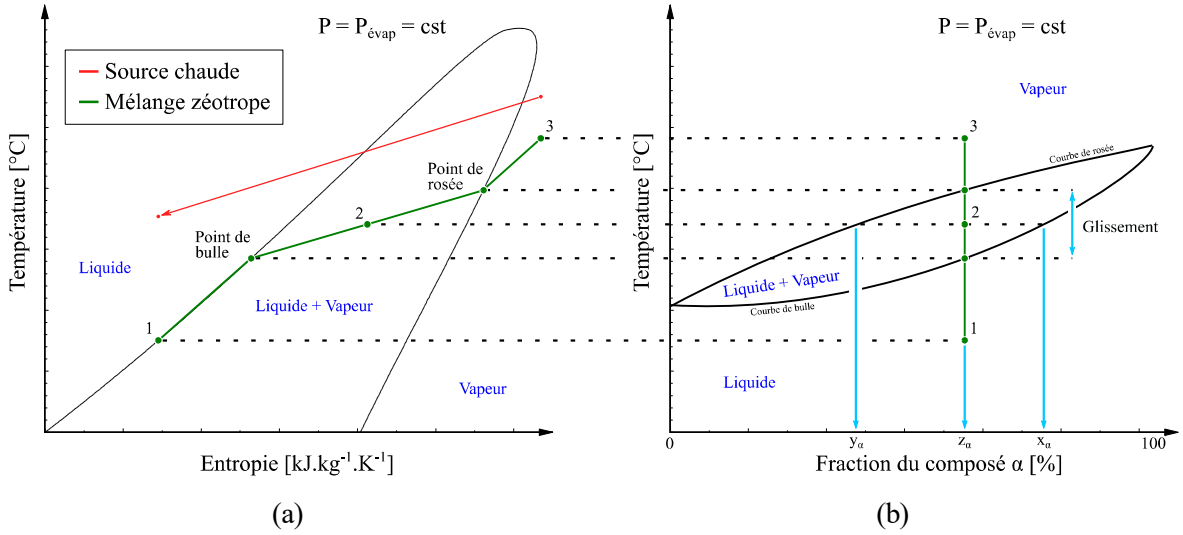


Figure 2.14 : Evaporation d'un mélange zéotrope binaire de composition globale z_α
(a) Diagramme T-s, (b) Diagramme de phase
(schéma inspiré de Angelino et Colonna, 1997)

Tel que représenté avec les Figures 2.14 (a) et (b) de l'évaporation d'un mélange binaire de composition globale $\mathbf{z_\alpha}$, le glissement de température correspond bien à l'écart entre les points de bulle et de rosée de ce mélange. Le point 2, représenté au sein des Figures 2.14 (a) et (b), permet d'illustrer la variation de composition locale des fractions liquide et vapeur du mélange zéotrope. En effet, ce point 2 de composition globale $\mathbf{z_\alpha}$ entraîne une composition de la fraction liquide $\mathbf{x_\alpha}$ du composé $\boldsymbol{\alpha}$ différente de la composition de la fraction vapeur $\mathbf{y_\alpha}$ pour ce même composé.

Ce principe de glissement de température est la caractéristique spécifique des mélanges zéotropes pour lesquels ces derniers sont considérés pouvoir accroître les performances d'un cycle ORC, en comparaison des fluides purs composant ce même mélange. En effet, au cours d'un échange de chaleur de puissance fixée entre un fluide chaud et un fluide froid, le transfert thermique optimal atteignable est limité par les différences de température les plus faibles existantes entre ces deux fluides durant l'échange (Bamorovat Abadi et Kim, 2017). Ces différences finies de température sont appelées « pincements ». Dans le cas où ces pincements sont atteints, les irréversibilités thermiques résultantes de cet échange ne peuvent être réduites et par conséquent l'échange optimal, selon les conditions de fonctionnement, est atteint. Or, du fait de l'existence du glissement de température, lors de l'utilisation de mélanges zéotropes en

[2] Le point de bulle d'une espèce (pure ou mélange) correspond à l'état de saturation liquide de cette espèce avant l'apparition de la première bulle de vapeur.

[3] Le point de rosée d'une espèce (pure ou mélange) correspond l'état de saturation vapeur de cette espèce avant l'apparition de la première goutte de liquide.

tant que fluides de travail, ces irréversibilités peuvent être réduites en comparaison de fluides purs. Afin d'illustrer ce propos, les échanges optimums atteignables au sein d'un cycle ORC utilisant un fluide pur et un mélange zéotrope sont présentés respectivement au sein des Figures 2.15 et 2.16.

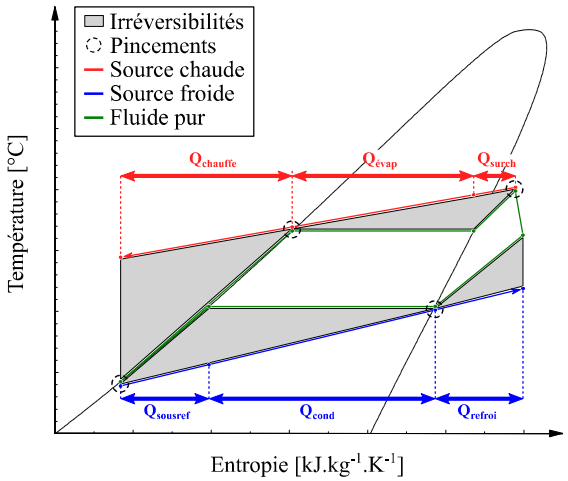


Figure 2.15 : Irréversibilités des échanges thermiques lors des étapes diphasiques d'un cycle ORC avec un fluide pur

Tel qu'illustrées avec la Figure 2.15, les étapes diphasiques d'évaporation et de condensation au sein d'un cycle organique de Rankine, utilisant un fluide pur comme fluide de travail, s'effectuent à pression et température constantes. Dans le cas optimal d'échange thermique entre les sources de chaleur et le cycle thermodynamique, présenté dans cette figure, les pincements de températures sont atteints entre les sources et le fluide de travail. De ce fait, les irréversibilités thermiques représentées en gris correspondent aux irréversibilités ultimes de cet échange, ne pouvant être réduites dans le cas de l'utilisation de ce fluide pur. Cependant, si ce fluide pur est assemblé avec une seconde espèce permettant de former un mélange zéotrope, il est alors possible de diminuer ces irréversibilités, comme décrit par la Figure 2.16.

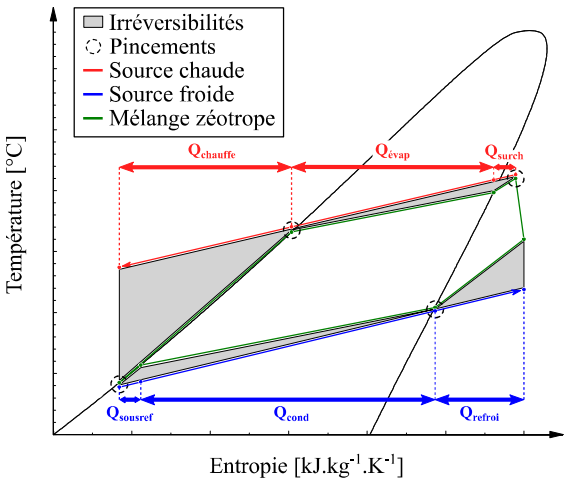


Figure 2.16 : Irréversibilités des échanges thermiques lors des étapes diphasiques d'un cycle ORC avec un mélange zéotrope

En effectuant une comparaison des irréversibilités montrées dans les Figures 2.15 et 2.16, l'intérêt apporté grâce à l'utilisation d'un mélange zéotrope au sein d'un cycle ORC est confirmé, le mélange zéotrope réduisant ces irréversibilités en comparaison d'un fluide pur. En

effet, cette réduction permet d'accroître les performances des échanges de chaleur entre les sources, chaude et froide, et le fluide de travail. Ceci permet également d'accroître les performances globales du cycle ORC du fait de meilleures performances d'échanges au niveau de la source chaude. Cependant, cette représentation schématique correspond ici au cas optimal d'échange thermique, comme l'illustre le double pincement de température au sein des Figures 2.15 et 2.16. De ce fait, bien qu'envisagé accroître les performances d'échanges, il est possible qu'expérimentalement ce comportement des mélanges zéotropes ne puisse être systématiquement obtenu selon les conditions de fonctionnement. Il est donc nécessaire de valider en fonctionnement réel cette possibilité d'accroissement de performances induite par l'utilisation de ces mélanges spécifiques.

II.4.2.2. Littérature expérimentale

L'intérêt des mélanges zéotropes dans le domaine des ORC est récent ; lié à cela, le nombre d'études expérimentales est à ce jour encore restreint. En effet, seule une quinzaine d'articles portant sur l'utilisation expérimentale de mélanges zéotropes au sein de cycles ORC a pu être répertoriée dans la littérature, ce qui souligne de fait le manque de connaissances actuel concernant leur comportement couplé. Parmi ces travaux, 62 % d'entre eux traitent de mélanges de fluides de types HCFC, HFC et HCFO. Or, il a pu être abordé dans la sous-partie *II.4.1.* précédente que ces trois types de fluides sont précisément ceux dont l'utilisation n'est plus possible à l'heure actuelle ou ne le sera plus d'ici 2030. Néanmoins, ces études permettent d'apporter de premières observations quant au comportement expérimental de cycles ORC employant des mélanges zéotropes. Wang *et al.* (2010) et Yang *et al.* (2014) se sont intéressés au mélange zéotrope R-245fa/R-152a. Leurs travaux étudient l'accroissement de performances apporté par l'utilisation de ce mélange zéotrope en comparaison notamment du fluide pur R-245fa. En effet, le R-152a possède une valeur de GWP relativement basse ($GWP_{R\text{-}152a} = 138$) pour un fluide de type HFC. De ce fait, un mélange zéotrope composé de ce fluide pur et du R-245fa peut représenter un intérêt afin d'obtenir de meilleures performances du cycle ORC tout en ayant une valeur de GWP de mélange faible. Les résultats de ces deux études montrent un accroissement du rendement premier principe du cycle ORC et de la production d'électricité de l'organe de détente lors de l'utilisation du mélange, en comparaison du R-245fa, avec la composition de $70\%_{R\text{-}245fa}$ - $30\%_{R\text{-}152a}$ dans le cas de Wang *et al.* (2010) et celle de $10\%_{R\text{-}245fa}$ - $90\%_{R\text{-}152a}$ pour Yang *et al.* (2014). Néanmoins, ces travaux ne présentent pas d'essais comparatifs en fluide pur R-152a. De ce fait, malgré l'intérêt évident de ce mélange zéotrope, il est difficile de statuer sur la composition réellement optimale ; d'autant plus que ces études mettent en avant le lien direct entre l'accroissement de performances de l'ORC et l'accroissement de la pression haute liée à l'utilisation du R-152a. Le mélange R-245fa/R-123 a été étudié au sein de deux articles expérimentaux issus des résultats de travaux menés par une même équipe de recherche (Feng *et al.*, 2017 ; Pang *et al.*, 2017). La composition de ce mélange a été analysée au cours de différents essais variant d'un fluide pur à l'autre, ceci notamment couplé à l'étude de l'influence du débit de fluide de travail et de la température de la source chaude. Les résultats obtenus avec le mélange de composition $66\%_{R\text{-}245fa}$ - $33\%_{R\text{-}123}$ sont supérieurs, en terme de rendement premier principe et de production d'électricité, en comparaison des autres compositions, fluides purs inclus, pour l'ensemble des débits de fluide de travail et des températures de source chaude. Cependant, Pang *et al.* (2017) viennent tempérer ces résultats et analyses du fait de la très forte dépendance de la pression basse du cycle avec la température ambiante. Ils concluent dans leurs travaux qu'ils ne peuvent réellement confirmer ou infirmer l'intérêt apporté par ce mélange, et le principe de glissement, en comparaison du fluide pur R-245fa. Le mélange R-245fa/R-134a a également fait l'objet de deux études expérimentales, avec une étude comparative des performances liée au panel global

de compositions de ce mélange au sein des travaux de Bamorovat Abadi *et al.* (2015) et une étude portant sur la dynamique du système dans le cas des travaux menés par Cai *et al.* (2020). Ces derniers ont ainsi étudié l'adaptabilité et les vitesses de réponse d'un cycle ORC lors de l'utilisation de mélanges zéotropes, suite aux variations du débit de fluide de travail et des débits et températures de la source chaude. En effet, il est envisagé que les mélanges zéotropes imposent des temps de réponse plus lents pour le système global du fait du glissement de température et d'une possible évolution de composition lors des étapes de changement de phase. Leurs résultats ont souligné que ce mélange zéotrope, quelle que soit sa composition initiale, entraîne une réponse adéquate du système global. Par conséquent, le glissement de température n'affecte pas le cycle ORC ; de plus, l'évolution de composition envisagée durant les étapes diphasiques se trouve être négligeable[4]. Bamorovat Abadi *et al.* (2015) ont également fait varier la température de la source chaude et étudié son influence sur les performances globales d'un ORC utilisant deux fluides de travail différents, le R-245fa pur et le mélange de composition $60\%_{\text{R-245fa}}$ - $40\%_{\text{R-134}}$. Les résultats illustrent que l'intérêt du mélange zéotrope dépend de la gamme de température de cette source de chaleur. En effet, en dessous de 100 °C de source chaude, le mélange permet d'accroître la production d'électricité entre 22 % et 60 % en comparaison du R-245fa, tandis qu'au-delà de cette température, c'est le fluide pur qui permet d'atteindre la production la plus importante.

Au vu de l'analyse de la littérature expérimentale portant sur l'utilisation de mélanges zéotropes présentée dans ce paragraphe, il n'est pas possible d'établir de réelles conclusions quant à l'accroissement systématique des performances des cycles ORC lors de l'utilisation de tels mélanges. Cependant, il a pu être mis en évidence la forte dépendance du comportement de ces mêmes mélanges aux conditions de fonctionnement des cycles ORC. Un point d'intérêt des mélanges zéotropes, lié aux questions environnementales, a également été mis en lumière au travers des travaux de Wang *et al.* (2010) et Yang *et al.* (2014). En effet, l'utilisation de mélanges peut permettre un ajustement de la nocivité du fluide de travail du fait de la combinaison de fluides purs ayant des valeurs de GWP différentes.

Bien que le nombre d'études expérimentales sur les mélanges zéotropes au sein d'installations ORC soit réduit, on retrouve parmi la littérature quelques travaux intégrant directement ces questions environnementales. Ainsi, Wang *et al.* (2017b) se sont intéressés à des mélanges zéotropes de type HC, tandis que Tiwari *et al.* (2018) ont étudié un mélange d'hexane et de R-1234yf, deux fluides respectivement de type HC et HFO. Les travaux de Wang *et al.* (2017b) portent sur le mélange R-601a/R-600a et l'évolution des performances du cycle ORC liée à la variation de composition de ce mélange d'un fluide pur à l'autre. Les essais pour les différents fluides purs ont notamment été étudiés suivant la variation, entre 90 °C et 135 °C, de la température de la source chaude. Ce paramètre influe fortement sur le cycle ORC ; en effet, la composition $60\%_{\text{R-601a}}$ - $40\%_{\text{R-600a}}$ entraîne, quelle que soit cette température, la production la plus importante pour l'installation mais le rendement premier principe de l'ORC n'est optimal dans ce cas que pour la gamme de température allant de 90 °C à 105 °C. Les résultats obtenus par Tiwari *et al.* (2018) avec le mélange hexane/R-1234yf présentent un double intérêt. Premièrement, la composition $30\%_{\text{hexane}}$ - $70\%_{\text{R-1234yf}}$ permet d'atteindre les rendements premier et second principes du cycle organique de Rankine les plus élevés pour l'ensemble des essais menés, et cela quel que soit le fluide de travail (fluides purs compris). Deuxièmement, l'intérêt porté à ce mélange repose sur la spécificité de combiner du R-1234yf avec de l'hexane. En effet, l'hexane est un fluide de type HC présentant des risques d'inflammabilité et d'explosivités importants ; du fait de sa combinaison au sein d'un mélange

[4] Ce principe de variation de composition d'un mélange zéotrope lors de son utilisation au sein d'un cycle ORC sera présenté en fin de cette sous-partie *II.4.2.* mais également étudié et détaillé de manière approfondie au sein de la partie *II* du chapitre *III* de ce manuscrit.

avec du R-1234yf, ce niveau de risque est réduit (Bamorovat Abadi et Kim, 2017). Ce mélange HC/HFO vient donc pallier pour partie les problèmes inhérents aux Hydrocarbures limitant initialement leur utilisation au sein de cycle ORC, présentés dans la sous-partie *II.4.1.* précédente.

II.4.2.3. Axes de recherche scientifique

L'analyse de la littérature expérimentale effectuée ici illustre un réel manque de connaissance quant au comportement d'installations ORC employant des mélanges zéotropes en tant que fluides de travail. Et ceci d'autant plus concernant les mélanges de fluides, dits de remplacement, de types HFO et HFE. Au-delà du strict accroissement de performances lié aux mélanges zéotropes étudiés dans ces travaux, d'autres sujets et thématiques de recherches ont été abordés au sein des deux paragraphes précédents, tels que l'adaptabilité de nocivité (GWP) d'un fluide de travail offerte par la variation de composition d'un mélange (Yang *et al.*, 2014), ou encore le principe d'évolution de composition des mélanges zéotropes circulants au sein d'un ORC, au cours des étapes diphasiques (Cai *et al.*, 2020). D'autres thématiques sont abordées au sein de la littérature, illustrées notamment par le nombre grandissant de publications présentées au sein de la Figure 2.13. Les principaux axes de recherche sur les mélanges zéotropes appliqués au domaine des cycles organiques de Rankine ont été notamment étudiés au sein de plusieurs articles de synthèse (Bamorovat Abadi et Kim, 2017 ; Modi et Haglind, 2017 ; Miao *et al.*, 2019) ; une liste non-exhaustive en est établie ci-dessous :

- Nocivité et mélanges zéotropes : il a été détaillé dans la partie *II.3.* et la sous-partie *II.4.1.* la nécessaire évolution des fluides de travail, utilisés au sein de cycles organiques de Rankine, vers des fluides moins nocifs pour l'environnement, au regard de leurs potentiels de destruction de la couche d'ozone (ODP) et de réchauffement climatique (GWP). De ce fait, l'utilisation de mélanges zéotropes peut être une alternative intéressante pour les cycles ORC afin de tenir compte de ces enjeux environnementaux. En effet, dans le cas d'une installation fonctionnant avec un fluide pur possédant un GWP important, il est possible de former un mélange zéotrope permettant à ce cycle ORC de fonctionner à un niveau de performances similaire tout en réduisant la valeur du GWP du fluide de travail initial. Ce principe peut être notamment illustré avec le mélange R-245fa/R-152a décrit précédemment (Wang *et al.*, 2010 ; Yang *et al.*, 2014). Les recherches menées sur les mélanges zéotropes au sein de la littérature tiennent maintenant compte directement de ces enjeux. Ainsi, Zhai *et al.* (2018) ont développé une méthode de sélection de mélanges zéotropes optimums suivant les critères de fonctionnement d'un cycle ORC donné. Ces critères tiennent compte de nombreux paramètres, dont notamment les performances du cycle ORC, le type de source de chaleur, le coût des fluides, ainsi que les valeurs de GWP à respecter.
- Réduction d'inflammabilité : il a été détaillé au sein de la sous-partie *II.4.1.* que l'intérêt apporté par les Hydrocarbures en tant que fluides de remplacement, du fait de très faibles valeurs de GWP, est limité suite aux risques d'inflammabilité existants. Cependant, le fait de combiner des fluides de type HC avec des fluides contenant des éléments halogénés pour former des mélanges zéotropes peut permettre de pallier ces risques. Garg *et al.* (2013) se sont intéressés à cette spécificité avec l'étude du mélange R-245fa/R-601a. Leurs travaux ont permis de définir la composition $30\%_{\text{R-245fa}}$ - $70\%_{\text{R-601a}}$ comme étant optimale. En effet, cette composition permet d'atteindre des performances globales pour le cycle ORC similaires à celles obtenues en R-245fa pur ou R-601a pur, mais elle permet surtout d'inhiber les risques d'inflammabilité du R-601a et de diminuer le GWP initialement élevé

du R-245fa. De leur côté, Kang *et al.* (2015) ont étudié dix mélanges zéotropes binaires dont l'un des composants est un fluide de type HC, à savoir du R-600a ou du R-601a. Ils ont notamment effectué des mélanges de ces Hydrocarbures avec les fluides purs R-1234yf et R-1234ze, deux fluides de type HFO. Les compositions optimales de ces deux types de fluides, au-delà desquelles la proportion d'Hydrocarbures est trop importante du fait des risques d'inflammabilité, sont de l'ordre de 90 % d'Hydrocarbures pour 10 % d'Hydrofluoroléfines. Ces compositions permettent également d'accroître les performances globales du cycle ORC en terme de puissance électrique produite en comparaison des deux fluides purs composant le mélange.

- Mélanges multi-composants : Les mélanges zéotropes présentés au sein des paragraphes et sous-parties précédentes correspondaient à des mélanges binaires. Cependant, un mélange peut être constitué de plus de deux espèces pures. Sur ce principe de mélanges multi-composants, Satanphol *et al.* (2017) ont développé un modèle d'optimisation de composition, selon des critères de performance et environnementaux, afin d'assembler jusqu'à six fluides purs différents issus d'une base de donnée contenant vingt-quatre fluides purs. Leurs travaux ont ainsi permis de définir deux mélanges quaternaires optimums, de composition 32,1%$_{R\text{-}218}$ - 13,4%$_{R\text{-}227ea}$ - 38,8%$_{C318}$ - 15,7%$_{R\text{-}245fa}$ suivant le seul critère de production électrique pour le cycle ORC et de composition 35,1%$_{R\text{-}290}$ - 38,1%$_{R\text{-}152a}$ - 22,4%$_{R\text{-}600a}$ - 4,4%$_{R\text{-}601a}$ suivant le critère environnemental d'une valeur de GWP inférieure à 150.
- Architectures de cycles ORC : Une installation à cycle organique de Rankine dans son architecture la plus simple comprend quatre éléments différents : une pompe, un échangeur au niveau de la source chaude, un organe de détente et un échangeur au niveau de la source froide, tel qu'illustré avec la Figure 2.6 (a). Cependant, il est possible que cette architecture de base soit adaptée avec l'ajout d'un second échangeur au niveau de la source chaude afin de séparer les étapes de chauffe monophasique et d'évaporation du fluide de travail, ou encore d'un échangeur interne afin de récupérer l'énergie de la phase vapeur du fluide de travail en sortie de l'organe de détente pour la transmettre au fluide à l'état liquide en sortie de la pompe. Ces modifications d'installation ORC peuvent également porter sur le cycle thermodynamique en lui-même, avec l'utilisation de cycles dit transcritiques. Chys *et al.* (2012) ont étudié l'intérêt apporté par l'utilisation d'un échangeur interne au sein d'un cycle ORC. Ils ont comparé les performances du cycle thermodynamique avec dix fluides purs et onze mélanges zéotropes (issus de ces fluides purs) lors de simulations avec et sans cet échangeur. Les résultats obtenus soulignent une diminution de la production d'électricité lors de l'utilisation de l'échangeur interne quel que soit le fluide pur ou mélange zéotrope utilisé. De fait, l'intérêt d'utiliser un tel échangeur au sein d'un cycle ORC semble être infirmé. Cependant, les rendements premier et second principe de ce cycle n'ont pas été étudiés ; par conséquent, il ne peut être conclu directement de l'intérêt ou non apporté par ce composant pour le cycle thermodynamique. En effet, l'utilisation d'un échangeur interne permet de réduire la puissance transmise par la source chaude au fluide de travail, entraînant possiblement un accroissement des rendements premier et second principe de l'ORC. L'utilisation couplée d'un mélange zéotrope au sein d'un cycle transcritique est envisagée pour permettre une optimisation plus importante du cycle thermodynamique en comparaison d'un mélange zéotrope utilisé au sein d'un cycle sous-critique. En effet, le cycle transcritique entraîne une réduction des irréversibilités au niveau de la source chaude sur l'ensemble du transfert de chaleur avec cette source, ce qui n'est le cas que pour l'étape

d'évaporation lors de l'utilisation d'un mélange zéotrope au sein d'un cycle sous-critique. L'intérêt apporté au cycle transcritique par le mélange zéotrope repose quant à lui notamment sur l'optimisation des échanges de chaleur au niveau de la source froide. Braimakis *et al.* (2015) ont étudié et comparé le fonctionnement de cycles sous-critique et transcritique utilisant des fluides purs et des mélanges zéotropes. Pour les cas de fonctionnement optimums obtenus, l'utilisation d'un cycle transcritique en comparaison d'un cycle sous-critique permet un accroissement du rendement second principe du cycle de 18 % en fluide pur et de 10 % en mélange. Concernant la comparaison des cycles transcritiques en fluides purs et mélanges zéotropes, l'utilisation de ces derniers permet d'atteindre une augmentation du rendement second principe de plus de 60 % pour le mélange $10\%_{cyclopentane}$ - $90\%_{propane}$. Ce principe d'architecture modulaire d'une installation ORC sera notamment étudiée au sein de la partie *V.3.* du chapitre *V*, avec l'optimisation du débit de la source chaude suite à l'ajout d'un piquage intermédiaire aux deux échangeurs présents au niveau de cette source.

- Evolution de composition : Il a pu être évoqué au sein des paragraphes précédents, et de l'analyse des travaux de Cai *et al.* (2020), la notion d'évolution de composition d'un mélange zéotrope lors des étapes diphasiques d'un cycle ORC. Ce comportement de décalage de composition circulante, appelé en anglais « shift », est étudié au sein de la littérature, afin d'en tenir compte lors de l'analyse de résultats expérimentaux. En effet, ces résultats peuvent être fortement influencés du fait d'une erreur de choix de propriétés thermodynamiques (composition du mélange) liée la non prise en compte de ce phénomène (Bamorovat Abadi et Kim, 2017). Lors du remplissage d'une installation à cycle thermodynamique avec un mélange zéotrope, celui-ci est chargé au sein de l'installation avec la composition définie comme optimale pour le fonctionnement du cycle mis en œuvre. Cependant, tel que mentionné ici, il est possible que cette composition dite de charge vienne à évoluer lors du fonctionnement du cycle ORC du fait du principe de shift de composition, la composition circulante étant alors différente de la composition de charge et donc différente de la composition optimale pour le cycle thermodynamique. Ce phénomène est lié au principe de « retard différentiel de changement de phase » des espèces composant le mélange dans les échangeurs de chaleur, du fait de vitesses différentes des espèces en phase liquide et phase gaz. Ce comportement particulier, ainsi que la littérature portant sur ce sujet, seront étudiés de façon plus approfondie au sein de la partie *V.2.* du chapitre *V*. En effet, cette partie porte spécifiquement sur la caractérisation de la composition circulante d'un mélange zéotrope.
- Glissement de température : Les mélanges zéotrope se définissent par l'existence d'un glissement de température lors des étapes de changement de phase. Cette spécificité est l'une des principales caractéristiques ayant entraîné leur utilisation au sein de cycles organiques de Rankine. Cependant, un glissement de température trop important peut s'avérer en réalité défavorable au cycle ORC. En effet, le principe de glissement de température repose sur le fait que les fluides purs composant le mélange zéotrope possèdent des températures de saturation différentes pour une même pression. Dans le cas où ces températures se trouveraient être très éloignées, entraînant un glissement très important, il y aurait alors un risque que les espèces formant initialement un mélange homogène se séparent lors du fonctionnement du cycle ORC ; ce phénomène est appelé fractionnement de mélange ou « fractionating » en anglais (Bamorovat Abadi et Kim, 2017). Plusieurs auteurs se sont intéressés à ce phénomène et ont cherché à définir des limites pour ce

glissement de température afin d'éviter tout risque de fractionnement. Ainsi, au sein des travaux de sélection d'un mélange zéotrope optimal à partir d'une liste de douze fluides purs couramment utilisés, Chys *et al.* (2012) ont défini parmi leurs critères de sélection de ce mélange que son écart de température entre les points de bulle et de rosée ne devait pas dépasser 45 K pour éviter tout risque de fractionnement. De leur côté, Heberle *et al.* (2015) ont étudié les performances des mélanges zéotropes de R-600a/R-601a et de R-227ea/R-245fa. Se basant sur les travaux menés par Chen et Kruse (1995 ; 1997) et Corr *et al.* (1995) ils ont ainsi limité de leur côté ce glissement à 15 K.

- Source chaude optimale : Dans la Figure 2.5, les systèmes de conversion de chaleur en électricité opèrent chacun pour des niveaux de puissance de production et de température de source chaude spécifiques. Ainsi, il a pu être discuté précédemment que la gamme de température inférieure à 200 °C, pour une production allant de 1 kW électrique jusqu'à quelques MW, se trouve être celle appropriée aux cycles organiques de Rankine. Sur un principe similaire, plusieurs travaux portent sur une possible relation entre les performances optimales de mélanges zéotropes pour une gamme ou une valeur de température(s) de source chaude donnée(s). Les travaux de Bamorovat Abadi *et al.* (2015), étudiés précédemment, ont ainsi illustré que les performances optimales du mélange R-245fa/R-134a au sein de leur cycle ORC correspondent à la plage de températures se situant en dessous de 100 °C de source chaude. De leur côté, Zhai *et al.* (2018) ont développé une approche statistique permettant de valider le fonctionnement adéquat de mélanges zéotropes au sein de cycles ORC. Cette méthode définit l'association optimale de mélanges avec une source chaude selon les quatre paramètres suivants : la température de la source chaude, le pincement de température entre le fluide de travail et cette source, ainsi que le glissement de température et la température critique du mélange étudié.
- Analyse technico-économique : Peu d'études se sont intéressées de façon poussée à une analyse technico-économique de cycles ORC utilisant des mélanges zéotropes. En effet, la principale caractéristique de glissement de température de ces mélanges entraîne des phénomènes complexes de transfert de chaleur et de masse lors des étapes de changement de phase. Cette méconnaissance des mécanismes et coefficients de transfert rend difficile le dimensionnement approprié des échangeurs de chaleur dans le cas de mélanges zéotropes et par conséquent l'analyse technico-économique poussée de leur utilisation au sein de cycles ORC. Li et Dai (2015) ont mené une analyse comparative suivant notamment deux indicateurs économiques, le CPNPO (de l'anglais : Cost Per Net Power Output) et l'APNPO (de l'anglais : Area of heat exchangers Per Net Power Output), pour l'ensemble des différentes compositions des mélanges R-600a/R-601a et R-245fa/R-123 ; le premier correspondant au coût total nécessaire pour la production d'un kW d'électricité (CPNPO), tandis que le second correspond à la surface totale des échangeurs de chaleur nécessaire à l'obtention de ce kW d'électricité (APNPO). Au regard de ces deux indicateurs, les deux mélanges zéotropes possèdent une composition optimale permettant d'avoir de meilleures valeurs de ces indicateurs en comparaison des fluides purs les composants. Cependant, les modélisations numériques des échangeurs effectuées au sein de leurs travaux considèrent les mélanges zéotropes uniquement comme des espèces pures et ne tiennent pas compte des mécanismes existants au cours des étapes diphasiques. Heberle et Brüggermann (2015) ont quant à eux tenu compte de ces phénomènes au sein de leur étude technico-économique. Ils ont ainsi étudié et comparé le CPNPO pour douze mélanges zéotropes ainsi que l'ensemble des différentes compositions allant d'un fluide pur à l'autre de chacun de ces mélanges. Les

résultats obtenus montrent que malgré des coûts initiaux plus importants, notamment pour les échangeurs de chaleur du fait de surface d'échange nécessaire plus importante afin de compenser la diminution des coefficients de transfert diphasique, les mélanges zéotropes permettent d'atteindre de plus faibles valeurs de ce critère de coût de production. Ces phénomènes diphasiques spécifiques aux mélanges zéotropes, pris en compte au sein des travaux de Heberle et Brüggermann (2015), sont analysés au sein de la partie *IV.1.* du chapitre *IV* avec l'étude et la modélisation des échangeurs de chaleur d'un cycle ORC expérimental.

Ce chapitre *II* de bibliographie générale a permis d'introduire le contexte énergétique et environnemental au sein duquel s'inscrivent ces travaux de thèse. Au cœur de ces enjeux, les cycles de Rankine à fluides organique se trouvent être un système de conversion d'énergie thermique en énergie électrique pertinent. En effet, ce type de machine thermodynamique permet de répondre aux besoins d'optimisation énergétique actuels et plus particulièrement dans le cas de valorisation de chaleur fatale, celle-ci se situant pour la majeure partie à des gammes de températures inférieures à 200 °C qui sont optimales pour le fonctionnement de ces cycles thermodynamiques. Dans ce processus d'optimisation, l'utilisation de mélanges zéotropes en tant que fluides de travail au sein de cycles ORC semble être une voie intéressante dans le but d'accroître les performances de ces cycles, et ceci d'autant plus que ce type de mélange peut permettre de réduire l'impact environnemental du système global lors de l'utilisation de mélanges à faible GWP. L'analyse de l'état de l'art portant sur les installations expérimentales fonctionnant avec des mélanges zéotropes est relativement restreinte avec moins d'une quinzaine d'articles scientifiques. Il semble donc nécessaire d'apporter de plus amples connaissances dans ce domaine. De ce fait, ces travaux de thèse intitulés « *Etude et optimisation énergétique des mélanges zéotropes pour les cycles thermodynamiques de Rankine* » portent notamment sur l'étude expérimentale d'un ORC fonctionnant avec un mélange zéotrope. Le mélange étudié au sein de ces travaux est composé des fluides purs de type HFE que sont le Novec649 et le HFE7000. Le choix de ces deux fluides purs repose notamment sur l'étude des fluides de remplacement mentionnés au sein de la littérature. En effet, plusieurs travaux mettent en avant ces deux fluides comme entraînant des performances similaires aux fluides classiquement utilisés au sein d'installations ORC. De plus, ce choix se trouve renforcé du fait que ces fluides respectent les normes environnementales actuelles ; le Novec649 possède une valeur d'ODP nulle et une valeur de GWP égale à 1, tandis que le HFE7000 possède également une valeur d'ODP nulle et une valeur de GWP égale à 530. Enfin, un dernier aspect intéressant de ces deux fluides purs et du mélange zéotrope qu'ils viennent à former est que leurs propriétés thermodynamiques ont été étudiées et caractérisées sur une très large gamme de températures et de pressions au sein des travaux de Outcalt et Lemmon (2013) et de McLinden *et al.* (2015). Ces propriétés sont notamment intégrées au sein de la base de données thermodynamiques du logiciel REFPROP qui est utilisé dans ces travaux de thèse lors des différentes analyses expérimentales et études numériques menées avec le logiciel EES du fait de leur couplage.

Références

- ADEME. 2015. La chaleur fatale industrielle. 2015.
- ADEME. 2017. La chaleur fatale industrielle. 2017.
- AGAGE, GES – (CH4, N2O, F-gaz), 2020
- Angelino G, Colonna di Paliano P. Multicomponent Working Fluids For Organic Rankine Cycles (ORCs). Energy 1998;23:449–63. https://doi.org/10.1016/S0360-5442(98)00009-7.
- Arora P, Seshadri G, Tyagi A. Fourth-Generation Refrigerant:HFO 1234yf 2018. https://doi.org/10.18520/CS/V115/I8/1497-1503.
- Arutyunov VS, Lisichkin GV. Energy resources of the 21st century: problems and forecasts. Can renewable energy sources replace fossil fuels†. Russ Chem Rev 2017;86:777. https://doi.org/10.1070/RCR4723.
- Babatunde AF, Sunday OO. A Review of Working Fluids for Organic Rankine Cycle (ORC) Applications. IOP Conf Ser: Mater Sci Eng 2018;413:012019. https://doi.org/10.1088/1757-899X/413/1/012019.
- Bamorovat Abadi G, Yun E, Kim KC. Experimental study of a 1 kw organic Rankine cycle with a zeotropic mixture of R245fa/R134a. Energy 2015;93:2363–73. https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.10.092.
- Bamorovat Abadi G, Kim KC. Investigation of organic Rankine cycles with zeotropic mixtures as a working fluid: Advantages and issues. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2017;73:1000–13. https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.02.020.
- Bao J, Zhao L. Experimental research on the influence of system parameters on the composition shift for zeotropic mixture (isobutane/pentane) in a system occurring phase change. Energy Conversion and Management 2016;113:1–15. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.01.017.
- BP, *Statistical Review of World Energy 2020*. 2020.
- Braimakis K, Preißinger M, Brüggemann D, Karellas S, Panopoulos K. Low grade waste heat recovery with subcritical and supercritical Organic Rankine Cycle based on natural refrigerants and their binary mixtures. Energy 2015;88:80–92. https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.03.092.
- Cai J, Shu G, Tian H, Wang X, Wang R, Shi X. Validation and analysis of organic Rankine cycle dynamic model using zeotropic mixture. Energy 2020;197:117003. https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117003.
- Calm JM. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. International Journal of Refrigeration 2008;31:1123–33. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.01.013.
- Chen J, Kruse H. Calculating Circulation Concentration of Zeotropic Refrigerant Mixtures. HVAC&R Research 1995;1:219–31. https://doi.org/10.1080/10789669.1995.10391320.
- Chen J, Kruse H. Concentration Shift Simulation for the Mixed Refrigerants R-404A, R-32/134a, and R-407C in an Air Conditioning System. HVAC&R Research 1997;3:149–57. https://doi.org/10.1080/10789669.1997.10391368.

- Chen H, Goswami DY, Stefanakos EK. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2010;14:3059–67. https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.07.006.
- Chys M, van den Broek M, Vanslambrouck B, De Paepe M. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. Energy 2012;44:623–32. https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.05.030.
- Corr S, Murphy FT, Wilkinson S. Composition shifts of zeotropic HFC refrigerants in service 1994.
- Commission Européenne. Objectifs pour 2030 en matière de climat et d'énergie en faveur d'une économie de l'UE compétitive, sûre et à faibles émissions de carbone. 2014. https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/fr/IP_14_54 (accessed January 22, 2021).
- Commission Européenne. 2016 assessment of the progress made by Member States in 2014 towards the national energy efficiency targets for 2020 and towards the implementation of the Energy Efficiency Directive 2012/27/EU as required by Article 24 (3) of the Energy Efficiency Directive 2012/27/EU. 2017 https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX:52017DC0056R(01) (accessed January 22, 2021).
- Didion DA, Bivens DB. Role of refrigerant mixtures as alternatives to CFCs. International Journal of Refrigeration 1990;13:163–75. https://doi.org/10.1016/0140-7007(90)90071-4.
- Eyerer S, Dawo F, Kaindl J, Wieland C, Spliethoff H. Experimental investigation of modern ORC working fluids R1224yd(Z) and R1233zd(E) as replacements for R245fa. Applied Energy 2019;240:946–63. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.02.086.
- Garg P, Kumar P, Srinivasan K, Dutta P. Evaluation of isopentane, R-245fa and their mixtures as working fluids for organic Rankine cycles. Applied Thermal Engineering 2013;51:292–300. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.08.056.
- GIEC, Changements climatiques 2014 - Rapport de synthèse, 2014.
- Feng Y, Hung T-C, He Y-L, Wang Q, Wang S, Li B, *et al.* Operation characteristic and performance comparison of organic Rankine cycle (ORC) for low-grade waste heat using R245fa, R123 and their mixtures. Energy Conversion and Management 2017;144:153–63. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.04.048.
- Heberle F, Preißinger M, Brüggemann D. Zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles for low-enthalpy geothermal resources. Renewable Energy 2012;37:364–70. https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.06.044.
- Heberle F, Brüggemann D. Thermo-Economic Evaluation of Organic Rankine Cycles for Geothermal Power Generation Using Zeotropic Mixtures. Energies 2015;8:2097–124. https://doi.org/10.3390/en8032097.
- Helvaci HU, Khan ZA. Thermodynamic modelling and analysis of a solar organic Rankine cycle employing thermofluids. Energy Conversion and Management 2017;138:493–510. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.011.
- Husband WW, Beyene A. Low-grade heat-driven Rankine cycle, a feasibility study. International Journal of Energy Research 2008;32:1373–82. https://doi.org/10.1002/er.1442.
- International Energy Agency, *Energy Technology Perspectives 2020*. 2020.

- Invernizzi CM. Closed Power Cycles: Thermodynamic Fundamentals and Applications. London: Springer-Verlag; 2013. https://doi.org/10.1007/978-1-4471-5140-1.
- Invernizzi CM, Iora P, Preißinger M, Manzolini G. HFOs as substitute for R-134a as working fluids in ORC power plants: A thermodynamic assessment and thermal stability analysis. Applied Thermal Engineering 2016;103:790–7. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.101.
- Invernizzi CM, Ayub A, Di Marcoberardino G, Iora P. Pure and Hydrocarbon Binary Mixtures as Possible Alternatives Working Fluids to the Usual Organic Rankine Cycles Biomass Conversion Systems. Energies 2019;12:4140. https://doi.org/10.3390/en12214140.
- Jradi M, Li J, Liu H, Riffat S. Micro-scale ORC-based combined heat and power system using a novel scroll expander. Int J Low-Carbon Tech 2014;9:91–9. https://doi.org/10.1093/ijlct/ctu012.
- Kaczmarczyk TZ, Zywica G, Ihnatowicz E. EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A RADIAL MICROTURBINE IN ORGANIC RANKINE CYCLE SYSTEM WITH HFE7100 AS WORKING FLUID, 2015.
- Kang Z, Zhu J, Lu X, Li T, Wu X. Parametric optimization and performance analysis of zeotropic mixtures for an organic Rankine cycle driven by low-medium temperature geothermal fluids. Applied Thermal Engineering 2015;89:323–31. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.024.
- Landelle A. Experimental and numerical study of transcritical Organic Rankine Cycles for low-grade heat conversion into electricity from various sources. Phd Thesis. Lyon, 2017.
- Landelle A, Tauveron N, Haberschill P, Revellin R, Colasson S. Organic Rankine cycle design and performance comparison based on experimental database. Applied Energy 2017;204:1172–87. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.04.012.
- Le VL. Studying the feasibility of subcritical and supercritical Rankine cycle for waste heat valorisation. Phd Thesis. Université de Lorraine (Nancy), 2014.
- Li H, Bu X, Wang L, Long Z, Lian Y. Hydrocarbon working fluids for a Rankine cycle powered vapor compression refrigeration system using low-grade thermal energy. Energy and Buildings 2013;65:167–72. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.06.012.
- Li S, Dai Y. Thermo-Economic Analysis of Waste Heat Recovery ORC Using Zeotropic Mixtures. Journal of Energy Engineering 2015;141:04014050. https://doi.org/10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000245.
- Liu B-T, Chien K-H, Wang C-C. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. Energy 2004;29:1207–17. https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.01.004.
- McLinden MO, Perkins RA, Lemmon EW, Fortin TJ. Thermodynamic Properties of 1,1,1,2,2,4,5,5,5-Nonafluoro-4-(trifluoromethyl)-3-pentanone: Vapor Pressure, (p, ρ, T) Behavior, and Speed of Sound Measurements, and an Equation of State. J Chem Eng Data 2015;60:3646–59. https://doi.org/10.1021/acs.jced.5b00623.
- McLinden MO, Huber ML. (R)Evolution of Refrigerants. J Chem Eng Data 2020;65:4176–93. https://doi.org/10.1021/acs.jced.0c00338.
- Miao Z, Zhang K, Wang M, Xu J. Thermodynamic selection criteria of zeotropic mixtures for subcritical organic Rankine cycle. Energy 2019;167:484–97. https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.11.002.

- Modi A, Haglind F. A review of recent research on the use of zeotropic mixtures in power generation systems. Energy Conversion and Management 2017;138:603–26. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.032.
- Motta S, Vera Becerra E, Spatz M. Analysis of LGWP Alternatives for Small Refrigeration (Plugin) Applications. Proceedings of the International Refrigeration and Air-Conditioning Conference 2010;31.
- Navarro-Esbrí J, Molés F, Peris B, Mota-Babiloni A, Kontomaris K. Experimental study of an Organic Rankine Cycle with HFO-1336mzz-Z as a low global warming potential working fluid for micro-scale low temperature applications. Energy 2017;133:79–89. https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.092.
- NOAA, GES – (CO2), 2020
- Outcalt SL, Lemmon EW. Bubble-point measurements of eight binary mixtures for organic Rankine cycle applications. Journal of Chemical and Engineering Data 2013;58:1853–60. https://doi.org/10.1021/je400251s.
- Pang K-C, Chen S-C, Hung T-C, Feng Y-Q, Yang S-C, Wong K-W, *et al.* Experimental study on organic Rankine cycle utilizing R245fa, R123 and their mixtures to investigate the maximum power generation from low-grade heat. Energy 2017;133:636–51. https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.128.
- Pu W, Yue C, Han D, He W, Liu X, Zhang Q, *et al.* Experimental study on Organic Rankine cycle for low grade thermal energy recovery. Applied Thermal Engineering 2016;94:221–7. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.120.
- Qiu G, Shao Y, Li J, Liu H, Riffat SaffaB. Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications. Fuel 2012;96:374–82. https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.01.028.
- Quoilin S, Broek MVD, Declaye S, Dewallef P, Lemort V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2013;22:168–86. https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.028.
- Radermacher R, Hwang Y. Vapor Compression Heat Pumps with Refrigerant Mixtures. CRC Press; 2005.
- Satanphol K, Pridasawas W, Suphanit B. A study on optimal composition of zeotropic working fluid in an Organic Rankine Cycle (ORC) for low grade heat recovery. Energy 2017;123:326–39. https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.02.024.
- Scaccabarozzi R, Tavano M, Invernizzi CM, Martelli E. Comparison of working fluids and cycle optimization for heat recovery ORCs from large internal combustion engines. Energy 2018;158:396–416. https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.06.017.
- Tartière T. Analysis of the Organic Rankine Cycle market n.d. https://orc-world-map.org/analysis (accessed January 9, 2021).
- Tauveron N, Colasson S, Gruss J-A. Available systems for the conversion of waste heat to electricity. vol. 6A, 2014. https://doi.org/10.1115/IMECE2014-37984.
- Tiwari D, Sherwani AF, Atheaya D. Thermodynamic analysis of solar power organic Rankine cycle based on experimental data. International Journal of Ambient Energy 2018;0:1–8. https://doi.org/10.1080/01430750.2018.1530141.

- United Nations Climate Change, Kyoto Protocol Reference Manual on Accounting of Emissions and Assigned Amounts, 2008.
- United Nations Department of Economic and Social Affairs, P. D., *World Population Prospects 2019: Demographic Profiles*. United Nations, 2019a.
- United Nations Department of Economic and Social Affairs, P. D., *World Population Prospects 2019: Highlights*. United Nations, 2019b.
- United Nations Environment Programme, Manuel du Protocole de Montréal relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone , 2017.
- Upadhyaya S, Gumtapure V. Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle with Hydrofluoroethers as working fluids. IOP Conf Ser: Mater Sci Eng 2018;376:012026. https://doi.org/10.1088/1757-899X/376/1/012026.
- U. S. Energy Information Administration, *International Energy Outlook 2017*. 2017.
- U. S. Energy Information Administration, *International Energy Outlook 2020*. 2020.
- Wang JL, Zhao L, Wang XD. A comparative study of pure and zeotropic mixtures in low-temperature solar Rankine cycle. Applied Energy 2010;87:3366–73. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.05.016.
- Wang H, Li H, Wang L, Bu X. Thermodynamic Analysis of Organic Rankine Cycle with Hydrofluoroethers as Working Fluids. Energy Procedia 2017a;105:1889–94. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.554.
- Wang Y, Liu X, Ding X, Weng Y. Experimental investigation on the performance of ORC power system using zeotropic mixture R601a/R600a. Int J Energy Res 2017b;41:673–88. https://doi.org/10.1002/er.3664.
- Xi X, Zhou Y, Guo C, Yang L, Du X. Characteristics of Organic Rankine Cycles with Zeotropic Mixture for Heat Recovery of Exhaust Gas of Boiler. Energy Procedia 2015;75:1093–101. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.496.
- Yadav K, Sircar A. Selection of working fluid for low enthalpy heat source Organic Rankine Cycle in Dholera, Gujarat, India. Case Studies in Thermal Engineering 2019;16:100553. https://doi.org/10.1016/j.csite.2019.100553.
- Yang K, Zhang H, Wang E, Song S, Bei C, Chang Y, *et al.* Study on Mixed Working Fluids with Different Compositions in Organic Rankine Cycle (ORC) Systems for Vehicle Diesel Engines. Entropy 2014;16:4769–87. https://doi.org/10.3390/e16094769.
- Yang J, Sun Z, Yu B, Chen J. Experimental comparison and optimization guidance of R1233zd(E) as a drop-in replacement to R245fa for organic Rankine cycle application. Applied Thermal Engineering 2018;141:10–9. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.105.
- Zhai H, An Q, Shi L. Zeotropic mixture active design method for organic Rankine cycle. Applied Thermal Engineering 2018;129:1171–80. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.027.

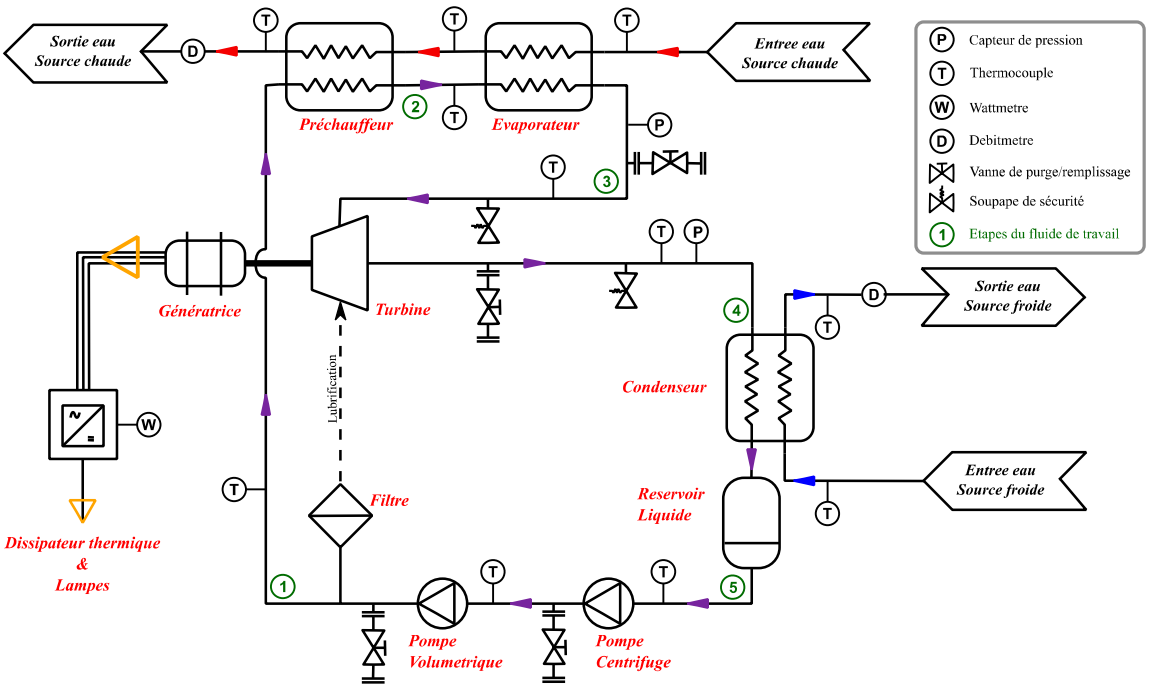
Chapitre III

Equipements et méthodologie

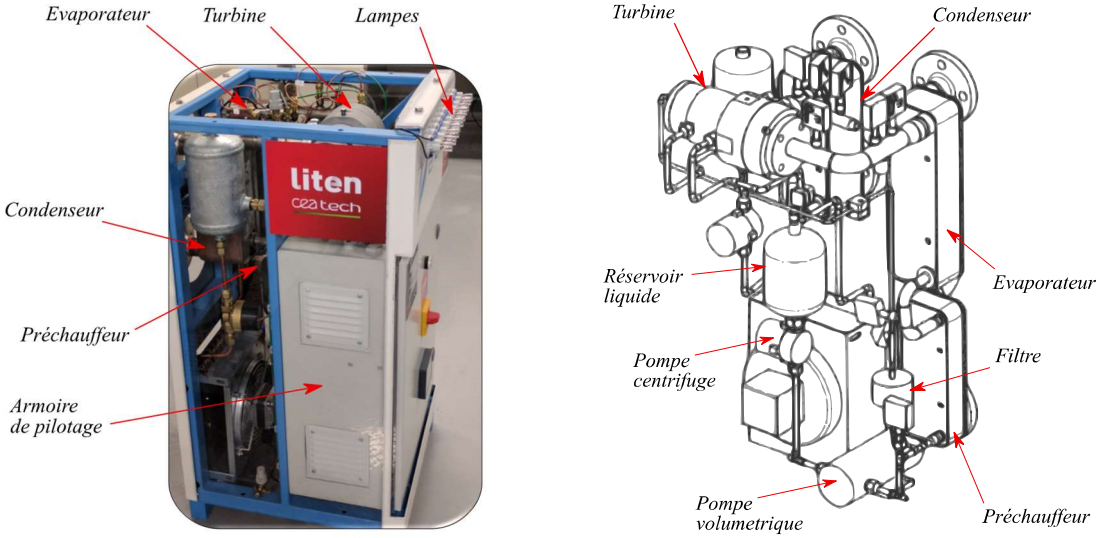
III.1. Installation ORC et instruments de mesures

Les travaux, ici menés, de compréhension des mélanges zéotropes appliqués à des cycles thermodynamiques de Rankine à fluides organiques, portent sur l'étude de résultats expérimentaux. Ces résultats ont été obtenus tout au long de cette thèse à l'issue de plusieurs campagnes d'essais effectuées sur l'installation AMORCE. Cette installation ORC a été dimensionnée en collaboration avec la société Enogia, avec pour cahier des charges initial une installation de production d'électricité de petite puissance, permettant de valoriser une source de chaleur dite à "basse température", dont le fluide de travail répond aux normes environnementales à venir et avec une compacité élevée du système global. Ainsi, le banc d'essais ORC permet de valoriser une source de chaleur entre 90°C et 110°C pour produire jusqu'à 1 kW électrique et avec un volume de 0,25 m^3 (armoire de pilotage comprise). La gamme de températures de la source de chaleur, la puissance produite et la compacité étudiée par ce système porte notamment sur la valorisation de chaleur fatale dans les domaines de l'habitat, des systèmes thermique-électrique embarqués ou encore de production d'électricité sur sites industriels en fin de cycles de valorisation thermique. L'installation décrite dans ce paragraphe est présentée en détail avec les Figures 3.1 (a), (b) et (c) représentant respectivement le schéma de procédé du système (schéma PFD – Process Flow Diagram), une photo de l'ORC et un schéma de l'installation (sans l'armoire de pilotage). Des photos du système complet sont également rassemblées au sein de l'Annexe 1.

Plusieurs circuits fluidiques sont existants au sein de cette installation, trois sont représentés en Figure 3.1 (a) ; le circuit du fluide de travail (en violet), le circuit de la source chaude (en rouge) et le circuit de la source froide (en bleu). Les circuits des sources de chaleur sont à contre-courant, au regard du circuit du fluide de travail, lors de leur passage dans les échangeurs de l'ORC. Un quatrième et dernier circuit, non représenté sur le PFD, permet le refroidissement de la génératrice couplée à la turbine. Ces différents circuits fluidiques, les composants du cycle organique de Rankine et les instruments de mesures sont décrits dans les sous-parties *III.1.1 à III.1.4*.



(a)



(b) (c)

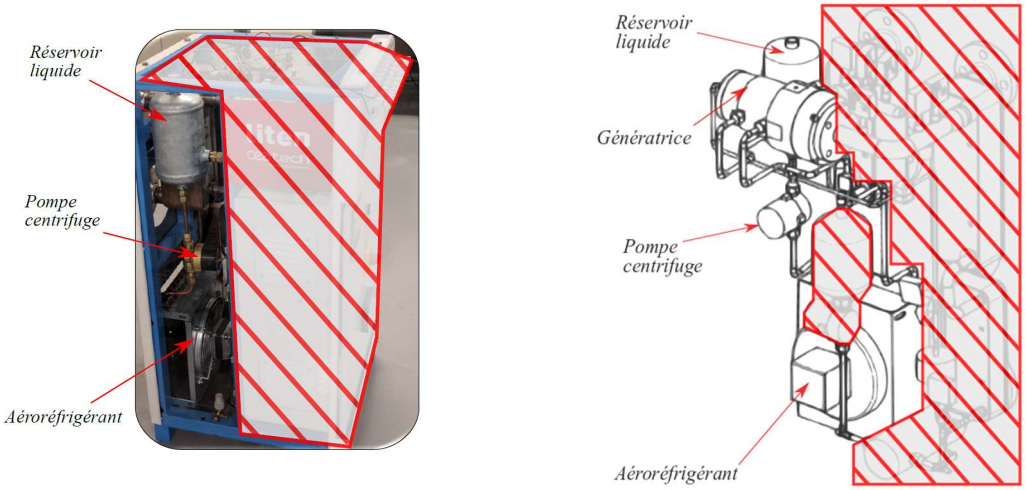
Figure 3.1 : Installation expérimentale AMORCE (a) PFD, (b) photo, (c) schéma

III.1.1. Circuit du fluide de travail

Lors de sa circulation au sein du cycle ORC, le fluide de travail traverse différents composants du système afin de permettre la transformation de l'énergie thermique cédée par la source de chaleur en énergie électrique, par l'intermédiaire d'une turbogénératrice. Le PFD de l'installation, Figure 3.1 (a), détaille l'implantation des différents composants au sein de ce circuit et les étapes suivies par le fluide. Le fluide frigorigène traverse, à l'état liquide à basse pression et basse température, en premier lieu deux pompes en série, ce qui lui permet, au-delà de sa mise en mouvement dans l'installation thermodynamique, de passer du niveau de pression bas du cycle au niveau haut. La juxtaposition en série d'une première pompe centrifuge, dite pompe de gavage, et d'une seconde pompe volumétrique, dite pompe de circulation, permet d'assurer le bon fonctionnement de la pompe principale (pompe volumétrique). En effet, afin d'éviter tout risque de cavitation dans la pompe principale, une petite pompe centrifuge la précède, ce qui permet de remonter légèrement la pression de gavage de la seconde pompe. Une fois l'étape ***5*** → ***1*** effectuée, le fluide de travail, à pression haute et basse température, vient à passer de l'état liquide à l'état vapeur, et haute température, au contact de la source chaude, lors de son passage au travers de deux échangeurs à plaques successifs, étapes ***1*** → ***2*** et ***2*** → ***3***. La vapeur peut également être surchauffée. Ces deux échangeurs sont appelés respectivement, suivant le sens de circulation du fluide, le préchauffeur et l'évaporateur. Ce principe d'architecture à double échangeurs, au niveau de la source chaude, a pour but de réguler et d'étudier au mieux les étapes des transferts de chaleur sensible monophasique liquide et de chaleur latente diphasique ; de plus il est ainsi envisageable de valoriser deux sources de chaleur à des températures différentes, ou encore de faire varier le débit de la source entre les deux échangeurs (ce dernier point sera étudié au sein du chapitre *V*). En sortie de l'évaporateur, le fluide de travail, à l'état de vapeur haute pression et haute température, traverse la micro turbine axiale dans laquelle il est détendu de la pression haute à la pression basse du cycle, transférant ainsi une grande partie de son énergie acquise jusqu'ici à l'organe de détente sous forme d'énergie mécanique, étape ***3*** → ***4***. Cette énergie mécanique est ensuite transformée en énergie électrique par l'intermédiaire du couplage de l'arbre de la turbine avec la génératrice. L'énergie électrique ainsi produite est directement consommée au sein de l'installation expérimentale par

éclairage et dissipation thermique (lampes en façade et résistance fixe de dissipation thermique). Cette production électrique pourrait être également réinjectée au réseau ou transmise à un autre système. Une fois détendu, le fluide de travail est refroidi, condensé et sous refroidi au contact de la source froide par l'intermédiaire d'un troisième échangeur à plaques. L'énergie résiduelle du fluide de travail, après son passage par la turbine, est ainsi transférée à la source froide, ce qui permet au fluide frigorigène de revenir à son état initial, liquide basse pression et basse température, en entrée de la pompe de gavage. Les étapes successives de l'installation décrites jusqu'à présent ont omis un cheminement spécifique du fluide de travail. On retrouve cette dérivation du fluide frigorigène sur le PFD et le schéma de l'ORC, Figure 3.1 (a) et (c), comme étant le circuit de lubrification de la turbine alimenté depuis la sortie de la pompe principale et comprenant un filtre à particules. En effet, l'installation ORC est auto-lubrifiée par son propre fluide de travail et ne nécessite pas l'ajout d'une huile spécifique pour le bon fonctionnement de l'organe de détente. La quantité de fluide ainsi prélevée sur le circuit primaire est négligeable et n'impacte pas les performances du cycle thermodynamique.

Dans le paragraphe d'introduction de la sous-partie *III.1*., un circuit annexe non représenté sur le PFD de l'installation est mentionné, le circuit de refroidissement de la génératrice. Ce circuit, en eau, est représenté en Figure 3.2. Lors du fonctionnement de l'installation, le fluide de refroidissement circule successivement dans une pompe centrifuge de circulation (identique à celle du cycle ORC), dans un aéroréfrigérant, dans la génératrice et enfin dans un réservoir liquide avant de revenir à l'entrée de la pompe. La chaleur transférée à l'eau de refroidissement lors de son passage dans la génératrice est évacuée par l'air ambiant grâce à l'aéroréfrigérant.



(a) (b)

Figure 3.2 : Circuit de refroidissement de la génératrice (a) photo, (b) schéma

Les caractéristiques techniques et de fonctionnement des différents composants de cette sous-partie sont regroupées au sein du Tableau 3.1.

Six fluides frigorigènes sont employés en tant que fluides de travail au sein de l'installation AMORCE. Le choix du type de fluides purs et de mélanges zéotropes binaires a été développé dans le chapitre *II* précédent. Les propriétés physico-chimiques des trois fluides purs, le Novec649, le HFE7000 et le HFE7100, ainsi que des trois mélanges zéotropes, le $80\%_{Novec649}$ - $20\%_{HFE7000}$, le $50\%_{Novec649}$ - $50\%_{HFE7000}$, et le $25\%_{Novec649}$ - $75\%_{HFE7000}$, sont répertoriées dans le Tableau 3.2.

Tableau 3.1 : Caractéristiques des composants de l'installation ORC

Composant	Caractéristiques	
Pompe de gavage - de refroidissement	Type de pompe	: Centrifuge
	Fabricant	: LAING ecocirc
	Référence	: VARIO D5-38/700 B
	Consommation (max)	: 0,03 kW
	Différence de pression (max)	: 0,44 bar
Pompe de circulation	Type de pompe	: Diaphragmes
	Fabricant	: FLOJET
	Référence	: DUPLEX II
	Consommation (max)	: 0,08 kW
	Différence de pression (max)	: 3,8 bar
Préchauffeur	Type d'échangeur	: Plaques brasées
	Fabricant	: SWEP
	Référence	: B10TH
	Nombre de plaques	: 20
	Nombre de passes	: 1
	Surface d'échange	: 0,516 m^2
Evaporateur	Type d'échangeur	: Plaques brasées
	Fabricant	: SWEP
	Référence	: B16H
	Nombre de plaques	: 30
	Nombre de passes	: 1
	Surface d'échange	: 1,048 m^2
Turbine	Type de turbine	: Axiale
	Fabricant	: ENOGIA
	Puissance (max)	: 1 kW
	Vitesse (max)	: 7800 rpm
Condenseur	Type d'échangeur	: Plaques brasées
	Fabricant	: SWEP
	Référence	: B12H
	Nombre de plaques	: 40
	Nombre de passes	: 1
	Surface d'échange	: 1,112 m^2
Réservoirs liquide	Volume	: 0,0015 m^3
Aéroréfrigérant	Type d'échangeur	: Aéro-condenseur à tubes
	Fabricant	: LUVATA
	Référence	: C-061605/13
	Nombre de tubes	: 1
	Nombre de passes	: 16
	Surface d'échange	: 0,116 m^2

Tableau 3.2 : Principales propriétés physico-chimiques des fluides de travail
(a) Fluides purs, (b) Mélanges zéotropes

Propriétés		Novec649	HFE7000	HFE7100
Type de fluide		Sec	Sec	Sec
Masse molaire	[g.mol^{-1}]	316	200,1	250
Température normale* de bulle	[°C]	49,1	34,2	61
Chaleur latente normale*	[kJ.kg^{-1}]	88,1	133,9	116,4
Température critique	[C]	168,7	164,6	195,3
Pression critique	[bar]	18,7	24,8	22,3
Masse volumique critique	[kg.m^{-3}]	606,8	524,1	555
Glissement normal*	[K]	0	0	0
ODP		0	0	0
GWP		1	530	320
Inflammabilité		Non	Non	Non
Toxicité		Nulle	Faible	Faible

(a)

Propriétés		80%$_{Novec649}$ - 20%$_{HFE7000}$	50%$_{Novec649}$ - 50%$_{HFE7000}$	25%$_{Novec649}$ - 75%$_{HFE7000}$
Type de fluide		Sec	Sec	Sec
Masse molaire	[g.mol^{-1}]	282,3	245,2	220,3
Température normale* de bulle	[°C]	41,2	35,9	34,2
Chaleur latente normale*	[kJ.kg^{-1}]	99,6	111,7	121,7
Température critique	[C]	165,5	162	161,9
Pression critique	[bar]	20,3	22	23,3
Masse volumique critique	[kg.m^{-3}]	566,6	542,1	531,1
Glissement normal*	[K]	2,9	2	0,3
ODP		0	0	0
GWP		107	266	398
Inflammabilité		Non	Non	Non
Toxicité		Faible	Faible	Faible

(b)

* les propriétés « normales » sont calculées à la valeur de pression normale de 1 bar

Les fiches de données de sécurité de chacun des trois fluides purs sont regroupées au sein des Annexes 2, 3 et 4.

III.1.2. Circuit de la source chaude

L'installation expérimentale a pour but de simuler la valorisation de chaleur fatale d'une source à basse température, source inférieure à 150 °C. Pour cela, le circuit en eau de la source chaude, raccordé à l'évaporateur et au préchauffeur, fonctionne en circuit fermé et à contre-courant du fluide de travail. Une chaudière électrique d'une puissance maximale de 20 kW thermique permet la chauffe du fluide caloporteur, de l'eau liquide, jusqu'à une température maximale de 140 °C et une pressurisation de 13 bar. Au cours des essais expérimentaux, cette température n'excédera pas une valeur de réglage de 113 °C afin d'obtenir une température de source chaude à l'entrée de l'évaporateur de 110 °C. Une pompe interne à la chaudière permet la circulation de l'eau chaude dans le circuit chaud. Le fluide caloporteur, en sortie de la chaudière, traverse successivement l'évaporateur puis le préchauffeur, à la suite duquel il retourne à la chaudière. Un débitmètre électromagnétique est situé entre ces deux derniers éléments du circuit afin de mesurer le débit d'eau circulant. Ce débit est régulé à l'aide de plusieurs vannes manuelles présent sur le circuit ainsi qu'un by-pass de la chaudière. Le PFD du circuit de la source chaude est détaillé en Figure 3.3 :

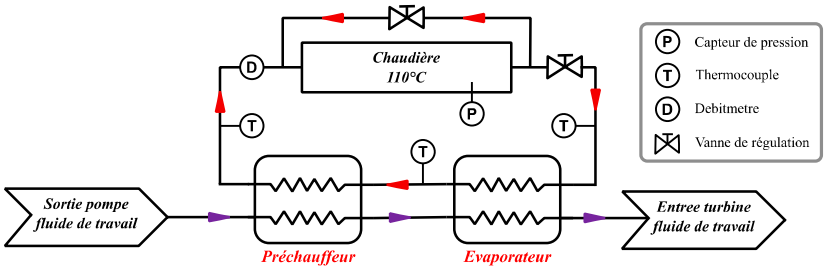


Figure 3.3 : PFD du circuit de la source chaude

III.1.3. Circuit de la source froide

Tel que mentionné dans la sous-partie *III.1.1.*, l'énergie résiduelle du fluide frigorigène, après sa détente dans la turbine axiale est transférée à une source froide. Cette dernière est maintenue à une température constante proche de 13 °C, et une pression fixe de réseau de 6 bar. La régulation de température du circuit froid est opérée par un groupe d'eau glacée propre au hall d'essais du laboratoire. L'eau froide entre à contre-courant dans le condenseur d'où elle retourne au groupe d'eau glacée en passant par un débitmètre électromagnétique. Un jeu de vannes manuelles, avec notamment un by-pass, permet de réguler le débit d'eau froide circulant dans le circuit. La source froide est décrite par le PFD de la Figure 3.4 :

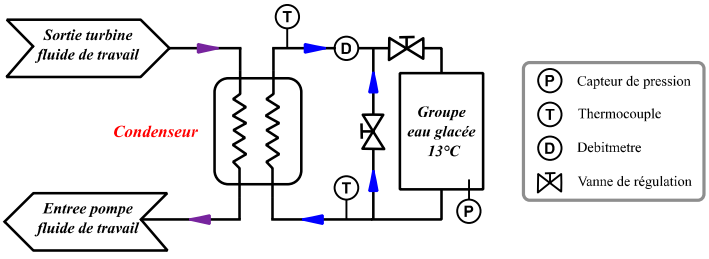


Figure 3.4 : PFD du circuit de la source froide

III.1.4. Instrumentation expérimentale

Les différents équipements d'instrumentation permettant la mesure et l'enregistrement des données expérimentales, lors des différentes campagnes d'essais, sont présents sur les différents PFD des circuits fluidiques, Figures 3.1 (a), 3.3 et 3.4. Chacun des trois circuits est

instrumenté de capteurs de température de type-K, qui sont répartis entre tous les composants du système. Deux capteurs de pression absolu Rosemont sont présents sur le circuit du fluide de travail et placés en amont et aval de la turbine, ce qui permet de mesurer les niveaux de pression haut et bas du cycle ORC. La pression intermédiaire, aux deux pompes en série, est déterminée à partir de la courbe caractéristique de la pompe de gavage. Les pressions des sources de chaleur sont obtenues à partir de capteurs directement intégrés à la chaudière et au groupe d'eau glacée. Les débits volumiques des sources de chaleur sont déterminés grâce à un débitmètre électromagnétique Danfoss pour la source chaude et un débitmètre électromagnétique Brooks pour la source froide. Les puissances produites par la turbine (génératrice) et consommées par les différents équipements permettant le bon fonctionnement de l'ORC (pompes, aéroréfrigérant) sont déterminées grâce à un wattmètre interne à l'armoire de pilotage de l'installation. La vitesse de rotation de la turbine est déterminée quant à elle à partir de la fréquence du courant produit par la génératrice et mesurée par une pince ampèremétrique Fluke. Le débit de fluide frigorigène circulant dans l'installation n'est pas directement mesuré à partir d'un capteur mesure. La compacité nécessaire au respect du cahier des charges initial de l'installation ne permettait pas l'intégration d'un débitmètre sur le circuit du fluide de travail. Par conséquent, ce débit est calculé à partir du bilan global de puissance échangée au niveau du condenseur. Le détail de cette méthode de calcul est présenté dans la sous-partie *III.3.3.2.*. Le Tableau 3.3 détaille les spécificités des différents instruments de mesures.

Tableau 3.3 : Caractéristiques des équipements de mesures

Variable de mesure	Equipement	Gamme de mesure	Incertitudes équipement	Incertitudes mesure
Puissance électrique	Wattmètre		± 0,3 %	± 0,3 %
Débit volumique (source chaude)	Débitmètre electromagnétique	0 – 3500 $L.h^{-1}$	± 0,23 %	± 0,23 %
Débit volumique (source froide)	Débitmètre electromagnétique	0 – 2500 $L.h^{-1}$	± 0,33 %	± 0,33 %
Température	Thermocouple type-K	0 – 1100 °C	± 1,5 °C	± 0,2 °C
Pression sources	Capteur de pression absolue	0 – 7 bar	± 1 %	± 1 %
Pression HP cycle ORC				± 0,02 bar
Pression BP cycle ORC				± 0,004 bar
Fréquence	Pince ampèremétrique	15 – 1000 Hz	± 1 %	± 1 %

Une distinction est faite dans le Tableau 3.3 entre les incertitudes des capteurs de mesures et les incertitudes des mesures en elles-mêmes. En effet, un certain nombre d'équipements a été étalonné afin de corriger au mieux les incertitudes de base de ces capteurs. Ainsi, les capteurs de température et les capteurs de pression du cycle ORC ont des incertitudes de mesures plus faibles que celles initiales des équipements correspondants, du fait de leur étalonnage au sein du laboratoire une fois leur mise en place sur l'installation expérimentale ORC. Les débitmètres ont quant à eux été préalablement étalonnés avant leur implantation dans le système, par conséquent seule l'incertitude d'étalonnage est ici présente. Les autres capteurs n'ont pas pu être étalonnés ; de ce fait, leur incertitude de mesure correspond à leur incertitude

capteur. Les données d'étalonnage des capteurs de pression, débit et température sont présents en Annexes 5, 6 et 7.

III.2. Campagnes expérimentales

III.2.1. Paramètres expérimentaux

Au cours des campagnes expérimentales, divers paramètres influant sur le cycle ORC et ses performances ont pu être analysés. Trois paramètres de la source chaude ont ainsi été étudiés :

- La température d'entrée de la source chaude
- Le débit global de la source chaude
- Le débit de la source chaude au préchauffeur

Le dernier point étudié (débit préchauffeur), n'est pas détaillé dans ce chapitre. En effet, il s'agit d'une modification et d'une étude spécifique du banc d'essais expérimental ; par conséquent, cette caractéristique et analyse spécifique sera décrite précisément dans le chapitre *V*. Concernant la source froide, seule la variation du débit a été étudiée, l'architecture actuelle de l'installation ne permettant pas la variation de la température d'entrée du fluide froid. Enfin, pour le cycle ORC en lui-même, trois paramètres ont été étudiés :

- Le type de fluide de travail
- La charge en fluide frigorigène du cycle ORC
- Le débit du fluide de travail

Le Tableau 3.4 récapitule les différents paramètres de variations ainsi que leur gamme de variation :

Tableau 3.4 : Paramètres expérimentaux étudiés

Paramètre variant		Gamme de variation
Source chaude	Température d'entrée	90 – 110 °C
	Débit global	200 – 3500 $L.h^{-1}$
	Débit préchauffeur	40 – 3500 $L.h^{-1}$
Source froide	Débit global	250 – 2500 $L.h^{-1}$
Fluide de travail	Type de fluide	Novec649, HFE7000, HFE7100, 80%$_{Novec649}$ - 20%$_{HFE7000}$, 50%$_{Novec649}$ - 50%$_{HFE7000}$, 25%$_{Novec649}$ - 75%$_{HFE7000}$
	Charge de fluide	2,25 – 3,00 kg
	Débit global	0,03 – 0,06 $kg.s^{-1}$

Un nombre total de 229 essais expérimentaux comparatifs ont été effectués durant cette thèse, dont 115 en fluides purs et 114 en mélanges zéotropes. Ces essais expérimentaux et les variations des paramètres présentés dans cette sous-partie ont pour but d'étudier le comportement d'un cycle de Rankine à fluides organiques (en fluides purs et mélanges). En effet, l'impact sur le système d'un seul paramètre peut entraîner, par exemple, une variation des

pressions et des températures du cycle, ayant ainsi une forte influence sur les performances du système. De plus, l'utilisation de mélanges zéotropes dans cette installation cherche à mieux comprendre le fonctionnement de ce type de fluide particulier dans un cycle ORC, tant pour le système complet que pour les composants spécifiques de ce système que sont les échangeurs de chaleur et la turbine axiale.

III.2.2. Protocoles expérimentaux

Lors de la mise en service de l'installation ORC expérimentale (première mise en marche), les performances annoncées, liées au respect du cahier des charges, n'ont pas été atteintes. Après investigation, un certain nombre d'entrée d'air dans le circuit du fluide de travail ont été mis en avant. Ces entrées d'air (du fait d'une pression du système à l'arrêt inférieure à la pression atmosphérique), ou autrement appelées incondensables, ont entraîné une diminution des performances de l'installation du fait de leur présence. De ce fait, il a été nécessaire de retirer le fluide de travail, initialement présent dans l'installation, afin d'étancher chacune des entrées d'incondensables présentes. Un protocole de vidange et un de remplissage de l'installation ont de ce fait été définis. Ces protocoles permettant de récupérer la quantité maximale de fluide de travail depuis l'installation et d'introduire précisément la quantité de fluide souhaitée, sans autres intrants, lors du remplissage de la boucle.

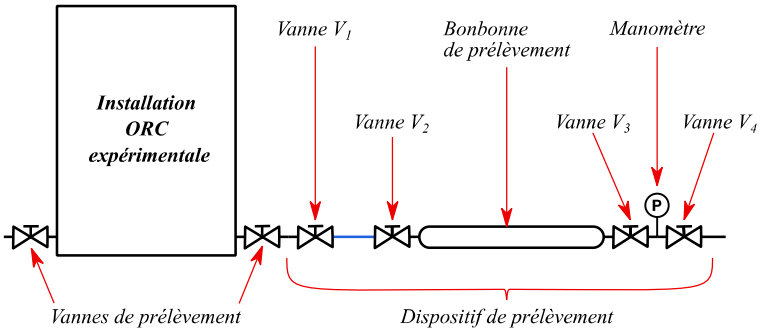
Une dernière procédure est également présentée ici et concerne la méthodologie appliquée pour la réalisation des essais expérimentaux.

III.2.2.1. Protocole de vidange

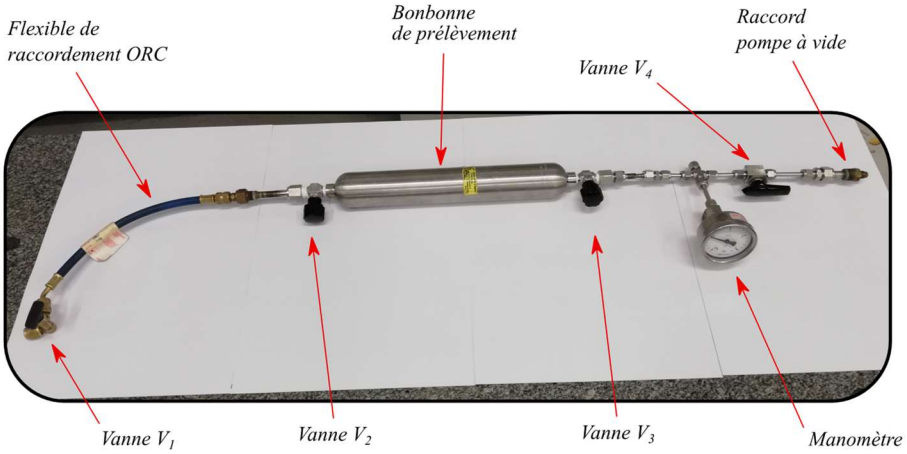
Les fluides frigorigènes peuvent être dangereux, pour l'homme et l'environnement, mais également couteux ; il convient donc, dans le cas d'une vidange d'une installation thermodynamique, de pouvoir récupérer la totalité du fluide de travail et cela de manière appropriée. Il convient toutefois de noter que le fluide organique défini initialement comme fluide de travail de cette installation, le Novec649, ne présente pas de toxicité spécifique pour l'homme ou l'environnement (selon les critères actuels en vigueur). De plus, certains fluides frigorigènes, suivant leurs propriétés thermodynamiques, peuvent être plus ou moins volatiles, ce qui rend peu envisageable un simple transfert depuis l'installation dans un récipient de stockage par simple mise à l'atmosphère (ouverture d'une vanne en point haut et d'une vanne en point bas).

Du fait de toute ces contraintes, une méthodologie et un dispositif ont été définis afin d'effectuer le retrait du fluide de l'installation et son stockage de la façon la plus adéquate. Le système de prélèvement du fluide de travail est composé d'un volume fermé (une bonbonne de 0,5 L), d'un jeu de vannes et de flexibles/tuyauteries qui permet le raccordement au point de prélèvement ainsi que l'isolement hermétique du système. Pour effectuer un retrait de fluide, le système raccordé en point bas à l'installation ORC est tout d'abord mis au vide grâce à une pompe à vide. Un manomètre de pression, également présent au sein de ce système clos, permet de suivre cette étape. Une fois le vide primaire atteint dans le système de prélèvement, les vannes séparant le système de retrait au banc d'essais sont ouvertes, ce qui entraîne le transfert d'une partie du fluide dans la bonbonne. Une balance peut également être utilisée afin de suivre ce transfert de masse. Ces différentes étapes de prélèvement sont répétées jusqu'au retrait complet du fluide de travail (chacun des prélèvements étant entrecoupé du transfert du fluide prélevé par la bonbonne dans un récipient de volume fermé). La Figure 3.5 présente un PFD du montage raccordé à l'installation ORC ainsi qu'une photo du système de prélèvement. Ce

montage et la méthodologie de retrait seront décrit de façon spécifique par la suite au sein du chapitre *V*.



(a)



(b)

Figure 3.5 : Dispositif de retrait de fluide (a) PFD, (b) photo

III.2.2.2. Protocole de remplissage

De la même manière que pour le retrait du fluide de l'installation ORC, le remplissage est effectué de manière précautionneuse, et cela d'autant plus que l'espèce introduite dans le système est attendue comme la plus pure possible. Par conséquent, la présence de corps étrangers et d'incondensables doit être évitée autant que faire se peut. De ce fait, le dispositif de prélèvement, nommé ici dispositif de remplissage, est de nouveau employé. Le dispositif, déconnecté de l'ORC, est noyé avec le fluide frigorigène par remplissage gravitaire « en siphon » depuis le flexible de raccordement jusqu'au manomètre de pression. Cette disposition de remplissage permet d'éviter toute présence d'incondensables bloqués dans la bonbonne ; le remplissage de cette dernière s'effectuant de bas en haut tel que schématisé par la Figure 3.6. Une fois le dispositif noyé, les vannes V_1 et V_4 sont fermées, le dispositif est alors connecté en point haut à l'installation expérimental et le transfert peut être effectué par aspiration (et gravité) depuis la bonbonne vers l'ORC du fait de la différence de pression entre le dispositif de remplissage et le banc d'essais. En effet, l'installation ORC est tirée au vide primaire préalablement au transfert du fluide de travail. Une balance de précision est également utilisée afin de mesurer précisément la charge de fluide introduite dans la boucle expérimentale. La Figure 3.7 présente un PFD du montage de remplissage.

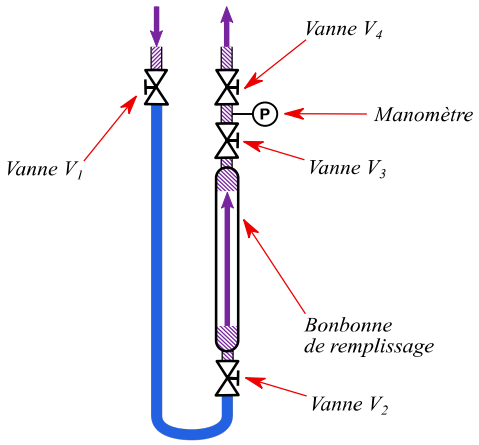


Figure 3.6 : Bonbonne noyée

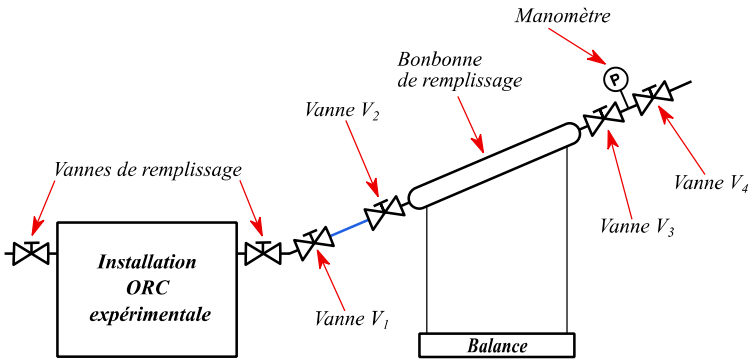


Figure 3.7 : PFD du dispositif de remplissage

Nota : La pompe volumétrique utilisée dans l'installation est une pompe à double diaphragmes. De ce fait, à l'arrêt, la communication fluidique de part et d'autre de cette pompe n'est pas possible. Il est donc nécessaire d'effectuer le remplissage en fluide du système en deux points haut distincts (vannes de remplissages de la Figure 3.7, également présentes sur la Figure 3.1 (a) directement en amont et aval de la turbine) afin de remplir correctement l'installation et de ne pas risquer de désamorcer cette pompe. De la même manière, lors du retrait de fluide de l'installation, celui-ci doit être effectué en deux points bas distincts (vannes de prélèvement de la Figure 3.5 (a), également présentes sur la Figure 3.1 (a) directement en amont et aval de la pompe volumétrique).

III.2.2.3. Protocole de mise en marche et d'essais

Une fois l'installation correctement chargée en fluide de travail (pur ou mélange), une procédure de démarrage et de fonctionnement est suivie ; ceci afin de retirer de possible incondensables encore présent dans le système et d'effectuer les campagnes d'essais de façon identique pour pouvoir comparer correctement les différents essais entre eux.

Concernant la présence d'incondensables, le protocole de remplissage, bien que méticuleux dans l'objectif de réduire au maximum les intrants dans le système lors de cette étape, ne permet pas d'extraire l'air dissout au sein du fluide chargé. Pour ce faire, une fois le fluide de travail introduit, l'installation est laissée au repos durant au minimum 2h afin que le système fermé revienne à l'équilibre (équilibre pression-température). Si le circuit contient uniquement un fluide organique, l'équilibre thermodynamique pression-température doit être correct. Dans le cas contraire, il y a présence d'incondensable en partie haute du système du fait des différences de densités entre la fraction liquide du fluide frigorigène (en partie basse), la fraction de vapeur de ce même fluide à l'équilibre (comprise entre la fraction liquide et les incondensables) et enfin les incondensables (en partie haute). Cet équilibre global des espèces en présence permet d'extraire les incondensables situés en partie haute. Pour ce faire, une pompe à vide est connectée en points haut (connexions identiques aux points de remplissage) et permet d'extraire les incondensables. Une double vérification est faite durant cette étape, pour ne pas extraire du fluide de travail en plus des incondensables :

- La pression du système est suivie en temps réel jusqu'à atteindre la pression d'équilibre du fluide en accord avec sa température.
- Le ciel gazeux d'incondensables extrait du système est introduit directement dans un piège froid, ce qui, dans le cas où la totalité des incondensables serait extraite et

que l'on viendrait à commencer à extraire du fluide de travail, permet d'observer la condensation de la première goutte de liquide du fluide de travail extrait.

Dans le cas d'une mise en marche à la suite d'un remplissage, on ne cherche pas à atteindre l'accord parfait température-pression dans l'installation. En effet, une certaine quantité d'air dissout dans le fluide vient à fausser cet accord thermodynamique et l'on risque d'entraîner un retrait plus ou moins important du fluide de travail si l'on souhaite réellement atteindre l'accord pression-température de saturation. Lié à cette particularité, après avoir diminué la pression dans le système jusqu'à une valeur à ***10 mbar*** au-dessus de la pression de saturation (sans avoir vu apparaitre de condensat dans le piège froid), l'installation est mise en marche durant 2h afin de permettre le brassage en température du fluide de travail. Ce fonctionnement en température va permettre le dégazage de l'air encore dissout dans le fluide organique et après arrêt, et repos, de l'installation, sa migration en partie haute du système permettant ainsi l'extraction définitive des dernières molécules d'air présentes.

Lorsque l'ORC est en accord pression-température de saturation pour son fluide de travail, il est possible d'effectuer les campagnes d'essais expérimentales. La mise en route et en température de l'installation pour effectuer le premier essai selon le jeu de paramètres de réglage choisi nécessite une durée minimale d'une heure afin d'atteindre un fonctionnement stable du système. Cet état stabilisé atteint, l'essai est enregistré sur une période de 10min afin d'être représentatif du point étudié. Une fois un essai terminé, le jeu de paramètres est modifié progressivement (de tel sorte à ne pas entraîner de trop brusque fluctuation du système) jusqu'au jeu de réglages suivant. Cette transition de paramètres est effectuée sur une période de 5min suivit d'une période de stabilisation de 5min avant l'enregistrement de 10min d'un nouvel essai.

III.3. Post-traitement des résultats expérimentaux

III.3.1. Logiciels d'acquisition et de post-traitement

L'acquisition, la lecture et l'enregistrement des données fluidiques expérimentales (températures, pressions, débits) est effectuée en temps réel par l'intermédiaire d'un programme de mesure développé à partir du logiciel LabVIEW (Bitter *et al.*, 2017). Les données de production et de consommation de puissances de l'installation sont pour leur part stockées dans un sous-programme de l'armoire de pilotage puis récupérées et dépouillées par la suite à partir du logiciel Vijeo Designer (Schneider Electric Software, 2014). La fréquence du courant produit par la génératrice est directement enregistrée par la pince ampèremétrique de mesure puis converti par la suite grâce au logiciel PowerLog (Fluke Software, 2006) afin d'être analysée.

L'analyse des performances du système ORC et des organes le composant est effectuée grâce à un modèle système zéro-dimension (modèle 0D). Ce modèle 0D, basé sur la résolution des bilans thermodynamiques des composants et du système global, a été développé avec le logiciel de résolution d'équations thermodynamiques EES (F-Chart Software, 2018). Un couplage a également été effectué entre le logiciel EES et le logiciel de données fluidiques REFPROP (NIST, 2013), afin de permettre l'implémentation des propriétés thermodynamiques des mélanges zéotropes au modèle de calculs 0D. Ces propriétés de mélanges résultent du modèle de Helmholtz adapté au fluides considérés (McLinden *et al.*, 2015 ; Outcalt et Lemmon, 2013). Un script Python (Van Rossum, 1995) permet, directement à partir des données expérimentales enregistrées, l'automatisation et la résolution des étapes de calculs du modèle EES.

De plus, au-delà de l'analyse système 0D du cycle ORC et des composants, les données expérimentales ont permis le développement de modèles spécifiques de composants du système étudié. Ces trois modèles, à savoir, un modèle d'échangeur global de la source chaude, un modèle d'échangeur de la source froide et un modèle de la turbine axiale, sont basés conjointement sur des corrélations empiriques issus de la littérature et les essais expérimentaux effectués. Le chapitre *IV* apporte une description et une analyse précise de ces modèles.

III.3.2. Modèle global du système ORC

Le comportement du cycle ORC en fluides purs et mélanges est analysé à partir des données expérimentales obtenues, mais également à partir des résultats de calculs du modèle 0D de l'installation issus de ces données. Au-delà d'une analyse factuelle des données expérimentales, niveaux de pressions et de températures, puissances consommées et produites, l'influence des différents paramètres de réglage de l'installation (sous-partie *III.2.1.*) sur les performances du système complet et pour chacun des composants est ainsi étudiée. Pour ce faire, comme mentionné dans la sous-partie *III.3.1.*, des bilans basés sur le premier principe (bilans énergétiques) et le second principe (bilans exergétiques) sont effectués (Jamet, 2013 ; Lallemand, 2015). Ce modèle 0D permet donc de calculer des rendements de performances du système et des composants qui vont être analysés de manière absolue et relative selon les paramètres de réglages, les données expérimentales (brutes ou adaptées) ou encore par comparaisons à la littérature existante. La mise en perspective des résultats du modèle selon les données expérimentales peut notamment être effectuée suivant les puissances apportées au système ou cédées par celui-ci, ou encore selon les valeurs de pressions de l'installation. Dans le cas des pressions du cycle ORC, plusieurs critères dérivant de ces données expérimentales sont établis ; la différence de pression, $\boldsymbol{\Delta P}$, le ratio de pression, $\boldsymbol{\pi}$, et l'inverse du ratio de pression, ces nouveaux paramètres expérimentaux sont définis par les équations (3.1) et (3.2) :

$$\Delta P = P_{f,in,tur} - P_{f,out,tur} \tag{3.1}$$

$$\pi = \frac{P_{f,in,tur}}{P_{f,out,tur}} \tag{3.2}$$

III.3.2.1. Bilans du Cycle Organique de Rankine

Concernant le système ORC dans sa globalité, ses performances sont étudiées suivant le rendement premier principe (ou rendement thermique) et le rendement second principe (ou rendement exergétique), tels que défini à partir des équations (3.3) et (3.4) :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{el,tur}}{\dot{Q}_h} = \frac{\dot{W}_{el,tur}}{\dot{m}_h \cdot \left(h_{h,in,évap} - h_{h,out,pré}\right)} \tag{3.3}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{el,tur}}{\Delta \dot{E}_h} = \frac{\dot{W}_{el,tur}}{\left(\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}\right)_h} \tag{3.4}$$

Par définition, un rendement correspond au rapport entre la quantité finale disponible d'un produit issue d'une ressource de base et la quantité initiale disponible de cette ressource. Ainsi, le rendement thermique définit le rapport du produit énergétique du système ORC, la puissance électrique de la génératrice $\boldsymbol{\dot{W}_{el,tur}}$, avec la ressource énergétique de ce même système, la puissance thermique cédée par la source chaude $\boldsymbol{\dot{Q}_h}$. Le rendement exergétique

global du système définit quant à lui le rapport du produit exergétique de l'ORC, la puissance électrique de la génératrice $\dot{W}_{el,tur}$, avec la ressource exergétique de l'ORC, la puissance exergétique de la source chaude $\Delta\dot{E}_h$. Cette puissance exergétique, puissance maximale valorisable, traduit par conséquent la différence de potentiel exergétique, $\dot{E}$, d'un fluide (ici la source chaude), entre son état initial et son état final au regard d'un état de référence. L'équation (3.5) définit ce potentiel exergétique $\dot{E}$.

$$\dot{E}_x = \dot{m}_x \cdot \left[h_x - h_{ref} - T_{ref} \cdot \left(s_x - s_{ref}\right)\right] \tag{3.5}$$

L'état de référence du système tient un rôle très important, car il correspond à l'état possédant le plus faible potentiel exergétique pouvant être atteint. Ainsi, en règle général, dans le cas d'un cycle ORC, cet état de référence correspond à celui pris à la température d'entrée de la source froid, cette dernière possédant le potentiel exergétique le plus faible du système global du fait de sa température.

Nota : *Il convient cependant, de prendre en considération les possibles variations de la température ambiante. En effet, Dans le cas où celle-ci deviendrait inférieure à la température d'entrée de la source froide, l'état de référence devrait cette fois-ci correspondre au potentiel exergétique de l'ambiant.*

Le rendement exergétique d'un système complet, η_{II}, peut être défini de deux manières différentes selon si la source de chaude est considérée ouverte ou fermée (Landelle, 2017). Dans le cas d'une source de chaleur ouverte, la puissance exergétique maximale valorisable est atteinte lorsque la source de chaleur est ramenée à l'état de référence. En effet, dans le cas d'une source ouverte, une fois le transfert d'énergie effectué entre la source et le cycle ORC, l'énergie encore disponible au sein de la source n'est pas valorisée et donc rejetée. Le potentiel exergétique minimal atteignable, $\dot{E}_{out}$, doit donc être pris égal à celui de l'état de référence, $\dot{E}_{out} = \dot{E}_{ref}$. Par conséquent, l'équation (3.4) dans le cas d'une source ouverte correspond à l'équation (3.6) :

$$\eta_{II,open} = \frac{\dot{W}_{el,tur}}{\dot{m}_h \cdot \left[h_{h,in,évap} - h_{ref} - T_{ref} \cdot \left(s_{h,in,évap} - s_{ref}\right)\right]} \tag{3.6}$$

Dans le cas d'une source de chaleur fermée, la source de chaleur est considérée être de nouveau valorisée après avoir cédée une partie de son énergie au cycle ORC. De ce fait, le potentiel exergétique minimal atteignable, $\dot{E}_{out}$, doit être pris égal à celui de l'état de sortie de la source chaude du cycle ORC, $\dot{E}_{out} = \dot{E}_{h,out}$. Par conséquent, l'équation (3.4), dans le cas d'une source fermée, correspond à l'équation (3.7) :

$$\eta_{II,closed} = \frac{\dot{W}_{el,tur}}{\dot{m}_h \cdot \left[h_{h,in,évap} - h_{h,out,pré} - T_{ref} \cdot \left(s_{h,in,évap} - s_{h,out,pré}\right)\right]} \tag{3.7}$$

L'installation ORC étudiée dans ces travaux de thèse simule la valorisation de chaleur fatale, qui est considérée comme une source de chaleur ouverte et pour laquelle correspond l'équation (3.6) du rendement second principe. Néanmoins, l'expression du rendement second principe donnée par l'équation (3.7), adaptée au cas d'une source fermée, sera également considérée dans ces travaux de thèse, du fait de températures de rejets de la source chaude élevés. En effet, ces températures se situent pour la majorité des essais à des valeurs supérieures à 80 °C, permettant hypothétiquement une valorisation de cette chaleur résiduelle sous forme d'eau chaude sanitaire (ECS). Cette particularité sera notamment étudiée dans la partie *V.3* du chapitre *V*.

III.3.2.2. Bilans des échangeurs de chaleur

Sur le même principe que le rendement exergétique du système, les échangeurs de chaleur, préchauffeur, évaporateur et condenseur, sont étudiés selon leur potentiel à valoriser une source de chaleur, chaude ou froide. Pour le préchauffeur et l'évaporateur, échangeurs de chaleur permettant de récupérer une quantité d'énergie d'une source chaude, leurs rendements exergétiques sont définis par les équations (3.8), (3.9) et (3.10) :

$$\eta_{II,évap} = \frac{\Delta \dot{E}_{f,évap}}{\Delta \dot{E}_{h,évap}} = \frac{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,out,évap} - h_{f,in,évap} - T_{ref} \cdot \left(s_{f,out,évap} - s_{f,in,évap}\right)\right]}{\dot{m}_h \cdot \left[h_{h,in,évap} - h_{h,out,évap} - T_{ref} \cdot \left(s_{h,in,évap} - s_{h,out,évap}\right)\right]} \quad (3.8)$$

$$\eta_{II,pré,open} = \frac{\Delta \dot{E}_{f,pré}}{\Delta \dot{E}_{h,pré}} = \frac{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,out,pré} - h_{f,in,pré} - T_{ref} \cdot \left(s_{f,out,pré} - s_{f,in,pré}\right)\right]}{\dot{m}_h \cdot \left[h_{h,in,pré} - h_{ref} - T_{ref} \cdot \left(s_{h,in,pré} - s_{ref}\right)\right]} \quad (3.9)$$

$$\eta_{II,pré,closed} = \frac{\Delta \dot{E}_{f,pré}}{\Delta \dot{E}_{h,pré}} = \frac{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,out,pré} - h_{f,in,pré} - T_{ref} \cdot \left(s_{f,out,pré} - s_{f,in,pré}\right)\right]}{\dot{m}_h \cdot \left[h_{h,in,pré} - h_{h,out,pré} - T_{ref} \cdot \left(s_{h,in,pré} - s_{h,out,pré}\right)\right]} \quad (3.10)$$

On retrouve ici la source chaude comme ressource exergétique et le fluide de travail comme produit exergétique, et de la même manière que pour le cycle ORC une possible distinction entre une source ouverte et fermée pour le préchauffeur. Dans le cas où l'on souhaiterait considérer conjointement le préchauffeur et l'évaporateur afin de déterminer les rendements exergétiques de la source chaude, ces derniers seraient alors définis par les équations (3.11) et (3.12) :

$$\eta_{II,h,open} = \frac{\Delta \dot{E}_{f,pré} + \Delta \dot{E}_{f,évap}}{\Delta \dot{E}_{h,pré} + \Delta \dot{E}_{h,évap}} = \frac{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,out,évap} - h_{f,in,pré} - T_{ref} \cdot \left(s_{f,out,évap} - s_{f,in,pré}\right)\right]}{\dot{m}_h \cdot \left[h_{h,in,évap} - h_{ref} - T_{ref} \cdot \left(s_{h,in,évap} - s_{ref}\right)\right]} \quad (3.11)$$

$$\eta_{II,h,closed} = \frac{\Delta \dot{E}_{f,pré} + \Delta \dot{E}_{f,évap}}{\Delta \dot{E}_{h,pré} + \Delta \dot{E}_{h,évap}} = \frac{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,out,évap} - h_{f,in,pré} - T_{ref} \cdot \left(s_{f,out,évap} - s_{f,in,pré}\right)\right]}{\dot{m}_h \cdot \left[h_{h,in,évap} - h_{h,out,pré} - T_{ref} \cdot \left(s_{h,in,évap} - s_{h,out,pré}\right)\right]} \quad (3.12)$$

Le condenseur à l'inverse, vient céder une quantité d'énergie du fluide de travail à une source froide. De ce fait, la ressource exergétique correspond au fluide de travail et le produit à la source de chaleur. Le rendement exergétique du condenseur est décrit par l'équation (3.13) :

$$\eta_{II,cond} = \frac{\Delta \dot{E}_{c,cond}}{\Delta \dot{E}_{f,cond}} = \frac{\dot{m}_c \cdot \left[h_{c,out,cond} - h_{c,in,cond} - T_{ref} \cdot \left(s_{c,out,cond} - s_{c,in,cond}\right)\right]}{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,in,cond} - h_{f,out,cond} - T_{ref} \cdot \left(s_{f,in,cond} - s_{f,out,cond}\right)\right]} \quad (3.13)$$

III.3.2.3. Bilans des composants mécaniques

Les rendements énergétiques des organes permettant la conversion d'énergie électrique en énergie hydraulique, et inversement, sont définis classiquement à partir de deux types de rendement. Le premier, le rendement isentropique, $\boldsymbol{\eta_{is}}$, traduit l'écart de puissance réellement disponible pour le fluide de travail du fait de sa compression et ou de sa détente adiabatique non réversible (lié aux pertes par frottement, aux débits de fuites interne, …, lors de cette étape). Le second, le rendement électrique, $\boldsymbol{\eta_{el}}$, permet de quantifier de rapport de conversion entre l'énergie issue du fluide de travail, ou cédée à celui-ci, et l'énergie électrique produite, ou apportée, par le composant mécanique. Ce second rendement traduit la conversion réelle d'énergie, de ce fait la puissance issue ou cédée au fluide de travail est calculée à partir des données expérimentales réelles d'entrée et de sortie de l'organe mécanique. Cependant, lors de

comparaison à d'autres composants de l'état de l'art, il n'est pas toujours possible d'obtenir les données de sortie afin de calculer la puissance réelle du fluide de travail. Par conséquent, le rendement électrique est également défini suivant la transformation isentropique pour le fluide de travail, ce rendement électrique isentropique, $\boldsymbol{\eta_{el,is}}$, correspond de fait au produit du rendement électrique et du rendement isentropique. Les rendements pour les pompes du système ORC sont définis selon les équations (3.14), (3.15) et (3.16).

$$\eta_{is,pp} = \frac{\dot{W}_{is,pp}}{\dot{W}_{ad,pp}} = \frac{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,out,is,pp} - h_{f,in,pp}\right]}{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,out,pp} - h_{f,in,pp}\right]} \tag{3.14}$$

$$\eta_{el,pp} = \frac{\dot{W}_{ad,pp}}{\dot{W}_{el,pp}} = \frac{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,out,pp} - h_{f,in,pp}\right]}{\dot{W}_{el,pp}} \tag{3.15}$$

$$\eta_{el,is,pp} = \frac{\dot{W}_{is,pp}}{\dot{W}_{el,pp}} = \frac{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,out,is,pp} - h_{f,in,pp}\right]}{\dot{W}_{el,pp}} \tag{3.16}$$

Les rendements pour la turbine sont exprimés suivant les équations (3.17), (3.18) et (3.19).

$$\eta_{is,tur} = \frac{\dot{W}_{ad,tur}}{\dot{W}_{is,tur}} = \frac{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,in,tur} - h_{f,out,tur}\right]}{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,in,tur} - h_{f,out,is,tur}\right]} \tag{3.17}$$

$$\eta_{el,tur} = \frac{\dot{W}_{el,tur}}{\dot{W}_{ad,tur}} = \frac{\dot{W}_{el,tur}}{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,in,tur} - h_{f,out,tur}\right]} \tag{3.18}$$

$$\eta_{el,is,tur} = \frac{\dot{W}_{el,tur}}{\dot{W}_{is,tur}} = \frac{\dot{W}_{el,tur}}{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,in,tur} - h_{f,out,is,tur}\right]} \tag{3.19}$$

D'autres paramètres spécifiques aux types de composants mécaniques en eux-mêmes, et plus particulièrement pour la turbine, sont également étudiés. Ces caractéristiques nécessitent notamment des calculs thermodynamiques qui seront présentées dans le chapitre *IV*.

III.3.3. Incertitudes expérimentales

Lors de l'étude d'une installation expérimentale, un certain nombre de facteurs indépendant, influant sur l'installation, ne peuvent être régulés. Ces facteurs, interne et externe au système, ont par conséquent un impact sur les analyses et calculs issus des campagnes expérimentales. De ce fait, il est nécessaire de les identifier et de les quantifier afin de prendre en compte leurs influences dans l'analyse des résultats. Quatre principaux paramètres, influençant directement les performances de l'ORC et la compréhension du système, ont ainsi été identifié ; la quantité de fluide frigorigène nécessaire au bon fonctionnement du banc d'essais, le calcul du débit du fluide de travail dans le système du fait de l'absence de débitmètre pour sa détermination, les pertes thermiques pouvant influer les transferts thermiques au niveau des sources de chaleur et la possible variation de composition d'un mélange au sein de l'ORC lors de son fonctionnement.

III.3.3.1. Charge de fluide dans l'ORC

Suite aux intrants d'air dans le système, point abordé dans la sous-partie *III.2.2.*, l'installation a été vidée de son fluide de travail, le Novec649, pour permettre de résoudre les problèmes d'étanchéité du système. Une fois cela résolu, l'installation devait être de nouveau remplie avec la charge de Novec649 initialement récupéré. Cependant, cette masse ne correspondait pas à la charge inscrite au cahier des charges, par conséquent une certaine quantité de fluide de travail a été perdue à l'atmosphère du fait des fuites, ceci entre le moment de la charge initiale et le moment des essais de mise en marche de l'ORC. Bien que le système ait été impacté du point de vue de ses performances, par les intrants d'air et possiblement par une charge non optimale, son fonctionnement n'a pas pour autant été altéré, ni celui des composants. Lié à ces observations, la quantité optimale de fluide frigorigène à charger dans l'installation a été étudiée. Cette charge optimale permettant d'obtenir de meilleures performances pour le cycle ORC, du point de vu de l'énergie d'utilité qu'est l'électricité produite par la génératrice.

Des essais ont donc été menés avec différentes valeurs de charge en Novec649 au sein de l'installation, en faisant varier cette quantité de 4 kg à 2,25 kg. La masse de 4 kg étant la charge initiale de Novec649 telle que définie par le cahier des charges et celle de 2,25 kg la charge minimale possible pour l'installation sans entraîner de risque de cavitation de la pompe de gavage. La Figure 3.8 présente l'impact sur la puissance produite suivant cette variation de masse de Novec649.

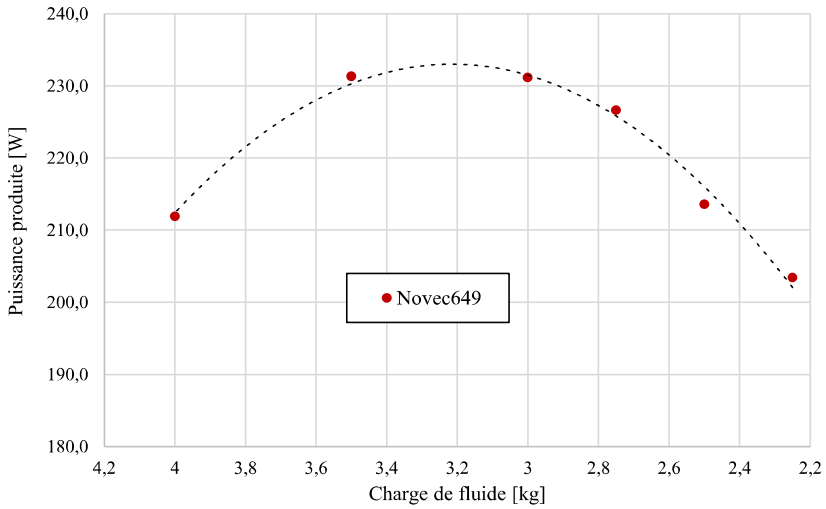


Figure 3.8 : Variation des performances de l'ORC selon la charge de fluide frigorigène

On peut observer sur la Figure 3.8 que la puissance produite est très fortement liée à la charge en Novec649 au sein du système. La charge optimale semble se situer entre 3,5 kg et 2,9 kg. En effet, entre 4 kg et 3,5 kg de fluide, les performances augmentent, puis elles viennent à stagner jusqu'à 2,9 kg avant de diminuer progressivement jusqu'à 2,25 kg. Ces résultats permettent donc de statuer sur la charge adéquate à introduire dans l'ORC. D'après le graphique de la Figure 3.8, cette masse optimale correspondrait à 3,2 kg. Cependant, d'autres critères sont à prendre en compte pour définir la valeur appropriée de cette charge, et notamment les critères d'enjeux environnementaux et de coûts, et donc de réduire au maximum la quantité de fluide dans l'installation. De ce fait, afin de respecter les différents critères de performances évoqués dans ce paragraphe, la charge optimale a été définie comme étant de 2,9 kg.

III.3.3.2. Débit massique du fluide de travail

Du fait d'un cahier des charges initial contraignant, notamment sur la compacité du système global, l'ajout d'un débitmètre pour le fluide de travail n'a pu être fait. Afin de connaitre cette donnée expérimentale, il est donc nécessaire de la déterminer par calcul, et non par mesure directe, lors des essais expérimentaux. Pour ce faire, trois méthodes ont été envisagées à partir de courbes caractéristiques de débit ou de bilans thermique :

- Courbes caractéristiques des pompes principale ou secondaire
- Bilan d'échange thermique à la source chaude
- Bilan d'échange thermique à la source froide

La détermination du débit à partir des données du constructeur de la pompe volumétrique, ou de la pompe centrifuge, n'a pu être menée à bien. En effet, la pression intermédiaire entre ces deux pompes n'est pas directement mesurée par un capteur de pression. Par conséquent, seul un bilan thermique sur la source chaude ou la source froide peut permettre de remonter à la valeur du débit circulant dans l'installation ORC. Le bilan à la source chaude est également écarté du fait des températures élevées et des pertes thermiques engendrées plus importantes, venant fausser la valeur de débit calculée en comparaison du bilan à la source froide. Suite à ces réflexions, le débit massique du fluide de travail expérimental est obtenu par calcul grâce au bilan d'échange thermique appliqué au condenseur en négligeant les possibles pertes thermiques. L'équation (3.20) rappelle le calcul du débit issu du bilan au condenseur.

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_c \cdot \left[h_{c,out,cond} - h_{c,in,cond}\right]}{\left[h_{f,in,cond} - h_{f,out,cond}\right]} \tag{3.20}$$

Cette méthodologie de calcul a pu être vérifiée et validée par la suite, une fois les campagnes expérimentales effectuées. En effet, il est possible de déterminer le débit massique de fluide circulant dans l'ORC à partir de calculs thermodynamiques appliqués à la turbine axiale. Ces calculs, nécessitant la validation d'hypothèses thermodynamiques, seront exposés par la suite dans le chapitre *IV*. Grâce à cette quatrième méthode de calculs du débit, il a été possible de comparer les résultats issus du « modèle turbine » et du « modèle condenseur ». Pour ce faire, outre les calculs issus de ces « modèles », les incertitudes de mesures sont prises en compte grâce à la méthode de propagation d'incertitude définie par Taylor et Kuyatt (1994). Cette méthode repose sur le principe que l'incertitude $\boldsymbol{U_y}$ d'une variable $\boldsymbol{Y}$ est calculée comme une fonction des incertitudes $\boldsymbol{U_{Xi}}$ de chacune des variables $\boldsymbol{X_i}$ dont elle dépend. Cette méthode, communément appelée méthode « root-sum-square », est rappelée par l'équation (3.21).

$$U_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i}\right)^2 \cdot {U_{X_i}}^2} \tag{3.21}$$

La Figure 3.9 présente la comparaison des débits de fluide calculés selon les deux méthodes décrites dans le précédent paragraphe et tenant compte des incertitudes de mesure avec la représentation des barres d'erreurs.

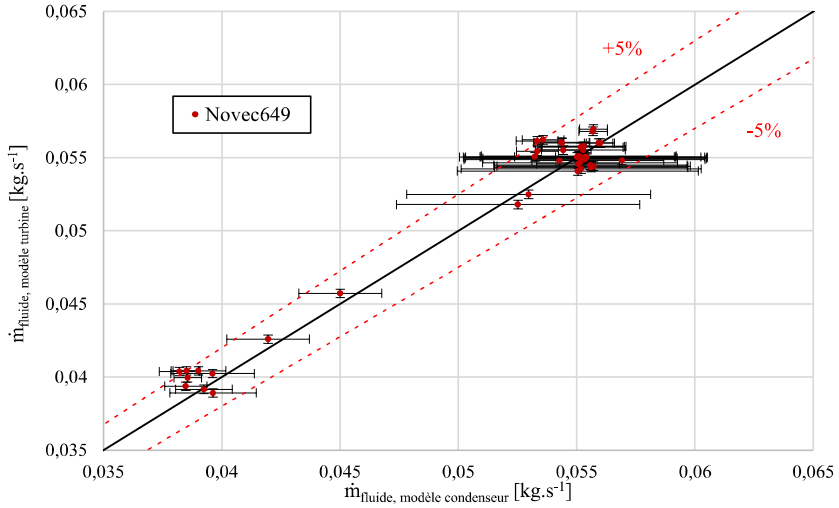


Figure 3.9 : Comparaison des débits massiques du fluide de travail, de dimensionnement, issus des modèles condenseur et turbine

La comparaison des débits présentés par la Figure 3.9 permet de valider la première méthode de calcul du débit du fluide de travail, issue du bilan d'échange thermique à la source froide. En effet, les débits du fluide de dimensionnement de l'installation, le Novec649, sont déterminés avec une erreur relative inférieur à 5 % pour 98 % des essais expérimentaux menés durant cette thèse, les 2 % restant ont une erreur relative inférieur à 6 %. Sur la totalité des 212 essais expérimentaux comparatifs en fluides purs et mélanges, 95 % des débits calculés se situent dans cet intervalle de plus ou moins 5 %, les 5 % restant possèdent tous une erreur relative inférieur à 9 %. De plus, comme illustrée sur la figure précédente par les barres d'erreurs, cette erreur de valeur du débit est comprise, pour la grande majorité des essais, dans la gamme d'incertitude liée aux mesures expérimentales.

III.3.3.3. Pertes thermiques à la source chaude

Tel que mentionné dans la sous-partie *III.3.3.2* précédente, des pertes thermiques, plus ou moins importantes, peuvent être présentes au niveau des échangeurs de chaleur de la source chaude et de la source froide. L'hypothèse de pertes négligeables au condenseur a été appliquée pour le calcul du débit massique de fluide dans l'installation et est considérée valide suite aux résultats de la Figure 3.9. De ce fait, il est possible d'estimer, par comparaison de la puissance cédée au niveau de la source chaude et de celle transmise au fluide de travail, les pertes thermiques de cette source. L'équation (3.22) présente ce calcul de pertes :

$$\dot{Q}_{pertes} = \dot{m}_h \cdot \left[h_{h,in,évap} - h_{h,out,pré}\right] - \dot{m}_f \cdot \left[h_{f,out,évap} - h_{f,in,pré}\right] \quad (3.22)$$

Les pertes thermiques ainsi calculées sont de l'ordre de 10 % de la puissance cédée par la source chaude. Afin de vérifier le bon ordre de grandeur de ces pertes, importantes, des calculs de transferts thermiques par convection naturelle entre les parois externes de l'évaporateur et du préchauffeur avec l'ambiant ont été effectués. Les équations (3.23) à (3.27) détaillent le calcul de ces pertes par convection naturelle :

$$\dot{Q}_{pertes,conv\ nat,i} = \alpha_{conv\ nat,i} \cdot S_i \cdot \left[T_{p,i} - T_{amb}\right] \quad (3.23)$$

Ou les pertes thermiques d'une surface $\boldsymbol{S_i}$ sont liées à l'écart de température entre cette paroi, $\boldsymbol{T_{p,i}}$, et l'air ambiant, $\boldsymbol{T_{amb}}$. Le coefficient de transfert thermique par convection naturelle $\boldsymbol{\alpha_{conv\ nat,i}}$ est calculé tel que :

$$\alpha_{conv\,nat,i} = \frac{Nu_i \cdot \lambda_i}{L_c} \tag{3.24}$$

$$Nu_i = C_i \cdot {Ra_i}^{n_i} \tag{3.25}$$

Avec $\boldsymbol{Ra_i}$ le nombre adimensionnel de Rayleigh permettant de caractériser la convection naturelle ainsi que le coefficient $\boldsymbol{C_i}$ et l'exposant $\boldsymbol{n_i}$; leurs valeurs sont listées dans le Tableau 3.5.

$$Ra_i = \frac{g \cdot \beta_i \cdot {\rho_i}^2 \cdot {L_c}^3 \cdot \left[T_{p,i} - T_{amb}\right] \cdot cp_i}{\mu_i \cdot \lambda_i} \tag{3.26}$$

Toute les propriétés de l'air, coefficient de dilatabilité volumique $\boldsymbol{\beta_i}$, masse volumique $\boldsymbol{\rho_i}$, chaleur spécifique massique $\boldsymbol{cp_i}$, viscosité dynamique $\boldsymbol{\mu_i}$, coefficient de conductivité thermique $\boldsymbol{\lambda_i}$, sont évaluées à la température de film $\boldsymbol{T_{film,i}}$:

$$T_{film,i} = \frac{T_{p,i} - T_{amb}}{2} \tag{3.27}$$

Les pertes thermiques estimées à partir des corrélations de transferts thermiques convectifs sont de l'ordre de 1 % à 1,5 % suivant les essais. Un écart important existe entre le calcul par bilans et celui par corrélations. Les puissances calculées par bilans sont analysées de la même manière que les débits de la sous-partie *III.3.3.2* pour tenir compte des incertitudes de mesures expérimentales. La Figure 3.10 présente cette comparaison.

Tableau 3.5 : Paramètres caractéristiques du nombre de Nusselt de convection naturelle sur plaque plane (Eyglunent, 2003)

Orientation de la paroi	Dimension caractéristique $\boldsymbol{L_c}$	Coefficient $\boldsymbol{C_i}$	
		Convection laminaire $\boldsymbol{n_i}$ = 1/4	Convection turbulente $\boldsymbol{n_i}$ = 1/3
Plaque verticale	hauteur	0,59 ($10^4 < \boldsymbol{Ra_i} < 10^9$)	0,13 ($10^9 < \boldsymbol{Ra_i} < 10^{13}$)
Plaque horizontale chauffant vers le haut	largeur	0,54 ($10^5 < \boldsymbol{Ra_i} < 2.10^7$)	0,14 ($2.10^7 < \boldsymbol{Ra_i} < 3.10^{10}$)
Plaque horizontale chauffant vers le bas	largeur	0,27 ($3.10^5 < \boldsymbol{Ra_i} < 3.10^{10}$)	0,07 ($3.10^{10} < \boldsymbol{Ra_i} < 10^{13}$)

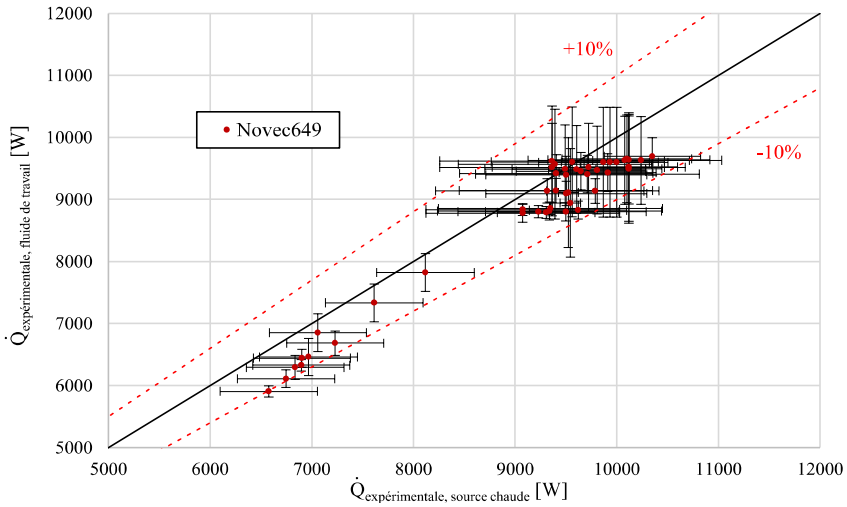


Figure 3.10 : Comparaison des puissances cédées par la source et transférées au fluide de travail

Le graphique de comparaison des puissances, une fois les incertitudes intégrées, permet de valider l'influence importante des incertitudes de mesures et de confirmer l'ordre de grandeur de 1 % à 1,5 % des pertes thermiques calculées grâce aux corrélations de transferts thermiques par convection naturelle. Les pertes thermiques sont donc considérées négligeables pour les calculs de bilans thermiques sur les échangeurs et le système complet, du fait de valeurs de l'ordre du pourcent.

III.3.3.4. Composition de mélange variable

Lors de la mise en place d'un mélange au sein de l'installation expérimentale, celui-ci est chargé dans le système par ajout de masses successives des fluides purs composant ce mélange. La composition prédéfinie dite de « charge » et présente dans l'installation au repos va permettre, par la suite, l'exploitation des données expérimentales et notamment lors des calculs de propriétés thermodynamiques du mélange zéotrope. L'état de l'art considère généralement que cette valeur de composition de charge correspond à la composition en fonctionnement, et c'est donc cette composition qui est utilisée lors des calculs thermodynamiques. Cependant, certains phénomènes physiques liés aux mélanges peuvent entraîner une modification de cette composition lors de la circulation du mélange zéotrope (Bamorovat Abadi et Kim, 2017). De ce fait, la variation de composition circulante a été étudiée pour quantifier son impact sur les performances du système. L'étude de ce paramètre spécifique au mélange est détaillée précisément au sein du chapitre *V*. Les résultats obtenus, pour le mélange zéotrope composé des fluides purs Novec649 et HFE7000, ont permis de mettre en avant une différence entre la composition de charge et la composition circulante de l'ordre de 5 %. Cette variation n'impacte cependant que très faiblement les performances du système et des composants, une variation de l'ordre du pourcent du rendement de la turbine axiale a pu être notée. Ceci vient donc valider l'hypothèse de base, généralement admise, que la composition de charge reste adéquate comme composition du mélange à employer lors des calculs thermodynamiques.

Références

- Bamorovat Abadi G, Kim KC. Investigation of organic Rankine cycles with zeotropic mixtures as a working fluid: Advantages and issues. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2017;73:1000–13. https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.02.020.
- Bitter R, Mohiuddin T, Nawrocki M. LabView: Advanced Programming Techniques, Second Edition. CRC Press; 2017.
- Eyglunent, B., « Manuel de Thermique », Hermès, 2nd édition, 2003.
- F-Chart Software. EES: Engineering Equation Solver, F-Chart Software: Engineering Software. Disponible en ligne sur : http://www.fchartsoftware.com/ees/inde.php/ (Consulté le : 26 septembre 2020), Professional V10.417-3D, 2018.
- Fluke Software. Logiciel d'application PowerLog Classic, V2.9, 2006.
- Jamet D. Thermodynamique Appliquée. Ecole Centrale Paris; 2013.
- Lallemand A. Thermodynamique appliquée - Bilans entropiques et exergétiques. Ref : TIP201WEB - "Physique énergétique" 2005. https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/thermodynamique-et-energetique-42216210/thermodynamique-appliquee-be8008/ (accessed September 28, 2020).
- Landelle A. Experimental and numerical study of transcritical Organic Rankine Cycles for low-grade heat conversion into electricity from various sources. Phd Thesis. Lyon, 2017.
- McLinden MO, Perkins RA, Lemmon EW, Fortin TJ. Thermodynamic Properties of 1,1,1,2,2,4,5,5,5-Nonafluoro-4-(trifluoromethyl)-3-pentanone: Vapor Pressure, (p, ρ, T) Behavior, and Speed of Sound Measurements, and an Equation of State. J Chem Eng Data 2015;60:3646–59. https://doi.org/10.1021/acs.jced.5b00623.
- NIST. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP. Disponible en ligne sur: https://www.nist.gov/srd/refprop (Consulté le : 18 Avril 2019), Version 9.1, 2013.
- Outcalt SL, Lemmon EW. Bubble-point measurements of eight binary mixtures for organic Rankine cycle applications. Journal of Chemical and Engineering Data 2013;58:1853–60. https://doi.org/10.1021/je400251s.
- Schneider Electric Sooftware. Logiciel Vijeo Designer, Version 6.2, 2014.
- Taylor, B.N., Kuyatt, C.E., Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results. , National Institute of Standards and Technology Technical, Note 1297, Disponible en ligne sur : https://www.nist.gov/system/files/documents/2017/05/09/tn1297s.pdf (Consulté le : 30 septembre 2020), 1994.
- Van Rossum, G., Python tutorial , Department of Science [CS], CWI, 1995.

Chapitre IV

Modèles composants

IV.1. Modélisation des échangeurs de chaleur dans un ORC

IV.1.1. Qu'est-ce qu'un échangeur ?

Un échangeur de chaleur est un système au sein duquel un transfert d'énergie thermique est effectué entre deux ou plusieurs fluides du fait de leurs écarts de température. Dans le cas d'un échange effectué entre deux fluides, ils sont usuellement appelés « fluide chaud », pour le fluide venant céder son énergie thermique, et fluide froid, pour le fluide venant recevoir cette énergie thermique. Bien que certains procédés industriels puissent rendre nécessaire la mise en contact direct des fluides chaud et froid, (technologies de tour aéororéfrigérante), le transfert de chaleur s'effectue, d'un fluide à l'autre, au travers d'une surface solide ou paroi. L'utilisation d'échangeurs de chaleur se retrouve dans de nombreux secteurs tels que le transport (aviation, automobile pour la régulation de température), l'habitat (échangeurs avec ou sans stockage pour la régulation de température), la pétrochimie (échangeurs-réacteurs) ou l'énergie (utilisation directe de l'énergie thermique : réseaux de chaleur, ou utilisation indirecte de l'énergie thermique : transformation en énergie électrique) (Mastrippolito, 2018).

Les échangeurs, décrits dans ce chapitre, se classent en deux types de technologie du fait du domaine d'application des cycles organiques de Rankine. Ainsi, on retrouve principalement les technologies d'échangeurs tubulaires et d'échangeurs à plaques au sein desquels les fluides peuvent circuler à co-courant, contre-courant, courants croisés et avec ou sans passes.

IV.1.1.1. Les échangeurs tubulaires

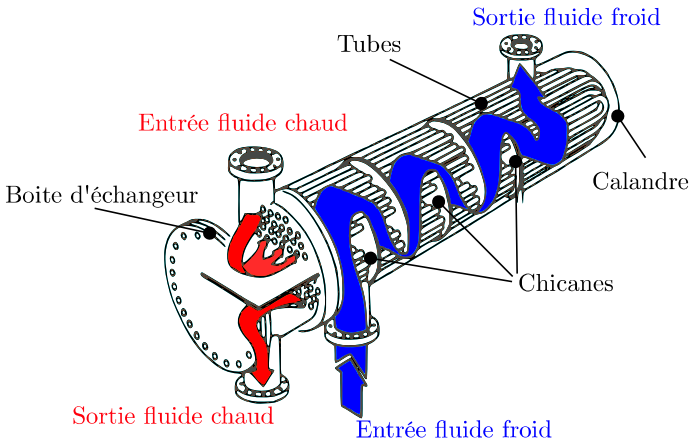


Figure 4.1 : Echangeur tubes et calandre à courants croisés avec deux passes côté tubes et une passe côté calandre (schéma reproduit depuis Mastrippolito, 2018)

Les échangeurs tubulaires sont constitués, de manière simplifiée, de deux parties : un faisceau de tubes au cœur duquel circule le plus souvent le fluide chaud, ou le fluide d'intérêt, contenu au sein d'une calandre dans laquelle le fluide froid vient récupérer l'énergie thermique cédée. Suivant l'application de l'échangeur, la surface d'échange nécessaire peut varier de manière significative. Pour ce faire, le nombre de tubes du faisceau ainsi que le nombre de passes est adapté selon le besoin. Des chicanes sont présentes dans la calandre de l'échangeur et permettent de maintenir le faisceau de tubes en place. De plus, ces singularités viennent perturber et diriger l'écoulement du fluide froid, ce qui permet d'augmenter le transfert

thermique entre les fluides. Un exemple d'un échangeur tubulaire avec chicanes est présenté en Figure 4.1. L'échange thermique peut également être accru en structurant les tubes eux-mêmes avec l'ajout d'ailettes. Le dimensionnement industriel de ce type d'échangeur suit généralement les standards préconisés par la *« Tubular Exchanger Manufactures Association »* (TEMA, 2007). Les échangeurs tubulaires sont largement répandus dans l'industrie du fait de leur conception et maintenance souvent plus aisées que celles des échangeurs à plaques.

IV.1.1.2. Les échangeurs à plaques

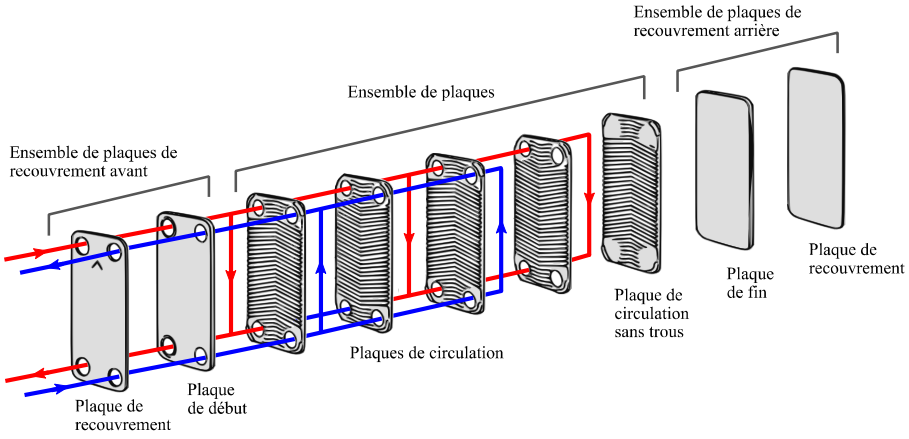


Figure 4.2 : Echangeur à plaques brasées à contre-courant avec une passe pour chaque fluides (schéma adapté de AZwatt, 2020)

La conception des échangeurs à plaques repose sur le principe d'un empilement de plaques qui viennent former des canaux où les fluides peuvent s'écouler ; l'étanchéité entre les plaques est maintenue par soudure, brasage ou la présence de joints. La Figure 4.2 représente ici un échangeur à plaques brasées. Les fluides chaud et froid circulent en alternance dans les canaux de l'échangeur permettant au transfert thermique de s'effectuer au travers des plaques de circulation. La surface de ces plaques peut être lisse ou structurée afin d'accroître l'échange thermique avec la présence de corrugations, nervures ou picots. Il est également possible d'insérer des surfaces d'échanges additionnelles, appelés ailettes, afin de contraindre l'écoulement des fluides permettant ainsi d'augmenter le transfert thermique. Ce type d'échangeur est couramment utilisé pour les installations à cycles thermodynamiques du fait d'un rapport d'efficacité au transfert thermique et de compacité très élevée, à contrario des échangeurs tubulaires.

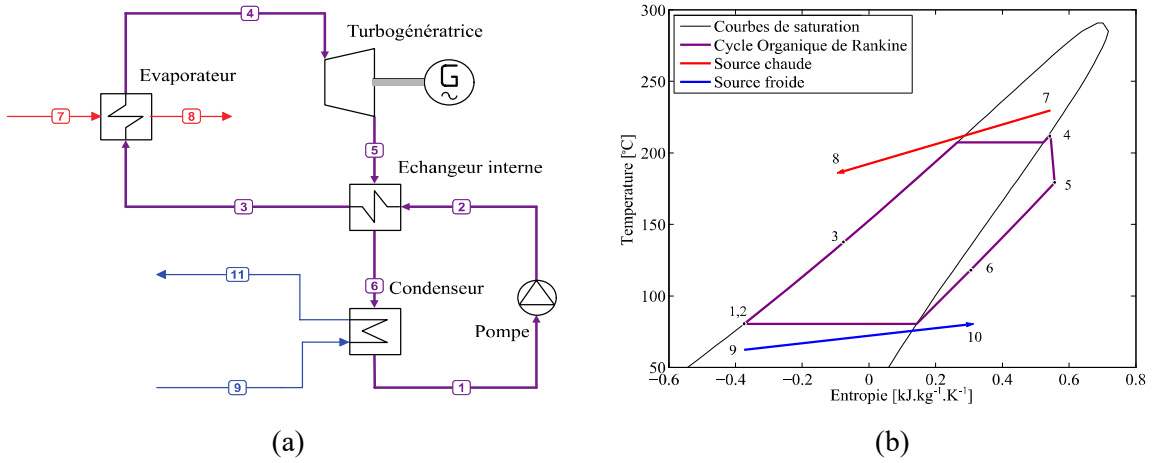
IV.1.2. Les échangeurs dans les Cycles Organiques de Rankine

Les installations à cycles thermodynamiques et à plus forte raison à Cycles Organiques de Rankine utilisent des échangeurs de chaleur au sein de leur système de conversion d'énergie. Les installations ORC, dans leur architecture la plus simple, nécessitent au minimum un organe de compression, un organe de détente et deux échangeurs de chaleur afin que le cycle thermodynamique puisse recevoir et céder l'énergie thermique nécessaire à sa mise en œuvre. Ces ORC d'architecture dite « basique » sont couramment appelés BORC (Basic ORC). Le premier échangeur est présent pour transmettre l'énergie thermique de la source chaude au fluide de travail et lui permettre de passer de l'état liquide à l'état vapeur à haute pression. Le second échangeur permet quant à lui d'extraire l'énergie thermique du fluide de travail

nécessaire pour le faire passer de l'état vapeur à l'état liquide à basse pression, en la cédant à la source froide.

Au-delà du BORC, il existe un nombre important d'architectures plus ou moins complexes de cycle ORC, comprenant d'autres échangeurs et composants : éjecteurs, absorbeurs, turbines en série (Mahmoudi *et al.*, 2018). Ces architectures spécifiques ne seront pas détaillées dans ce chapitre et il ne sera pas non plus fait mention ici des installations avec cycles en cascade (Dubberke *et al.*, 2018), ni du couplage entre différents types de cycles thermodynamiques (Voeltzel *et al.*, 2020).

On mentionnera néanmoins une adaptation spécifique, et largement répandue (Colonna *et al.*, 2015 ; Landelle *et al.*, 2017c ; Mahmoudi *et al.*, 2018), du BORC faisant intervenir en son sein un troisième échangeur. Cette architecture, présentée en Figure 4.3, intègre un échangeur, appelé échangeur interne, permettant de récupérer une partie de l'énergie thermique de la vapeur basse pression en sortie de la turbine et de la transmettre au liquide haute pression en sortie de la pompe.



(a) (b)

Figure 4.3 : Cycle Organique de Rankine avec récupérateur interne
(a) Schéma de l'ORC, (b) Diagramme Température-Entropie de l'ORC
(schéma adapté de Colonna *et al.*, 2015)

IV.1.3. Méthode d'analyse globale d'un échangeur

Lorsque l'on souhaite dimensionner ou analyser un échangeur de chaleur donné, il est nécessaire de déterminer la puissance thermique échangée entre les fluides en regard au sein de cet échangeur. Ces fluides peuvent circuler à co-courant, contre-courant, courants croisés, avec ou sans passes.

Pour cela, il existe différentes méthodes afin d'estimer cette puissance transmise d'un fluide à l'autre. Dans le cas de l'étude 0D-1D d'un échangeur de chaleur, deux méthodes sont principalement utilisées (Bontemps *et al.*, 1994 ; Shah et Sekulic, 2003), à savoir :

- la méthode du NUT (Nombre d'Unités de Transfert) ; méthode itérative par estimation des températures de sortie des fluides en regard (avec connaissance au préalable de la géométrie de l'échangeur), calcul des coefficients de transfert, comparaison des températures de sortie obtenues avec les coefficients calculés et itération jusqu'à convergence des valeurs de températures.

- la méthode du DTML (Différence de Température Moyenne Logarithmique) ; méthode de calcul qui permet, à partir des températures de sortie souhaitées et de corrélations de transfert thermique, de définir la géométrie d'un échangeur correspondant (dimensionnement) ou à l'inverse, à partir d'une géométrie d'échangeur donnée de déterminer les températures de sortie (analyse de performances).

Dans le cas présent, des essais expérimentaux ont été menés sur une installation ORC comprenant des échangeurs de chaleur dont la géométrie est connue. De ce fait, les données expérimentales d'entrée et les valeurs de sortie sont également connues (débits, températures et pressions). Il est donc possible d'appliquer la méthode du DTML, afin d'étudier le comportement thermodynamique de fluides purs et mélanges, de type HFE (Hydro-Fluoro-Ethers). Cette analyse des résultats expérimentaux, obtenus lors des campagnes d'essais, permet de caractériser les coefficients de transfert de chaleur des fluides étudiés. Ces coefficients de transfert expérimentaux sont ensuite comparés aux modèles prédictifs disponibles parmi la communauté scientifique afin de décrire les comportements et les principes physiques régissant les fluides purs et mélanges zéotropes de type HFE étudiés.

Principe du modèle global de calcul :

L'application d'un modèle "global 0D-1D" de calcul nécessite au préalable plusieurs hypothèses afin d'idéaliser certains aspects des transferts thermiques ayant lieu au sein de l'échangeur (Shah et Sekulic, 2003) ; les différentes hypothèses appliquées au cas d'étude sont rappelées ci-dessous :

- l'échangeur de chaleur se trouve en régime permanent
  - Chacun des essais expérimentaux est effectué sur une durée de 10 minutes. Cet enregistrement est précédé systématiquement d'une stabilisation du système de 5 minutes (à minima) suite à la modification de paramètres affectant la dynamique de l'installation.
- les échanges thermiques avec l'environnement extérieur sont négligés (pertes thermiques)
  - L'analyse des pertes thermiques détaillée dans la sous-partie *III.3.3.3* du chapitre *III* a pu mettre en évidence que ces pertes étaient négligeables pour les échangeurs de chaleur présents sur l'installation expérimentale. De plus, les tuyauteries reliant chacun des différents organes du cycle sont calorifugées, réduisant très fortement les échanges possibles avec l'extérieur.
- il n'y a pas de production de chaleur au sein de l'échangeur
  - Les fluides de travail (et les sources) circulant au sein des échangeurs n'entraînent aucune réaction chimique pouvant engendrer une production d'énergie thermique
- au sein d'une section de passage donnée, les température et vitesse du fluide sont homogènes et uniformes
- les coefficients de transfert globaux $\boldsymbol{U}$ et les coefficients locaux propres à chaque fluide $\boldsymbol{\alpha}$ au sein d'un élément $\boldsymbol{n}$ de l'échangeur sont considérés constants
- les variations de pression au sein de l'échangeur sont négligées pour le calcul des échanges thermiques

  - Les pertes de pressions pour les fluides de travail (et les sources) durant les essais expérimentaux ont été simulées avec le logiciel de dimensionnement du constructeur des échangeurs (SWEP - SSPG8, 2020). Les valeurs obtenues sont de l'ordre de 10 mbar et sont donc négligeables pour les calculs thermiques, au regard du delta de pression entre les niveaux de pression haut et bas du système quel que soit le fluide de travail; les valeurs du delta de pression se situant entre 2,3 bar et 3,9 bar.

- la conduction de chaleur dans le sens de l'écoulement au sein du fluide ou de la paroi est considérée négligeable.
  - Pour un cas expérimental typique en Novec649, les valeurs du nombre de Peclet (définissant le rapport entre la convection et la conduction thermique) sont au minimum de 1500 et de 50 pour le fluide de travail, respectivement lors de l'échange thermique avec la source chaude et lors de l'échange avec la source froide.

- la résistance thermique d'une paroi est considérée répartie uniformément sur toute sa longueur

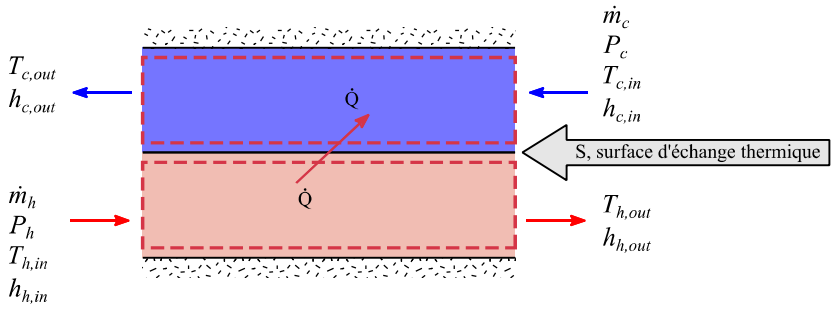


Figure 4.4 : Bilans globaux des fluides chaud et froid d'un échangeur à contre-courant (schéma adapté de Incropera *et al.*, 2020)

Dans le cas d'un modèle global, la puissance thermique transférée entre les fluides d'un échangeur peut s'exprimer, à partir des données d'entrée et de sortie pour chaque fluide et de la géométrie de l'échangeur, sous la forme des bilans suivants (schématisés en Figure 4.4) :

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot \left(h_{h,in} - h_{h,out}\right) \tag{4.1}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot \left(h_{c,out} - h_{c,in}\right) \tag{4.2}$$

$$\dot{Q} = U \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \tag{4.3}$$

Où S désigne la surface d'échange totale entre les deux fluides et U est défini comme étant le coefficient d'échange global tel que :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{e_w}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_c} \tag{4.4}$$

Les paramètres $\boldsymbol{e_w}$ et $\boldsymbol{\lambda_w}$, respectivement l'épaisseur de la paroi du matériau solide et la conductivité thermique du solide, décrivent, par leur rapport, la résistance thermique de conduction de la paroi solide séparant les deux fluides. $\boldsymbol{\alpha_h}$ et $\boldsymbol{\alpha_c}$ sont quant à eux les coefficients de transfert thermique pour les fluides chaud et froid respectivement, tels que :

$$\alpha = Nu \cdot \frac{\lambda}{D_h} \tag{4.5}$$

Avec ***Nu*** le nombre de Nusselt qui permet de quantifier le rapport entre le transfert thermique par convection et le transfert thermique par conduction au sein du fluide. Le diamètre hydraulique $\boldsymbol{D_h}$ correspond à la longueur caractéristique de la section de passage traversée par le fluide, et $\boldsymbol{\lambda}$ la conductivité thermique du fluide.

La différence de température moyenne logarithmique quant à elle correspond à :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{4.6}$$

Avec pour une configuration à contre-courant :

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \tag{4.7}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in} \tag{4.8}$$

Dans le cas où l'un des fluides présents dans l'échangeur vient à changer de phase (évaporation ou condensation), au cours du transfert de chaleur, il est nécessaire de discrétiser l'échangeur en autant de sous-zones correspondantes. En effet, les corrélations utilisées pour la détermination du coefficient d'échange global tiennent compte de l'état dans lequel se trouve le fluide. Il convient donc de différencier les zones d'échange de chaleur sensible monophasique-liquide, de chaleur latente diphasique et de chaleur sensible monophasique-vapeur. Ce « maillage thermique » peut également s'appliquer pour l'étape de changement de phase (liquide-vapeur ou vapeur-liquide) afin de tenir compte de phénomène locaux de transferts thermiques lors de cette étape spécifique. Cette dernière discrétisation pouvant correspondre à un nombre plus ou moins grand de mailles en fonction du besoin de précision pour le calcul du coefficient d'échange (avec également un arbitrage possible à donner, lié au temps de calcul nécessaire et au coût relatif à cette durée de calcul). Les Figures 4.5 et 4.6 décrivent les discrétisations en zones spécifiques telles que mentionnées dans le présent paragraphe. Dans le cas où l'échangeur vient à être discrétisé en ***n*** mailles, les équations (4.1), (4.2) et (4.3) s'écrivent telles que :

$$\dot{Q}_n = \dot{m}_{h,n} \cdot \left(h_{h,in,n} - h_{h,out,n}\right) \tag{4.9}$$

$$\dot{Q}_n = \dot{m}_{c,n} \cdot \left(h_{c,out,n} - h_{c,in,n}\right) \tag{4.10}$$

$$\dot{Q}_n = U_n \cdot S_n \cdot \Delta T_{LM,n} \tag{4.11}$$

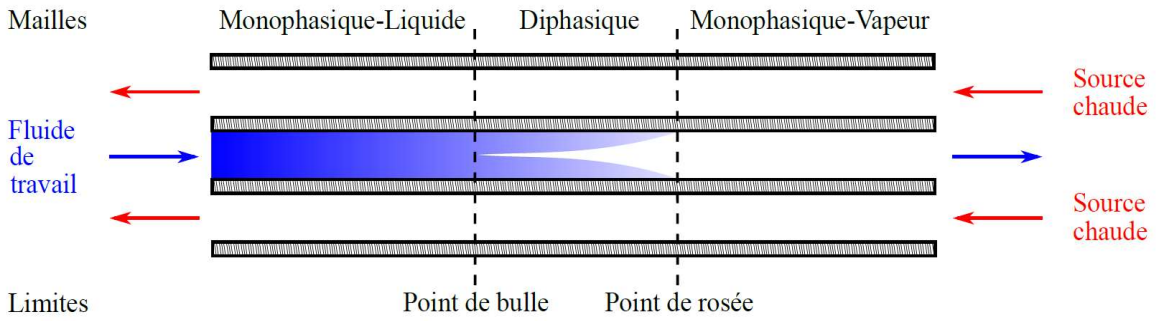


Figure 4.5 : Discrétisation d'un échangeur à contre-courant en trois zones (trois mailles) lors de l'évaporation d'un fluide (Chauffe – Evaporation – Surchauffe)
(schéma adapté de Cai *et al.*, 2020)

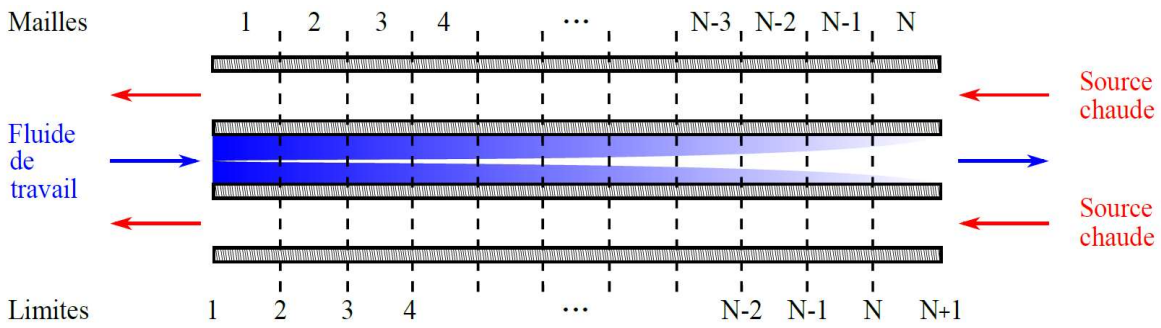


Figure 4.6 : Discrétisation de l'étape d'évaporation d'un fluide au sein d'un échangeur à contre-courant en ***n*** mailles
(schéma adapté de Cai *et al.*, 2020)

Transferts de chaleur et propriétés thermodynamiques :

L'étude des échangeurs de chaleur en fluides purs et mélanges de type HFE, menée dans ce chapitre, porte principalement sur l'analyse des étapes de changement de phase, en condensation et en évaporation. Ce choix est lié au fait que l'énergie nécessaire à la transition du fluide de travail, d'un état monophasique à un autre, représente une part importante (en évaporation), voire la part principale (en condensation), des échanges de chaleur effectués au sein des échangeurs de l'installation ORC étudiée. Ce comportement s'observe lorsque l'on compare les différents fluides entre eux, pour un même jeu de paramètre de réglage du système. Ainsi, la Figure 4.7 représente le transfert de chaleur pour les fluides de travail au niveau des sources chaude et froide, avec la répartition de puissance des étapes de ce transfert ; étape d'échange sensible monophasique-liquide, étape d'échange latent diphasique et étape d'échange monophasique-vapeur.

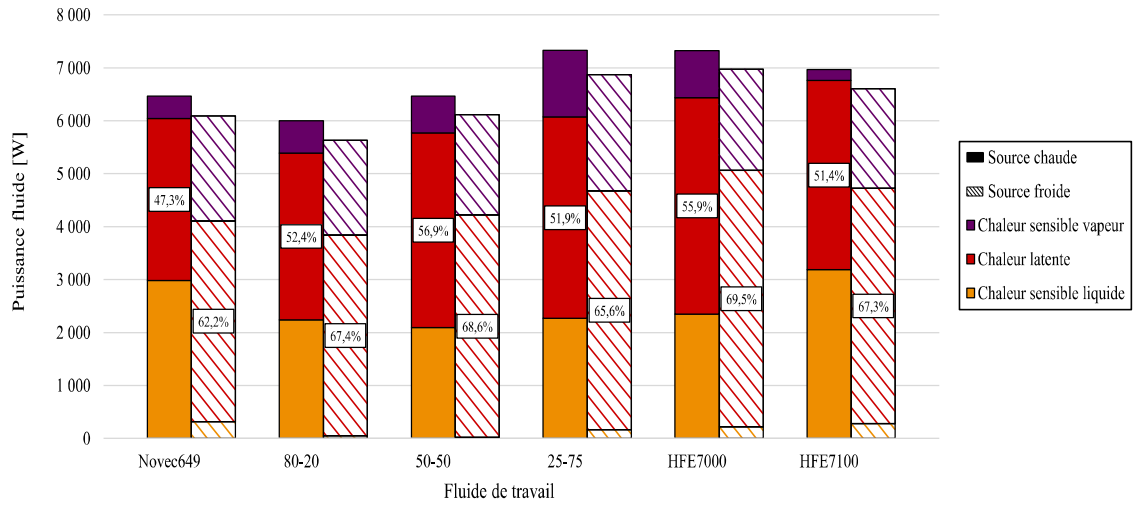


Figure 4.7 : Répartition du transfert de chaleur du fluide de travail au niveau des sources chaude et froide

Au-delà de l'importance des étapes de changements de phases en termes de puissance échangée, illustrée par la Figure 4.7 ; des liens entre les étapes diphasiques, et le type de fluide auxquels elles se rapportent existent. Watson (1931, 1943) a mis en évidence au sein de ses travaux l'importance de la température critique des fluides de travail, en décrivant la relation entre les chaleurs latentes d'un fluide et les rapports de leurs températures de saturation avec la température critique de ce même fluide ; l'équation (4.12) décrit cette relation :

$$\Delta h_1 = \Delta h_2 \left(\frac{1 - \frac{T_{sat,moy,1}}{T_{crit}}}{1 - \frac{T_{sat,moy,2}}{T_{crit}}} \right)^{0,38} \tag{4.12}$$

On retrouve ce comportement dans le cas des fluides étudiés dans cette thèse tel que présenté par les Figures 4.8 (a) et (b), où sont comparées, pour les différents fluides, les chaleurs latentes calculées à partir de l'équation (4.12) aux chaleurs latentes expérimentales. Les états 1 et 2 correspondant alternativement à l'étape d'évaporation ou de condensation selon si l'on vient à calculer la chaleur latente d'évaporation ou de condensation.

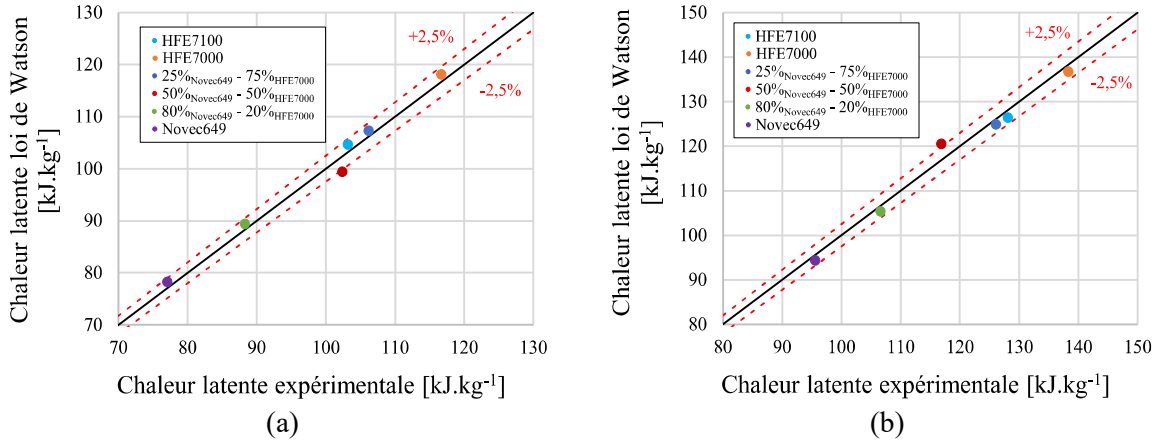


Figure 4.8 : Comparaison des chaleurs latentes déterminées à partir de la loi de Watson aux chaleurs latentes expérimentales (a) en évaporation, (b) en condensation

Comme observé sur les graphiques des Figures 4.8 (a) et (b) la loi de Watson permet de déterminer, avec une relative faible incertitude, les chaleurs latentes des fluides étudiés. Cette analyse permet donc de confirmer l'influence de la température critique du fluide de travail sur son comportement au sein du cycle thermodynamique.

La température critique n'est cependant pas le seul paramètre intrinsèque au fluide de travail intervenant lors des étapes de changement de phase. Lorsque l'on vient à comparer la chaleur latente d'évaporation et de condensation selon le type de fluide, on peut observer une classification similaire à celle obtenue suivant les pressions critiques des différents fluides étudiés. Cette répartition est présentée au travers de la Figures 4.9 et des Figures 4.10 (a) et (b).

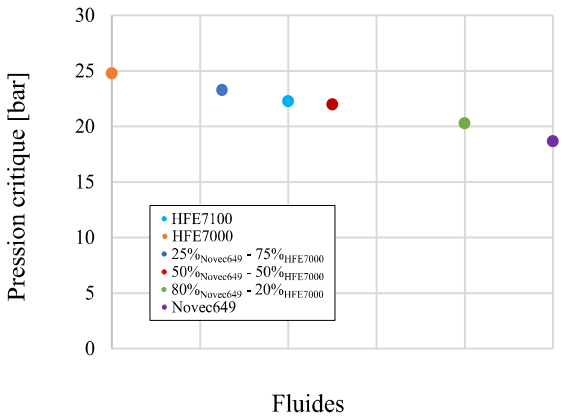


Figure 4.9 : Variation de la pression critique des différents fluides purs et mélanges

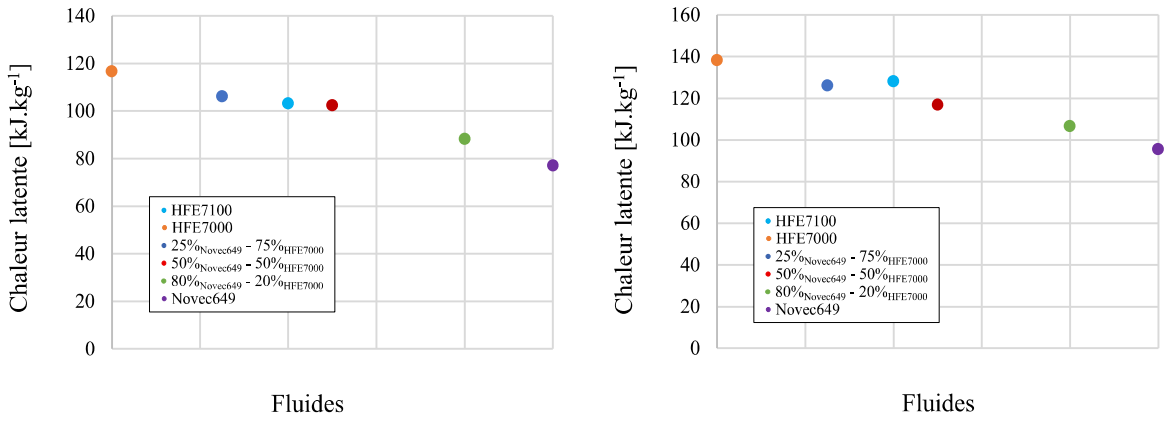


Figure 4.10 : Variation de la chaleur latente des différents fluides purs et mélanges
(a) en évaporation, (b) en condensation

Enfin, l'intérêt des étapes diphasiques repose également sur la spécificité des mélanges zéotropes, de par le phénomène de glissement de température que l'on retrouve à pression constante lors des étapes de transformation liquide-vapeur et inversement, comme exposé précédemment dans le chapitre *II*.

Coefficient de transfert monophasique :

Lorsque le transfert de chaleur d'un fluide correspond à un transfert thermique monophasique (liquide ou vapeur), le nombre de Nusselt s'exprime généralement sous la forme suivante (Collings, 2018) :

$$Nu = c_1 \cdot Re^{c_2} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \tag{4.13}$$

Les coefficients c_1 et c_2 dépendent de la géométrie des canaux dans lesquels le fluide circule ainsi que de son régime d'écoulement. Le rapport des viscosités du fluide au milieu de l'écoulement μ et au proche de la paroi μ_w permet de tenir compte du gradient de température existant au proche paroi (Sieder et Tate, 1936) ; cependant, l'impact engendré par cette variation de viscosité reste faible voire négligeable pour les niveaux de température ici étudiés. Par conséquent, le nombre de Nusselt ne dépend que des nombres adimensionnels Reynolds et Prandtl dans le cas de transfert de chaleur monophasique.

Le nombre de Reynolds, ***Re***, caractérise l'écoulement du fluide et correspond au rapport entre les forces inertielles et les forces visqueuses au sein de cet écoulement. Ce nombre adimensionnel permet, suivant sa valeur et la géométrie du canal au sein duquel s'effectue l'écoulement, de caractériser le type d'écoulement ; à savoir, laminaire, de transition ou turbulent. Par exemple, dans le cas d'un écoulement au sein de tubes lisses, l'écoulement est dit laminaire pour des valeurs du nombre de Reynolds inférieur à 2000, de transition entre 2000 et 3000 et turbulent au-delà de 3000. Dans le cas d'échangeurs à plaques et des canaux correspondant, cette classification "simple" des régimes d'écoulement ne peut être directement faite. En effet, l'impact de nombreux paramètres liés à la géométrie des plaques et de la distribution des écoulements au sein des canaux doit être pris en compte.

$$Re = \frac{\dot{G} \cdot D_h}{\mu} \tag{4.14}$$

Avec $\dot{G}$ le débit massique surfacique :

$$\dot{G} = \frac{\dot{m}_{canal}}{A_{canal}} \tag{4.15}$$

Le nombre de Prandtl caractérise le rapport entre la diffusivité liée à la quantité de mouvement et la diffusivité thermique au sein du fluide.

$$Pr = \frac{\mu \cdot cp}{\lambda} \tag{4.16}$$

Avec ***cp*** la chaleur spécifique massique du fluide.

La corrélation choisi pour les échanges thermiques monophasiques correspond donc à l'équation (4.17) :

$$Nu = c_1 \cdot Re^{c_2} \cdot Pr^{1/3} \tag{4.17}$$

Au sein de la littérature, les coefficients c_1 et c_2 peuvent prendre des valeurs très différentes tel que rapporté par Ayub (2003), Garcia-Cascales *et al.* (2007) et Khan *et al.* (2010). Les valeurs des coefficients utilisés par la suite sont issues des travaux menés par Focke *et al.* (1985) et Hugonnot (1989), regroupés par le GREThe (Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques) au sein de son manuel technique. Ces coefficients, validés expérimentalement, dans le cas d'échangeurs à plaques avec canaux corrugués, sont dépendants de l'angle des corrugations β, du pas adimensionnel (rapport de l'espacement entre corrugations et de la hauteur des corrugations) et du régime d'écoulement. Ainsi dans le cas d'un pas adimensionnel de 3,33 et un angle β de 45 °, les valeurs des coefficients c_1 et c_2 sont présentées dans le Tableau 4.1 :

Tableau 4.1 : Coefficients typiques du nombre de Nusselt monophasique (GREThe, 1999)

Nombre de Reynolds	c_1	c_2
50 – 14600	0,347	0,653

Coefficient de transfert diphasique :

De la même manière qu'en monophasique, le nombre de corrélations pour le transfert de chaleur diphasique existant est conséquent (Eldeeb *et al.*, 2016 ; Li *et al.*, 2017), que cela soit lors de l'évaporation (Ayub *et al.*, 2019), ou de la condensation (Tao et Infante Ferreira, 2019) d'un fluide dans un échangeur à plaques.

Les fluides organiques de type HFE, ou s'en approchant, n'ont été que peu étudiés au sein de la littérature, et de fait, à notre connaissance, il n'existe pas de corrélation "appropriée" pour ce type de fluide dans le cas d'échangeur à plaques, malgré le nombre important de corrélations existantes. Différentes corrélations, en évaporation et en condensation, sont étudiées dans le but de définir les plus adéquates à utiliser en comparaison des résultats expérimentaux. Ainsi, huit corrélations ont été étudiées en évaporation et six corrélations en

condensation. A cela viennent enfin s'ajouter quatre corrélations spécifiques aux mélanges zéotropes. Le Tableau 4.2 regroupe toute les corrélations diphasiques analysées ; les sous-parties *IV.1.3.1.*, *IV.1.3.2.* et *IV.1.3.3.* détaillent le choix et la construction de ces corrélations.

Tableau 4.2 : Corrélations diphasiques (a) évaporation, (b) condensation, (c) mélange

Auteurs	Corrélations d'évaporation	Noms employés
Gungor et Winterton (1986)	$\alpha_{tp} = S_{gungor} \cdot \alpha_{nb} + F_{gungor} \cdot \alpha_{cb}$ $\alpha_{cb} = 0{,}023 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h}$ $\alpha_{nb} = 55 \cdot \left(\frac{P}{P_{crit}}\right)^{0,12} \cdot \dot{q}''^{0,67} \cdot \left[-log_{10}\left(\frac{P}{P_{crit}}\right)\right]^{-0,55} \cdot M^{-0,5}$ $F_{gungor} = 1 + 24000 \cdot Bo^{1,16} + 1{,}37 \cdot X^{-0,86}$ $S_{gungor} = \left(1 + 1{,}15 \cdot 10^{-6} \cdot F_{gungor}^{\ 2} \cdot Re_l^{1,17}\right)^{-1}$	*« Gungor & Winterton »*
Liu et Winterton (1991)	$\alpha_{tp} = [(S_{Liu} \cdot \alpha_{nb})^2 + (F_{Liu} \cdot \alpha_{cb})^2]^{1/2}$ $\alpha_{cb} = 0{,}023 \cdot Re_{lo}^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h}$ $\alpha_{nb} = 55 \cdot \left(\frac{P}{P_{crit}}\right)^{0,12} \cdot \dot{q}''^{0,67} \cdot \left[-log_{10}\left(\frac{P}{P_{crit}}\right)\right]^{-0,55} \cdot M^{-0,5}$ $F_{Liu} = \left[1 + x \cdot Pr_l \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1\right)\right]^{0,35}$ $S_{Liu} = \left(1 + 0{,}055 \cdot F_{Liu}^{\ 0,1} \cdot Re_{lo}^{0,16}\right)^{-1}$	*« Liu & Winterton »*
Liu et Winterton (1991) & GREThh (1999)	$\alpha_{tp} = [(S_{Liu} \cdot \alpha_{nb})^2 + (F_{Liu} \cdot \alpha_{cb})^2]^{1/2}$ $\alpha_{cb} = 0{,}347 \cdot Re_l^{0,653} \cdot Pr_l^{1/3} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h}$ $\alpha_{nb} = 55 \cdot \left(\frac{P}{P_{crit}}\right)^{0,12} \cdot \dot{q}''^{0,67} \cdot \left[-log_{10}\left(\frac{P}{P_{crit}}\right)\right]^{-0,55} \cdot M^{-0,5}$ $F_{Liu} = \left[1 + x \cdot Pr_l \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1\right)\right]^{0,35}$ $S_{Liu} = \left(1 + 0{,}055 \cdot F_{Liu}^{\ 0,1} \cdot Re_{lo}^{0,16}\right)^{-1}$	*« Liu & GREThh »*
GREThh (1994, 1999) & Liu et Winterton (1991)	$\alpha_{tp} = [(S_{Liu} \cdot \alpha_{nb})^2 + (F_{GREThh} \cdot \alpha_{cb})^2]^{1/2}$ $\alpha_{nb} = 55 \cdot \left(\frac{P}{P_{crit}}\right)^{0,12} \cdot \dot{q}''^{0,67} \cdot \left[-log_{10}\left(\frac{P}{P_{crit}}\right)\right]^{-0,55} \cdot M^{-0,5}$ $\alpha_{cb} = 0{,}347 \cdot Re_l^{0,653} \cdot Pr_l^{1/3} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h}$ $F_{GREThh} = \left[1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}\right]^{0,5}$ $S_{Liu} = \left(1 + 0{,}055 \cdot F_{Liu}^{\ 0,1} \cdot Re_{lo}^{0,16}\right)^{-1}$	*« GREThh & Liu »*
GREThh (1994, 1999) & Dittus et Boelter (1930) & Liu et Winterton (1991)	$\alpha_{tp} = [(S_{Liu} \cdot \alpha_{nb})^2 + (F_{GREThh} \cdot \alpha_{cb})^2]^{1/2}$ $\alpha_{nb} = 55 \cdot \left(\frac{P}{P_{crit}}\right)^{0,12} \cdot \dot{q}''^{0,67} \cdot \left[-log_{10}\left(\frac{P}{P_{crit}}\right)\right]^{-0,55} \cdot M^{-0,5}$ $\alpha_{cb} = 0{,}023 \cdot Re_{lo}^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h}$ $F_{GRET} = \left[1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}\right]^{0,5}$ $S_{Liu} = \left(1 + 0{,}055 \cdot F_{Liu}^{\ 0,1} \cdot Re_{lo}^{0,16}\right)^{-1}$	*« GREThh, Dittus & Liu »*

Yan et Lin (1999)	$\alpha_{tp} = 1{,}926 \cdot {Bo_{eq}}^{0{,}3} \cdot \left[(1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0{,}5}\right] \cdot {Re_{lo}}^{0{,}5} \cdot {Pr_l}^{1/3} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h}$	*« Yan & Lin »*
Gullapalli (2013)	$\alpha_{tp} = 1{,}926 \cdot {Bo_{eq}}^{0{,}3} \cdot \left[(1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0{,}5}\right] \cdot {Re_l}^{0{,}5} \cdot {Pr_l}^{1/3} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h}$	*« Gullapalli$_{evap}$ »*
Amalfi *et al.* (2015)	$Bd = \frac{(\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot {D_h}^2}{\sigma}$ ***Si Bd < 4 :*** $\alpha_{tp} = 982 \cdot {\beta^*}^{1{,}101} \cdot {We_m}^{0{,}315} \cdot Bo^{0{,}32} \cdot {\rho^*}^{-0{,}224} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h}$ ***Si Bd ≥ 4 :*** $\alpha_{tp} = 18{,}495 \cdot {\beta^*}^{0{,}248} \cdot {Re_v}^{0{,}135} \cdot {Re_{lo}}^{0{,}351} \cdot Bd^{0{,}235} \cdot Bo^{0{,}198} \cdot {\rho^*}^{-0{,}223} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h}$	*« Amalfi »*

(a)

Auteurs	Corrélations de condensation	Noms employés
Nusselt (1916)	$\alpha_{tp} = 1{,}1 \cdot \lambda_l \cdot \left[\frac{{\mu_l}^2}{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot g}\right]^{-1/3} \cdot {Re_l}^{-1/3}$	*« Nusselt »*
Kutateladze (1963)	$\alpha_{tp} = 0{,}756 \cdot \lambda_l \cdot \left[\frac{{\mu_l}^2}{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot g}\right]^{-1/3} \cdot {Re_l}^{-0{,}22}$	*« Kutateladze »*
Shah (1979)	$\alpha_{tp} = \psi_{Shah} \cdot \alpha_{lo}$ $\alpha_{lo} = 0{,}347 \cdot {Re_{lo}}^{0{,}653} \cdot {Pr_l}^{1/3} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h}$ $\psi_{Shah} = \frac{1}{(x_2 - x_1)} \cdot \left[-\frac{(1-x)^{1{,}8}}{1{,}8} + \frac{3{,}8}{\left(\frac{P}{P_{crit}}\right)^{0{,}38}} \cdot \left(\frac{x^{1{,}76}}{1{,}76} - \frac{0{,}04 \cdot x^{2{,}76}}{2{,}76}\right)\right]_{x_1}^{x_2}$	*« Shah$_{cond}$ »*
Thonon (2002)	$\alpha_{tp} = 1564 \cdot {Re_{eq}}^{-0{,}76} \cdot \alpha_{lo}$ $\alpha_{lo} = 0{,}347 \cdot {Re_{lo}}^{0{,}653} \cdot {Pr_l}^{1/3} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h}$	*« Thonon »*
Gullapalli (2013)	$\alpha_{tp} = \left({\alpha_{gr}}^2 + {\alpha_{sh}}^2\right)^{1/2}$ $\alpha_{gr} = 1{,}1 \cdot \lambda_l \cdot \left[\frac{{\mu_l}^2}{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot g}\right]^{-1/3} \cdot {Re_l}^{-1/3}$ $\alpha_{sh} = \left[1 + x \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1\right)\right]^{0{,}5} \cdot \alpha_{lo}$	*« Gullapalli$_{cond}$ »*
Shon (2018)	$\alpha_{tp} = 2{,}337 \cdot {Re_{eq}}^{1{,}024} \cdot {Re_{lo}}^{-0{,}294} \cdot {Bo_{eq}}^{0{,}361} \cdot {Pr_l}^{1/3}$	*« Shon »*

(b)

Auteurs	Corrélations de mélange	Noms employés
Zhang (2019)	$T^* = \frac{\Delta T_g}{T_{sat,moy}}$ ***Si $T^* \leq 0{,}06$:*** $\alpha_{tp} = 20{,}1439 \cdot {Re_l}^{0{,}1505} \cdot {Re_{vo}}^{0{,}4551} \cdot Bo^{0{,}5580} \cdot {Fr_v}^{0{,}2538} \cdot T^{*-1{,}1466} \cdot Q^{*1{,}1084} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h}$ ***Si $T^* > 0{,}06$:*** $\alpha_{tp} = 0{,}1672 \cdot {We_l}^{-0{,}1457} \cdot {Re_l}^{0{,}4771} \cdot {Re_{vo}}^{0{,}1829} \cdot {Fr_v}^{0{,}1007} \cdot T^{*-0{,}2490} \cdot Q^{*-0{,}4878} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h}$	*« Zhang »*
Silver (1947) & Bell et Ghaly (1973)	$\frac{1}{\alpha_{tp,m}} = \frac{1}{\alpha_{tp}} + \frac{Y}{\alpha_v}$ $\alpha_v = 0{,}347 \cdot {Re_v}^{0{,}653} \cdot {Pr_v}^{1/3} \cdot \frac{\lambda_v}{D_h}$ $Y = x \cdot cp_v \cdot \frac{\Delta T_g}{\Delta h_{lv}}$	*« Silver, Bell & Ghaly »*
Thome (1989)	$\alpha_{tp,m} = F_c \cdot \alpha_{nb}$ $F_c = \left[1 + \left(\frac{\alpha_{nb}}{\dot{q}"}\right) \cdot \Delta T_g \cdot \left[1 - exp\left(\frac{-q"}{\rho_l \cdot \Delta h_{lv} \cdot \beta_L}\right)\right]\right]^{-1}$	*« $Shah_{cond}$ »*
Shah (2015)	$\alpha_{tp,m} = F_c \cdot \alpha_{nb} + \left(\frac{1}{\alpha_{cb}} + \frac{Y}{\alpha_v}\right)^{-1}$ $\alpha_v = 0{,}023 \cdot {Re_v}^{0{,}8} \cdot {Pr_v}^{0{,}4} \cdot \frac{\lambda_v}{D_h}$ $F_c = \left[1 + \left(\frac{\alpha_{nb}}{\dot{q}"}\right) \cdot \Delta T_g \cdot \left[1 - exp\left(\frac{-q"}{\rho_l \cdot \Delta h_{lv} \cdot \beta_L}\right)\right]\right]^{-1}$	*« $Shah_{mix}$ »*

(c)

IV.1.3.1. Corrélations de coefficient d'échange en évaporation

Lors de l'évaporation d'un fluide au sein d'un échangeur à plaques, deux phénomènes sont généralement distingués : l'évaporation par ébullition nucléée et l'évaporation par ébullition convective.

- L'ébullition nucléée correspond à l'apparition de bulles de vapeur de fluide à la surface d'une paroi par laquelle s'effectue le transfert de chaleur.
- L'ébullition convective correspond, lors de l'écoulement d'un fluide dans un canal, au passage de l'état liquide à l'état vapeur de ce fluide par transfert de chaleur au contact de la paroi du canal le séparant de la source de chaleur (que l'écoulement soit forcé ou non).

Ces deux phénomènes peuvent être considérés de manière séparée ou conjointe dans la littérature et sont traditionnellement décrits au travers de trois types de modélisation (Gullapalli, 2013 ; Zhang *et al.*, 2019), à savoir :

- le modèle de superposition :

$$\alpha_{tp} = S \cdot \alpha_{nb} + F \cdot \alpha_{cb} \tag{4.18}$$

Chen (1966) fut le premier à mettre en application le modèle de superposition, en tenant compte de manière forfaitaire des phénomènes d'ébullition nucléée et d'ébullition convective. De fait, il somme la contribution de chacun de ces deux phénomènes. De plus, il applique un facteur de suppression ***S*** à l'ébullition nucléée pour tenir compte de la disparition des sites de nucléation lors de l'augmentation du transfert thermique, ainsi qu'un facteur d'accroissement ***F*** à l'ébullition convective, du fait de l'accroissement du transfert thermique convectif engendré par la turbulence des bulles de vapeur (ébullition nucléée) emportées par la circulation du fluide.

- le modèle asymptotique :

$$\alpha_{tp} = [(S \cdot \alpha_{nb})^n + (F \cdot \alpha_{cb})^n]^{1/n} \tag{4.19}$$

Découlant du modèle de superposition, le modèle asymptotique est largement répandu dans la littérature et notamment dans le cas d'échangeurs à plaques. Ce second modèle caractérise le transfert diphasique selon un comportement asymptotique entre le phénomène d'ébullition nucléée et le phénomène d'ébullition convective, avec ***n*** l'ordre du modèle. Dans le cas ou ***n = 1*** : le modèle asymptotique est identique au modèle de superposition. À l'inverse, plus **n** est grand, plus le transfert diphasique sera gouverné par le phénomène prépondérant, déterminé grâce aux coefficients de transferts (ébullition nucléée ou ébullition convective).

- le modèle d'accroissement :

$$\alpha_{tp} = \psi \cdot \alpha \tag{4.20}$$

Ce modèle dit d'accroissement, préalablement défini par Shah (1976), décrit le transfert diphasique, par son expression du coefficient de transfert, comme équivalente au coefficient de transfert liquide monophasique pondéré d'un facteur d'accroissement ***ψ***. Ce facteur ***ψ*** étant dépendant du phénomène d'ébullition prédominant durant le transfert diphasique. De ce dernier modèle ont découlé, pour partie, des corrélations basées sur un coefficient de transfert monophasique, corrigé d'un coefficient multiplicateur issu de paramètres adimensionnels. Ce principe de modèle adimensionnel peut être rapproché également des modèles de type Nusselt que l'on retrouve en condensation.

Corrélation de « Gungor & Winterton » :

La corrélation de *« Gungor & Winterton »* (Gungor et Winterton, 1986) est utilisée au sein de la communauté scientifique pour déterminer le coefficient de transfert par évaporation de fluides purs et de mélange de fluides frigorigènes (Thome, 1996 ; Shah, 2015 ; Zhang *et al.*, 2019). Elle a notamment été appliquée par Cataldo *et al.* (2014) pour les fluides purs Novec649 et HFE7000. Cette corrélation est basée sur le modèle de superposition :

$$\alpha_{tp} = S_{gungor} \cdot \alpha_{nb} + F_{gungor} \cdot \alpha_{cb} \tag{4.21}$$

Avec α_{cb} le coefficient de transfert convectif calculé à partir de l'équation de Dittus-Boelter (Dittus et Boelter, 1930), telle que définie par McAdams (1954) :

$$\alpha_{cb} = 0{,}023 \cdot {Re_l}^{0,8} \cdot {Pr_l}^{0,4} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h} \tag{4.22}$$

L'équation de Dittus-Boelter a été adaptée par Gungor et Winterton (1986) ; en effet, le nombre de Reynolds correspond ici au nombre de Reynolds défini pour la fraction liquide du fluide circulant (indice ***l***). Le nombre adimensionnel $\boldsymbol{Re_l}$ est calculé pour des propriétés du fluide liquide à saturation tel que :

$$Re_l = \frac{\dot{G}_l \cdot D_h}{\mu_l} \tag{4.23}$$

Avec $\boldsymbol{\dot{G}_l}$ le débit massique surfacique de la phase liquide :

$$\dot{G}_l = \dot{G} \cdot (1 - x) \tag{4.24}$$

$\boldsymbol{Pr_l}$ correspond au nombre de Prandtl calculé également pour le fluide liquide à saturation :

$$Pr_l = \frac{\mu_l \cdot cp_l}{\lambda_l} \tag{4.25}$$

Le coefficient de transfert d'ébullition nucléée $\boldsymbol{\alpha_{nb}}$ est calculé à partir de la corrélation de Cooper (1984) :

$$\alpha_{nb} = 55 \cdot \left(\frac{P}{P_{crit}}\right)^{0,12} \cdot \dot{q}''^{\,0,67} \cdot \left[-log_{10}\left(\frac{P}{P_{crit}}\right)\right]^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \tag{4.26}$$

Où ***P*** est la pression du fluide, $\boldsymbol{P_{crit}}$ sa pression critique et ***M*** sa masse molaire. $\boldsymbol{\dot{q}''}$ est la puissance surfacique définie comme le rapport entre la puissance échangée et la surface d'échange lors de l'étape diphasique :

$$\dot{q}'' = \frac{\dot{Q}_{evap}}{S_{evap}} \tag{4.27}$$

Les facteurs d'accroissement $\boldsymbol{F_{gungor}}$ et de suppression $\boldsymbol{S_{gungor}}$ sont définis tels que :

$$F_{gungor} = 1 + 24000 \cdot Bo^{1,16} + 1,37 \cdot X^{-0,86} \tag{4.28}$$

$$S_{gungor} = \left(1 + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot {F_{gungor}}^2 \cdot {Re_l}^{1,17}\right)^{-1} \tag{4.29}$$

Avec ***Bo*** le nombre d'ébullition qui représente le rapport entre la puissance surfacique échangée $\boldsymbol{\dot{q}''}$ et la puissance circulante au sein de l'échangeur (où $\boldsymbol{\Delta h_{lv}}$ correspond à la chaleur latente) :

$$Bo = \frac{\dot{q}''}{\dot{G} \cdot \Delta h_{lv}} \tag{4.30}$$

Le coefficient de Lockhart-Martinelli ***X*** (Lockhart et Martinelli, 1949), dépend du régime d'écoulement des phases gazeuse et liquide concomitantes ; par conséquent, il est défini par quatre expressions selon les associations d'écoulements qu'il traduit : liquide laminaire et vapeur laminaire (indice ***vv***), liquide laminaire et vapeur turbulent (indice ***vt***), liquide turbulent et vapeur laminaire (indice ***tv***) et liquide turbulent et vapeur turbulent (indice ***tt***),

$$X_{vv} = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_l}\right)^{0,5} \tag{4.31}$$

$$X_{vt} = \left(\frac{f_l}{f_v}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{1-x}{x}\right)^{1} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_l}\right)^{0,5} \tag{4.32}$$

$$X_{tv} = \left(\frac{f_l}{f_v}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{1-x}{x}\right)^{1} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_l}\right)^{0,5} \tag{4.33}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_l}\right)^{0,5} \tag{4.34}$$

Les régimes d'écoulements des phases liquide et vapeur sont déterminés à partir des nombres de Reynolds liquide $\boldsymbol{Re_l}$ et vapeur $\boldsymbol{Re_v}$ avec une transition laminaire – turbulent pour une valeur du nombre Reynolds de 2000 :

$$Re_v = \frac{\dot{G}_v \cdot D_h}{\mu_v} \tag{4.35}$$

Avec $\boldsymbol{\dot{G}_v}$ le débit massique surfacique de la phase vapeur :

$$\dot{G}_v = \dot{G} \cdot x \tag{4.36}$$

Les paramètres $\boldsymbol{f_l}$ et $\boldsymbol{f_v}$ sont déterminés à partir des nombres de Reynolds liquide et vapeur :

$$f_l = c_3 \cdot Re_l^{-c_4} \tag{4.37}$$

$$f_v = c_3 \cdot Re_v^{-c_4} \tag{4.38}$$

Avec les coefficients $\boldsymbol{c_3}$ et $\boldsymbol{c_4}$ des paramètres qui dépendent du régime d'écoulement (Lockhart et Martinelli, 1949 ; Kim et Mudawar, 2013), tels que définis dans le Tableau 4.3 :

Tableau 4.3 : Coefficients caractéristiques de l'écoulement de Lockhart-Martinelli (Kim et Mudawar, 2013)

Nombre de Reynolds ($\boldsymbol{Re_l}$ ou $\boldsymbol{Re_v}$)	$\boldsymbol{c_3}$	$\boldsymbol{c_4}$
< 2000	16	1
2000 – 20000	0,079	0,25
> 20000	0,046	0,2

Corrélation de « Liu & Winterton » :

La corrélation de « *Liu & Winterton* » (Liu et Winterton, 1991), d'une construction similaire à celle de *« Gungor & Winterton »*, est utilisée par de nombreux auteurs pour caractériser les fluides organiques (Shah, 2017 ; Zhang *et al.*, 2019), dont le R-134a, le R-245fa et leurs mélanges zéotropes (Bamorovat Abadi et Kim, 2017 ; Cai *et al.*, 2020). Elle est

également utilisée pour des fluides à faible potentiel de réchauffement global dont le HFE7100 (Al-Zaidi *et al.*, 2019). Cette corrélation est basée sur le modèle asymptotique d'ordre ***n = 2*** :

$$\alpha_{tp} = [(S_{Liu} \cdot \alpha_{nb})^2 + (F_{Liu} \cdot \alpha_{cb})^2]^{1/2} \quad (4.39)$$

Avec $\boldsymbol{\alpha_{cb}}$ le coefficient de transfert convectif calculé à partir de l'équation de Dittus-Boelter (Dittus et Boelter, 1930) :

$$\alpha_{cb} = 0{,}023 \cdot {Re_{lo}}^{0,8} \cdot {Pr_l}^{0,4} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h} \quad (4.40)$$

Ou $\boldsymbol{Re_{lo}}$ correspond au nombre de Reynolds calculé pour le fluide liquide à saturation (point de bulle) et pour lequel la totalité du débit est considérée à l'état liquide (indice ***lo***).

$$Re_{lo} = \frac{\dot{G} \cdot D_h}{\mu_l} \quad (4.41)$$

Avec $\boldsymbol{\alpha_{nb}}$ le coefficient de transfert d'ébullition nucléée calculé à partir de la corrélation de Cooper (1984).

Les facteurs d'accroissement $\boldsymbol{F_{Liu}}$ et de suppression $\boldsymbol{S_{Liu}}$ sont définis tels que :

$$F_{Liu} = \left[1 + x \cdot Pr_l \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1\right)\right]^{0,35} \quad (4.42)$$

$$S_{Liu} = \left(1 + 0{,}055 \cdot {F_{Liu}}^{0,1} \cdot {Re_{lo}}^{0,16}\right)^{-1} \quad (4.43)$$

<u>Corrélation de « Liu & GREThh » :</u>

La corrélation de « *Liu & Winterton »* détermine le coefficient de transfert à partir de la corrélation de Dittus-Boelter, cependant cette dernière corrélation est traditionnellement utilisée pour des écoulements turbulents. Dans le cas de la corrélation dite de « *Liu & GREThh »*, le calcul du coefficient de transfert diphasique $\boldsymbol{\alpha_{tp}}$ est identique à celui de la corrélation de « *Liu & Winterton »* avec pour seule différence, le calcul du coefficient de transfert convectif déterminé sur le modèle de l'équation (4.17). Cette démarche permet de tenir compte du régime laminaire, qui peut être atteint dans la configuration d'échangeur à plaques étudiée :

$$\alpha_{cb} = 0{,}347 \cdot {Re_l}^{0,653} \cdot {Pr_l}^{1/3} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h} \quad (4.44)$$

Avec, cette fois-ci, le nombre de Reynolds défini pour la fraction liquide du fluide circulant (indice ***l***), le nombre de Reynolds $\boldsymbol{Re_l}$ est calculé pour des propriétés de fluide liquide à saturation tel que :

$$Re_l = \frac{\dot{G}_l \cdot D_h}{\mu_l} \quad (4.45)$$

Avec $\boldsymbol{\dot{G}_l}$ le débit massique surfacique de la phase liquide :

$$\dot{G}_l = \dot{G} \cdot (1 - x) \quad (4.46)$$

Corrélation de « GREThh & Liu » :

La corrélation de *« GREThh & Liu »*, également basée sur le modèle asymptotique d'ordre 2, va définir la part de l'échange en ébullition nucléée telle que proposée dans la corrélation de *« Liu & Winterton »*, avec le coefficient de transfert α_{nb} calculé à partir de la corrélation de *« Cooper »*, et les facteurs S_{Liu} et F_{Liu} calculés de manière identique.

$$\alpha_{tp} = [(S_{Liu} \cdot \alpha_{nb})^2 + (F_{GREThh} \cdot \alpha_{cb})^2]^{1/2} \quad (4.47)$$

La part de l'ébullition convective est calculée selon les équations issues du GREThh (1994), telle que présentée avec l'équation (4.44).

$$F_{GREThh} = \left[1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}\right]^{0,5} \quad (4.48)$$

Le facteur d'accroissement F_{GREThh}, (Margat *et al.*, 1997 ; Táboas *et al.*, 2012) est calculé à partir du coefficient de Lockhart-Martinelli X, tel que proposé par Bennett et Chen (1980) écrit sous la forme définie par Chisholm (1967). La constante C dépend de l'angle des corrugations : pour un angle $\beta = 45$ °, $C = 5$.

Le coefficient de Lockhart-Martinelli X est déterminé tel que précédemment. Cependant, les coefficients c_3 et c_4 dépendant du régime d'écoulement, dépendent également de l'angle des corrugations dans le cas de la corrélation de « *Liu & GREThh »*. Les coefficients, c_3 et c_4 proviennent du GREThh (1999). Pour un angle de $\beta = 45$ ° ces coefficients sont répertoriés dans le Tableau 4.4 :

Tableau 4.4 : Coefficients caractéristiques de l'écoulement de Lockhart-Martinelli (GREThh, 1999)

Nombre de Reynolds (Re_l ou Re_v)	c_3	c_4
40 – 260	21,26	0,708
260 – 15000	0,69	0,0866

Corrélation de « GREThh, Dittus & Liu » :

La corrélation de *« GREThh, Dittus & Liu »*, également basée sur le modèle asymptotique d'ordre 2, va définir la part de l'échange en ébullition nucléée telle que proposée dans la corrélation de *« Liu & Winterton ».* Le coefficient de transfert α_{nb} est calculé à partir de la corrélation de *« Cooper »*, et les facteurs S_{Liu} et F_{Liu} calculés de manière identique à ceux présentés auparavant. La part de l'ébullition convective est calculée selon les équations issues de GREThh (1994) comme précédemment pour F_{GREThh}. Le coefficient de transfert convectif α_{cb} est, cette fois-ci, calculé selon l'équation de Dittus-Boelter (4.40). Bien que définie pour des écoulements turbulents, l'utilisation de l'équation de Dittus-Boelter, étendue pour les cas de régime laminaire, permet ainsi d'étudier l'ensemble des possibilités d'associations de corrélations de la littérature, sous la forme asymptotique, telles que présentées jusqu'ici.

Corrélation de « Yan & Lin » :

La corrélation de *« Yan & Lin »* (Yan et Lin, 1999), basée sur le modèle d'accroissement, a été définie pour un échangeur à plaque au sein duquel circule du fluide R-134a. Le coefficient de transfert prédit est proche des valeurs expérimentales de comparaison avec un écart moyen relativement faible de 8,3 % (Yan et Lin, 1999). Cette corrélation a été choisie dans les travaux de thèse de Gullapalli (2013) comme corrélation de base, afin de calculer le coefficient diphasique $\boldsymbol{\alpha_{tp}}$ d'évaporation dans un modèle de dimensionnement d'échangeur développé en collaboration avec la société SWEP (fabricant d'échangeur à plaques brasées).

$$\alpha_{tp} = 1{,}926 \cdot {Bo_{eq}}^{0{,}3} \cdot \left[(1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0{,}5}\right] \cdot {Re_{lo}}^{0{,}5} \cdot {Pr_l}^{1/3} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h} \tag{4.49}$$

Le nombre d'ébullition $\boldsymbol{Bo_{eq}}$ est défini ici selon le débit massique surfacique équivalent $\boldsymbol{\dot{G}_{eq}}$ plus adapté dans le cas d'écoulements homogènes :

$$Bo_{eq} = \frac{\dot{q}"}{\dot{G}_{eq} \cdot \Delta h_{lv}} \tag{4.50}$$

$$\dot{G}_{eq} = \dot{G} \cdot \left[(1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0{,}5}\right] \tag{4.51}$$

Corrélation de « Gullapalli$_{evap}$ » :

Dans les travaux de Gullapalli (2013), la corrélation de *« Yan & Lin »* est présentée sous une forme adaptée. En effet, l'écriture finale du coefficient de transfert diphasique $\boldsymbol{\alpha_{tp}}$ de la corrélation de *« Yan & Lin »*, comprend le nombre de Reynolds défini selon la phase liquide, $\boldsymbol{Re_l}$, à la place du nombre de Reynolds liquide $\boldsymbol{Re_{lo}}$. La corrélation de *« Gullapalli$_{evap}$ »* est donc définie ainsi :

$$\alpha_{tp} = 1{,}926 \cdot {Bo_{eq}}^{0{,}3} \cdot \left[(1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0{,}5}\right] \cdot {Re_l}^{0{,}5} \cdot {Pr_l}^{1/3} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h} \tag{4.52}$$

Corrélation de « Amalfi » :

Une dernière et récente corrélation, la corrélation de *« Amalfi »* (Amalfi *et al.,* 2015 ; Amalfi, 2016), est également étudiée. Elle dérive du modèle d'accroissement et est issue d'un travail approfondi d'analyses dimensionnelles et de multiples régressions à partir de 1903 points expérimentaux. Le coefficient de transfert diphasique $\boldsymbol{\alpha_{tp}}$ dépend de l'échelle à laquelle s'effectue le transfert de chaleur. Cette échelle, microscopique ou macroscopique, est définie par le nombre de Bond $\boldsymbol{Bd}$.

$$Bd = \frac{(\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot {D_h}^2}{\sigma} \tag{4.53}$$

Ce nombre représente le rapport entre les forces gravitaires et de tension de surface au sein du fluide, avec $\boldsymbol{g}$ la constante d'accélération gravitationnelle et $\boldsymbol{\sigma}$ la tension de surface. Dans le cas où le nombre de Bond est faible : les bulles de vapeur viennent à occuper l'ensemble

de la section du canal, ce qui engendrant une évaporation en canal confiné (défini par *Amalfi* sous le terme ***microscale***). A l'inverse si le nombre de Bond est élevé : les bulles de vapeur n'occupent pas la section complète du canal et le comportement du transfert thermique correspond à celui d'un canal conventionnel (défini par *Amalfi* sous le terme ***macroscale***). La corrélation de *« Amalfi »*, est définie telle que :

Si Bd < 4 (microscale) :

$$\alpha_{tp} = 982 \cdot \beta^{*1,101} \cdot {We_m}^{0,315} \cdot Bo^{0,32} \cdot \rho^{*-0,224} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h} \tag{4.54}$$

Si Bd ≥ 4 (macroscale) :

$$\alpha_{tp} = 18{,}495 \cdot \beta^{*0,248} \cdot {Re_v}^{0,135} \cdot {Re_{lo}}^{0,351} \cdot Bd^{0,235} \cdot Bo^{0,198} \cdot \rho^{*-0,223} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h} \tag{4.55}$$

Avec $\boldsymbol{\beta^*}$ le rapport entre l'angle des corrugations $\boldsymbol{\beta}$ de l'échangeur étudié et $\boldsymbol{\beta_{max}}$ l'angle maximal des corrugations étudiées ayant permis de définir la corrélation ($\boldsymbol{\beta_{max}}$ = 70 °) ; $\boldsymbol{\rho^*}$ le rapport des masses volumiques au point de bulle et de rosé. $\boldsymbol{We_m}$ le nombre de Weber homogène représente le rapport entre les forces d'inertie et de tension de surface au sein d'un fluide. $\boldsymbol{\rho_m}$ la masse volumique homogène du fluide en tenant compte des phases liquide et vapeur :

$$\beta^* = \frac{\beta}{\beta_{max}} \tag{4.56}$$

$$\rho^* = \frac{\rho_l}{\rho_v} \tag{4.57}$$

$$We_m = \frac{\dot{G}^2 \cdot D_h}{\rho_m \cdot \sigma} \tag{4.58}$$

$$\rho_m = \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_l} \right)^{-1} \tag{4.59}$$

La logique de construction des corrélation d'évaporation et des modèles employés est illustrée au sein de la Figure 4.11 :

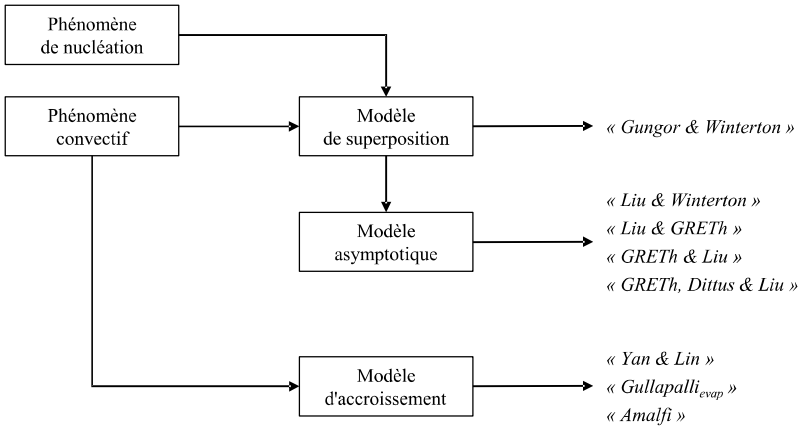


Figure 4.11 : Schéma heuristique de construction des corrélations d'évaporation

IV.1.3.2. Corrélations de coefficient d'échange en condensation

On distingue deux mécanismes de condensation différents (Rohsenow *et al.*, 1998 ; Bejan et Kraus, 2003) :

- la condensation en film : le fluide passe de l'état vapeur à l'état liquide, il vient alors mouiller la paroi sur laquelle il se condense.
- la condensation en gouttes : le fluide forme des gouttelettes de condensat liquide sur la paroi (et non un film continu) en raison d'un comportement hydrophobe entre le liquide et la surface. Ces gouttelettes vont ensuite évoluer en taille et se détacher de la paroi.

Les échangeurs "sur catalogue" des fabricants sont développés de manière standardisée à partir du mécanisme de condensation en film. En effet, du fait de phénomènes spécifiques et complexes, la modélisation et le dimensionnement d'échangeurs de chaleur basés sur le mécanisme de condensation en gouttes ne peuvent être normalisés du point de vue d'une production à l'échelle industrielle. Des cas particuliers d'applications, tels que le dessalement d'eau de mer *(*Ahlers *et al.*, 2019*)*, peuvent cependant nécessiter l'utilisation de ce mécanisme (dans un but d'optimisation de procédés industriels) et entraînent alors un dimensionnement spécifique de l'échangeur.

Lorsque l'étape de condensation au sein d'un échangeur de chaleur répond au mécanisme de condensation en film, il est possible de distinguer deux principaux phénomènes régissant ce mécanisme (Di-An et Yongren, 1989 ; Rohsenow *et al.*, 1998) :

- le régime gravitaire
- le régime de cisaillement

Dans le cas où l'écart de vitesse entre les phases liquide et vapeur est faible, le régime gravitaire est prédominant ; typiquement pour des nombres de Reynolds de condensat $\boldsymbol{Re_l}$ inférieurs à 350. A l'inverse, dans le cas où la vitesse de la vapeur est élevée, la contrainte de cisaillement engendrée, à l'interface des deux phases du fluide, affecte le film liquide ce qui a pour conséquence d'accroître le coefficient de transfert. Ce second régime, dit de cisaillement, vient à influencer l'échange thermique pour des valeurs de nombre de Reynolds de la fraction liquide supérieures à 350. D'une manière semblable aux modèles décrits en évaporation, la littérature exprime le coefficient de transfert diphasique selon ces deux mécanismes de condensation ; les considérant séparément ou associés avec un modèle asymptotique.

Corrélation de « Nusselt » :

Au cours du XXème siècle, le physicien allemand Ernst Kraft Wilhelm Nusselt, par ses travaux, apporta un certain nombre d'avancées scientifiques importantes dans le domaine de la thermique ; comme le démontre l'utilisation du nombre adimensionnel portant son nom : le nombre de Nusselt $\boldsymbol{Nu}$. Il a notamment travaillé sur la condensation de vapeur sous forme de film liquide au contact d'une plaque verticale (Nusselt, 1916). Ses travaux en condensation sont encore largement utilisés aujourd'hui et ont été étendus à d'autres types de géométrie, telles que les canaux cylindriques (Papini *et al.*, 2008) et les canaux d'échangeurs à plaques (Longo *et al.*, 2015).

La corrélation de *« Nusselt »* (Nusselt, 1916 ; Rohsenow *et al.*, 1998), définie dans le cas d'un régime de condensation gravitaire laminaire ($\boldsymbol{Re_l} < 30$), est appliquée au cas d'un échangeur à plaque. Cette corrélation est définie ainsi :

$$\alpha_{tp} = 1{,}1 \cdot \lambda_l \cdot \left[\frac{\mu_l^2}{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot g}\right]^{-1/3} \cdot {Re_l}^{-1/3} \tag{4.60}$$

Corrélation de « Kutateladze » :

Dans le cas où le régime d'écoulement évolue, $30 < \boldsymbol{Re_l} < 1600$, pour devenir un régime de condensation gravitaire laminaire à vagues (du fait d'un débit de fluide plus important par exemple), la corrélation de « Kutateladze » (Kutateladze, 1963 ; Rohsenow *et al.*, 1998) est appliquée :

$$\alpha_{tp} = 0{,}756 \cdot \lambda_l \cdot \left[\frac{\mu_l^2}{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot g}\right]^{-1/3} \cdot {Re_l}^{-0{,}22} \tag{4.61}$$

Corrélation de « $Shah_{cond}$ » :

Lorsque la vitesse de la fraction vapeur de l'écoulement est élevée au regard de celle de la fraction liquide, le régime de cisaillement intervient lors de la condensation en film. Dans ses travaux de condensation au sein de tubes horizontaux, inclinés et verticaux, Shah (1979) s'est intéressé à ce régime spécifique d'écoulement. Il définit le coefficient de transfert diphasique selon le modèle d'accroissement du coefficient de transfert monophasique $\boldsymbol{\alpha_{lo}}$, pour une gamme de nombre de Reynolds liquide supérieure à 350, tel que :

$$\alpha_{tp} = \psi_{Shah} \cdot \alpha_{lo} \tag{4.62}$$

Avec un coefficient d'accroissement $\boldsymbol{\psi_{Shah}}$ qui tient compte des titres d'entrée $\boldsymbol{x_1}$ et de sortie $\boldsymbol{x_2}$ de l'étape de condensation correspondante dans son calcul, tel que :

$$\psi_{Shah} = \frac{1}{(x_2 - x_1)} \cdot \left[-\frac{(1-x)^{1{,}8}}{1{,}8} + \frac{3{,}8}{\left(\frac{P}{P_{crit}}\right)^{0{,}38}} \cdot \left(\frac{x^{1{,}76}}{1{,}76} - \frac{0{,}04 \cdot x^{2{,}76}}{2{,}76}\right)\right]_{x_1}^{x_2} \tag{4.63}$$

Le coefficient de transfert monophasique $\boldsymbol{\alpha_{lo}}$ dans le modèle de Shah (1979) est initialement déterminé à partir de la corrélation de Dittus-Boelter (4.22). Cependant, pour des valeurs de nombre Reynolds liquide faible ($\boldsymbol{Re_{lo}} < 350$) le calcul du coefficient $\boldsymbol{\alpha_{lo}}$ sur le modèle de l'équation (4.17) semble plus approprié, avec des propriétés prisent pour le fluide liquide à saturation, tel que :

$$\alpha_{lo} = 0{,}347 \cdot {Re_{lo}}^{0{,}653} \cdot {Pr_l}^{1/3} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h} \tag{4.64}$$

La corrélation de *« $Shah_{cond}$ »*, bien que définie dans le cas de tubes, est très largement utilisée pour les échangeurs à plaques. En effet, sa construction initiale basée sur un très grand nombre de points expérimentaux de différents fluides, puis son application et comparaison au sein de la littérature, a permis de conforter son utilisation dans le cas d'échangeurs à plaques.

Corrélation de « Thonon » :

La corrélation de *« Thonon »* (Thonon et Bontemps, 2002) découle de la corrélation de *« Shah$_{cond}$ »*. Sur le même principe, le coefficient de transfert diphasique α_{tp} dépend du coefficient de transfert monophasique α_{lo}, tel que :

$$\alpha_{tp} = 1564 \cdot {Re_{eq}}^{-0,76} \cdot \alpha_{lo} \tag{4.65}$$

Avec, α_{lo} calculé de manière identique à celui de la corrélation de *« Shah$_{cond}$ »*. Le nombre de Reynolds utilisé dans le calcul du coefficient diphasique α_{tp} correspond quant à lui au nombre de Reynolds équivalent Re_{eq}, défini tel que :

$$Re_{eq} = \frac{\dot{G}_{eq} \cdot D_h}{\mu_l} \tag{4.66}$$

La corrélation de *« Thonon »* a été développée à partir de données expérimentales tout comme pour la corrélation de *« Shah$_{cond}$ »*. Cependant, à contrario de ce dernier, les résultats expérimentaux sont issus de données d'échangeurs à plaques.

Corrélation de « Gullapalli$_{cond}$ » :

La corrélation dite de *« Gullapalli$_{cond}$ »* provient des travaux de thèse de Gullapalli (2013), où celui-ci reprend les travaux de Thonon et Chopard (1995) et définit le coefficient de transfert de condensation α_{tp} comme l'association des régimes gravitaire et de cisaillement sous la forme asymptotique d'ordre 2. En effet, dans le cas de canaux corrugués, la transition entre les deux régimes d'écoulement s'effectue progressivement à partir de nombre de Reynolds $Re_l > 350$:

$$\alpha_{tp} = \left({\alpha_{gr}}^2 + {\alpha_{sh}}^2\right)^{1/2} \tag{4.67}$$

Le coefficient de transfert gravitaire α_{gr} est calculé à partir de la corrélation de *« Nusselt »* et le coefficient de transfert lié au cisaillement α_{sh} est calculé à partir de la corrélation de Thonon et Chopard (1995) tel que :

$$\alpha_{sh} = \left[1 + x \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1\right)\right]^{0,5} \cdot \alpha_{lo} \tag{4.68}$$

Avec α_{lo} obtenu de manière identique à ceux calculés pour les corrélations de *« Shah$_{cond}$ »* *et « Thonon »* précédentes.

Corrélation de « Shon » :

La récente corrélation de *« Shon »* (Shon *et al.*, 2018), qui dérive du modèle d'accroissement, est également étudiée. Cette corrélation tient compte notamment du rapport entre les puissances échangée et circulante, avec le nombre d'ébullition Bo_{eq} :

$$\alpha_{tp} = 2,337 \cdot {Re_{eq}}^{1,024} \cdot {Re_{lo}}^{-0,294} \cdot {Bo_{eq}}^{0,361} \cdot {Pr_l}^{1/3} \tag{4.66}$$

Les phénomènes et modèles qui régissent les corrélations de condensation sont résumés au sein de la Figure 4.12 :

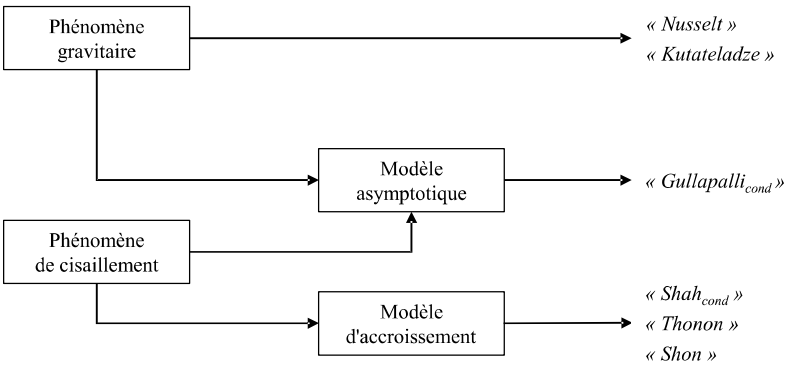


Figure 4.12 : Schéma heuristique de construction des corrélations de condensation

IV.1.3.3. Corrélations de coefficient d'échange propre aux mélanges

Les corrélations exposées jusqu'à présent, en évaporation et en condensation, peuvent être appliquées à des mélanges de fluides dans le cas où les propriétés de ces mélanges sont connues. Cependant, du fait de l'évolution de la température de saturation et des mécanismes mis en jeux lors des étapes de changement de phase, une résistance supplémentaire au transfert intervient. Afin de prendre en compte cette spécificité des mélanges zéotropes, un certain nombre de corrélations ont été développées. Cependant, le nombre de corrélations appliquées au cas d'échangeurs à plaques est très retreint, et cela d'autant plus en condensation. A la suite de l'analyse de la littérature disponible, il semble que dans le cas de la condensation au sein d'échangeurs à plaques, seule la corrélation de Silver (1947) et Bell et Ghaly (1973) est évoquée (Tao et Infante Ferreira, 2019). Dans le cas de l'évaporation, les corrélations de Silver (1947) et Bell et Ghaly (1973), ainsi que de Thome (1989) ont été appliquées aux cas des échangeurs à plaques (Mancini *et al.*, 2018). On remarque ici pour les échangeurs à plaques l'existence d'une seule corrélation en condensation et de deux corrélations en évaporation. Dans le cas de l'évaporation, les corrélations de Shah (2015) et de Zhang *et al.* (2019) sont également étudiées. En effet, bien que définie dans le cas de l'évaporation au sein d'échangeurs tubulaires, leur grande plage de validité permet de les appliquer au cas d'échangeurs à plaques ; d'autant plus que les trois premières corrélations de la littérature déjà appliquées aux échangeurs à plaques ont toutes été développées initialement pour des échangeurs tubulaires.

Ces corrélations tiennent compte des mécanismes mis en jeu lors des étapes de changement de phase dans le cas de mélanges zéotropes. Elles considèrent des résistances thermiques supplémentaires du fait de la présence concomitante de plusieurs composés, dans une même phase, lors de l'étape diphasique.

Corrélation de « Zhang » :

Un travail approfondi a été mené par Zhang *et al.* (2019) afin de répertorier les corrélations de transfert thermique en évaporation, de mélanges zéotropes, dans des tubes. Une distinction est faite, pour les corrélations de la littérature, selon deux catégories : les corrélations "spécifiques" basées et développées sur des données expérimentales et les corrélations "génériques" développées en adaptant une corrélation de fluide pur. A l'issue de cette analyse de corrélations et des 2091 points expérimentaux lié à cette littérature, Zhang *et al.* (2019) ont notamment défini une corrélation, dite la corrélation de *« Zhang »*, résultant d'analyses dimensionnelles et de multiples régressions. Cette corrélation définit le coefficient de transfert

diphasique, en mélange, α_{tp} selon la prédominance des phénomènes d'ébullition présents au cours de l'évaporation. Ainsi, le coefficient de transfert est déterminé différemment selon le cas où l'évaporation est gouvernée de manière concomitante par les phénomènes d'ébullition nucléée et de convection, ou dominée par l'ébullition convective. Afin d'identifier ces deux régions distinctes, un nombre adimensionnel T^* est défini en fonction du glissement de température ΔT_g et de la température moyenne d'évaporation $T_{sat,moy}$:

$$T^* = \frac{\Delta T_g}{T_{sat,moy}} \tag{4.70}$$

Dans le cas où les phénomènes d'ébullition nucléée et de convection interviennent conjointement, $T^* \leq 0{,}06$:

$$\alpha_{tp} = 20{,}1439 \cdot {Re_l}^{0{,}1505} \cdot {Re_{vo}}^{0{,}4551} \cdot Bo^{0{,}5580} \cdot {Fr_v}^{0{,}2538} \cdot T^{*-1{,}1466} \cdot Q^{*1{,}1084} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h} \tag{4.71}$$

Avec Fr_v le nombre de Froude de la phase vapeur qui représente le rapport entre les forces inertielles et de gravité :

$$Fr_v = \frac{{\dot{G}_v}^2}{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot g \cdot D_h} \tag{4.72}$$

Un second nombre adimensionnel Q^*est défini et représente le rapport entre la chaleur sensible et la chaleur latente dans le cas d'une évaporation complète du fluide :

$$Q^* = \frac{cp_v \cdot \Delta T_g}{\Delta h_{lv}} \tag{4.73}$$

Dans le cas où le phénomène d'ébullition convective est prédominant, $T^* > 0{,}06$:

$$\alpha_{tp} = 0{,}1672 \cdot {We_l}^{-0{,}1457} \cdot {Re_l}^{0{,}4771} \cdot {Re_{vo}}^{0{,}1829} \cdot {Fr_v}^{0{,}1007} \cdot T^{*-0{,}2490} \cdot Q^{*-0{,}4878} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h} \tag{4.74}$$

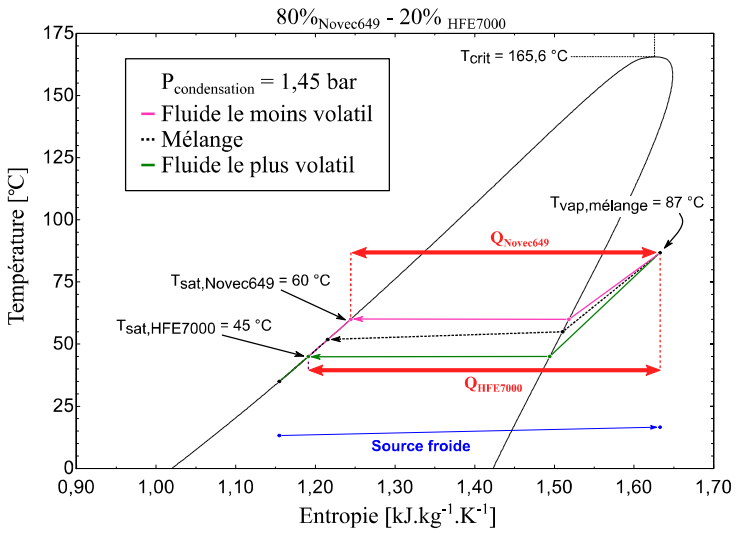
Avec We_l le nombre de Weber de la phase liquide qui représente le rapport entre les forces d'inertie et de tension de surface :

$$We_l = \frac{\dot{G}_l \cdot D_h}{\rho_l \cdot \sigma} \tag{4.75}$$

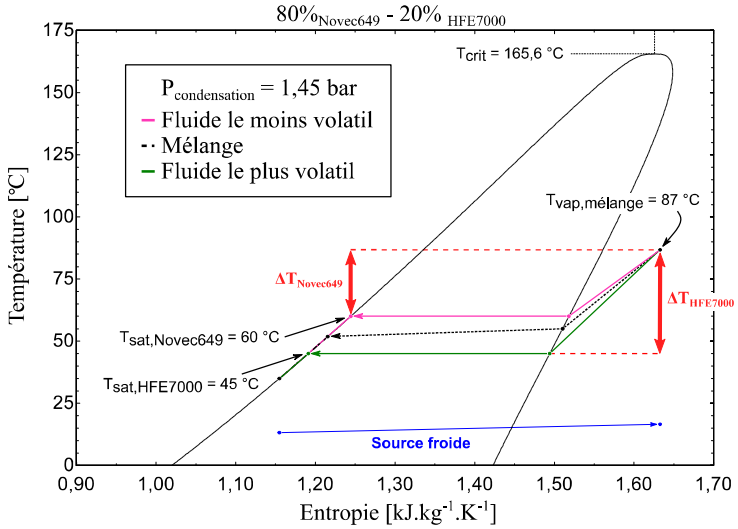
Corrélation de « Silver, Bell & Ghaly » :

Silver (1947) puis Bell et Ghaly (1973) se sont intéressés à la dégradation du coefficient de transfert diphasique lors de la condensation de mélanges. Ils ont développé un modèle prenant en compte une résistance liée à la fraction de vapeur, d'un des composants du mélange, présente durant l'étape de changement de phase ; leur modèle découle de la théorie du film initialement développée par Colburn et Hougen (1934). Durant l'étape de condensation, un film liquide se forme en paroi du fait de l'accumulation des condensats de la phase vapeur. Dans le cas d'un mélange, le composant le plus volatil va s'accumuler, sous forme vapeur, à l'interface liquide-vapeur et créer une résistance de transfert de matière pour le composant le moins volatil. En effet, le composant le plus volatil possède le plus grand écart entre sa température de saturation et la température de la phase vapeur initiale ce qui entraîne une puissance thermique nécessaire à sa condensation plus important que celle nécessaire pour le composant le moins

volatil (qui à contrario, possède l'écart le plus faible entre sa température de saturation et la température de la phase vapeur initiale). Les graphiques de la Figure 4.13 illustrent schématiquement l'explication du présent paragraphe :



(a)



(b)

Figure 4.13 : Comportement des fluides purs, d'un mélange binaire, en condensation
(a) Différence des puissances échangées, (b) Différence des écarts de températures

La résistance de transfert de matière de la phase vapeur engendre une résistance de transfert thermique ce qui dégrade le coefficient de transfert diphasique α_{tp}. Bell et Ghaly (1973) ont défini que la résistance thermique de la phase vapeur découlant du phénomène de résistance de transfert de matière lui était directement proportionnel. Ils définissent ainsi le coefficient de mélange $\alpha_{tp,m}$ à partir du coefficient α_{tp} (coefficient de condensation en fluide pur calculé avec les propriétés du mélange) dégradé par la résistance induite par la fraction de vapeur, représentée par le coefficient de la phase vapeur α_v pondéré par le facteur de correction Y :

$$\frac{1}{\alpha_{tp,m}} = \frac{1}{\alpha_{tp}} + \frac{Y}{\alpha_v} \tag{4.76}$$

Avec le coefficient de correction ***Y*** qui représente le rapport entre la puissance nécessaire à extraire de la phase vapeur et la puissance totale de l'étape diphasique :

$$Y = x \cdot cp_v \cdot \frac{\Delta T_g}{\Delta h_{lv}} \tag{4.77}$$

Le coefficient de transfert de la phase vapeur $\boldsymbol{\alpha_v}$ est déterminé de manière identique à celui présenté dans les travaux de Thonon et Bontemps (2002), avec $\boldsymbol{Pr_v}$ qui correspond au nombre de Prandtl calculé pour le fluide à l'état de saturation vapeur :

$$\alpha_v = 0{,}347 \cdot {Re_v}^{0{,}653} \cdot {Pr_v}^{1/3} \cdot \frac{\lambda_v}{D_h} \tag{4.78}$$

Au sein de la littérature, ce phénomène de dégradation du coefficient de transfert, défini initialement en condensation, est considéré intervenir également lors de l'évaporation dans le cas de l'ébullition convective (Shah, 2015). Ainsi, la corrélation de *« Silver, Bell & Ghaly »* peut être appliquée dans le cas de corrélations prenant en compte la part d'ébullition convective lors de l'étape d'évaporation, avec dans ce cas $\boldsymbol{\alpha_{tp}} = \boldsymbol{\alpha_{cb}}$.

Corrélation de « Thome » :

Les travaux de Thome (1989) sont comparables à ceux menés pour la corrélation de *« Silver, Bell & Ghaly »* pour le phénomène d'ébullition nucléée. En effet, le coefficient d'ébullition nucléée $\boldsymbol{\alpha_{nb}}$ vient à être corrigé, par le facteur de correction $\boldsymbol{F_c}$, afin de tenir compte de la résistance liée à la phase vapeur du mélange s'évaporant. La corrélation de *« Thome »* est alors définie telle que :

$$\alpha_{tp,m} = F_c \cdot \alpha_{nb} \tag{4.79}$$

$$F_c = \left[1 + \left(\frac{\alpha_{nb}}{\dot{q}"}\right) \cdot \Delta T_g \cdot \left[1 - exp\left(\frac{-q"}{\rho_l \cdot \Delta h_{lv} \cdot \beta_L}\right)\right]\right]^{-1} \tag{4.80}$$

Avec $\boldsymbol{\beta_L}$ le coefficient de transfert de masse de la phase liquide, ayant une valeur de l'ordre de 10^{-4} m.s^{-1} (Schlunder, 1986 ; Thome, 1989).

Corrélation de « Shah$_{mix}$ » :

La corrélation de *« Shah$_{mix}$ »* (Shah, 2015) tient compte conjointement des corrélations de *« Silver, Bell & Ghaly »* et de *« Thome »*, dans le cas d'un modèle de superposition, afin de définir le coefficient d'évaporation $\boldsymbol{\alpha_{tp}}$ suivant :

$$\alpha_{tp,m} = F_c \cdot \alpha_{nb} + \left(\frac{1}{\alpha_{cb}} + \frac{Y}{\alpha_v}\right)^{-1} \tag{4.81}$$

Avec $\boldsymbol{\alpha_v}$ le coefficient de transfert de la phase vapeur calculé selon l'équation de Dittus-Boelter :

$$\alpha_v = 0{,}023 \cdot {Re_v}^{0{,}8} \cdot {Pr_v}^{0{,}4} \cdot \frac{\lambda_v}{D_h} \tag{4.82}$$

Les phénomènes qui définissent les corrélations de mélange sont résumés au sein de la Figure 4.14 :

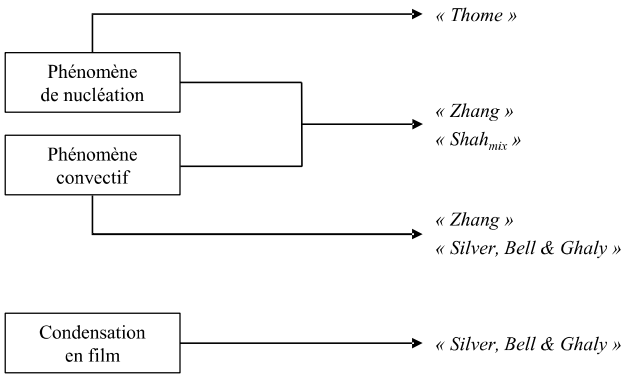


Figure 4.14 : Schéma heuristique de construction des corrélations de mélange

IV.1.4. Caractérisation des échangeurs de chaleur

L'étude expérimentale et théorique des échangeurs de chaleur, menée dans ces travaux de thèse, a pour but de comprendre le fonctionnement de mélanges zéotropes au sein de ces composants d'un cycle ORC. Cette analyse cherche notamment à étudier de quelle manière peut varier, ou non, le comportement de mélanges zéotropes de type HFE (ou de caractéristiques physico-chimiques proches des HFE) en comparant leurs caractéristiques d'échange thermique (coefficients locaux, puissances globales échangées) avec ceux de fluides purs de même type.

Comme évoqué dans les sous-parties précédentes, la principale difficulté dans l'étude de fluides de type HFE, et de mélanges zéotropes, réside dans leur caractérisation lors des étapes de changement de phase (en évaporation et en condensation). Pour mener à bien cette étude, l'évaluation des corrélations d'évaporation et de condensation est effectuée en premier lieu, avec le fluide de dimensionnement du cycle ORC, le Novec649, ce qui servira de base de comparaison. Puis les corrélations les plus adéquates retenues sont appliqués aux autres fluides purs et mélanges. En procédant de la sorte, il sera ainsi possible de mettre en évidence les caractéristiques et interactions des fluides étudiés. Le logigramme de la méthodologie mise en œuvre afin de déterminer les corrélations simulant au mieux le comportement des fluides de travail (fluides purs et mélanges, en évaporation et condensation) est présenté en Figure 4.15.

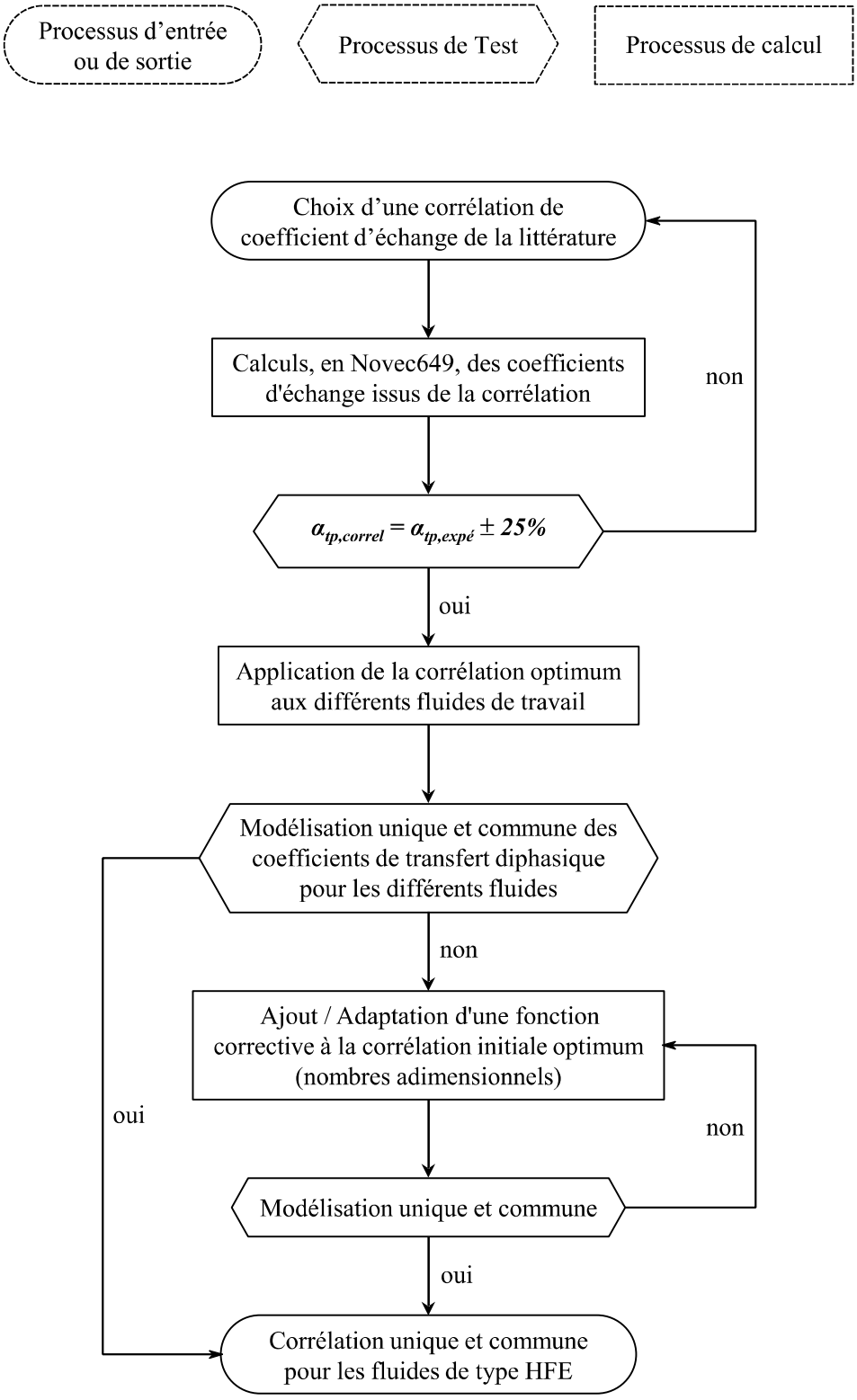


Figure 4.15 : Logigramme de détermination des corrélations d'échanges diphasiques

IV.1.4.1. Evaporation et fluides de type HFE

Les huit corrélations, décrites en *IV.1.3.1.*, sont analysées, en Novec649, de par leur coefficient d'échange diphasique $\alpha_{tp,correl}$ qui vient à être comparé au coefficient d'échange $\alpha_{tp,expe}$ obtenu expérimentalement. Le modèle de calcul développé pour chacune des corrélations de la littérature, sous le logiciel EES couplé à la base de données de fluides thermodynamique REFPROP, fonctionne sur le principe d'un solveur thermodynamique. Il lui est nécessaire de connaitre les données d'entrée des fluides étudiés (pressions, débits, températures), la géométrie de l'échangeur (nombre de plaques, surface des plaques, nombre de canaux) et les corrélations d'échanges des fluides afin de déterminer les données de sortie des fluides (pour une corrélation de la littérature donnée appliquée au fluide de travail). A l'inverse, dans le cas expérimental ou les données de sortie du fluide, que l'on cherche à caractériser, sont connues et que le fluide secondaire est un fluide largement documenté dans la littérature (propriétés du fluide connues, corrélations établies), il devient alors possible de déterminer le coefficient d'échange diphasique du fluide de travail. Ainsi, il est donc possible de comparer les corrélations issues de l'état de l'art aux valeurs expérimentales et de statuer sur la corrélation la plus adéquat pour caractériser les échanges diphasiques du Novec649. La Figure 4.16 illustre la comparaison entre les corrélations d'évaporation appliquée au cas étudié :

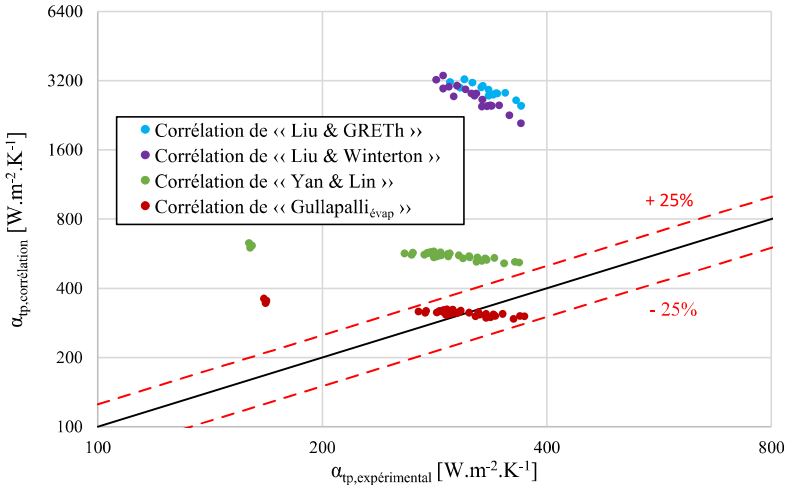


Figure 4.16 : Comparaison des coefficients d'échanges d'évaporation issues des corrélations de la littérature avec les valeurs des coefficients expérimentaux pour le Novec649 (échelle log – log à base 2)

La détermination des coefficients d'échanges *« corrélés »* ne peut être effectuée directement en implémentant la corrélation dans le modèle de calcul. En effet, les corrélations peuvent surestimer ou sous-estimer plus ou moins fortement la valeur du coefficient d'échange, ce qui rend impossible, dans un premier temps, le mode de calcul itératif sur lequel est basé le code de calcul EES. Il convient alors de partir d'une solution connue et de la modifier jusqu'à la corrélation souhaitée. Pour cela, les huit corrélations sont écrites sous une forme équivalente au coefficient d'échange expérimental pondéré d'une fonction corrective Ω_e :

$$\alpha_{tp,expérimental} = \Omega_e \cdot \alpha_{tp,corrélation} \tag{4.83}$$

Ce principe de fonction corrective empirique, appliqué à une corrélation de coefficient de transfert diphasique, est notamment utilisé chez les constructeurs d'échangeurs de chaleur afin de tenir compte des effets de géométrie de l'échangeur, du type de fluide, du régime et de la distribution des écoulements dans les canaux (Gullapalli, 2013). De cette manière, il est notamment possible d'extrapoler l'utilisation d'une corrélation, initialement adaptée pour un

fluide donné, à d'autres fluides de caractéristiques proches en ayant correctement ajusté la fonction corrective.

En imposant les données de sortie du fluide de travail et la corrélation diphasique $\alpha_{tp,correl}$, la fonction corrective Ω_e correspond à la fonction optimum $\Omega_{e,optim}$ (en effet, ce cas spécifique « optimal » vérifie l'équation (4.83)). A partir de cette valeur $\Omega_{e,optim}$, les données de sortie du fluide de travail sont cette fois-ci laissées libres, le modèle de calcul va alors tendre par itération vers une valeur $\Omega_e = 1$ ce qui déterminera la valeur réelle du coefficient $\alpha_{tp,correl}$. Une fois cette valeur issue de la littérature déterminée, on pourra alors la comparer avec la valeur expérimentale comme cela a été fait dans la Figure 4.16.

Seul quatre des huit corrélations ont pu être comparées correctement avec les valeurs des coefficients de transfert expérimentaux. Cette limite des modèles *« corrélés »* s'explique du fait d'un trop grand écart entre la valeur $\Omega_{e,optim}$ initiale et la valeur Ω_e finale souhaitée dans le cas de certaines corrélations ; ce qui engendre une surestimation trop importante du coefficient de transfert lorsque la valeur de la fonction corrective Ω_e tend vers 1. Dans ces cas de calculs, les itérations tendent vers une solution non physique, telle qu'illustrées par la Figure 4.17 sous la forme du pincement de température à l'entrée de la source chaude :

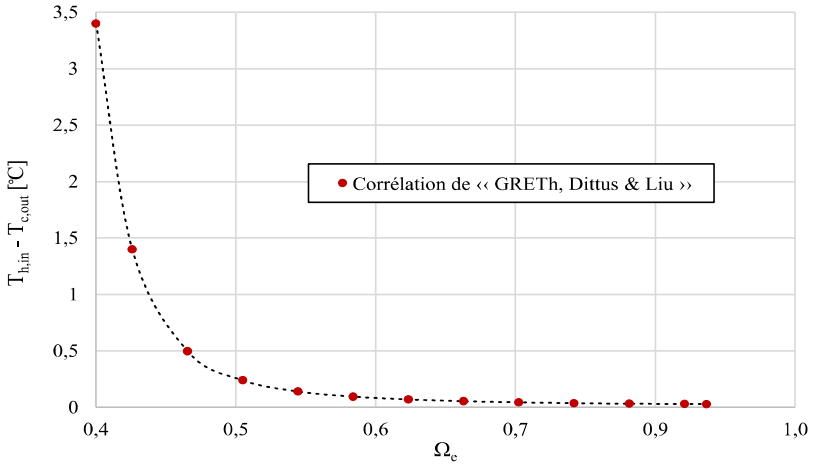


Figure 4.17 : Evolution du pincement de température à l'entrée de la source chaude dans l'échangeur selon le fonction Ω_e pour la corrélation de *« GRETh, Dittus & Liu »*

Les différentes valeurs des fonctions de corrections optimums moyennes sont présentées dans le Tableau 4.5 ci-dessous :

Tableau 4.5 : Fonctions correctives $\Omega_{e,optim}$ selon la corrélation utilisée

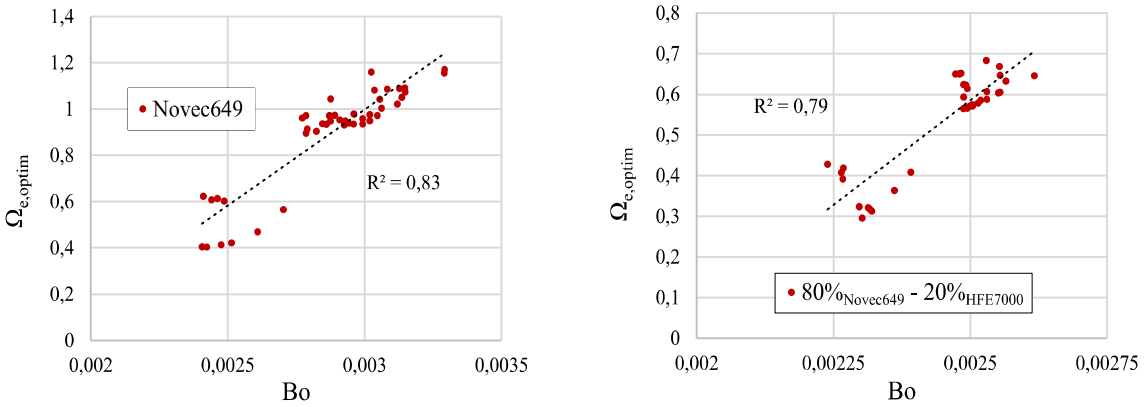
Corrélations d'évaporation	Fonction de correction $\Omega_{e,optim}$ moyenne
« Gullapalli$_{évap}$ »	1
« Yan & Lin »	0,67
« Liu & Winterton »	0,43
« GRETh, Dittus & Liu »	0,39
« Gungor & Winterton »	0,34
« Liu & GRETh »	0,31
« GRETh & Liu »	0,22
« Amalfi »	0,15

La corrélation dite de *« Gullapalli$_{évap}$ »* est la corrélation qui permet de prédire au mieux les valeurs du coefficient de transfert expérimental comme illustré en Figure 4.16. On retrouve cette conclusion avec les valeurs de la fonction de correction optimum moyenne du Tableau 4.5. Le coefficient de *« Gullapalli$_{évap}$ »* est celui dont la valeur est la plus proche de 1 (ici en moyenne $\boldsymbol{\Omega_{e,optim}} = 1$) ; ce qui signifie que la corrélation issue des travaux de Gullapalli (2013) est la plus indiquée pour prédire le coefficient de transfert dans le cas de fluides purs de type HFE.

Dans le cas des mélanges zéotropes de type HFE, la corrélation de *« Gullapalli$_{évap}$ »* est également celle appliquée. En effet, le travail mené ici cherche à déterminer une corrélation unique quelle que soit la caractéristique du fluide étudiée (fluide pur ou mélange zéotrope). De ce fait, l'emploi de deux corrélations distinctes, une première dédiée aux fluides purs et une seconde propre aux mélanges, n'est pas souhaité par principe méthodologique. Cependant, afin de ne négliger aucun des aspects existants de caractérisation des coefficients de transfert diphasique d'évaporation, la corrélation de *« Zhang »* (spécifique uniquement aux mélanges zéotropes) a également été appliquée et les résultats en découlant ont été comparés aux résultats expérimentaux. Après analyse, ces résultats conduisent à un facteur de correction optimum moyen de 0,15 ne permettant pas de conserver cette corrélation en comparaison de celle de *« Gullapalli$_{évap}$ »*. Cette dernière, quant à elle, ne décompose pas, dans son expression, les phénomènes d'ébullition nucléée et d'ébullition convective, ce qui empêche l'application d'une ou plusieurs corrélations correctives de mélange que sont les corrélations de *« Silver, Bell & Ghaly »*, *« Thome »* et *« Shah$_{mix}$ »*.

Lors de l'analyse des résultats présenté par la Figure 4.16, on observe une dispersion des valeurs expérimentales du coefficient de transfert diphasique que la corrélation de *« Gullapalli$_{évap}$ »* ne permet pas directement de prendre en compte. Il semble donc nécessaire de corriger le coefficient de transfert $\boldsymbol{\alpha_{tp,correl}}$ par la fonction de correction $\boldsymbol{\Omega_{e,optim}}$.

Pour cela, la fonction $\boldsymbol{\Omega_{e,optim}}$ initiale est corrigée de nombres adimensionnels liés au fluides et aux échanges thermiques durant l'étape diphasique d'évaporation, permettant ainsi d'adapter cette distribution et de déterminer un facteur correctif commun. En faisant intervenir le nombre d'ébullition ***Bo*** dans cette fonction corrective, il est alors possible de caractériser au mieux un comportement monotone du coefficient de transfert expérimental et, par conséquent, de la fonction corrective. On retrouve cette spécificité quel que soit le fluide, telle que représentée avec les graphiques de la Figure 4.18 :



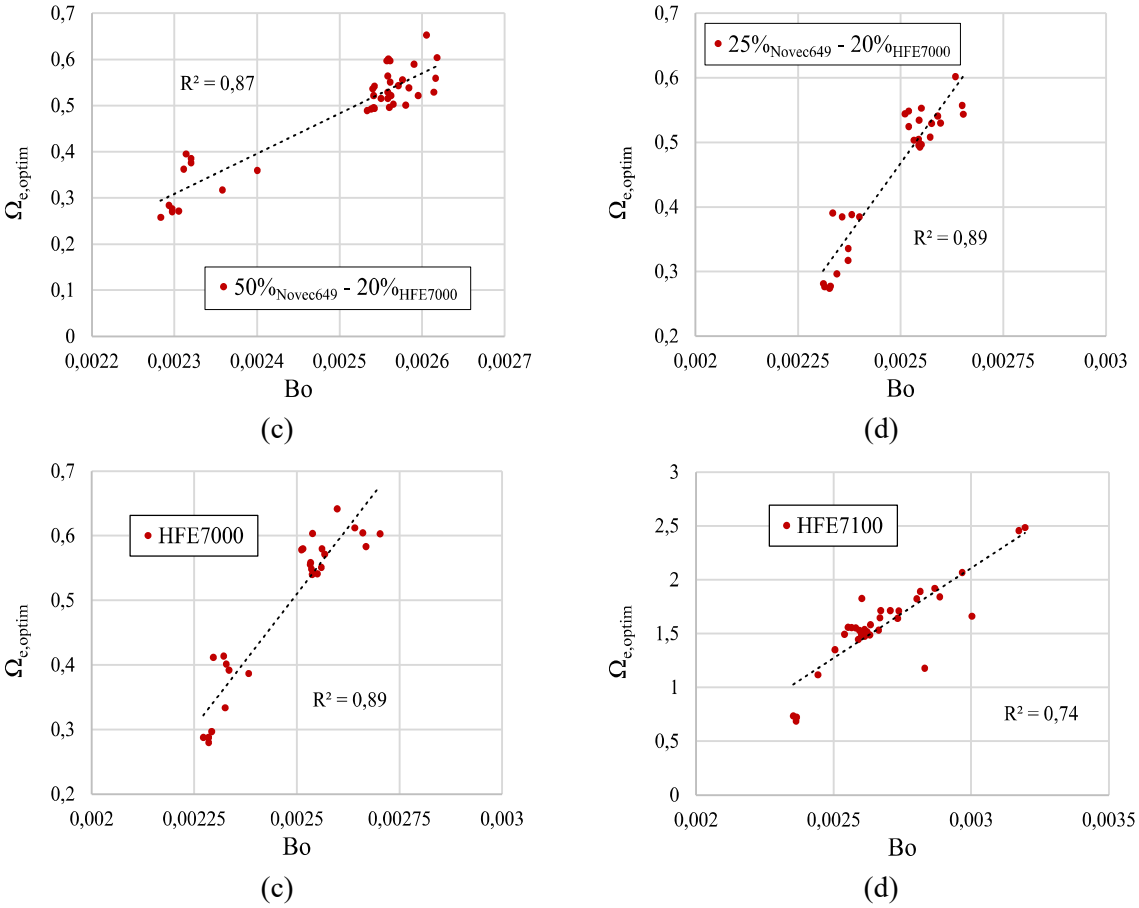


Figure 4.18 : Variation de la fonction $\boldsymbol{\Omega_e}$ optimum selon le nombre d'ébullition ***Bo***
(a) Novec649, (b) 80%$_{Novec649}$ - 20%$_{HFE7000}$, (c) 50%$_{Novec649}$ - 50%$_{HFE7000}$,
(d) 25%$_{Novec649}$ - 75%$_{HFE7000}$, (e) HFE7000, (f) HFE7100

Les essais effectués lors des campagnes expérimentales, pour chacun des différents fluides, sont similaires. Le choix et la variation des paramètres de réglage externe (débits et températures des sources de chaleur) et interne (débit du fluide frigorigène) du cycle ORC est identique. De ce fait, il est possible de comparer entre eux les résultats des différents fluides de la Figure 4.18 et de les regrouper sur un unique graphique, présenté en Figure 4.19 :

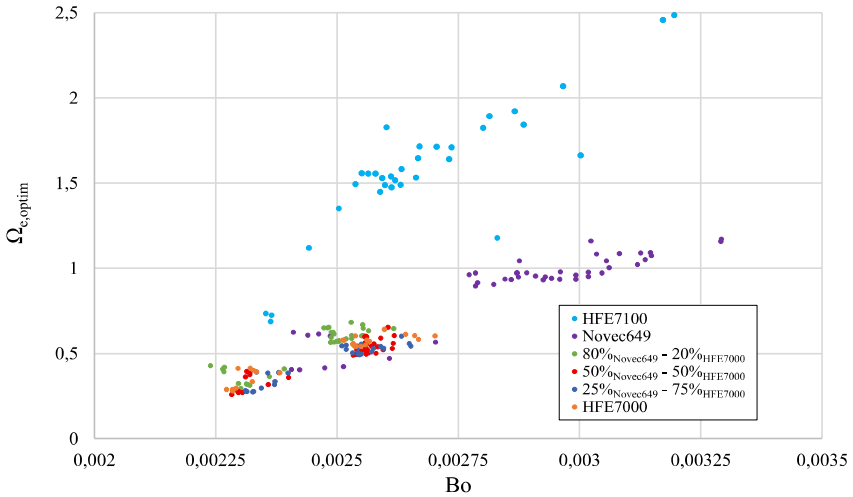


Figure 4.19 : Variation de la fonction $\boldsymbol{\Omega_e}$ optimum selon le nombre d'ébullition ***Bo*** pour les différents fluides de type HFE étudiés

Bien que fortement corrélé au nombre d'ébullition ***Bo***, l'analyse conjuguée des résultats globaux obtenus (Figure 4.19) met en évidence la nécessité d'adapter la fonction $\Omega_{e,optim}$ aux différents fluides. Afin d'effectuer cette seconde correction, il est nécessaire de déterminer les paramètres reliant les fluides entre eux pour pouvoir définir une corrélation unique de la fonction $\Omega_{e,optim}$. L'analyse de la Figure 4.19 permet également de souligner le lien entre cette fonction (et donc le coefficient de transfert) et les propriétés intrinsèques des fluides, du fait d'une hiérarchisation entre les fluides, tel que mis en évidence par les Figures 4.20 et 4.21 :

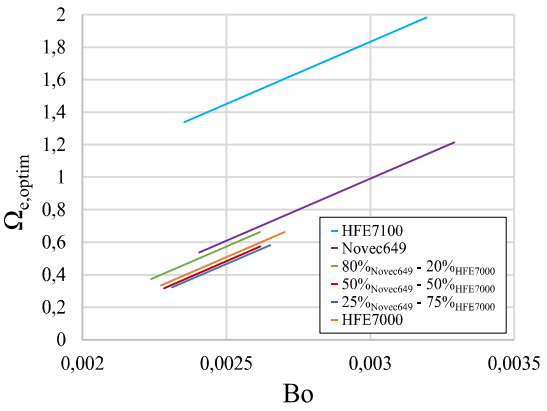


Figure 4.20 : Résultats de la Figure 4.19 représentés sous la forme de régressions linéaires

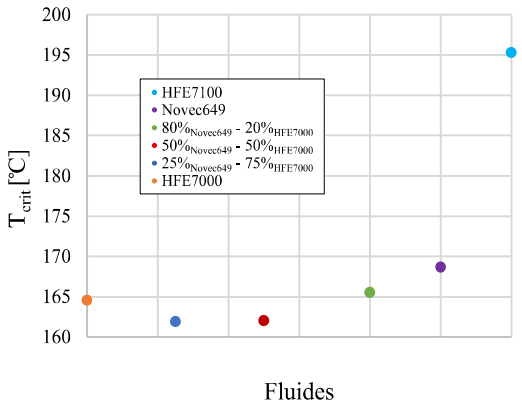


Figure 4.21 : Variation de la température critique des différents fluides purs et mélanges

La représentation des résultats globaux sous la forme de régressions linéaires (Figure 4.20) illustre l'impact de la température critique lorsque l'on vient à confronter les Figures 4.20 et 4.21. L'influence évidente de cette propriété thermodynamique permet de confirmer l'utilisation de propriétés intrinsèques des fluides frigorigènes pour corréler la fonction corrective $\Omega_{e,optim}$, le nombre ***Bo*** ne permettant pas à lui seul de tenir compte de ces propriétés. Pour cela, trois paramètres adimensionnels sont introduits :

$$T' = \frac{T_{sat,moy}}{T_{crit}} \tag{4.84}$$

$$P^* = \frac{P}{P_{crit}} \tag{4.85}$$

$$\rho' = \frac{\rho_v}{\rho_{crit}} \tag{4.86}$$

$\boldsymbol{T'}$ correspond au rapport de la température de saturation moyenne entre les points de bulle et de rosée du fluide avec sa température critique. $\boldsymbol{P^*}$ correspond au rapport entre la pression du fluide et sa pression critique. $\boldsymbol{\rho'}$ correspond au rapport entre la masse volumique du fluide au point de rosé et sa masse volumique au point critique.

En tenant compte de ces trois paramètres adimensionnels dans l'écriture de la fonction corrective, la variation des résultats est étudiée suivant le nombre d'ébullition, comme représenté par la Figure 4.22 :

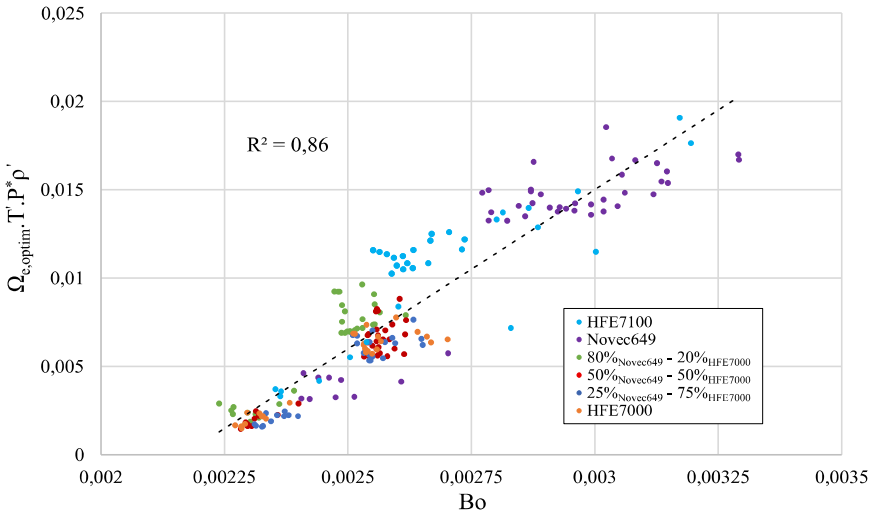


Figure 4.22 : Variation de la fonction $\boldsymbol{\Omega_e}$ optimum corrélée selon le nombre d'ébullition ***Bo*** pour les différents fluides de type HFE étudiés

La fonction corrective optimum $\boldsymbol{\Omega_{e,optim}}$ peut ainsi être corrélée selon les nombres adimensionnels $\boldsymbol{T'}$, $\boldsymbol{P^*}$, $\boldsymbol{\rho'}$ et ***Bo*** afin de venir corriger la corrélation de *« Gullapalli$_{évap}$ »* dans le cas de fluides purs et mélanges de type HFE. L'équation (4.87) définit l'expression de la fonction corrective optimum corrélée appelée $\boldsymbol{\Omega_{e,correl}}$ et l'équation (4.88) le coefficient de transfert diphasique corrélé $\boldsymbol{\alpha_{e,correl}}$:

$$\Omega_{e,correl} = \frac{18{,}026 \cdot Bo - 0{,}0391}{T' \cdot P^* \cdot \rho'} \tag{4.87}$$

$$\alpha_{e,correl} = \alpha_{tp,Gullapalli} \cdot \Omega_{e,correl} \tag{4.88}$$

Lors de la construction de cette fonction corrélée $\boldsymbol{\Omega_{e,correl}}$, un certain nombre de points expérimentaux n'ont pas été pris en compte. En effet, l'architecture de l'installation ORC ne permet pas la détermination des coefficients de transfert locaux de la source chaude à partir des températures de paroi ; ces coefficients de transfert thermique sont donc déterminés à partir de corrélations issues de la littérature. Cette méthodologie de calcul, couplée à la variation de paramètres externes (débits de la source chaude), entraîne, dans le cas de faibles nombres de Reynolds de la source chaude, une forte imprécision sur le coefficient de transfert diphasique du fluide de travail $\boldsymbol{\alpha_{tp,expe}}$ calculé. Par conséquent, les essais considérés hors gamme ne sont pas pris en compte pour l'établissement du facteur correctif corrélé. Cependant, ces essais permettront de vérifier et de valider, par la suite, la précision de la corrélation lors de la comparaison entre les puissances expérimentales et les puissances corrélées. Afin de réduire le nombre de points expérimentaux, un coefficient de transition, basé sur les coefficients de transfert des fluides étudiés, est introduit :

$$\mathcal{H}_{lim,e} = f_e \cdot \left[\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\alpha_{tp,expérimental}}{\alpha_{tp,h}} \right)_i \right] \tag{4.89}$$

Le coefficient de transition $\boldsymbol{\mathcal{H}_{lim,e}}$, intégrant l'ensemble des essais expérimentaux, quel que soit le fluide pur ou mélange, vient à moyenner les rapports entre les coefficients de transfert diphasique du fluide de travail et les coefficients de transfert de la source. Un facteur de pondération $\boldsymbol{f_e}$ est également pris en compte pour que le nombre de points expérimentaux exclus reste marginal au regard de l'ensemble des essais. Ainsi, en évaporation, ce facteur $\boldsymbol{f_e}$ est égal à

3,5 ce qui permet de conserver 96 % des points expérimentaux pour l'établissement de la corrélation $\boldsymbol{\Omega_{e,correl}}$. Cela se traduit par un coefficient de transition $\boldsymbol{\mathcal{H}_{lim,e}}$ égal à 0,09 (les valeurs au-delà de ce coefficient sont donc exclues). La Figure 4.23 représente la transition introduite par le coefficient $\boldsymbol{\mathcal{H}_{lim,e}}$:

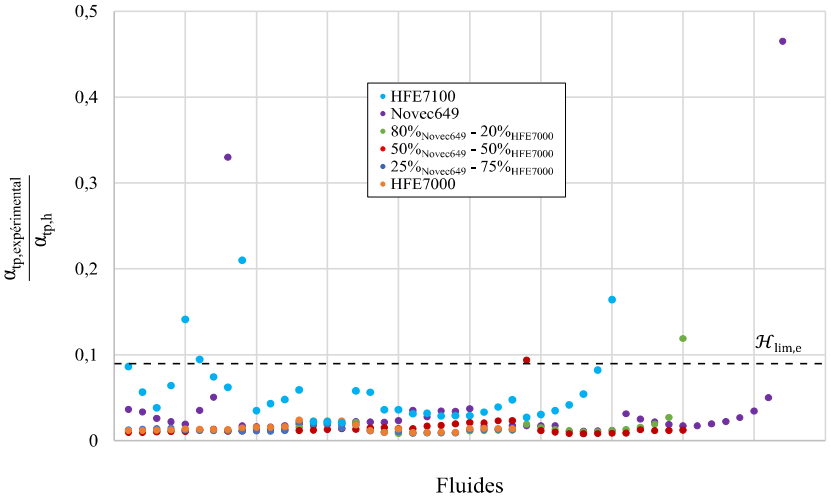


Figure 4.23 : Essais expérimentaux exclus selon le coefficient $\boldsymbol{\mathcal{H}_{lim,e}}$

Les coefficients de transfert diphasique d'évaporation $\boldsymbol{\alpha_{e,correl}}$, issus de la corrélation de *« Gullapalli$_{évap}$ »* et corrigés de la fonction $\boldsymbol{\Omega_{e,correl}}$, pour les essais conservés, sont comparés aux valeurs expérimentales. On peut observer une faible dispersion des coefficients de transfert diphasique obtenus avec une erreur relative inférieure à 15 % pour 99,5 % des résultats, et avec une erreur relative moyenne de 4,3 % pour l'ensemble des valeurs, tel que présenté en Figure 4.24 :

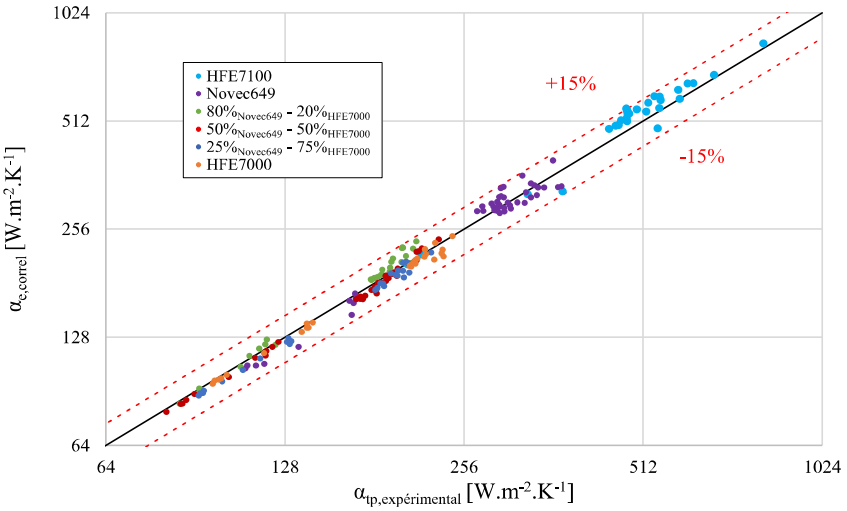


Figure 4.24 : Comparaison entre les valeurs des coefficients d'échanges corrélés avec des coefficients expérimentaux (échelle log – log à base 2)

Les résultats sont maintenant analysés suivant la puissance thermique transférée entre la source de chaleur et le fluide de travail, permettant ainsi d'intégrer les points expérimentaux exclus jusqu'à présent et de vérifier l'hypothèse émise précédemment. La comparaison des puissances expérimentales et des puissances calculées à partir de la corrélation $\boldsymbol{\alpha_{e,correl}}$ est représentée en Figure 4.25 :

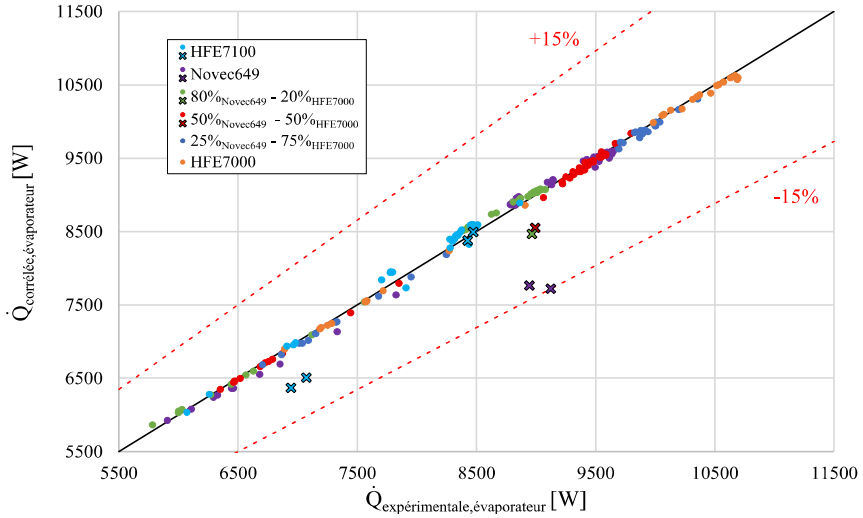


Figure 4.25 : Comparaison entre les valeurs corrélées et expérimentales des puissances échangées entre la source chaude et le fluide de travail
(• : essais pris en compte pour la corrélation $\boldsymbol{\Omega_{e,correl}}$, x : essais exclus)

Comme illustré avec le graphique de la Figure 4.25, les écarts de puissances pour les points exclus sont au maximum de l'ordre de 15 %. Par conséquent, l'hypothèse quant à la limite de validité des corrélations de la source chaude dans le cas de faibles nombres de Reynolds est vérifiée. Ainsi, pour ces cas spécifiques, les coefficients de transfert thermique diphasique du fluide de travail ne peuvent être déterminés avec précision, mais la corrélation $\boldsymbol{\alpha_{e,correl}}$ formulée permet cependant de rendre compte des performances globales d'échanges thermiques.

IV.1.4.2. Condensation et fluides de type HFE

De la même manière que pour l'étape diphasique d'évaporation, les six corrélations de condensation, décrites en *IV.1.3.2.*, sont comparées aux résultats expérimentaux obtenus en Novec649. La Figure 4.26 illustre cette comparaison.

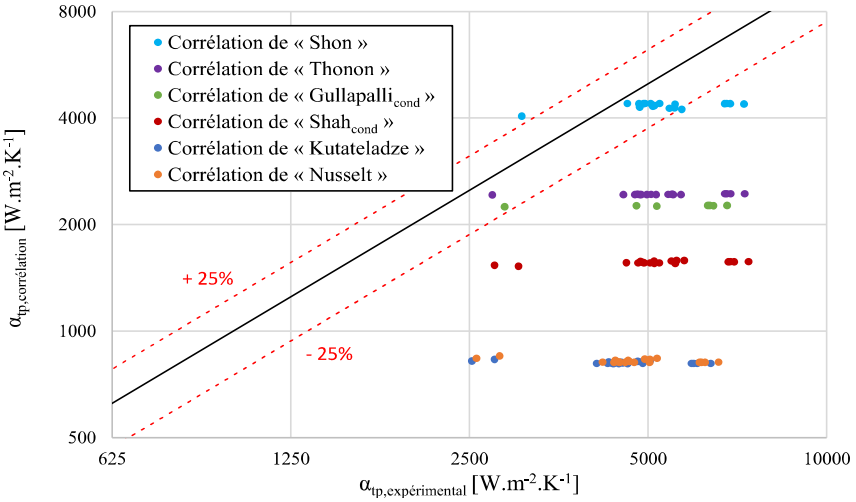


Figure 4.26 : Comparaison des coefficients d'échanges de condensation issus des corrélations de la littérature avec les valeurs des coefficients expérimentaux pour le Novec649
(échelle log – log à base 2)

Les corrélations diphasiques en condensation de la littérature viennent à sous-estimer les valeurs du coefficient de transfert, au contraire des corrélations d'évaporation. De ce fait,

aucune des six corrélations n'a entraîné de calculs non physiques. En effet, à l'inverse du comportement présenté en Figure 4.17, les corrélations en condensation vont entraîner une sous-estimation du transfert de chaleur et donc de la température de sortie du fluide de travail. Les différentes valeurs des fonctions de corrections optimums $\boldsymbol{\Omega_{c,optim}}$ moyennes sont présentées dans le Tableau 4.6.

Tableau 4.6 : Fonctions correctives $\boldsymbol{\Omega_{c,optim}}$ selon la corrélation utilisée

Corrélations de condensation	Fonction de correction $\boldsymbol{\Omega_{c,optim}}$ moyenne
« Shon »	1,18
« Thonon »	2,06
« Gullapalli$_{cond}$ »	2,37
« Shah$_{cond}$ »	3,14
« Kutateladze »	5,82
« Nusselt »	5,89

Tel que précédemment et souligné par la Figure 4.26 et le Tableau 4.6, la corrélation dite de *« Shon »*, dans le cas de la condensation, est la corrélation qui permet de définir au mieux les coefficients de transfert diphasique des essais expérimentaux. Cette corrélation est donc utilisée par la suite pour les fluides purs et mélanges de type HFE ; la corrélation de *« Silver, Bell & Ghaly »* lui est également associée telle que décrite dans la sous-partie *IV.1.3.3.* et présentée avec la Figure 4.14. Au regard de la dispersion des coefficients diphasiques expérimentaux de condensation de la Figure 4.26, on retrouve un comportement prédictif similaire à celui observé en évaporation, Figure 4.16. De ce fait, un travail équivalent est mené, afin de corréler fonction corrective $\boldsymbol{\Omega_{c,optim}}$ pour tenir compte de cette dispersion des résultats expérimentaux. Le nombre d'ébullition ***Bo*** est également le nombre adimensionnel permettant de caractériser au mieux le comportement monotone de la dispersion des points expérimentaux. Bien que ce nombre soit défini initialement en évaporation, il est également employé en condensation car il représente le rapport de la puissance transférée entre le fluide de travail et la source de chaleur, ici la source froide, avec la puissance circulante du fluide de travail. La Figure 4.27 réunit les résultats soulignant la dépendance de la fonction $\boldsymbol{\Omega_{c,optim}}$ au nombre ***Bo*** pour les différents fluides de travail.

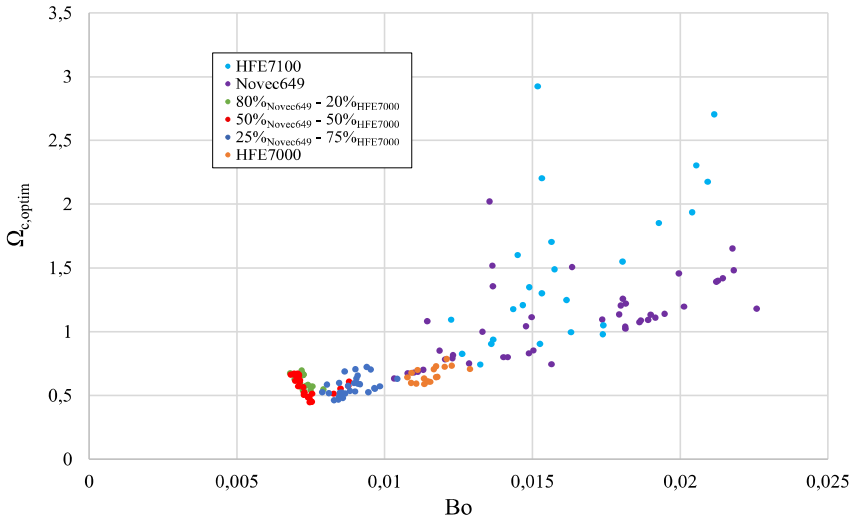


Figure 4.27 : Variation de la fonction $\boldsymbol{\Omega_c}$ optimum selon le nombre d'ébullition ***Bo*** pour les différents fluides de type HFE étudiés

Malgré le fait que l'évolution de la fonction $\boldsymbol{\Omega_{c,optim}}$, pour les différents fluides purs et mélanges, soit correctement ordonnée selon le nombre $\boldsymbol{Bo}$, on peut observer l'influence de la température critique sur les résultats, bien que de manière moins marquée qu'en évaporation (Figure 4.20), telle qu'illustrée avec la Figure 4.28 :

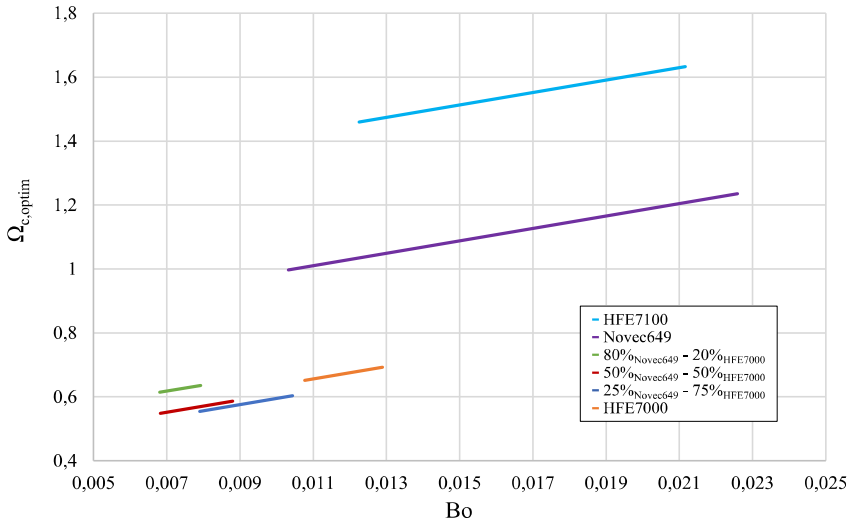


Figure 4.28 : Résultats de la Figure 4.27 représentés sous la forme de régressions linéaires

L'emploi du coefficient de transition de condensation, $\boldsymbol{\mathcal{H}_{lim,c}}$, est également nécessaire du fait de la variation du débit de la source froide lors des différents essais expérimentaux. Le coefficient $\boldsymbol{\mathcal{H}_{lim,c}}$ prend ici la valeur de 1,5 pour un facteur de pondération $\boldsymbol{f_c}$ égal à 2,2. La Figure 4.29 illustre l'emploi de ce coefficient de transition :

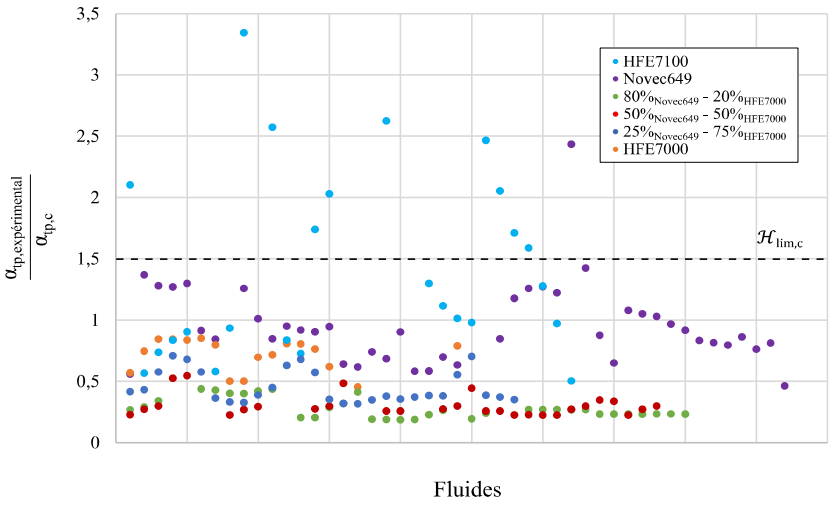


Figure 4.29 : Essais expérimentaux exclus selon le coefficient $\boldsymbol{\mathcal{H}_{lim,c}}$

Dans le cas de la condensation, la limitation entraînée par le coefficient $\boldsymbol{\mathcal{H}_{lim,c}}$ permet d'établir la corrélation $\boldsymbol{\Omega_{c,correl}}$ avec 94 % des points expérimentaux, tel que décrite par la Figure 4.30. L'expression du coefficient de transfert diphasique de condensation est rappelée par l'équation (4.90) et celle de la corrélation $\boldsymbol{\Omega_{c,correl}}$ par l'équation (4.91).

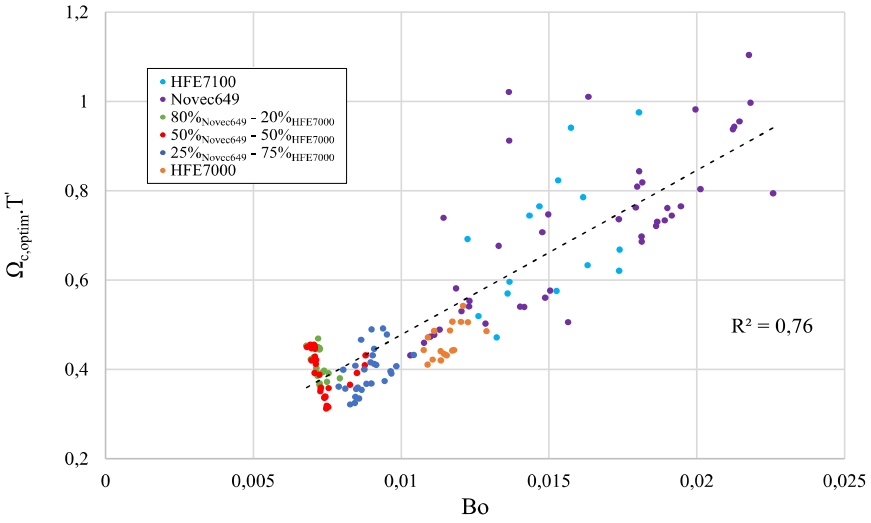


Figure 4.30 : Variation de la fonction $\boldsymbol{\Omega_c}$ optimum corrélée selon le nombre ***Bo*** pour les différents fluides de type HFE étudiés

$$\alpha_{c,correl} = \alpha_{tp,Shon,Silver,Bell,Ghaly} \cdot \Omega_{c,correl} \tag{4.90}$$

$$\Omega_{c,correl} = \frac{36{,}842 \cdot Bo + 0{,}1088}{T'} \tag{4.91}$$

Les coefficients de transfert diphasique de condensation $\boldsymbol{\alpha_{c,correl}}$, issus des corrélations de *« Shon »* et *« Silver, Bell & Ghaly »* et corrigés de la fonction $\boldsymbol{\Omega_{c,correl}}$, sont confrontés aux coefficients expérimentaux. La Figure 4.31 présente cette comparaison :

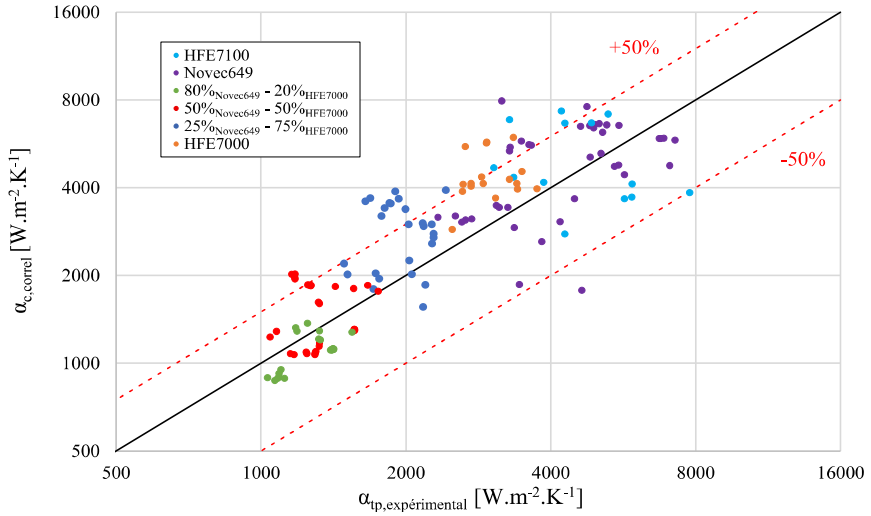


Figure 4.31 : Comparaison entre les valeurs des coefficients d'échanges corrélés avec les coefficients expérimentaux
(échelle log – log à base 2)

On observe une importante dispersion des coefficients diphasiques déterminés à partir de la corrélation $\boldsymbol{\alpha_{c,correl}}$. L'erreur relative engendrée par cette corrélation peut dépasser 50 % telle qu'illustrée par la Figure 4.31. Cette forte dispersion, en condensation, s'explique du fait de coefficients plus élevés pour le fluide de travail que ceux déterminés auparavant en

évaporation. Ainsi, lorsque le débit de la source froide vient à diminuer, celle-ci tend rapidement à être limitante lors du transfert thermique. Ce comportement est différent de celui observé en évaporation, du fait de coefficients de transfert diphasique du fluide très faibles par rapport de ceux de l'eau. En effet, dans le cas de la condensation, le coefficient d'échange de la source froide est en moyenne 1,5 fois supérieur à celui du fluide de travail alors que dans le cas de l'évaporation, le coefficient d'échange de la source chaude est en moyenne 39 fois supérieur à celui du fluide de travail ; ce comportement est notamment décrit par les Figures 4.23 et 4.29 précédentes.

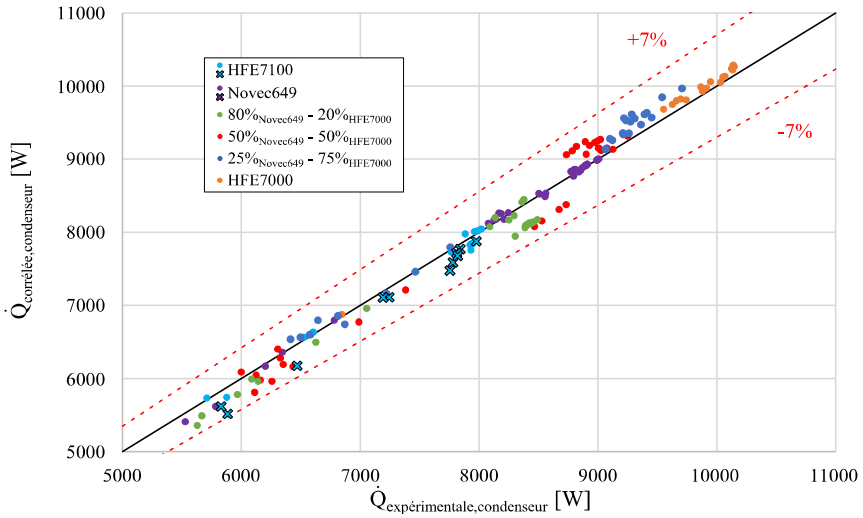


Figure 4.32 : Comparaison entre les valeurs corrélées et expérimentales des puissances échangées entre la source froide et le fluide de travail
(• : essais pris en compte pour la corrélation $\boldsymbol{\Omega_{c,correl}}$, x : essais exclus)

Cependant, lors de la comparaison des puissances expérimentales et des puissances corrélées, représentée en Figure 4.32, on retrouve de très faibles écarts entre les valeurs obtenues. Ces différences de puissances calculées sont de l'ordre 7 % au maximum, que cela soit pour les essais à plus ou moins 50 % d'incertitude ou pour les essais initialement exclus.

IV.1.4.3. Fluides purs et mélanges de type HFE au sein d'échangeurs

Dans la littérature scientifique, l'analyse et la modélisation des transferts thermique au sein d'échangeurs de chaleur et plus particulièrement d'échangeurs à plaques existe maintenant depuis plus d'une trentaine d'années. Dans ce contexte, un nombre conséquent de corrélations permet de caractériser les phénomènes d'évaporation et de condensation. Ces corrélations sont définies de manière spécifique ou générique, afin d'être applicables pour un ou divers types de fluides de travail. L'extrapolation de corrélations spécifiques ainsi que l'utilisation de corrélations définies initialement comme génériques s'avère complexe, même dans le cas de fluides de travail faisant partie du champ d'analyse initial de ces corrélations. En effet, les différentes corrélations restent malgré tout dépendantes des configurations des échangeurs (surfaces d'échange, types de plaques, architectures, …), des caractéristiques du fluide de travail et de la source de chaleur (types de fluide, régimes d'écoulements, distributions, …) et des conditions opératoires à partir desquelles elles ont été développées. De ce fait, il n'existe pas au sein de la littérature de corrélation permettant de définir les transferts de chaleur et les étapes de changement de phases pour les fluides purs et mélanges zéotropes de type HFE dans des échangeurs à plaques.

Les deux sous-parties précédentes, *IV.1.4.1.* et *IV.1.4.2.*, analysent et décrivent le comportement de fluides de travail de type HFE au sein d'échangeurs à plaques dans le cas d'évaporation et de condensation de ces fluides, lors du fonctionnement d'une installation ORC expérimentale.

Ces caractérisations, issues des résultats expérimentaux, ont permis notamment, en se comparant à la littérature disponible, de définir deux corrélations diphasiques pour ce type de fluides. Ainsi, la première corrélation, dans le cas de l'évaporation, entraîne une caractérisation du transfert de chaleur à plus ou moins 15 % ; et dans le cas de la condensation, la seconde corrélation permet une estimation du transfert thermique au maximum de l'ordre de 7 %. Au vu de ces résultats, ces corrélations semi-empiriques décrivent avec précision les échanges thermiques analysés, d'autant plus que leurs constructions et leurs gammes de validité se rapportent à six fluides de travail dont trois mélanges zéotropes.

Il a été mis en évidence que l'estimation des coefficients de transfert diphasique de fluides de type HFE pouvait être très fortement impactée par la source de chaleur. Cette conséquence s'observe particulièrement pour la source froide du fait de rapports de coefficients de transfert proche de 1, telle que présentée dans la sous-partie *IV.1.4.2.* précédente. De ce fait, l'estimation des coefficients de transfert diphasique locaux des fluides de travail peut aller jusqu'à 50 % ; cependant, comme rapporté dans le précédent paragraphe, ces valeurs conduisent à des résultats précis du point de vue du transfert thermique global d'un fluide à l'autre. Cette opposition de dispersion des résultats entre les coefficients de transfert (échange local) et les puissances échangées (échange global) traduit une modélisation des transferts adéquate pour le fluide de travail grâce aux corrélations établies dans ces travaux de thèse. Elle traduit également le fait que les corrélations de la littérature usuellement utilisées pour les fluides des sources de chaleur, telles que l'eau, ne conviennent pas toujours et qu'il est nécessaire de pouvoir vérifier et définir correctement ces corrélations à partir de températures de parois (échange local).

L'analyse comparative des coefficients d'échange diphasique des mélanges zéotropes et des fluides purs les composants (Novec649 et HFE7000) souligne le fait que, dans le cas étudié, les mélanges zéotropes de type HFE n'entraînent pas de coefficients de transfert plus élevés que ceux de leurs fluides purs apparentés (à paramètres de fonctionnement identiques), et cela tant en évaporation qu'en condensation.

La construction des corrélations de transfert diphasique $\alpha_{e,correl}$ et $\alpha_{c,correl}$ repose notamment sur des caractéristiques intrinsèques des fluides (pression critique, température critique, masse volumique critique). Dans le cas des fluides de types HFE, mélanges zéotropes compris, ces propriétés physico-chimiques jouent un rôle important quant à leur comportement thermodynamique et plus particulièrement leur température critique.

Une dernière particularité de ces fluides a pu être remarquée et concerne la valeur des coefficients de transfert thermique diphasique. En effet, on observe des valeurs très différentes de ces coefficients de transfert entre l'étape de d'évaporation et celle de condensation. On retrouve des facteurs d'un ordre 10 entre les coefficients de ces deux étapes diphasiques ; les valeurs moyennes des coefficients diphasiques et de leurs rapports sont regroupées dans le Tableau 4.7.

Tableau 4.7 : Rapport des coefficients d'échanges diphasiques d'évaporation et de condensation

Fluide de travail	$\overline{\alpha}_{tp,e,expé}$ [W.m^{-2}.K^{-1}]	$\overline{\alpha}_{tp,c,expé}$ [W.m^{-2}.K^{-1}]	$\frac{\overline{\alpha}_{tp,c,expé}}{\overline{\alpha}_{tp,e,expé}}$ [–]
Novec649	314,0	4550,0	14,5
80%$_{Novec649}$ - 20%$_{HFE7000}$	173,0	1410,0	8,2
50%$_{Novec649}$ - 50%$_{HFE7000}$	169,0	1329,0	7,9
25%$_{Novec649}$ - 75%$_{HFE7000}$	163,0	1974,0	12,1
HFE7000	181,0	3018,0	16,7
HFE7100	500,0	7272,0	14,5
Valeurs moyennes	250,0	3258,8	13,0

Cette forte variation est liée à la pression de saturation et plus particulièrement à l'influence de cette pression sur l'étape de changement de phase. Lors des essais expérimentaux, plusieurs essais comparables deux à deux pour le même fluide ont été effectués en faisant varier de manière identique la pression de saturation d'un essai à l'autre. De ce fait, il est possible d'observer l'impact de la diminution de la pression d'évaporation, à iso-paramètres de fonctionnement, pour les six fluides de travail étudiés et plus particulièrement sur le coefficient de transfert. Ainsi, dans le cas de certains fluides, une diminution de 1 % de la pression de saturation se traduit par une augmentation de 40 % du coefficient de transfert diphasique. Le Tableau 4.8 (a) regroupe les différentes valeurs des coefficients de transfert obtenues liées à l'impact de la pression de saturation pour les différents fluides. Le Tableau 4.8 (b) détaille à titre indicatif la variation de température induite par la variation de pression.

Tableau 4.8 : Influence de la diminution de la pression de saturation, (a) sur le coefficient de transfert diphasique du fluide de travail, (b) sur la température de saturation du fluide travail

Fluide de travail	Pression de saturation			Coefficient de transfert diphasique		
	P_1 [bar]	P_2 [bar]	Diminution [%]	$\alpha_{tp,1}$ [W.m^{-2}.K^{-1}]	$\alpha_{tp,2}$ [W.m^{-2}.K^{-1}]	Augmentation [%]
Novec649	2,98	2,86	- 4,1	113,3	166,9	+ 47,5
80%$_{Novec649}$ - 20%$_{HFE7000}$	3,02	2,87	- 5,2	91,8	116,4	+ 26,8
50%$_{Novec649}$ - 50%$_{HFE7000}$	3,06	3,03	- 1	86	120	+ 39,6
25%$_{Novec649}$ - 75%$_{HFE7000}$	3,25	3,21	- 1,1	92,6	130,1	+ 40,5
HFE7000	3,41	3,37	- 1,2	98,9	139,4	+ 41
HFE7100	2,9	2,63	- 9,4	214,3	392	+ 82,5

(a)

Fluide de travail	Pression de saturation			Température de saturation		
	P_1 [bar]	P_2 [bar]	Diminution [%]	T_1 bulle [°C] – rosée [°C]	T_2 bulle [°C] – rosée [°C]	Diminution bulle [°C] – rosée [°C]
Novec649	2,98	2,86	- 4,1	84,3	82,8	1,5
$80\%_{Novec649}$ - $20\%_{HFE7000}$	3,02	2,87	- 5,2	76,8 – 79,3	74,9 – 77,5	1,9 – 1,8
$50\%_{Novec649}$ - $50\%_{HFE7000}$	3,06	3,03	- 1	71,3 – 73,0	70,9 – 72,7	0,4 – 0,3
$25\%_{Novec649}$ - $75\%_{HFE7000}$	3,25	3,21	- 1,1	71,4 – 71,6	70,9 – 71,2	0,5 – 0,4
HFE7000	3,41	3,37	- 1,2	72,6	72,2	0,4
HFE7100	2,9	2,63	- 9,4	95,1	91,4	3,7

(b)

IV.2. Modélisation d'une turbine axiale

L'organe de détente d'un cycle de Rankine à fluide organique est le composant clef du cycle thermodynamique mis en œuvre (Astolfi, 2017). En effet, il s'agit du composant permettant la transformation de l'énergie thermique acquise par le système en énergie mécanique utile. Cette énergie mécanique peut être utilisée en tant que telle ou convertie grâce à une génératrice en électricité, en vue d'une utilisation découplée du fonctionnement direct de l'ORC et de la puissance mécanique produite *in situ*. De ce fait et afin d'obtenir des performances optimales pour le cycle thermodynamique, lors de la détente du fluide de travail au sein de cet organe, son dimensionnement nécessite une grande précision au niveau de la géométrie des éléments fixes et mobiles le composant et des jeux mécaniques internes ; ceci afin d'exploiter au mieux les niveaux de températures et de pressions atteignables par le fluide de travail, limités par les caractéristiques thermodynamiques (température, débit, puissance) des sources de chaleur (chaude et froide) disponibles.

Cette partie *IV.2.* présente une analyse et une modélisation de l'organe de détente, une micro-turbine axiale, du cycle organique de Rankine expérimental étudié dans ces travaux de thèse.

IV.2.1. Organe de détente et cycles ORC

De la même manière que pour les organes de compression, les organes de détente sont répartis en deux catégories distinctes, selon que le fluide de travail vient à subir une transformation statique ou dynamique. Ainsi, il est possible d'effectuer une distinction entre les organes de détente volumétrique (détente statique) et les turbomachines de détente (détente dynamique).

Nota : Dans cette partie IV.2., un certain nombre de parallèles est effectué entre les organes de compression et les organes de détente, afin d'expliquer le fonctionnement de ces derniers et de permettre l'étude de la micro-turbine axiale présente au sein de l'installation ORC expérimentale AMORCE. Comme cela a été mentionné au sein du chapitre III, l'installation ORC possède notamment deux pompes (une pompe centrifuge et une pompe volumétrique) en son sein, afin de permettre la mise en circulation et la compression du fluide de travail. Par conséquent, trois organes mécaniques sont présents dans le système et viennent à interagir avec le fluide de travail. Dans ces travaux de thèse, il a été choisi d'axer l'analyse des composants mécaniques sur l'organe de détente, du fait de sa complexité (micro-turbine axiale hermétique à action et à admission partielle) et cela d'autant plus du fait du type de fluides de travail employés (Hydrofluoroether et Fluoroketone).

IV.2.1.1. Les organes de détente volumétriques

Lors d'une transformation statique, le fluide de travail passe d'un état de pression à un autre, suite à la variation de volume d'une chambre fermée au sein de laquelle il se trouve. Ce type d'organe de détente opère un fonctionnement parfaitement inverse à celui d'un organe de compression volumétrique. En effet, dans le cas d'une compression volumétriques, le fluide de travail subit les étapes suivantes :

- Entrée du fluide de travail à basse pression dans la chambre de compression.

- Diminution du volume de cette chambre de compression par une action mécanique, entraînant le passage du fluide de travail du niveau de pression bas au niveau de pression haut.
- Sortie du fluide de travail à haute pression de la chambre de compression.

Dans le cas d'un organe de compression volumétrique, de l'énergie mécanique "externe" est apportée au composant pour permettre la compression du fluide de travail. À l'opposé, dans le cas d'un organe de détente volumétrique, le composant vient à créer de l'énergie mécanique utile. Ainsi, lors d'une détente volumétrique, le fluide de travail subit les étapes suivantes :

- Entrée du fluide de travail à haute pression dans la chambre de détente de faible volume, du fait du positionnement initial de la partie mécanique au sein de cette chambre.
- Augmentation du volume de la chambre de détente, du fait du déplacement de la partie mécanique grâce aux forces de pression exercées sur la paroi mobile (création d'énergie mécanique utile).
- Sortie de la chambre de détente du fluide de travail à basse pression, après avoir cédé son énergie à la partie mécanique au sein de la chambre.

Quatre technologies d'organe de détente volumétrique sont principalement utilisées au sein des cycles organiques de Rankine (Alshammari *et al.*, 2018 ; Landelle, 2017a ; Lemort et Legros, 2017) ; à savoir, les détendeurs scroll, les détendeurs à vis, les détendeurs rotatifs à palettes et les détendeurs à pistons.

Les détendeurs scroll :

La technologie de détendeur spiro-orbital, ou détendeur scroll, est la technologie la plus répandue au sein des installations ORC de production inférieure à 100 kW électriques (Astolfi, 2017). Les travaux menés par Landelle *et al.* (2017b) viennent confirmer cette analyse et mettent en avant le fait que plus du tiers des organes de détente utilisés expérimentalement sont des détendeurs scroll (Landelle, 2017a). La Figure 4.33, adaptée de leurs travaux, illustre cette tendance en représentant la répartition des organes de détente de cycles ORC selon leurs rendements et puissances produites.

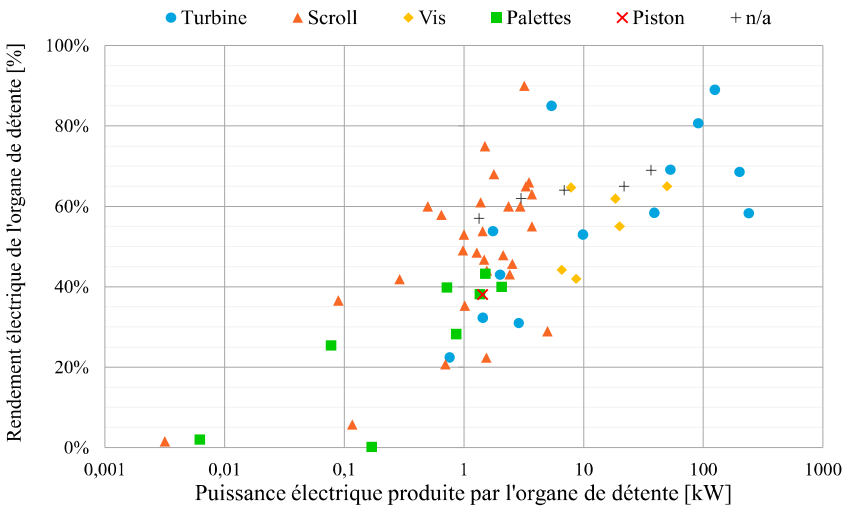


Figure 4.33 : Carte de répartition des organes de détente de cycles ORC expérimentaux de la littérature selon leur rendement électrique global et leur puissance électrique produite (schéma adapté de Landelle *et al.*, 2017b)

Le nombre élevé de détendeurs scroll parmi les installations ORC expérimentales tient de leur utilisation initialement répandue dans le domaine des systèmes de réfrigération (Oralli, 2010). En effet, cette technologie de compression spiro-orbitale a été détournée relativement aisément de son usage premier pour permettre la détente de fluides organiques et la production de travail utile (Zanelli et Favrat, 1994), et s'est de fait fortement répandue (Kane *et al.*, 2003; Manolakos *et al.*, 2007; Quoilin *et al.*, 2008 ; Oralli *et al.*, 2011). La Figure 4.34 décrit le fonctionnement du détendeur scroll composé d'une spire orbitale fixe (stator) et d'une spire orbitale mobile (rotor). Le fluide de travail à haute pression entre dans la chambre de détente en partie centrale du scroll ; il est alors détendu au fur et à mesure de son cheminement au sein de la chambre entraînant la rotation de la spire mobile (production de travail mécanique utile) jusqu'à son éjection de la chambre de détente à basse pression.

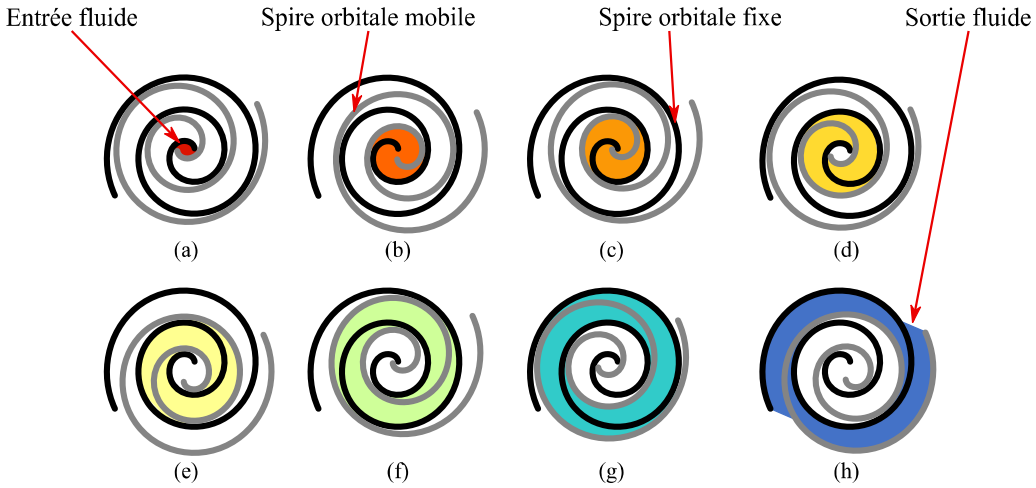


Figure 4.34 : Etapes de fonctionnement d'un détendeur scroll, (a) entrée du fluide à haute pression, (b) - (g) détente du fluide et production de travail mécanique, (h) sortie du fluide à basse pression (schéma adapté de Wijninckx, 2017)

Les détendeurs à vis :

Les détendeurs à vis sont en grande majorité constitués de deux vis sans fin hélicoïdales imbriquées, une vis mâle et vis femelle (Lemort et Legros, 2017). Au-delà d'une architecture différente du détendeur scroll et d'un volume de chambre délimité par deux rotors (et non un seul), on retrouve un principe de fonctionnement similaire avec une admission du fluide de travail à haute pression dans la chambre de détente de faible volume, puis par sa détente au sein de la chambre avec mise en mouvement des rotors (production de travail utile) et enfin une expulsion du détendeur à vis à basse pression. Le cheminement du fluide s'effectue d'une extrémité à l'autre des vis hélicoïdales avec une admission centrale (volume de chambre le plus faible) et une éjection latérale (volume de chambre le plus élevé). La Figure 4.35 illustre le fonctionnement de ce type de détendeur à double vis.

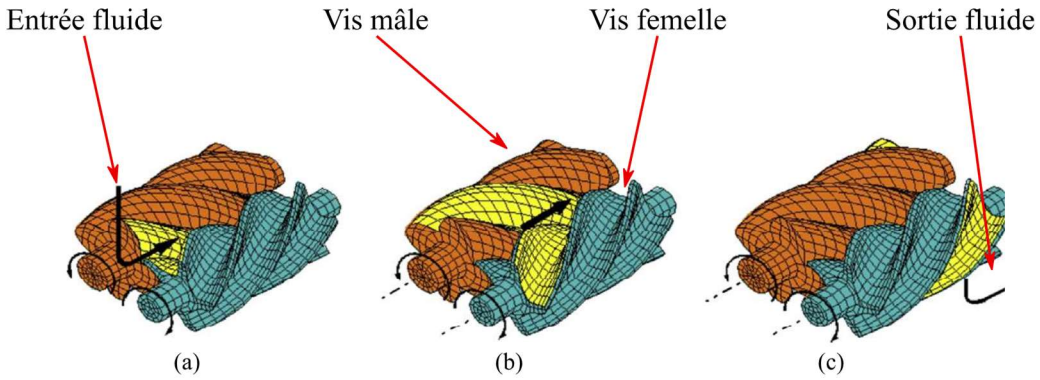


Figure 4.35 : Etapes de fonctionnement d'un détendeur à double vis, (a) entrée du fluide à haute pression, (b) détente du fluide et production de travail mécanique, (c) sortie du fluide à basse pression (schéma adapté de Lemort et Legros, 2017)

L'intérêt des détendeurs à vis repose notamment sur des vitesses de rotation des rotors plus élevées que dans le cas de détendeurs scroll (Alshammari *et al.*, 2018), permettant ainsi à ce type de technologie volumétrique d'atteindre des niveaux de production électrique plus élevés comme cela est précédemment illustré par la Figure 4.33. Bien que les détendeurs à double vis soient les plus répandus parmi les installations expérimentales, des détendeurs à simple vis existent également et sont étudiés au sein de la littérature. Du fait d'une architecture moins complexe et d'une répartition des forces du fluide de travail sur le rotor, plus équilibrées que dans le cas de double vis, ce type de détendeur simple vis s'avère moins coûteux et possède une plus grande durée de vie (Lemort et Legros, 2017 ; Alshammari *et al.*, 2018). La Figure 4.36 présente le fonctionnement de ce type de détendeur.

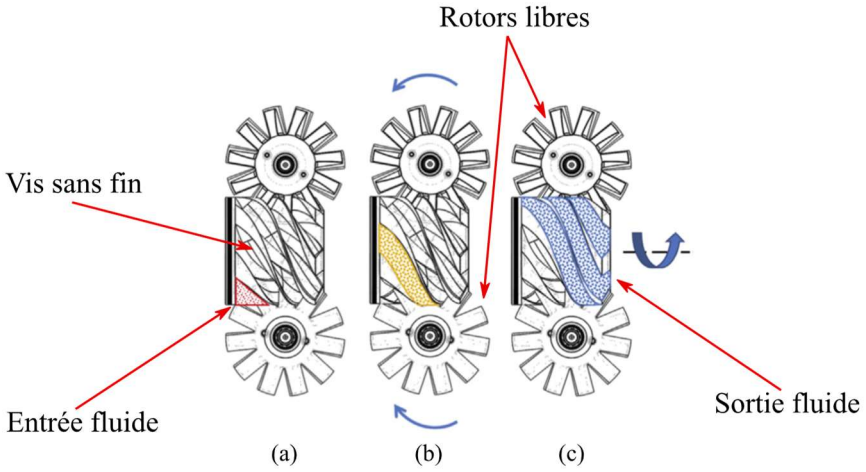


Figure 4.36 : Etapes de fonctionnement d'un détendeur à simple vis, (a) entrée du fluide à haute pression, (b) détente du fluide et production de travail mécanique, (c) sortie du fluide à basse pression (schéma adapté de Ziviani *et al.*, 2015)

Les détendeurs rotatifs à palettes :

La technologie de détendeurs rotatifs à palettes repose sur la mise en œuvre d'une architecture simple et peu coûteuse qui en fait une technologie répandue, Figure 4.33, malgré des performances plus faibles que celles des technologies des détendeurs scroll et à vis (Landelle, 2017a ; Alshammari *et al.*, 2018). Le principe de fonctionnement de ce type de détendeur dissymétrique est décrit en Figure 4.37.

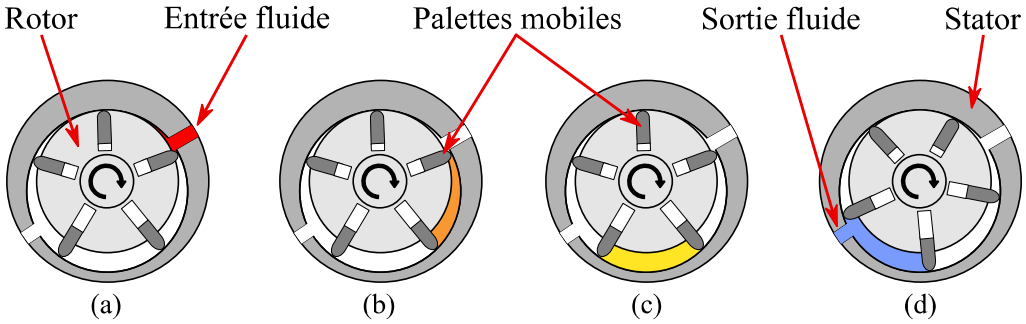


Figure 4.37 : Etapes de fonctionnement d'un détendeur rotatif à palettes, (a) entrée du fluide à haute pression, (b) - (c) détente du fluide et production de travail mécanique, (d) sortie du fluide à basse pression (schéma adapté de Harada, 2010)

Un logement cylindrique tient lieu de stator à l'intérieur duquel est positionné un second cylindre rotatif (rotor) légèrement désaxé. Le rotor est composé de plusieurs palettes mobiles permettant l'étanchéité des chambres de détente. Le fluide organique à pression haute vient occuper une première chambre de détente, engendrant la mise en mouvement du rotor (production de travail utile). Le volume de cette chambre croît au fur et à mesure de la rotation du cylindre et de la détente du fluide tout en restant hermétique grâce à l'extension des palettes mobiles ; une fois le canal de sortie atteint par la chambre de détente, le fluide est éjecté à basse pression. Ce type de technologie est néanmoins limité dans son fonctionnement interne du fait des matériaux le composant et de leur tenue en température avec un risque de détérioration au-delà de 140 °C (Alshammari *et al.*, 2018). Le faible coût et la gamme de températures admissible des détendeurs rotatifs à palettes rendent cette technologie appropriée au cas de valorisation de chaleur fatale.

Les détendeurs à pistons :

Les détendeurs à pistons, dont le principe est défini en Figure 4.38, sont les organes de détente les moins répandus dans le domaine des ORC produisant moins d'un mégawat électrique, comme l'atteste l'unique référence de cette technologie présente sur la cartographie décrite en Figure 4.33. En effet, les jeux de fonctionnement des clapets d'isolement des chambres de détente doivent être parfaitement pilotés et maîtrisés (Rahbar *et al.*, 2017), sans quoi le fluide à haute pression risque de ne pas être correctement amené au niveau de pression bas et donc d'endommager des composants du cycle ORC (notamment l'organe de compression du cycle).

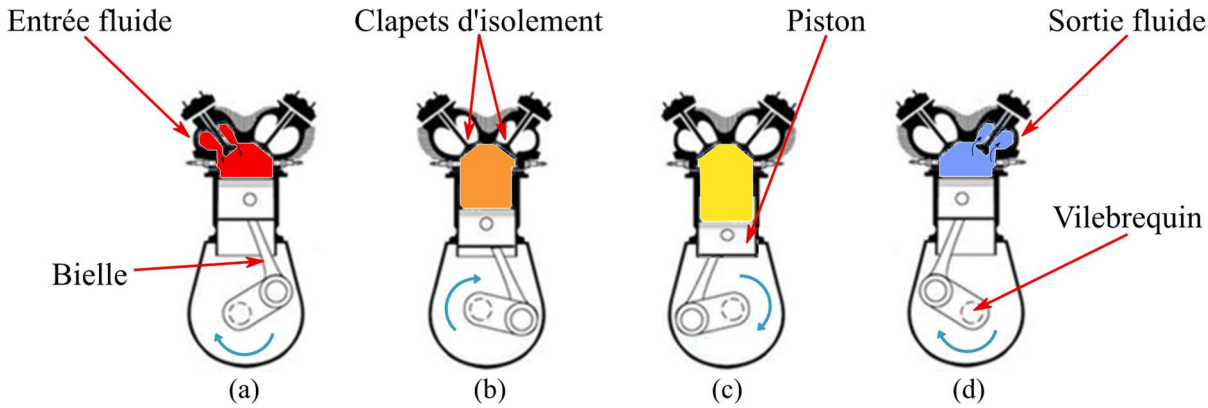


Figure 4.38 : Etapes de fonctionnement d'un détendeur à pistons, (a) entrée du fluide à haute pression, (b) - (c) détente du fluide et production de travail mécanique, (d) sortie du fluide à basse pression (schéma adapté de Harada, 2010)

Lors de la détente d'un fluide de travail au sein d'un détendeur à pistons, le fluide organique entre à haute pression, par le clapet d'admission, dans la chambre de détente, délimité par les clapets d'isolement et le piston mobile. Le rotor permettant la production d'énergie mécanique utile est composé du piston relié à un arbre rotatif (vilebrequin) par une bielle. Le volume de la chambre vient à augmenter au cours de la détente du fluide entraînant de fait la mise en mouvement du piston. Une fois la détente effectuée, le clapet de décharge libère le fluide de travail, à basse pression, ce qui permet au piston de revenir à son emplacement initial. Du fait de températures et pressions admissibles élevées par les détendeurs à pistons (Imran *et al.*, 2016), de nombreux auteurs s'intéressent à l'optimisation de cette technologie ; ces travaux portent notamment sur des architectures, plus ou moins complexes, permettant l'ouverture et la fermeture des clapets d'isolement par couplage direct avec le mouvement du ou des pistons mobiles (Zhang *et al.*, 2007 ; Schuster, 2011 ; Li *et al.*, 2016).

IV.2.1.2. Les turbomachines de détente

Tel qu'exposé dans le paragraphe d'introduction de la sous-partie *IV.2.1.*, les turbomachines de détente reposent sur le principe d'une détente du fluide de travail suivant une transformation dynamique, où la variation de pression du fluide de travail est liée à sa variation de vitesse au sein de l'organe de détente. En amont de l'organe de détente, le fluide de travail à haute pression possède un potentiel d'énergie cinétique et de pression ; lors de son passage dans le stator de l'organe de détente, la part d'énergie potentielle de pression est transformée en énergie cinétique qui vient s'additionner à la part d'énergie cinétique initiale. En sortie du stator, cette énergie est alors transférée au rotor, en énergie mécanique utile, du fait de l'entraînement du rotor par le passage du fluide de travail à son contact. Le fluide est alors éjecté de l'organe de détente à basse pression (Pluviose et Périlhon, 2017). Il existe différentes technologies de turbomachines suivant l'architecture du rotor et du stator, de l'organe de détente et selon l'écoulement du fluide de travail. On peut notamment distinguer les turbomachines à action des turbomachines à réaction, ainsi que les turbomachines de détente radiales des turbomachines de détente axiales (Astolfi, 2017 ; Pluviose et Périlhon, 2017).

Les turbomachines à action et à réaction

La définition présentée dans le paragraphe d'introduction de la sous-partie *IV.2.1.2.*, du principe de détente dynamique au sein d'une turbomachine, correspond plus précisément au fonctionnement d'une turbine dite à action. Au sein de ce type de turbine, telle qu'expliquée précédemment, la transformation du potentiel énergétique de pression en potentiel d'énergie cinétique est effectuée en totalité dans le stator ; on lui oppose les turbines à réaction où cette transformation s'effectue de manière répartie (égale ou non) entre le stator et le rotor. Le principe de cette détente et de cette transformation d'énergie cinétique est présenté avec les Figures 4.39 (a) et (b), pour une turbine à action et une turbine à réaction avec un degré de réaction de 50 %. Le degré de réaction spécifié ici représente la répartition de la chute de pression entre le stator et le rotor ; la turbine à action correspondant au cas particulier d'une turbine à réaction de degré nul.

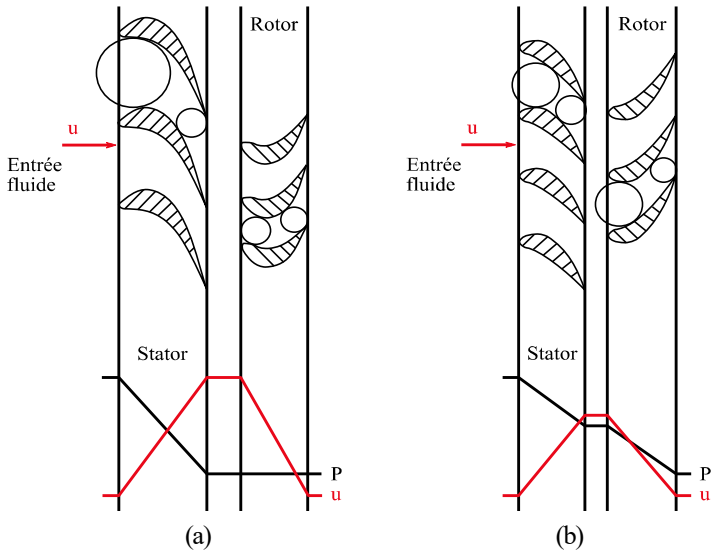
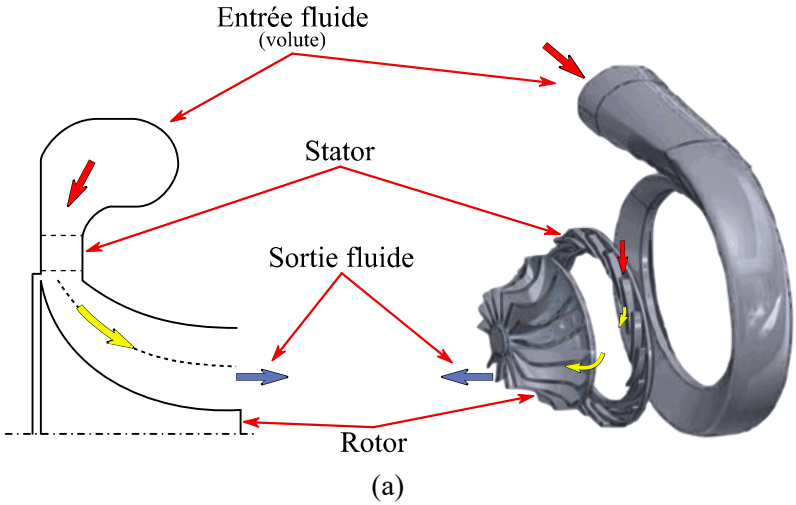


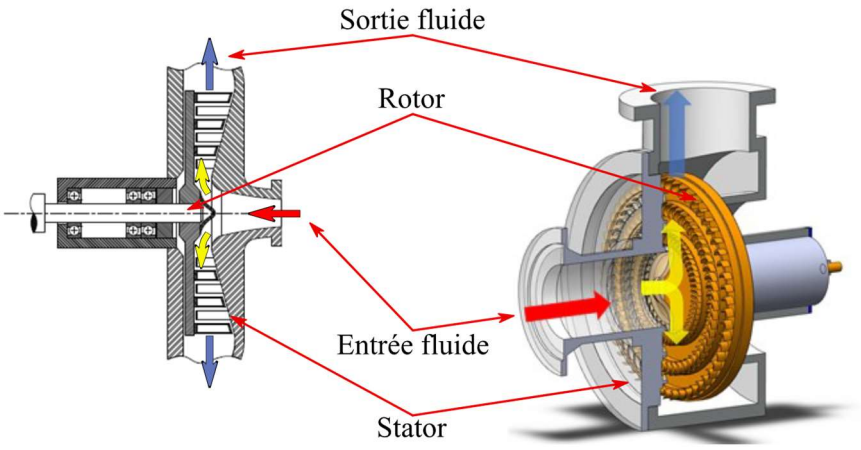
Figure 4.39 : Schéma de répartition de la détente d'un fluide au sein d'une turbomachine (a) à action, (b) à réaction avec un degré de 50 % (schéma adapté de Weiß, 2015)

Ce principe de répartition de la chute de pression entre le stator et le rotor se retrouve tant au sein des turbines d'architecture radiale que pour les turbines d'architecture axiale.

Les turbomachines de détente radiales :

Les turbomachines d'architecture radiale sont elles-mêmes subdivisées en deux catégories, selon que le fluide de travail est admis dans l'organe de détente perpendiculairement à l'axe de rotation du rotor (on parle alors de turbines radiales "inflow" ou centripète) ou selon que le fluide de travail est admis parallèlement à l'axe de rotation du rotor (on parle alors de turbines radiales "outflow" ou centrifuge) (Persico et Pini, 2017). Les Figures 4.40 (a) et (b) présentent la différence d'écoulement du fluide de travail au sein de l'organe de détente suivant le type de turbine radiale.





(b)

Figure 4.40 : Trajet fluidique au sein des turbines radiales,
(a) centripète (schéma adapté de Alshammari *et al.*, 2018),
(b) centrifuge (schéma adapté de Spadacini *et al.*, 2015)

L'architecture de type radiale est la plus répandue au sein des turbomachines de détente dans le domaine des ORC ; ce type de turbine représente 71,4% des références répertoriés au sein de la base de données de Landelle *et al.* (2017b). Parmi les turbines radiales, le type centripète est celui qui permet d'atteindre des rendements isentropiques les plus élevés entre 70 % et 85 %. Cette technologie radiale couvre une vaste plage de production d'énergie utile, allant d'une dizaine de kW électrique jusqu'à quelques MW électrique ; et qui tend à être étendue à des gammes de production entre 1 et 10 kW électriques (Manfrida et Fiaschi, 2016), voire à de la micro-production (Capata et Sciubba, 2012 ; 2015). Cependant, ce type de technologie demande un dimensionnement très précis afin d'éviter les risques importants de chocs soniques liés aux vitesses élevées du fluide de travail (Persico et Pini, 2017). La technologie de turbine radiale centrifuge, moins répandue que celle de type centripète, tend à être étudiée plus largement dans la littérature scientifique depuis quelques années (Spadacini et Rizzi, 2017 ; Wang *et al.*, 2018 ; Kim et Kim, 2020). En effet, du fait d'une architecture plus simple que pour les turbines centripètes, le fluide travail suit un écoulement plus adapté, ce qui permet de réduire fortement les risques de chocs soniques au niveau du ou des rotors. Néanmoins, des problèmes de distributions de l'écoulement, liés aux forces de Coriolis du fait de l'augmentation de rayon du référentiel, ont pu être observé entraînant un besoin d'optimisation des géométries des aubes existantes (Ottavy, 2007 ; Persico *et al.*, 2015 ; Baum *et al.*, 2016).

Les turbomachines de détente axiales :

La gamme typique de production des turbomachines de technologie axiale, utilisées au sein de cycles organiques de Rankine, se situe entre la centaine de kW et la dizaine de MW électriques ; à partir de 0,5 MW de production, cette technologie se trouve être la plus répandue (Astolfi, 2017). Au regard de la littérature disponible (Landelle *et al.*, 2017b), cette plage de puissance produite peut être élargie en dessous de 10 kW. Afin d'atteindre ces petites échelles de production, deux solutions sont envisageables ; à savoir, le développement de géométries spécifiques et complexes des aubes du rotor et du stator, ou l'adaptation du stator, d'une turbine de gamme supérieur existante, afin de permettre une réduction du débit circulant au sein de la turbomachine tout en conservant des performances satisfaisantes de l'organe de détente ; on parle alors de turbine à admission partielle. Cette seconde solution est celle qui s'avère la plus

pertinente ; en effet, le niveau de précision de fabrication nécessaire au bon dimensionnement des aubes est généralement difficile à atteindre sans entraîner des coûts de fabrication déraisonnables. Cependant, la transformation d'une turbine axiale « classique » en une turbine axiale à admission partielle impose certaines particularités pour l'organe de détente, et notamment concernant le degré de réaction de cette turbine (Weiß, 2015). Dans le cas de turbomachine à réaction, la diminution de pression effectuée au sein du rotor peut entraîner des forces de poussées plus ou moins importante sur l'axe ce même rotor, il convient donc que ces forces soient également répartie sur l'ensemble des aubes mobiles. Dans le cas où une turbine à réaction viendrait à être adaptée, pour permettre une admission partielle du fluide dans le stator, cette répartition uniforme au niveau du rotor ne pourrait de fait plus être respectée, entraînant de très grand risque de détérioration de l'organe de détente. Par conséquent, seules les turbines à action peuvent être modifiées en turbines à admission partielle. Les Figures 4.41 (a) et (b) présentent le fonctionnement de turbines axiales (à action) de petite puissance.

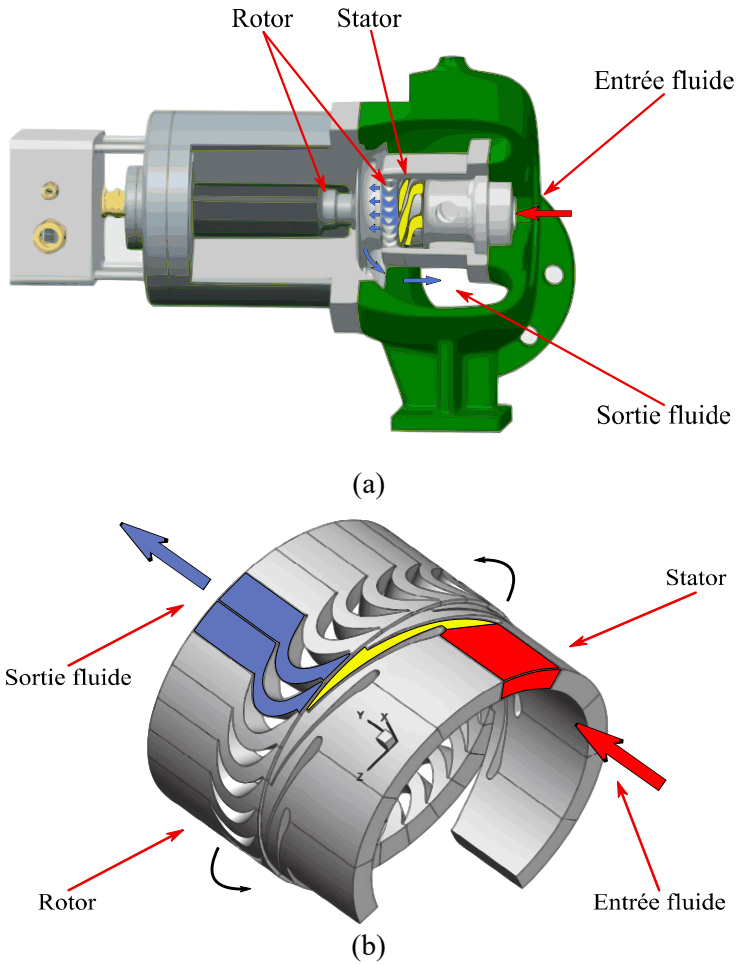


Figure 4.41 : Schéma d'une turbine axiale,
(a) vue en coupe (schéma adapté de Weiβ *et al.*, 2018),
(b) canaux fluidique (schéma adapté de Pu *et al.*, 2016)

Dans le cas de cycle ORC de faible puissance, les turbines axiales opèrent généralement avec des rapports de pression faible (inférieur à 8) pour des vitesses de fluide élevées (Bao et Zhao, 2013 ; Weiβ *et al.*, 2018). Cependant, les turbines axiales à action sont en mesure de fonctionner à des ratios de pressions plus élevés du fait que cette technologie est adaptée pour fonctionner avec des vitesses de fluides très élevés, permettant ainsi d'atteindre des

puissances de l'ordre du kW tout en conservant des performances (rendement) satisfaisantes pour la turbine axiale.

La turbine étudiée dans ces travaux de thèse et présentée dans cette partie *IV.2.* est une micro-turbine axiale hermétique à action et à admission partielle. Le choix de cette technologie de turbomachine repose notamment sur les points soulevés au sein des paragraphes précédents. De plus, cette turbine, développée par la société Enogia (Gazet *et al.*, 2015), du fait de son couplage hermétique avec la génératrice et de sa lubrification avec le fluide de travail, permet de réduire la complexité globale du système ORC au sein duquel elle est intégrée. L'attention portée à ce type d'organe de détente se retrouve au sein de la littérature, avec un accroissement depuis une dizaine d'année des travaux menés sur les turbomachines, et notamment les turbines axiales, au sein de cycles organiques de Rankine de petite taille. La Figure 4.42 illustre cet accroissement avec la répartition du nombre de références issu de la littérature (Landelle *et al.*, 2017b), dans le cas de cycles ORC de puissance inférieure à 10 kW de production électrique.

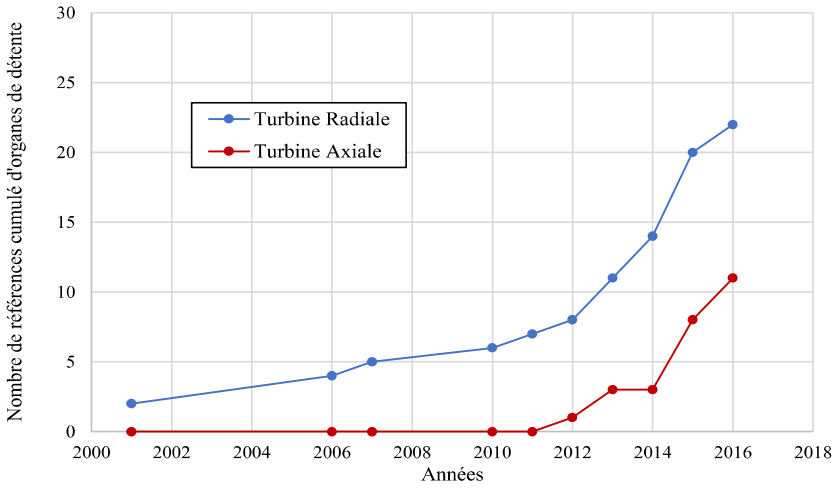


Figure 4.42 : Accroissement du nombre de références cumulé de turbomachines au sein de la littérature

L'intérêt porté à cette micro-turbine est accru du fait de l'utilisation de fluides de travail envisagée pour remplacer les fluides classiquement utilisés dans les ORC et considérés comme nocifs pour l'environnement. De plus, à la lecture de l'état de l'art, le fluide de dimensionnement, le Novec649, n'a jamais été caractérisé au sein d'une turbomachine, tout comme les mélanges zéotropes composés de Novec649 et de HFE7000. Les fluides purs HFE7000 et HFE7100 ont de leur côté déjà été étudiés, mais ne représentent qu'une très faible proportion des fluides présents dans les travaux de la littérature. Enfin, les fluides de type HFE possèdent des vitesses soniques plus faibles en comparaison des autres fluides organiques (HFC, HC et HFO), du fait de leur masse molaire plus élevée, telle qu'illustré au sein du Tableau 4.9, ce qui représente également un intérêt pour l'organe de détente de l'installation AMORCE. En effet, plus les vitesses soniques sont faibles, plus le nombre de Mach atteint par le fluide au sein de cet organe sera élevé, et s'agissant ici d'une turbine à action supersonique, cela entraînera de meilleurs rendements de l'organe de détente.

Tableau 4.9 : Données caractéristiques du point de design de la turbine

Type de fluide	Fluide	Masse molaire [g.mol^{-1}]	Vitesse sonique moyenne [m.s^{-1}]	
			100 °C (2,5 – 15 bar)	110 °C (2,5 – 15 bar)
HFC	R-134a	102	171	175
	R-227ea	170	126	129
	R-236fa	152	130	134
	R-245fa	134	143	140
	R-365mfc	148,1	136	139
	R-404a	97,6	177	180
HFO	R-1234yf	114	159	162
	R-1234zeE	114	158	161
HFE	HFE7000	200,1	115	118
	HFE7100	250	103	105
Fluoroketone	Novec649	316	91	89

Les travaux présentés dans les sous-parties *IV.2.2.* et *IV.2.3.* s'intéressent donc à l'étude de cette micro-turbine axiale supersonique à action, avec dans un premier temps sa qualification à son point de design, puis plus globalement avec l'ensemble des différents fluides de travail utilisés.

IV.2.2. Turbine axiale et conditions de design

Le point de design, ou point de fonctionnement optimal, d'un organe de détente correspond au point de fonctionnement entraînant le couple de performances, puissance produite et rendement interne, le plus élevé. Lors du dimensionnement de ce type de composant, cet optimum est défini par les données fluidiques du système global (températures, débit et pressions du cycle thermodynamique), par les spécificités de l'élément utilisant la puissance produite (fréquence du réseau électrique) et par les caractéristiques géométriques de la turbomachine. Une fois ce point de design déterminé, il est possible de caractériser le fonctionnement et les performances de l'organe de détente dans des conditions différentes de cet optimum, conditions off-design, à partir de modélisation numérique, modèle 0D ou modèle CFD (Macchi et Perdichizzi, 1981 ; Kenneth et Nichols, 2012 ; Persico et Pini, 2017). Certains modèles nécessitent la connaissance de nombreuses caractéristiques géométriques propres au rotor et au stator de l'organe de détente, à savoir (détaillé ici de manière non-exhaustive) : la hauteur et le nombre des aubes fixes et mobiles, l'espacement entre le rotor et le stator, l'espacement inter-aubes (fixe et mobile) et les sections de passages en découlant, l'épaisseur et les angles d'inclinaison des aubes, les jeux radiaux, etc., tandis que d'autres modèles utilisent plus particulièrement des grandeurs adimensionnelles. Trois de ces nombres adimensionnels propres aux turbomachines, présentés par les équations (4.92) à (4.94), sont étudiés ici afin de qualifier le comportement de la turbine axiale expérimentale (caractérisation de son rendement interne, η_{is}).

$$V_r = \frac{\dot{q}_{out,is}}{\dot{q}_{in}} \tag{4.92}$$

Le rapport volumique $\boldsymbol{V_r}$ permet de décrire le taux de détente atteignable par le fluide de travail lors de son passage au sein de la turbine, en tenant notamment compte des effets de compressibilité du fluide lié au nombre de Mach élevé atteint dans les turbomachines ; avec $\boldsymbol{\dot{q}_{out,is}}$ le débit volumique du fluide en sortie de la turbine dans le cas d'une transformation isentropique (cas idéal) et $\boldsymbol{\dot{q}_{in}}$ le débit volumique d'entrée.

$$N_s = N_{rotor} \cdot \frac{{\dot{q}_{out,is}}^{0,5}}{{\Delta h_{is}}^{0,75}} \tag{4.93}$$

$$D_s = D_{rotor} \cdot \frac{{\Delta h_{is}}^{0,25}}{{\dot{q}_{out,is}}^{0,5}} \tag{4.94}$$

La vitesse spécifique $\boldsymbol{N_s}$ et le diamètre spécifique $\boldsymbol{D_s}$ permettent de définir par leur valeur le point de fonctionnement optimal d'un organe de détente pour un diamètre de rotor $\boldsymbol{D_{rotor}}$ donné et une vitesse de rotation $\boldsymbol{N_{rotor}}$ fixée, avec $\boldsymbol{\Delta h_{is}}$ la différence d'enthalpie isentropique du fluide de travail lors de sa détente (cas d'une transformation idéale). Ces vitesse et diamètre spécifiques étant définis par la technologie de l'organe de détente choisi et par les spécificités de l'élément consommateur de la puissance produite.

Un quatrième nombre caractéristique des turbomachines, le paramètre de taille ***SP***, peut également être mentionné ; issu du diamètre spécifique tel que décrit par l'équation (4.95), ce nombre dimensionnel vient prendre en compte l'effet de taille de l'organe de détente considéré. En effet, le diamètre spécifique $\boldsymbol{D_s}$ est adimensionnel et permet de comparer des organes de détente de dimensions différentes entre eux. Par conséquent, à l'inverse le paramètre de taille ***SP*** tient compte de la dimension de l'organe de détente. Or, dans le cas d'une étude menée sur un seul et même organe de détente, le diamètre de rotor n'influera donc pas et l'un ou l'autre de ces deux paramètres peut être choisi indistinctement.

$$SP = \frac{D_{rotor}}{D_s} = \frac{{\dot{q}_{out,is}}^{0,5}}{{\Delta h_{is}}^{0,25}} \tag{4.95}$$

Ces quatre paramètres caractéristiques des turbomachines ne nécessitent pas la connaissance de dimensions spécifiques de l'organe de détente (excepté pour le diamètre du rotor) ; leur choix repose notamment sur la contrainte inhérente à la turbine axiale présente sur le banc d'essais ORC AMORCE étudié dans cette thèse. En effet, la très grande majorité des données géométriques de l'organe de détente n'est pas connue à ce jour, le constructeur de la turbine n'ayant pas communiqué ces informations et la spécificité de la turbine, une turbo-génératrice hermétique, ayant limité les possibilités de mesure *in-situ* de ces diverses grandeurs. Seule l'utilisation de tels nombres caractéristiques et de modèles en dépendant peut être ici menée à bien, la modélisation fine de cette turbine ne pouvant être faite de manière plus adéquate.

IV.2.2.1. Cartographie de performances

Le choix des nombres caractéristiques $\boldsymbol{N_s}$, $\boldsymbol{D_s}$, $\boldsymbol{V_r}$, et ***SP***, définis comme étant représentatifs du comportement de l'organe de détente, doit être avant toute chose validé. Les travaux de cartographie de performances menés par Baljé (1981) sur les organes de

compression et de détente sont couramment employés, en tant que première étape, pour effectuer le dimensionnement et le choix de la technologie d'un organe de détente selon les besoins d'un système donné (Kenneth et Nichols, 2012 ; Manfrida et Fiaschi, 2016 ; Persico et Pini, 2017). Il est également possible de replacer sur ces cartographies un organe de détente selon ses caractéristiques propres et donc de déterminer ses performances (rendement interne). Cette méthodologie est ainsi appliquée à la micro-turbine axiale étudiée ici avec le point de fonctionnement optimal du fluide de dimensionnement. Les caractéristiques du point nominal et les valeurs des nombres caractéristiques nécessaires à l'utilisation de la cartographie de Baljé sont répertoriées dans le Tableau 4.10 Le diamètre du rotor, nécessaire au calcul du diamètre spécifique $\boldsymbol{D_s}$, a été estimé au vu des dimensions de la turbine afin de permettre l'analyse de cette dernière.

Tableau 4.10 : Données caractéristiques du point de design de la turbine

Paramètres	Données	
Type de fluide	Novec649	
Débit massique	0,055	[kg.s^{-1}]
Température d'entrée	107,2	[°C]
Pression d'entrée	4,02	[bar]
Pression de sortie	0,38	[bar]
$\boldsymbol{N_s}$	0,0084	[SI]
	6,81	[US]
$\boldsymbol{D_s}$	9,32	[SI]
	3,91	[US]
Rendement expérimental total à statique mesuré	61,5	[%]

Le principe de cartographie de Baljé repose sur l'utilisation des nombres adimensionnels $\boldsymbol{N_s}$ et $\boldsymbol{D_s}$ afin de déterminer le rendement interne de l'organe de détente. Plusieurs particularités concernant le rendement et les paramètres $\boldsymbol{N_s}$ et $\boldsymbol{D_s}$ sont à prendre en compte afin de pouvoir utiliser cette cartographie de performances. À savoir :

- La transformation effectuée par le fluide de travail au sein de la turbine est considérée selon son évolution entre l'état total en entrée de turbine et l'état statique en sortie de turbine. Cette définition d'une transformation d'un état total à un état statique ne considère la composante de vitesse du fluide en mouvement que pour l'état initial de cette transformation. En effet, lors de la détente d'un fluide au sein d'une turbomachine, la part d'énergie cinétique liée à la composante de vitesse en sortie de détente n'est pas correctement récupérée par l'organe de détente. De ce fait, sa quantification au sein d'un modèle 0D est complexe et limiter l'état de sortie du fluide à son état statique n'entraînera qu'une très faible approximation. L'équation (4.96) présente la définition de l'enthalpie totale avec son lien à l'enthalpie statique et la vitesse du fluide (Nederstigt, 2017). De ce fait, le calcul de la différence d'enthalpie isentropique $\boldsymbol{\Delta h_{is}}$ est effectué entre l'état total d'entrée et l'état isentropique statique de sortie, le débit de sortie $\boldsymbol{\dot{q}_{out,is}}$ est calculé à l'état isentropique statique et le débit d'entrée $\boldsymbol{\dot{q}_{in}}$ est calculé à l'état total.

$$h_{x,0} = h_x + \frac{{u_x}^2}{2} \tag{4.96}$$

Avec pour le fluide de travail un point donné, $\boldsymbol{h_0}$ l'enthalpie totale, $\boldsymbol{h}$ l'enthalpie statique et $\boldsymbol{u}$ sa vitesse.

- Lié à cela, le rendement isentropique (rendement interne) est également considéré entre les états total et statique ; par conséquent, le rendement isentropique de la turbine $\boldsymbol{\eta_{is}}$ initialement défini par l'équation (3.17) s'écrit sous la forme de l'équation (4.97).

$$\eta_{is,tur} = \frac{\Delta h_{ad}}{\Delta h_{is}} = \frac{h_{f,in,tur,0} - h_{f,out,tur}}{h_{f,in,tur,0} - h_{f,out,is,tur}} \tag{4.97}$$

- Les valeurs de la vitesse spécifique et du diamètre spécifique sont exprimées selon les unités du système impérial et non selon celles du système international, telles que figurant dans le Tableau 4.10 ; de plus, dans leur forme utilisée par Baljé, ces deux nombres caractéristiques ne sont pas calculés de manière adimensionnelle (Baljé, 1962 ; Baljé, 1981 ; Kenneth et Nichols, 2012). La démonstration des calculs des valeurs de $\boldsymbol{N_s}$ et $\boldsymbol{D_s}$ suivant les différents systèmes d'unités est effectuée au sein de l'Annexe 8.

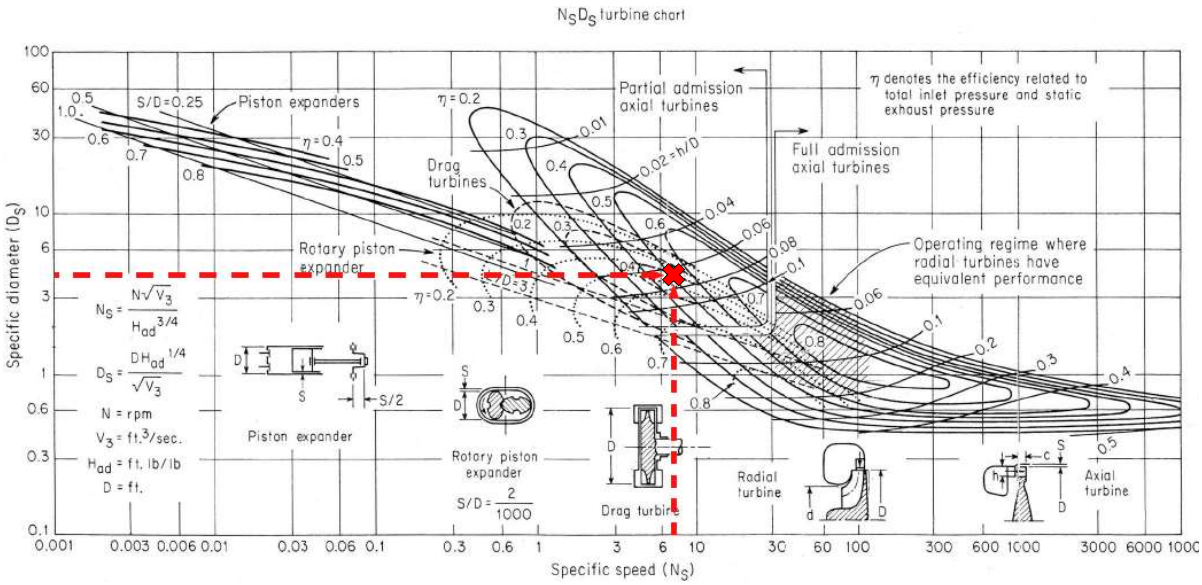


Figure 4.43 : Performances de la micro-turbine axiale à son point de design selon la cartographie de Baljé (schéma adapté de Kenneth et Nichols, 2012)

Le point de design de la turbine expérimentale en Novec649 peut donc être replacé au sein de la Figure 4.43 précédente. Ainsi, la turbine expérimentale replacée au sein de la carte de performances de Baljé possède un rendement isentropique total à statique de 52 %. On observe un écart de 9,1 % entre le rendement expérimental et le rendement défini par Baljé, correspondant à une sous-estimation de 15 % du rendement réel. Plusieurs observations peuvent être énoncées à partir du point de design et de cette cartographie ; en effet, la valeur du rendement défini par la cartographie reste proche de la valeur réelle obtenue expérimentalement. De plus, la performance de cette turbine obtenue à partir des valeurs $\boldsymbol{N_s}$ et $\boldsymbol{D_s}$ classe cet organe de détente correctement parmi le domaine correspondant aux turbines

axiales à admission partielle. Ce type particulier de turbine axiale correspond à celui de la micro-turbine axiale installée dans l'installation expérimentale AMORCE. Il convient également de prendre en compte que cette cartographie est utilisée à titre d'analyse qualitative et non quantitative, les travaux de Baljé (1981) risquant d'être imprécis dans le cas de fluides organiques et de turbomachines de faible taille (Rahbar *et al.*, 2015 ; Manfrida et Fiaschi, 2016). Cette analyse permet donc de conclure que les paramètres de vitesse spécifique N_s et de diamètre spécifique D_s sont des paramètres permettant de caractériser correctement le fonctionnement et les performances de l'organe de détente.

IV.2.2.2. Performances et modélisation 0D

Tel qu'exposé dans le paragraphe d'introduction de la sous-partie *IV.2.2.*, différents types de modèles numériques existent afin de dimensionner des organes de détente ou d'en prédire les performances. Certains modèles nécessitent notamment l'emploi de données géométriques ; en revanche, d'autres modèles utilisent uniquement des paramètres caractéristiques des turbomachines et des nombres adimensionnels (excepté pour le paramètre de taille SP). Les corrélations développées par Astolfi (2014 ; Astolfi et Macchi, 2015) correspondent à ce dernier type de modélisation 0D et sont basées sur les paramètres N_s, D_s, SP et V_r. Dans ses travaux, Astolfi, a défini plusieurs corrélations prédictives de rendement de turbines (radiale et axiale), à partir des résultats de performances de plusieurs centaines d'organes de détente différents déterminés grâce au code de calcul *Axtur* développé au sein du Département Energie de l'Ecole Polytechnique de Milan. Ces corrélations permettent de caractériser des turbomachines allant jusqu'à trois étages de détente et reposent sur une formulation du rendement interne défini par l'équation (4.98).

$$\eta_{is,tur} = \sum_{i=0}^{n} A_i \cdot F_i \tag{4.98}$$

Avec A_i les coefficients de régression des paramètres F_i dont dépend l'équation de rendement $\eta_{is,tur}$. Le Tableau 4.11 regroupe les différents coefficients et paramètres composant les corrélations, issues des travaux d'Astolfi, de turbomachines de détente mono-étagées.

Les trois corrélations présentées dans le Tableau 4.11 sont définies dans le cas de turbomachines axiales mono-étagées, de manière spécifique ou plus généralement pour des turbines axiales et radiales. Elles sont de ce fait applicables à la turbine étudiée dans cette thèse. Ainsi, le point de design est étudié selon chacune d'entre-elles et les rendements correspondants calculés. Le Tableau 4.12 regroupe les valeurs du rendement expérimental et celles issues des trois corrélations d'Astolfi.

Tableau 4.11 : Coefficients et paramètres constitutifs des corrélations de rendement d'Astolfi (2014)
corrélation (a) de turbines axiales et radiales,
corrélation (b) spécifique au turbines axiales,
corrélation (c) de turbines axiales et radiales

	Corrélations :		(a)	(b)	(c)
	n	F_i		A_i	
	0	1	9,08E-01	9,31E-01	8,28E-01
f(SP)	1	SP	–	–	-8,36E-02
	2	ln(SP)	-5,25E-02	–	7,87E-02
	3	$\ln(SP)^2$	-4,80E-02	-2,13E-02	3,06E-02
	4	$\ln(SP)^3$	-1,71E-02	-1,31E-02	5,74E-03
	5	$\ln(SP)^4$	-2,44E-03	2,32E-03	–
f(VR)	6	V_r	–	-2,19E-03	5,01E-03
	7	$\ln(V_r)$	4,96E-02	–	-2,13E-02
	8	$\ln(V_r)^2$	-4,89E-02	-1,07E-02	–
	9	$\ln(V_r)^3$	1,17E-02	–	–
	10	$\ln(V_r)^4$	-1,00E-03	-6,91E-04	–
f(Ns)	11	N_s	–	–	2,65E+00
	12	N_s^2	–	–	-1,19E+01
	13	N_s^3	–	–	1,32E+01
Termes croisés	14	$\ln(V_r) . \ln(SP)$	5,65E-02	–	–
	15	$\ln(V_r)^2 . \ln(SP)$	-1,86E-02	-3,20E-03	–
	16	$\ln(V_r) . \ln(SP)^2$	1,29E-02	–	–
	17	$\ln(V_r)^3 . \ln(SP)$	1,78E-03	–	–
	18	$\ln(V_r)^3 . \ln(SP)^2$	-2,12E-04	-4,20E-04	–
	19	$\ln(V_r)^2 . \ln(SP)^3$	7,87E-04	7,72E-05	–
	20	$N_s^2 . \ln(V_r)$	–	–	2,16E+00
	21	$N_s . \ln(V_r)^2$	–	–	-1,41E-01
	22	$N_s^3 . \ln(V_r)$	–	–	-7,01E+00
	24	$N_s^3 . \ln(SP)$	–	–	6,60E-01
	25	$N_s . \ln(SP)^3$	–	–	-2,95E-03

Tableau 4.12 : Performances du point de design de la turbine expérimentale selon les corrélations d'Astolfi

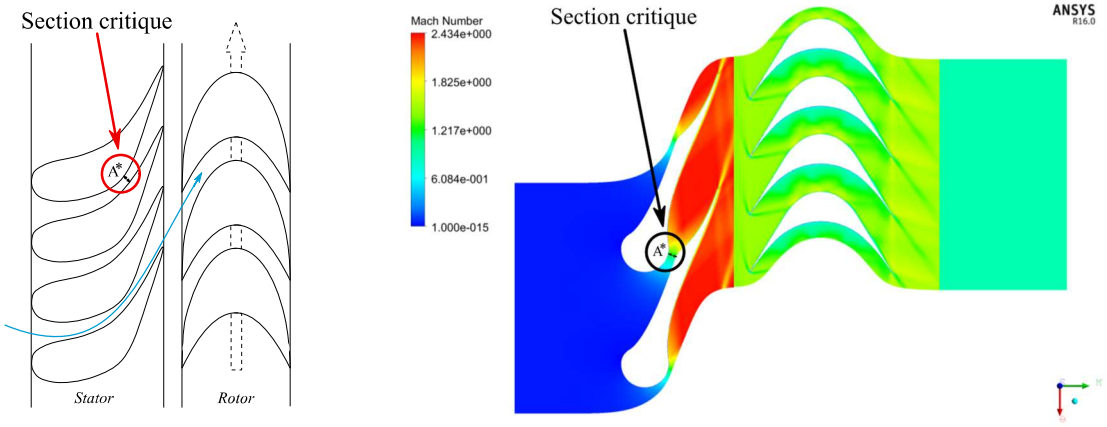
Type de rendement	Valeur [%]	Ecart à l'expérimental (diminution) [%]
Expérimental	61,5	–
Corrélation Astolfi (a)	55,6	-9,6
Corrélation Astolfi (b)	54,9	-10,7
Corrélation Astolfi (c)	56,9	-7,5

Au vu des valeurs de rendement calculées grâce aux corrélations d'Astolfi, on peut ici observer que les nombres caractéristiques de paramètre de taille ***SP***, de rapport volumique $\boldsymbol{V_r}$ et de vitesse spécifique $\boldsymbol{N_s}$ permettent de caractériser correctement le fonctionnement et les performances de l'organe de détente. On retrouve ici une conclusion similaire aux observations menées dans le cas de la cartographie de Baljé pour le terme $\boldsymbol{N_s}$, mais également pour le terme ***SP***, qui se trouve être une adaptation du terme $\boldsymbol{D_s}$ employé par Baljé, tel que présenté par l'équation (4.95). Cependant, certaines différences sont à noter dans le cas des corrélations d'Astolfi ; ce dernier introduit un paramètre supplémentaire, le rapport volumique $\boldsymbol{V_r}$, et ne tient pas toujours compte du terme $\boldsymbol{N_s}$ (seule la corrélation (c) tient compte de ce paramètre). Au-delà de l'ajout d'un troisième paramètre descriptif, $\boldsymbol{V_r}$, la prise en compte du paramètre de vitesse spécifique, $\boldsymbol{N_s}$, reste essentielle au regard des résultats du Tableau 4.12. En effet, la corrélation permettant d'atteindre l'écart le plus faible avec la valeur de rendement expérimentale est la corrélation (c) qui se trouve être la seule à tenir compte de ce paramètre caractéristique des turbomachines.

Suite à l'analyse du point de design, il a pu être défini que les paramètres $\boldsymbol{N_s}$ et ***SP*** (ou $\boldsymbol{D_s}$) restent les paramètres les plus appropriés pour caractériser le comportement de turbomachines ; ils seront donc conservés pour l'étude off-design (étude globale) des performances de la turbine axiale expérimentale. À ces deux nombres s'ajoutera également le paramètre de rapport volumique $\boldsymbol{V_r}$; en effet, son emploi permet de réduire de moitié l'écart de valeurs entre le rendement modélisé et le rendement expérimental (écart avec Baljé : 15 %, écart avec Astolfi : 7,5 %).

IV.2.2.3. Dimension interne et paramètre intrinsèque

Il a été expliqué que les données géométriques de la turbine expérimentale n'étaient pas connues initialement et que seul le diamètre du rotor a pu être estimé, du fait de la confidentialité et des secrets de fabrication liés à ce composant. Une dernière caractéristique géométrique de cette turbine axiale est cependant quantifiable grâce au fluide de design. Il s'agit de la valeur de la section critique inter-aubes du stator $\boldsymbol{A^*}$ qui correspond à la section de passage la plus faible traversée par le fluide de travail ; les Figures 4.441 (a) et (b) représentent cette dimension caractéristique.



(a) (b)

Figure 4.44 : Section critique inter-aubes ***A****, (a) schéma d'une turbine axiale, (b) représentation CFD d'une turbine axiale d'un ORC (schéma adapté de Bufi, 2016)

Lors de l'écoulement du fluide de travail entre les aubes fixes du stator, le fluide vient à être accéléré jusqu'à atteindre un blocage sonique lors de son passage dans la plus petite section inter-aubes, la section critique ***A****. Ce comportement physique se traduit notamment par une évolution du nombre de Mach (***Ma***) qui se trouve égal à 1 au niveau de cette section, comme représenté sur la Figure 4.44 (b) ; il est alors possible de déterminer la section critique (Nederstigt, 2017), tel que défini par l'équation (4.99).

$$A^* = \frac{\dot{m}_f}{\rho_{f,in,tur,0} \cdot c_{f,in,tur,0} \cdot \left[\frac{2}{\gamma+1}\right]^{\frac{\gamma+1}{2\cdot(\gamma-1)}}} \tag{4.99}$$

Avec $\boldsymbol{\rho_{f,in,tur,0}}$ et $\boldsymbol{c_{f,in,tur,0}}$, respectivement la densité totale du fluide et la vitesse totale du son dans le fluide en entrée de la turbine, définies par les équations (4.100) et (4.101). Ces deux paramètres dépendent de la pression totale du fluide en entrée de la turbine $\boldsymbol{P_{f,in,tur,0}}$ déterminée par l'équation (4.102).

$$\rho_{f,in,tur,0} = \rho_{f,in,tur} \cdot \left(\frac{P_{f,in,tur}}{P_{f,in,tur,0}}\right)^{-\frac{1}{\gamma}} \tag{4.100}$$

$$c_{f,in,tur,0} = \sqrt{\frac{\gamma \cdot P_{f,in,tur,0}}{\rho_{f,in,tur,0}}} \tag{4.101}$$

$$P_{f,in,tur,0} = P_{f,in,tur} \cdot \left[1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) \cdot Ma^2\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \textit{avec dans ce cas précis :} \quad Ma = 1 \tag{4.102}$$

Afin de représenter de manière plus précise la détente du fluide de travail au sein de la turbine (détente réelle), et de ne pas définir les fluides organiques selon le modèle simplifié des gaz parfaits, cette détente est représentée avec le modèle polytropique. L'expression de ce modèle polytropique est ici considéré telle que la variation de masse volumique du fluide dépende uniquement de la variation de pression correspondante. Ce modèle, dit barotrope, est pertinent dans le cas de gaz dense (ce qui est le cas des fluides de travail utilisés dans cette thèse), afin de tenir compte de cette propriété thermodynamique intrinsèque et donc de

représenter au mieux la détente au sein de la turbine (Bufi, 2016). Le coefficient polytropique γ, employé dans les équations (4.99) à (4.102), est calculé à partir de l'équation (4.103).

$$\frac{P_{f,in,tur}}{\rho_{f,in,tur}{}^{\gamma}} = \frac{P_{f,out,tur}}{\rho_{f,out,tur}{}^{\gamma}} \tag{4.103}$$

En effet, grâce aux essais expérimentaux menés avec le fluide de dimensionnement, le Novec649, et avec l'équation (4.103) exprimée sous la forme linéarisée $log\frac{Pin}{Pout} = \gamma \cdot log\frac{\rho in}{\rho out}$; le coefficient polytropique γ peut être déterminé comme étant le coefficient directeur de cette linéarisation. La Figure 4.45 illustre et confirme cette représentation, avec un coefficient polytropique γ en Novec649 de 0,96.

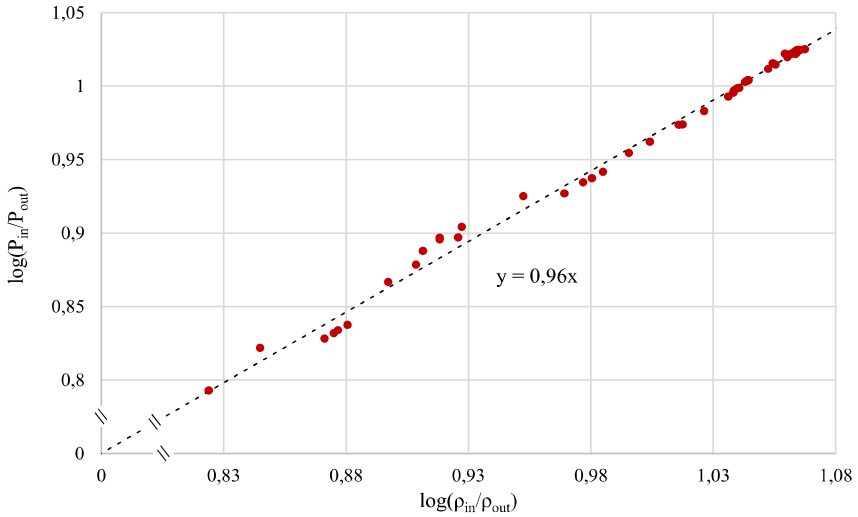


Figure 4.45 : Coefficient polytropique du Novec649

Comme illustré par la Figure 4.45, le fluide de dimensionnement est représenté correctement selon le modèle polytropique, ce qui permet de calculer, au point de design, la section critique A^*. Cette dimension géométrique est un paramètre intrinsèque de l'organe de détente, ce qui va permettre de statuer sur le fonctionnement de l'organe de détente avec d'autres fluides que le fluide de design (HFE7000, mélanges zéotropes de Novec649 et HFE7000, HFE7100), ainsi que de la pertinence de l'analyse off-design envisagée à partir des observations et conclusions menées dans les sous-parties *IV.2.2.1.* et *IV.2.2.2.*.

IV.2.3. Turbine axiale et conditions de off-design

La sous-partie *IV.2.2.* a permis de mettre en avant différents paramètres caractéristiques des turbomachines entraînant une estimation adéquate des performances de l'organe de détente expérimental au point de design. Cette sous-partie *IV.2.3.* s'intéresse à la généralisation des précédentes analyses et conclusions afin d'étudier la micro-turbine pour l'ensemble des essais menés durant cette thèse, avec notamment différents fluides purs et mélanges, et donc de caractériser son fonctionnement off-design.

IV.2.3.1. Validation du comportement off-design

Comme exposé dans la sous-partie *IV.2.2.3.* et représenté avec la Figure 4.44 (b), le fluide de travail entraîne un blocage sonique au niveau de la section critique inter-aubes ; il

s'agit là du type de fonctionnement de cette technologie de turbine axiale. Afin de pouvoir caractériser le comportement off-design de la turbine pour l'ensemble des essais expérimentaux, il convient dans un premier temps de vérifier que ce mode de fonctionnement particulier est respecté quel que soit le fluide de travail employé, et quel que soit l'essai expérimental. Pour ce faire, la dimension géométrique intrinsèque du stator, la section critique A^*, est utilisée. En effet, il est possible à partir des données expérimentales d'un essai off-design et de l'équation (4.99) de recalculer le débit massique du fluide de travail, ce qui, dans le cas où cet essai se trouve respecter réellement le blocage sonique, entraînera une valeur du débit massique similaire à celle obtenue par le bilan à la source froide. La Figure 4.46 présente la comparaison des débits massiques du fluide de travail, pour les 212 essais expérimentaux des différents fluides purs et mélanges, selon leur calcul par le bilan thermique à la source froide (modèle condenseur) et leur calcul lié au respect de la condition sonique (modèle turbine).

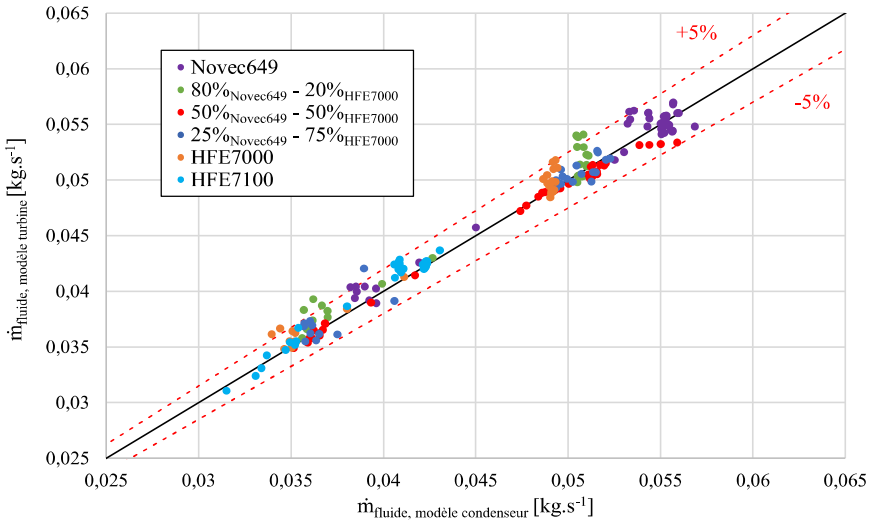


Figure 4.46 : Comparaison des débits massiques du fluide de travail, tous essais confondus, issus des modèles condenseur et turbine

Tel que représenté par le graphique de la Figure 4.46, et précédemment abordé dans la sous-partie *III.3.3.2.*, les débits massiques des différents fluides purs et mélanges possèdent tous une erreur relative inférieure à 9 %, et 95 % d'entre eux se trouvent dans l'intervalle d'erreur de plus ou moins 5 %. Ainsi, quel que soit le fluide de travail et pour tous les essais expérimentaux, la condition de blocage sonique est correctement atteinte. Par conséquent, l'ensemble de ces essais off-design entraîne un comportement approprié de la micro-turbine axiale, permettant l'utilisation des paramètres caractéristiques des turbomachines, N_s, SP, et V_r, discutée dans la sous-partie *IV.2.2.*.

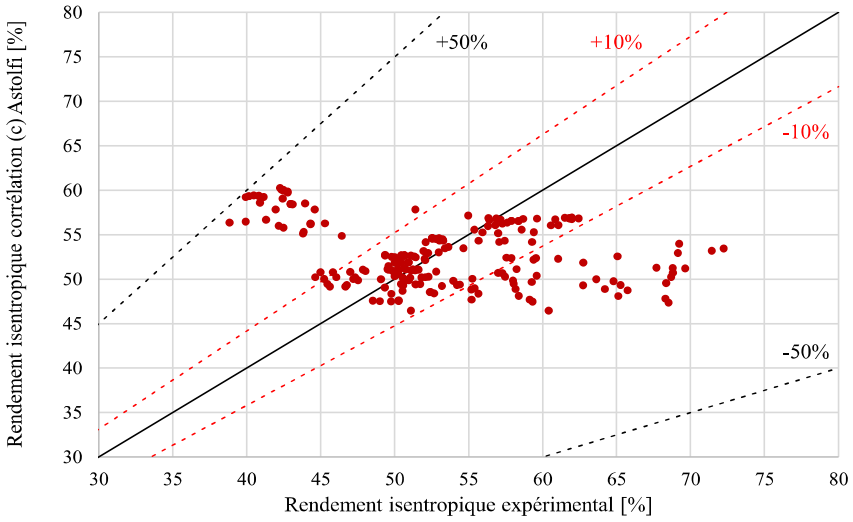
Nota : Les courbes linéarisées de l'équation (4.103) pour les différents fluides purs et mélanges permettant de déterminer les coefficients polytropiques pour chacun des fluides de travail, sur le principe de la Figure 4.45, sont regroupées au sein de l'Annexe 9.

IV.2.3.2. Performances off-design de la turbine

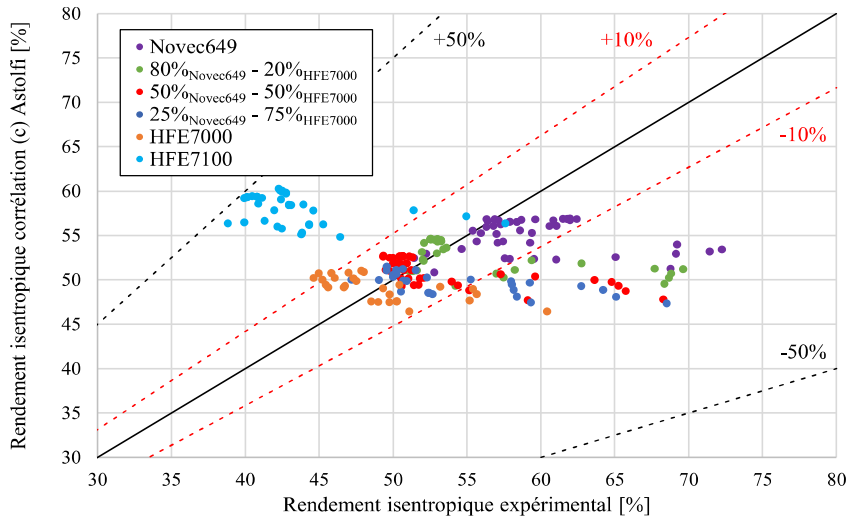
Rendement isentropique corrélé :

Lors de l'étude des corrélations d'Astolfi dans la sous-partie *IV.2.2.2.*, il a été mis en évidence l'importance de la vitesse spécifique N_s en plus du paramètre de taille SP et du rapport volumique V_r. La corrélation (c) tenant compte de ces trois paramètres a de fait entraîné

l'estimation la plus adéquate du rendement isentropique total à statique de l'organe de détente au point de design. Par conséquent, cette corrélation semble la plus appropriée afin d'étudier le comportement off-design de cette turbine ; les rendements de l'ensemble des essais expérimentaux sont donc calculés dans un premier temps à partir de cette corrélation. Les Figures 4.47 (a) et (b) illustrent la comparaison des rendements obtenus à partir de la corrélation (c) d'Astolfi avec les rendements expérimentaux.



(a)



(b)

Figure 4.47 : Comparaison entre les rendements expérimentaux et ceux issus de la corrélation d'Astolfi (a) tous essais confondus, (b) distinction entre les différents fluides de travail

Au regard de la dispersion relativement importante des résultats de rendements isentropiques de la Figure 4.47 (a), la corrélation (c) d'Astolfi, dépendant uniquement des paramètres N_s, SP et V_r, ne permet pas une représentation fidèle de l'ensemble des conditions off-design de cette turbine. En effet, tel qu'illustré, plus de 36 % des résultats calculés par la corrélation se trouvent avoir une valeur à plus de 10 % de celle du rendement isentropique expérimental correspondant. Par conséquent, les trois données caractéristiques des turbomachines, que sont la vitesse spécifique N_s, le paramètre de taille SP et le rapport volumique V_r, ne permettent pas, à eux seuls, de rendre compte des performances globales de cette turbine pour l'ensemble des fluides purs et mélanges de type HFE ; il convient donc de

trouver un paramètre supplémentaire permettant de corriger cette dispersion. L'ensemble des résultats de la Figure 4.47 (a) est analysé selon chacun des différents fluides de travail tel que représenté par la Figure 4.47 (b). On remarque notamment que le type de fluide semble jouer un rôle important sur la dispersion initialement observée ; de ce fait, il parait pertinent de tenir compte d'un paramètre inhérent aux propriétés thermodynamiques du fluide de travail. Dans la partie *IV.1.* de modélisation des échangeurs du cycle ORC, une influence similaire des propriétés des fluides organiques a été mise en évidence, et à plus forte raison celle des propriétés critiques. Ces paramètres critiques intrinsèques des fluides de travail ont été également étudiés ici afin de corriger la dispersion des résultats. Pour ce faire, un travail similaire à celui effectué par Astolfi (2015) a été mené. Des corrélations, issues des trois paramètres initiaux N_s, SP et V_r corrigés des propriétés critique du fluide, définies selon l'équation (4.98), sont établies et optimisées à partir des termes les plus pertinents. Ainsi, la corrélation optimale permettant de modéliser le rendement isentropique total à statique de la turbine pour l'ensemble des essais expérimentaux est définie par l'équation (4.104) :

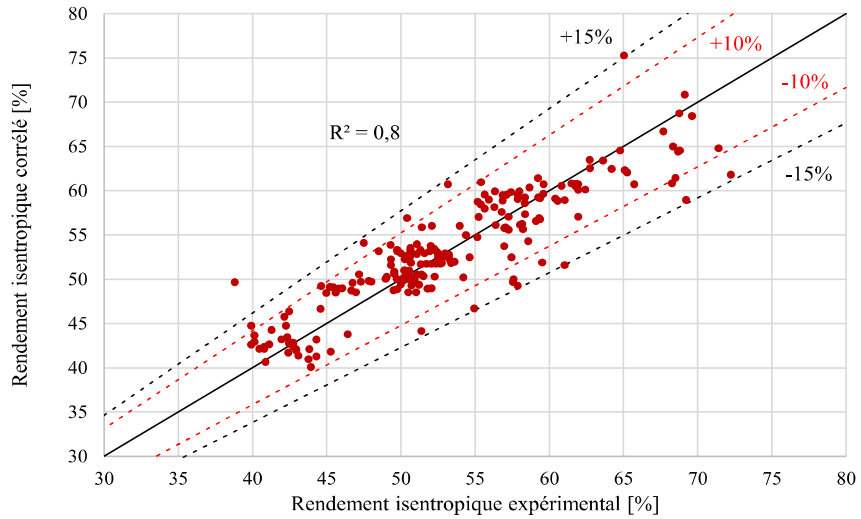
$$\eta_{is,tur} = f(SP\ , V_r\ , N_s\ , \frac{T_{in,tur}}{T_{crit}}) \tag{4.104}$$

Le rapport entre la température d'entrée de la turbine et la température critique, après l'étude des différents paramètres critiques T_{crit}, P_{crit}, ρ_{crit}, et de leur influence sur la corrélation basée sur les paramètres N_s, SP et V_r, correspond au paramètre correctif, lié aux propriétés critiques, le plus pertinent. Les coefficients et paramètres optimums de cette corrélation corrigée du rapport de température sont présentés au sein du Tableau 4.13 :

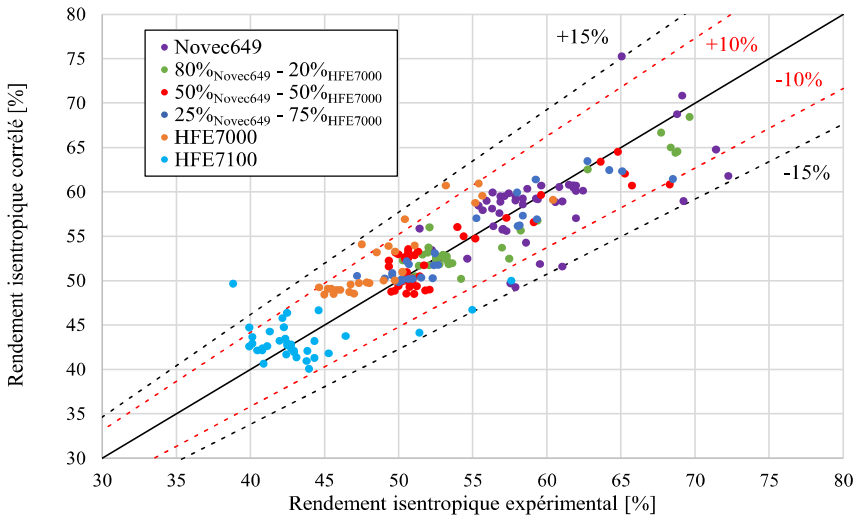
Tableau 4.13 : Coefficients et paramètres constitutifs de la corrélation de rendement issue des paramètres SP, V_r, N_s corrigés du rapport de température

	n	F_i	A_i
f(SP)	1	SP	5,06E+02
f(VR)	2	$\ln(V_r)$	-1,64E+00
	3	$\ln(V_r)^2$	2,75E+00
f(Ns)	4	N_s	4,08E+01
	5	N_s^2	7,43E+04
Termes croisés	6	SP . $\ln(V_r)$	-4,32E+02
	7	SP . $\ln(T_{in}/T_{crit})$	-1,91E+03
	8	$\ln(V_r)$. N_s	-5,76E+02
	9	$\ln(V_r)$. $\ln(T_{in}/T_{crit})$	1,29E+01
	10	N_s . $\ln(T_{in}/T_{crit})$	-1,31E+03

Les résultats de rendement isentropique déterminés à partir de cette corrélation corrigée de la température critique et tenant compte des paramètres les plus pertinents et de leurs associations couplées (termes croisés) sont représentés en Figures 4.48 (a) et (b) avec un coefficient de détermination R^2, pour l'ensemble des essais, égal à 0,8.



(a)



(b)

Figure 4.48 : Comparaison entre les rendements expérimentaux et ceux issus de la corrélation corrigée du rapport de température
(a) tous essais confondus, (b) distinction entre les différents fluides de travail

Ainsi, la corrélation, déterminée à partir de l'équation (4.98) et des paramètres et coefficients du Tableau 4.13, permet de corriger la mauvaise distribution initiale de la corrélation (c) d'Astolfi. Telle qu'illustrée sur les Figures 4.48 (a) et (b), la quasi-totalité des essais se situe à plus ou moins 15 % de la valeur expérimentale avec 93 % d'entre eux se trouvant à moins de 10 %.

Puissance adiabatique modélisée :

Une corrélation de rendement isentropique d'une micro-turbine axiale a été définie dans cette sous-partie *IV.2.3.*., Cette corrélation construite à partir de nombres caractéristiques des turbomachines tient notamment compte des propriétés intrinsèques du fluide de travail la traversant ; cette correction liée aux propriétés critiques a permis de modéliser correctement le rendement isentropique de six fluides de travail de type HFE, dont trois mélanges zéotropes et trois fluides purs. Au-delà de l'intérêt premier d'étudier le comportement d'un organe de détente avec des fluides exotiques et de l'intérêt second d'avoir été en mesure de déterminer

une corrélation de rendement ; l'étude de ce composant est notamment de permettre une modélisation complète et correcte de l'évolution du fluide de travail en son sein afin d'être en mesure de passer d'un modèle de composant à un autre du point de vue du système ORC global. Deux modèles d'échangeurs, de source chaude et de source froide, ont été développés précédemment dans la partie *IV.1.* de ce chapitre ; couplé à ceux-ci, celui de la turbine permettrait une simulation 0D du fonctionnement réel d'un cycle ORC. Pour que cette modélisation soit complète, la corrélation de rendement isentropique est appliquée à l'ensemble des essais afin de déterminer la puissance adiabatique corrélée du fluide. Cette puissance adiabatique corrélée est ainsi comparée à la puissance adiabatique expérimentale, telle que représentée en Figure 4.49.

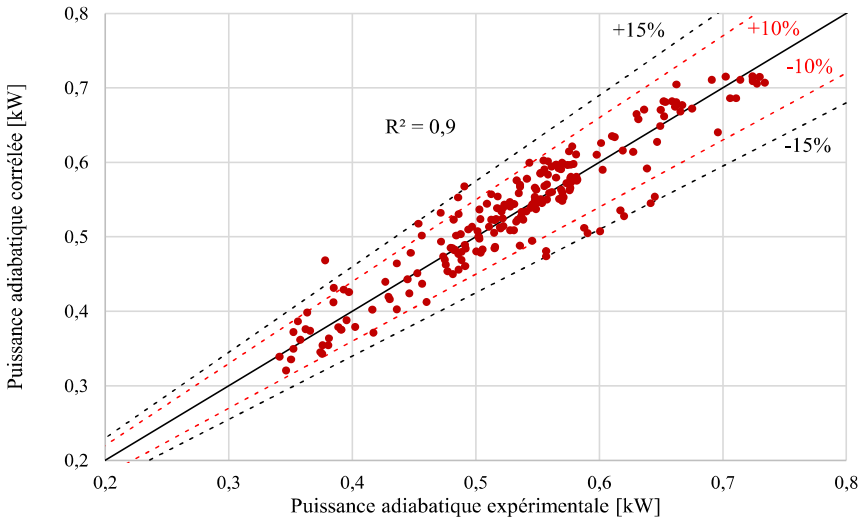


Figure 4.49 : Comparaison entre la puissance adiabatique expérimentale et la puissance corrélée, tous fluides confondus

On peut observer à partir de la Figure 4.49 que la prédiction, de la puissance adiabatique du fluide de travail, issue de la corrélation développée dans cette partie *IV.2.* s'avère relativement précise. Tout comme pour le rendement isentropique, on retrouve 93 % des résultats à moins de 10 % d'incertitude de la valeur expérimentale, mais cette fois-ci avec une bien meilleure répartition ; en effet, le coefficient de détermination R^2 est ici égal à 0,9. Cette modélisation des performances de la turbomachine est d'autant plus satisfaisante qu'aucune dimension interne de ce composant n'a permis sa modélisation (le diamètre du rotor ayant été seulement estimé) ; et que cet organe fonctionne entre deux niveaux de pression différents, rendant sa modélisation plus complexe en comparaison des échangeurs de chaleur du cycle ORC. On remarque néanmoins qu'une valeur en HFE7100 reste assez éloignée de l'ensemble des points corrélés à partir de la corrélation de rendement et qu'elle le reste une fois la puissance adiabatique modélisée (Figure 4.49). Afin de comprendre le comportement spécifique de cet essai, la comparaison globale des résultats effectuée en Figure 4.49 est réduite au fluide de travail HFE7100 et représenté en Figure 4.50.

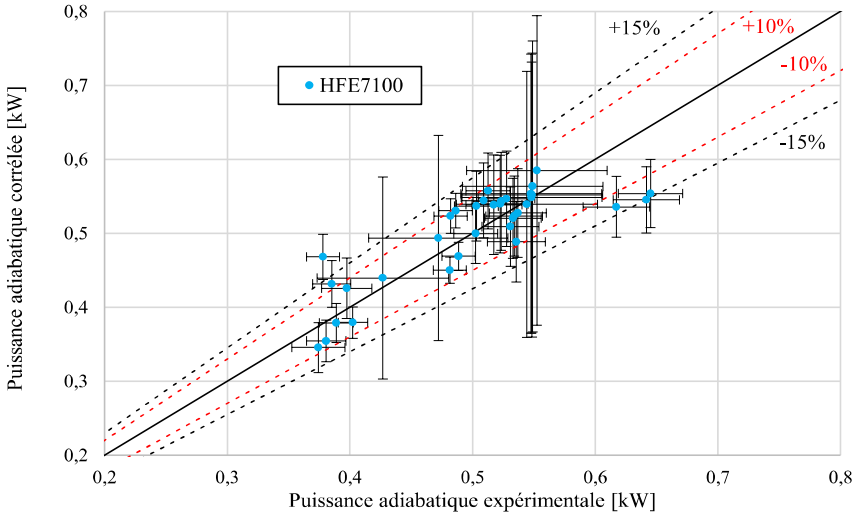


Figure 4.50 : Comparaison entre la puissance adiabatique expérimentale et la puissance corrélée avec le fluide HFE7100

Les résultats de puissance adiabatique en HFE7100 issue de la corrélation de rendement sont représentés en tenant compte des incertitudes expérimentales, telles qu'illustrées par les barres d'erreurs. On peut observer que ces incertitudes de mesures peuvent être conséquentes, en tenant compte de ces incertitudes de mesures, l'essai initialement hors gamme tend alors à s'approcher d'une puissance prédite à 15 % du résultat expérimental ; passant d'un résultat prédit initialement à 23,2 % de la valeur réelle à 15,2 % de celle-ci (valeur acceptable au regard de l'ensemble des résultats).

Influence du nombre de Reynolds :

La corrélation de rendement isentropique total à statique déterminée dans cette partie *IV.2.*, définie à partir de l'équation (4.98) et selon les paramètres et coefficients du Tableau 4.13, permet de prédire correctement les performances de la micro-turbine axiale expérimentale telles que représentées avec la Figure 4.49. Cette corrélation permet notamment d'appréhender le comportement off-design de la turbine d'un régime de fonctionnement à l'autre et surtout d'un fluide de travail à l'autre (en fluide pur ou en mélange zéotrope). Lors de l'établissement de cette corrélation, l'influence du nombre de Reynolds n'a pas été prise en compte ; l'hypothèse estimant que l'importance de ce nombre adimensionnel se trouve négligeable, en comparaison des paramètres adimensionnels $\boldsymbol{N_s}$, $\boldsymbol{SP}$ et $\boldsymbol{V_r}$, a été considérée valable du fait d'un nombre de Reynolds au point de design de 1.10^6 (Macchi et Astolfi, 2017). Cependant, cette valeur, pour l'ensemble des 212 essais expérimentaux, vient à varier entre $3{,}9.10^5$ et $1{,}3.10^6$; il semble donc nécessaire de s'assurer de la validité de cette hypothèse. Dans le cas de faibles valeurs de ce nombre adimensionnel (inférieures à 10^6), il peut être nécessaire de l'intégrer aux paramètres caractéristiques des turbomachines, pour tenir compte des pertes visqueuses (Macchi et Astolfi, 2017). En effet, lors de l'évolution du fluide de travail au sein d'une turbomachine, une certaine proportion de ce fluide est dite « perdue » et n'entraîne pas de création de travail au niveau du rotor (au sens d'une perte de transfert d'énergie entre le fluide et le rotor). Ces pertes sont notamment liées aux effets de viscosités du fluide de travail (Denton, 1993), le nombre de Reynolds caractérisant les forces inertielles et visqueuses d'un fluide en mouvement se trouve donc être le paramètre pertinent pour étudier l'influence de ces pertes sur les performances de la micro-turbine axiale (Baljé, 1964). Afin d'étudier l'influence éventuel de ce nombre caractéristique, défini par l'équation (4.105), la dégradation du

rendement du point de design $\eta_{is,tur,design}$ est étudiée suivant la variation du nombre de Reynolds, telle que définie par l'équation (4.106).

$$Re_{tur} = \frac{\rho_{f,out,tur} \cdot u_{rotor} \cdot D_{rotor}}{\mu_{f,out,tur}} \tag{4.105}$$

Avec u_{rotor} la vitesse linéaire équivalente de rotation du rotor et D_{rotor} son diamètre.

$$\frac{1-\eta_{is,tur}}{1-\eta_{is,tur,design}} = a + (1-a) \cdot \left(\frac{Re_{tur,design}}{Re_{tur}}\right)^{n} \tag{4.106}$$

Cette corrélation (4.106), applicable aux turbomachines, permet de calculer le rendement de l'organe de détente $\eta_{is,tur}$ à partir du rendement au point de design $\eta_{is,tur,design}$ une fois corrigé des pertes liés au nombre de Reynolds Re_{tur}. Avec a la fraction des pertes considérée indépendante du nombre de Reynolds et $(1-a)$ la fraction en dépendant. La valeur de l'exposant n varie selon les auteurs de la littérature, cependant les travaux menés par Wiesner (1979) ont permis de définir et valider que cet exposant est lui-même dépendant du rapport entre les nombres de Reynolds du point de design et des points off-design. La forme de l'équation (4.106) choisie ici, pour étudier l'influence de ce nombre adimensionnel, est celle proposée par Capata et Sciubba (2012 ; 2015), telle que définie par l'équation (4.107). En effet, bien que la technologie de turbine étudiée dans leurs travaux soit radiale et non axiale, le comportement des pertes visqueuses est ici considéré similaire ; de plus, les dimensions de micro-turbines étudiées dans leurs travaux correspondent aux dimensions du rotor de la micro-turbine de cette thèse. Par ailleurs, le nombre de corrélations disponible au sein de la littérature, permettant de prendre en compte l'influence du nombre de Reynolds, est limité. Lors de l'application de ces corrélations, moins adaptées à la turbine étudiée en comparaison de celle définie par l'équation (4.107), les résultats obtenus se sont trouvés être très similaires à ceux présentés ci-dessous.

$$\frac{1-\eta_{is,tur}}{1-\eta_{is,tur,design}} = 0{,}5 + 0{,}5 \cdot \left[\frac{Re_{tur,design}}{Re_{tur}}\right]^{0{,}084 \cdot \left(\frac{Re_{tur,design}}{Re_{tur}}\right)^{0{,}25}} \tag{4.107}$$

L'application de l'équation (4.107) a permis de tracer la variation du rendement isentropique $\eta_{is,tur}$ représenté en Figure 4.51, pour l'ensemble des valeurs du nombre de Reynolds obtenues lors des essais expérimentaux.

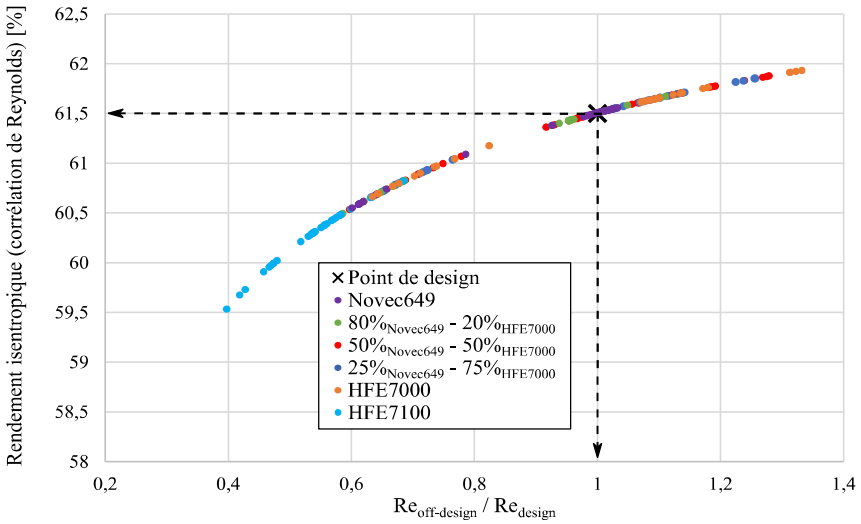


Figure 4.51 : Influence du nombre de Reynolds sur les performances de la turbine axiale (d'après la corrélation de Capata et Sciubba (2015))

Au regard de la variation du rendement isentropique de la turbine, illustrée par la Figure 4.51, plusieurs constatations peuvent être énoncées :

- Bien que présente, l'influence du nombre de Reynolds semble relativement faible au regard des résultats obtenus avec la corrélation définie par l'équation (4.107). En effet, la variation du rendement, dans le cas le plus défavorable de off-design, n'excède pas plus de 2 % en dessous de la valeur du point de design (61,5 %) comme représenté au sein de la Figure 4.51.
- La répartition des rendements définie par l'équation (4.107) selon le type de fluides de travail ne représente pas correctement celle des rendements expérimentaux. A titre d'exemple, illustré en Figure 4.48 (b), le HFE7100 possède les rendements expérimentaux les plus faibles, ceux du HFE7000 venant ensuite ; tandis qu'au sein de la représentation de la Figure 4.51, le HFE7000 possède les rendements les plus élevés.
- L'observation précédente a décrit la répartition des fluides de travail, définie au sein de la Figure 4.51, comme ne représentant pas la réalité ; cependant, le HFE7100 se trouve dans les deux cas posséder les plus faibles valeurs de rendement (Figure 4.48 (b) et 4.51). Cette particularité est directement issue des propriétés propres au fluide HFE7100 et plus spécifiquement sa masse volumique. En effet, en comparaison des autres fluides, celle du HFE7100 est deux fois plus faible. Cette propriété influence directement la valeur du nombre de Reynolds et par conséquent le rendement isentropique obtenu à partir de l'équation (4.107) comme illustré au sein de la Figure 4.51. Cependant, on peut observer sur la Figure 4.48 (b) que le rendement isentropique défini à partir de l'équation (4.104) prend correctement en compte ce comportement, du fait de l'emploi du rapport volumique $\boldsymbol{V_r}$ qui tient compte de l'effet de la densité du fluide de travail.

Suite aux observations menées dans le paragraphe précédent, il est possible de conclure que l'hypothèse initial de négliger l'influence du nombre de Reynolds est correcte pour la micro-turbine et les fluides de type HFE étudiés dans ces travaux de thèse, son effet se trouvant être du deuxième ordre par rapport aux paramètres caractéristiques de la corrélation définis par l'équation (4.104). La description de cette corrélation définie dans la sous-partie *IV.2.2.*, à partir des paramètres $\boldsymbol{N_s}$, $\boldsymbol{SP}$, $\boldsymbol{V_r}$, corrigés de la température critique, représente correctement les performances de cet organe de détente tout en tenant compte des propriétés thermodynamiques et de transport des fluides organiques.

Références

- AZwatt - « Échangeur à plaques brasées » n.d. https://www.azwatt.com/fr/echangeur-a-plaques-brasees (accessed September 7, 2020).
- Ahlers M, Buck-Emden A, Bart H-J. Is dropwise condensation feasible? A review on surface modifications for continuous dropwise condensation and a profitability analysis. Journal of Advanced Research 2019;16:1–13. https://doi.org/10.1016/j.jare.2018.11.004.
- Alshammari F, Usman M, Pesyridis A. Expanders for Organic Rankine Cycle Technology. Organic Rankine Cycle Technology for Heat Recovery 2018. https://doi.org/10.5772/intechopen.78720.
- Al-Zaidi AH, Mahmoud MM, Karayiannis TG. Flow boiling of HFE-7100 in microchannels: Experimental study and comparison with correlations. International Journal of Heat and Mass Transfer 2019;140:100–28. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.095.
- Amalfi RL. Two-Phase Heat Transfer Mechanisms within Plate Heat Exchangers. Infoscience 2016. https://doi.org/10.5075/epfl-thesis-6856.
- Amalfi RL, Vakili-Farahani F, Thome JR. Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 2: Comparison of literature methods to database and new prediction methods. International Journal of Refrigeration 2015;61:185–203. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.07.009.
- Astolfi M. An innovative approach for the techno-economic optimization of organic Rankine cycles. Phd Thesis. Politecnico di Milano, 2014.
- Astolfi M, Macchi E. Efficiency correlations for axial flow turbines working with non-conventional fluids, 2015, p. 1–12.
- Astolfi M. 3 - Technical options for Organic Rankine Cycle systems. Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems, Woodhead Publishing; 2017, p. 67–89. https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100510-1.00003-X
- Ayub ZH. Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators. Heat Transfer Engineering 2003;24:3–16. https://doi.org/10.1080/01457630304056.
- Ayub ZH, Khan TS, Salam S, Nawaz K, Ayub AH, Khan MS. Literature survey and a universal evaporation correlation for plate type heat exchangers. International Journal of Refrigeration 2019;99:408–18. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.09.008.
- Baljé OE. A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines: Part A—Similarity Relations and Design Criteria of Turbines. J Eng Power 1962;84:83–102. https://doi.org/10.1115/1.3673386.
- Baljé OE. A Study on Reynolds Number Effects in Turbomachines. J Eng Power 1964;86:227–35. https://doi.org/10.1115/1.3677584.
- Baljé OE. Turbomachines: A Guide to Design, Selection and Theory. New York: John Wiley & Sons Inc; 1981.
- Bamorovat Abadi G, Kim KC. Enhancement of phase-change evaporators with zeotropic refrigerant mixture using metal foams. International Journal of Heat and Mass Transfer 2017;106:908–19. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.10.039.

- Bao J, Zhao L. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2013;24:325–42. https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.040.
- Baum O, Koschichow D, Fröhlich J. Influence of the Coriolis Force on the Flow in a Low Pressure Turbine Cascade T106, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection; 2016. https://doi.org/10.1115/GT2016-57399.
- Bejan A, Kraus AD. Heat Transfer Handbook. John Wiley & Sons; 2003.
- Bell KJ, Ghaly MA. An approximate generalized design method for multicomponent/partial condenser. AIChE Symp Ser 1973;69:72–9.
- Bennett DL, Chen JC. Forced convective boiling in vertical tubes for saturated pure components and binary mixtures. AIChE Journal 1980;26:454–61. https://doi.org/10.1002/aic.690260317.
- Bontemps A, Garrigue A, Goubier C, Huetz J, Marvillet C, Mercier P, *et al.* Échangeurs de chaleur - Dimensionnement thermique. Ref : TIP203WEB - "Thermique industrielle" 1994. https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/archives-th12/archives-thermique-industrielle-tiabec/archive-1/echangeurs-de-chaleur-b2342/ (accessed August 6, 2020).
- Bufi EA. Optimisation robuste de turbines pour les cycles organiques de Rankine (ORC). Phd Thesis. Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM, 2016.
- Cai J, Shu G, Tian H, Wang X, Wang R, Shi X. Validation and analysis of organic Rankine cycle dynamic model using zeotropic mixture. Energy 2020;197:117003. https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117003.
- Capata R, Sciubba E. Use of Modified Balje Maps in the Design of Low Reynolds Number Turbocompressors, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection; 2012, p. 835–41. https://doi.org/10.1115/IMECE2012-85582.
- Capata R, Sciubba E. Experimental Fitting of the Re-Scaled Balje Maps for Low-Reynolds Radial Turbomachinery. Energies 2015;8:7986–8000. https://doi.org/10.3390/en8087986.
- Cataldo F, Mastrullo R, Mauro AW, Vanoli GP. Fluid selection of Organic Rankine Cycle for low-temperature waste heat recovery based on thermal optimization. Energy 2014;72:159–67. https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.05.019.
- Chen JC. Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow. Ind Eng Chem Proc Des Dev 1966;5:322–9. https://doi.org/10.1021/i260019a023.
- Chisholm D. A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow. International Journal of Heat and Mass Transfer 1967;10:1767–78. https://doi.org/10.1016/0017-9310(67)90047-6.
- Colburn AP, Hougen OA. Design of Cooler Condensers for Mixtures of Vapors with Noncondensing Gases. Ind Eng Chem 1934;26:1178–82. https://doi.org/10.1021/ie50299a011.
- Collings P. Theoretical and experimental analysis of an organic Rankine Cycle. PhD. University of Glasgow, 2018.
- Colonna P, Casati E, Trapp C, Mathijssen T, Larjola J, Turunen-Saaresti T, *et al*. Organic Rankine Cycle Power Systems: From the Concept to Current Technology, Applications, and an Outlook to the Future. J Eng Gas Turbines Power 2015;137:100801-100801–19. https://doi.org/10.1115/1.4029884.

- Cooper MG. SATURATION NUCLEATE POOL BOILING - A SIMPLE CORRELATION. In: Simpson HC, Hewitt GF, Boland D, Bott TR, Furber BN, Hall WB, *et al.*, editors. First U.K. National Conference on Heat Transfer, Pergamon; 1984, p. 785–93. https://doi.org/10.1016/B978-0-85295-175-0.50013-8.
- Denton JD. The 1993 IGTI Scholar Lecture: Loss Mechanisms in Turbomachines. J Turbomach 1993;115:621–56. https://doi.org/10.1115/1.2929299.
- Di-an L, Yongren L. Steam Condensation in a Vertical Corrugated Duct. Chemical Engineering Communications 1989;84:21–31. https://doi.org/10.1080/00986448908940332.
- Dittus FW, Boelter LMK. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. International Communications in Heat and Mass Transfer 1930;12:3–22. https://doi.org/10.1016/0735-1933(85)90003-X.
- Dubberke FH, Linnemann M, Abbas WK, Baumhögger E, Priebe K-P, Roedder M, *et al.* Experimental setup of a cascaded two-stage organic Rankine cycle. Applied Thermal Engineering 2018;131:958–64. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.137.
- Eldeeb R, Aute V, Radermacher R. A survey of correlations for heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation in plate heat exchangers. International Journal of Refrigeration 2016;65:12–26. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.11.013.
- Focke WW, Zachariades J, Olivier I. The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer 1985;28:1469–79. https://doi.org/10.1016/0017-9310(85)90249-2.
- García-Cascales JR, Vera-García F, Corberán-Salvador JM, Gonzálvez-Maciá J. Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers. International Journal of Refrigeration 2007;30:1029–41. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.01.004.
- Gazet C, Leroux A, Paillette B, Pauchet A. Operational experience on ORC unse for waste heat valorization in biogas power plant. ASME-ORC2015: proceedings of the 3rd international seminar on ORC power systems, University of Liège and Ghent University; 2015.
- GRETh, « TE7 : Transfert de chaleur par évaporation dans les échangeurs à plaques », Manuel Technique du GRETh, 1994.
- GRETh, « TM11 : Pertes de pression et transfert de chaleur dans les échangeurs à plaques en simple phase », Manuel Technique du GRETh, 1999.
- Gullapalli VS. Estimation of Thermal and Hydraulic Characteristics of Compact Brazed Plate Heat Exchangers. Phd Thesis. Lund University, 2013.
- Gungor KE, Winterton RHS. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. International Journal of Heat and Mass Transfer 1986;29:351–8. https://doi.org/10.1016/0017-9310(86)90205-X.
- Harada KJ. Development of a Small Scale Scroll Expander. Oregon State University; 2010.
- Hugonnot P. Étude locale de l'écoulement et performances thermohydrauliques à faible nombre de Reynolds d'un canal plan corrugue : Applications aux échangeurs de chaleur à plaques. Phd Thesis. Nancy 1, 1989.

- Imran M, Usman M, Park B-S, Lee D-H. Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2016;57:1090–109. https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.139.
- Incropera FP, Dewitt DP, Bergman TL, Lavine AS, editors. Fundamentals of heat and mass transfer. 6th ed. Hoboken, NJ: John Wiley; 2007.
- Kane M, Larrain D, Favrat D, Allani Y. Small hybrid solar power system. Energy 2003;28:1427–43. https://doi.org/10.1016/S0360-5442(03)00127-0.
- Kenneth E, Nichols P. how_to_select_turbomachinery_for_your_application.pdf 2012:1–10.
- Khan TS, Khan MS, Chyu M-C, Ayub ZH. Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations. Applied Thermal Engineering 2010;30:1058–65. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.01.021.
- Kim S-M, Mudawar I. Universal approach to predicting heat transfer coefficient for condensing mini/micro-channel flow. International Journal of Heat and Mass Transfer 2013;56:238–50. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.09.032.
- Kim J-S, Kim D-Y. Preliminary Design and Off-Design Analysis of a Radial Outflow Turbine for Organic Rankine Cycles. Energies 2020;13:2118. https://doi.org/10.3390/en13082118.
- Kutateladze SS. Fundamentals of heat transfer. New York: Academic Press; 1963.
- Landelle A. Experimental and numerical study of transcritical Organic Rankine Cycles for low-grade heat conversion into electricity from various sources. Phd Thesis. Lyon, 2017a.
- Landelle A, Tauveron N, Haberschill P, Revellin R, Colasson S. Organic Rankine cycle design and performance comparison based on experimental database. Applied Energy 2017b;204:1172–87. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.04.012.
- Landelle A, Tauveron N, Revellin R, Haberschill P, Colasson S. Experimental Investigation of a Transcritical Organic Rankine Cycle with Scroll Expander for Low—Temperature Waste Heat Recovery. Energy Procedia 2017c;129:810–7. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.142.
- Lei B, Wang W, Wu Y-T, Ma C-F, Wang J-F, Zhang L, *et al.* Development and experimental study on a single screw expander integrated into an Organic Rankine Cycle. Energy 2016;116:43–52. https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.09.089.
- Lemort V, Legros A. 12 - Positive displacement expanders for Organic Rankine Cycle systems. Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems, Woodhead Publishing; 2017, p. 361–96. https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100510-1.00012-0.
- Li G, Zhang H, Yang F, Song S, Chang Y, Yu F, *et al.* Preliminary Development of a Free Piston Expander–Linear Generator for Small-Scale Organic Rankine Cycle (ORC) Waste Heat Recovery System. Energies 2016;9:300. https://doi.org/10.3390/en9040300.
- Li W, Alabi K, Ladeinde F. Comparison of 30 Boiling and Condensation Correlations for Two-Phase Flows in Compact Plate-Fin Heat Exchangers, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection; 2017. https://doi.org/10.1115/HT2017-4907.
- Liu Z, Winterton RHS. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. International Journal of Heat and Mass Transfer 1991;34:2759–66. https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90234-6.

- Lockhart RW, Martinelli RC. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. Chemical Engineering Progress 1949;45:39–48.
- Longo GA, Righetti G, Zilio C. A new computational procedure for refrigerant condensation inside herringbone-type Brazed Plate Heat Exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer 2015;82:530–6. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.11.032.
- Macchi E, Astolfi M. 9 - Axial flow turbines for Organic Rankine Cycle applications. Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems, Woodhead Publishing; 2017, p. 299–319. https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100510-1.00009-0.
- Macchi, E., Perdichizzi, A., « Efficiency Prediction for Axial-Flow Turbines Operating with Nonconventional Fluids », *J. Eng. Power*, 103(4), p. 718-724, (1981).
- Mahmoudi A, Fazli M, Morad MR. A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle. Applied Thermal Engineering 2018;143:660–75. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.136.
- Mancini R, Jensen J, Brix Markussen W, Elmegaard B. COMPARISON OF HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP CORRELATIONS FOR EVAPORATION OF ZEOTROPIC MIXTURES IN PLATE HEAT EXCHANGERS, 2018. https://doi.org/10.18462/iir.gl.2018.1261.
- Manfrida G, Fiaschi D. EXPANDER TECHNOLOGIES FOR THERMAL DISTRIBUTED POWER GENERATION: A REVIEW, 2016.
- Manolakos D, Papadakis G, Kyritsis S, Bouzianas K. Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination. Desalination 2007;203:366–74. https://doi.org/10.1016/j.desal.2006.04.018.
- Margat L, Thonon B, Tadrist L. Heat Transfer and Two-Phase Flow Characteristics during Convective Boiling in a Corrugated Channel. In: Shah RK, Bell KJ, Mochizuki S, Wadekar VV, editors. Compact heat exchangers for the process industries: proceedings of the International Conference on Compact Heat Exhangers for the Process Industries, 1997, p. 323–329.
- Mastrippolito F. Optimisation de forme numérique de problèmes multiphysiques et multiéchelles : application aux échangeurs de chaleur. Phd Thesis. Lyon, 2018.
- Mcadams William H. Heat Transmission. 3rd ed. 1954.
- Nederstigt P. Real Gas Thermodynamics: and the isentropic behavior of substances 2017. http://resolver.tudelft.nl/uuid:ee16f7e5-4251-4629-9192-8f4a2e3d599b
- Nusselt W. The condensation of steam on cooled surfaces. Z Ver Dtsch Ing 1916;60:541–6.
- Oralli E. Conversion of a scroll compressor to an expander for organic Rankine cycle: modeling and analysis. Master Thesis. 2010.
- Oralli E, Tarique MA, Zamfirescu C, Dincer I. A study on scroll compressor conversion into expander for Rankine cycles. Int J Low-Carbon Tech 2011;6:200–6. https://doi.org/10.1093/ijlct/ctr008.
- Ottavy X. Cours de turbomachine à fluide compressible 2007.
- Papini D, Ricotti M, Santini L, Grgic D. Modelling of Condensation in Vertical Tubes for Passive Safety System, Dubrovnik - Croatia: 2008.

- Persico G, Pini M, Dossena V, Gaetani P. Aerodynamics of Centrifugal Turbine Cascades. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 2015;137. https://doi.org/10.1115/1.4030261.
- Persico G, Pini M. 8 - Fluid dynamic design of Organic Rankine Cycle turbines. Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems, Woodhead Publishing; 2017, p. 253–97. https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100510-1.00008-9.
- Pluviose M, Périlhon C. Turbomachines - Description et principes de base. Ref : TIP151WEB - "Machines hydrauliques, aérodynamiques et thermiques" 2017. https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/machines-hydrauliques-et-thermiques-fondamentaux-et-concepts-innovants-42171210/turbomachines-bm4280/ (accessed November 10, 2020).
- Pu W, Yue C, Han D, He W, Liu X, Zhang Q, *et al.* Experimental study on Organic Rankine cycle for low grade thermal energy recovery. Applied Thermal Engineering 2016;94:221–7. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.120.
- Quoilin S, Orosz M, Lemort V. Modeling and experimental investigation of an Organic Rankine Cycle using scroll expander for small scale solar applications 2008.
- Rahbar K, Mahmoud S, AL-Dadah R. Optimized efficiency maps and new correlation for performance prediction of ORC based on radial turbine for small-scale applications, 2015.
- Rahbar K, Mahmoud S, Al-Dadah RK, Moazami N, Mirhadizadeh SA. Review of organic Rankine cycle for small-scale applications. Energy Conversion and Management 2017;134:135–55. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.12.023.
- Rohsenow WM, Hartnett JP, Cho YI. Handbook of heat transfer. 3rd ed. McGraw-Hill Book Company, New York; 1998.
- Schlunder EU. Heat transfer in nucleate boiling of mixtures. Proceedings of the Eighth International Heat Transfer Conference 1986.
- Schuster AM, Schuster AM. Nutzung von Niedertemperaturwärme mit Organic-Rankine-Cycle-Anlagen kleiner Leistung. Zugl.: München, Techn. Univ., Diss., 2011.
- Shah MM. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. International Journal of Heat and Mass Transfer 1979;22:547–56. https://doi.org/10.1016/0017-9310(79)90058-9.
- Shah MM. A method for predicting heat transfer during boiling of mixtures in plain tubes. Applied Thermal Engineering 2015;89:812–21. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.047.
- Shah MM. A NEW CORRELATION FOR HEAT TRANSFER DURING BOILING FLOW THROUGH PIPES. vol. 82 pat 2, 1976, p. 66–86.
- Shah MM. Unified correlation for heat transfer during boiling in plain mini/micro and conventional channels. International Journal of Refrigeration 2017;74:606–26. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.11.023.
- Shah RK, Sekulic DP. Fundamentals of heat exchanger design. John Wiley & Sons; 2003.
- Shon BH, Jung CW, Kwon OJ, Choi CK, Tae Kang Y. Characteristics on condensation heat transfer and pressure drop for a low GWP refrigerant in brazed plate heat exchanger.

International Journal of Heat and Mass Transfer 2018;122:1272–82. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.02.077.

- Sieder EN, Tate GE. Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes. Ind Eng Chem 1936;28:1429–35. https://doi.org/10.1021/ie50324a027.
- Silver L. Gas cooling with aqueous condensation. Trans Inst Chem Eng 1947;25:30–42.
- SWEP, « SWEP calculation software – SWEP Software Package G8 », SSPG8, Version: 2020.825.2.0, 2020.
- Spadacini C, Rizzi D. 11 - Radial outflow turbines for Organic Rankine Cycle expanders. Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems, Woodhead Publishing; 2017, p. 335–59. https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100510-1.00011-9.
- Spadacini C, Centemeri L, Danieli M, Rizzi D, Xodo L. Geothermal Energy Exploitation with the Organic Radial Outflow Turbine. Undefined 2015. /paper/Geothermal-Energy-Exploitation-with-the-Organic-Spadacini-Centemeri/275c36e5d497b5723e009b827b87f49b11c117f1 (accessed November 10, 2020).
- Táboas F, Vallès M, Bourouis M, Coronas A. Assessment of boiling heat transfer and pressure drop correlations of ammonia/water mixture in a plate heat exchanger. International Journal of Refrigeration 2012;35:633–44. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.10.003.
- Tao X, Infante Ferreira CA. Heat transfer and frictional pressure drop during condensation in plate heat exchangers: Assessment of correlations and a new method. International Journal of Heat and Mass Transfer 2019;135:996–1012. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.132.
- Art P, TEMA. TEMA 9th ED. Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association. 2007.
- Thome JR. Boiling of new refrigerants: a state-of-the-art review. International Journal of Refrigeration 1996;19:435–57. https://doi.org/10.1016/S0140-7007(96)00004-7.
- Thome JR. Prediction of the Mixture Effect On Boiling in Vertical Thermosyphon Reboilers. Heat Transfer Engineering 1989;10:29–38. https://doi.org/10.1080/01457638908939696.
- Thonon B, Bontemps A. Condensation of Pure and Mixture of Hydrocarbons in a Compact Heat Exchanger: Experiments and Modelling. Heat Transfer Engineering 2002;23:3–17. https://doi.org/10.1080/01457630290098718.
- Thonon B, Chopard F. Condensation in plate heat exchangers : assessment of a general design method. Proc. First European Conf. on Thermal Sciences, vol. 1, IChemE no 129; 1995.
- Voeltzel N, Phan HT, Blondel Q, Gonzalez B, Tauveron N. Steady and dynamical analysis of a combined cooling and power cycle. Thermal Science and Engineering Progress 2020;19:100650. https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100650.
- Wang Y, Tan X, Wang N, Huang D. Aerodynamic design and numerical study for centrifugal turbine with different shapes of volutes. Applied Thermal Engineering 2018;131:472–85. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.097.
- Watson KM. Prediction of Critical Temperatures and Heats of Vaporization. Ind Eng Chem 1931;23:360–4. https://doi.org/10.1021/ie50256a006.
- Watson KM. Thermodynamics of the Liquid State. Ind Eng Chem 1943;35:398–406. https://doi.org/10.1021/ie50400a004.

- Weiß AP. VOLUMETRIC EXPANDER VERSUS TURBINE - WHICH IS THE BETTER CHOICE FOR SMALL ORC PLANTS? Undefined 2015. /paper/VOLUMETRIC-EXPANDER-VERSUS-TURBINE-WHICH-IS-THE-FOR-Wei%C3%9F/258fe762115bcf5d1cfb39590d6471c1d599d890 (accessed November 8, 2020).
- Weiß AP, Popp T, Müller J, Hauer J, Brüggemann D, Preißinger M. Experimental characterization and comparison of an axial and a cantilever micro-turbine for small-scale Organic Rankine Cycle. Applied Thermal Engineering 2018;140:235–44. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.033.
- Wijninckx R. Experimental investigation of a zeotropic working fluid and working fluid filling factor on system performance in a small-scale ORC 2017.
- Wiesner FJ. A New Appraisal of Reynolds Number Effects on Centrifugal Compressor Performance. J Eng Power 1979;101:384–92. https://doi.org/10.1115/1.3446586.
- Yan Y-Y, Lin T-F. Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger. J Heat Transfer 1999;121:118–27. https://doi.org/10.1115/1.2825924.
- Zanelli R, Favrat D. Experimental Investigation of a Hermetic Scroll Expander–Generator. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue 1994.
- Zhang B, Peng X, He Z, Xing Z, Shu P. Development of a double acting free piston expander for power recovery in transcritical CO2 cycle. Applied Thermal Engineering 2007;27:1629–36. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.05.034.
- Zhang J, Mondejar ME, Haglind F. General heat transfer correlations for flow boiling of zeotropic mixtures in horizontal plain tubes. Applied Thermal Engineering 2019;150:824–39. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.036.
- Ziviani D, Bell IH, Paepe MD, Broek M van den. Update on single-screw expander geometry model integrated into an open-source simulation tool. IOP Conf Ser: Mater Sci Eng 2015;90:012064. https://doi.org/10.1088/1757-899X/90/1/012064.

Chapitre V

Cycle Organique de Rankine et mélanges zéotropes

V.1. Résultats expérimentaux et cycle ORC

L'intérêt principal avancé, au sein de la littérature scientifique, concernant l'utilisation de mélanges zéotropes, en tant que fluides de travail pour les cycles thermodynamiques de Rankine, est la possibilité offerte par ces fluides spécifiques d'améliorer les échanges au niveau des sources de chaleur et donc possiblement d'accroître les performances globales du système (Bamorovat Abadi et Kim, 2017 ; Herbele *et al.*, 2012 ; Lecompte *et al.*, 2015). Plus particulièrement, comme cela a été détaillé dans le chapitre *II* de ce manuscrit, et sera rappelé dans la sous-partie *V.3.1.1.*, le glissement de température, présent lors des étapes de changement de phases d'un mélange zéotrope, est censé offrir de meilleurs échanges thermiques entre le fluide de travail et la source de chaleur concernée (source chaude en évaporation et source froide en condensation). Cependant, seul un nombre restreint d'études expérimentales vient infirmer ou confirmer cette hypothèse et aucune n'a été menée jusqu'ici avec des mélanges zéotropes composés de fluides organiques de type Hydrofluoroether (HFE) ou s'y apparentant. Les résultats présentés dans cette partie *V.1.* s'intéressent au comportement et performances engendrés par l'utilisation de mélanges zéotropes de type HFE au sein d'une installation expérimentale mettant en œuvre un cycle de Rankine à fluides organiques.

Nota : Dans un souci de clarté au sein de cette partie V.1., et pour permettre l'étude des résultats expérimentaux de l'installation ORC expérimentale AMORCE, l'échangeur situé au niveau de la source froide sera désigné ici sous le nom de « condenseur » et les deux échangeurs situés au niveau de la source chaude seront considérés conjointement comme un seul et unique échangeur global qui sera désigné ici sous le nom générique d'« évaporateur ».

V.1.1. Stabilité et adaptabilité du cycle thermodynamique

Au-delà de la variation de composition d'un mélange zéotrope et de son influence sur les performances globales d'un cycle ORC, en comparaison de celles obtenues avec les fluides purs le composant, les études expérimentales existantes s'intéressent principalement à l'influence de la source chaude et plus particulièrement aux variations de température et de puissance de cette source de chaleur sur les performances globales du cycle, à savoir le rendement premier principe de l'ORC et la puissance produite par l'organe de détente (Bamorovat Abadi *et al.*, 2015 ; Tiwari *et al.*, 2018 ; Yang *et al.*, 2014). Quelques études se sont également penchées sur la dynamique du système et l'influence des paramètres de réglage d'un cycle ORC, tels que les débits, les puissances et les températures des sources de chaleur, ainsi que le débit et les pressions du fluide de travail (Bao et Zhao, 2016 ; Cai *et al.*, 2020 ; Tiwari *et al.*, 2018). Cependant, aucune de ces études ne s'est intéressée à l'évolution du comportement et des performances de ces sources de chaleur du fait de leur interdépendance liée au cycle organique de Rankine.

Les résultats présentés dans les sous-parties *V.1.1.2.* et *V.1.1.3.* décrivent l'influence sur les pressions du cycle ORC et les échanges effectués au niveau des sources de chaleur lors de la variation du débit de chacune de ces sources. La sous-partie *V.1.1.1.* permet quant à elle d'introduire de manière schématique et simplifiée le fonctionnement d'un cycle organique de Rankine et des sources de chaleur correspondantes. En effet, cette représentation et ces explications, basées sur la variation de température des sources chaude et froide va permettre d'étudier, dans un cas simple, l'influence de ces sources de chaleur sur le comportement et l'adaptation d'un cycle ORC.

V.1.1.1. Comportement « naturel » d'un cycle ORC

Les explications énoncées au sein de cette sous-partie *V.1.1.1.* correspondent à une représentation théorique et simplifiée de l'adaptation « naturelle » d'un cycle de Rankine à fluide organique. Les Figures 5.1 (a), (b) et (c) présentées par la suite permettent donc d'illustrer de façon schématique les propos développés dans cette sous-partie. Les éventuelles valeurs présentes au sein de ces figures ne sont utilisées qu'à titre d'illustration. L'influence des températures des sources de chaleur ici abordée permet de mettre en lumière le comportement naturel du système thermodynamique ; ceci afin de préparer le lecteur aux analyses effectuées dans les prochaines sous-parties. Ces analyses portent sur les résultats expérimentaux et l'influence de paramètres plus complexes agissant sur le système.

Au sein d'un cycle ORC, un fluide organique, pur ou mélange, est utilisé comme fluide de travail pour permettre la conversion d'énergie thermique issue de la source chaude en énergie mécanique, puis électrique, au niveau de l'organe de détente. Afin de permettre le bon fonctionnement du cycle, le fluide de travail se trouve seul en circulation au sein de l'installation thermodynamique (exception faite d'une éventuelle présence d'huile de lubrification en très faible proportion). Pour ce faire, en premier lieu, l'installation est mise au vide primaire, puis le fluide de travail, épuré de tout autre composant que le fluide pur (ou mélange de fluides), est introduit dans l'installation. Une fois présent au sein de l'ORC, le fluide de travail se trouve alors à un état d'équilibre thermodynamique du fait de la température à laquelle il se trouve (équilibre de température et pression de saturation au sein du circuit fluidique de volume fermé). Lors du fonctionnement de l'installation, l'ensemble du cycle ORC tend vers un équilibre thermodynamique global du fait des différents paramètres influant sur le système. Ainsi, la pression basse est imposée du fait de l'équilibre entre le fluide de travail et la source froide. Lors de sa circulation dans l'installation ORC, le fluide traverse l'organe de compression (généralement une ou plusieurs pompes en série), ce qui lui permet de passer du niveau de pression bas au niveau de pression haut, du fait de la différence de pression $\boldsymbol{\Delta P}$ que la pompe est en mesure de transmettre au fluide. La pression haute du cycle est donc définie à partir de la courbe caractéristique de fonctionnement de la pompe, liée aux propriétés du fluide de travail utilisé, adaptée aux pertes de charges engendrées par le circuit fluidique (principalement la perte de charge imposée par l'organe de détente). La vision précédente de définition des pressions basses et hautes du cycle ORC est une première vision qui doit être tempérée du fait des échanges réels avec les sources de chaleur. En effet, au sein des échangeurs de chaleur, le fluide de travail vient à récupérer ou céder une puissance thermique selon les conditions de fonctionnement et de surfaces d'échange. De ce fait, si la puissance transférée ou transférable avec la source de chaleur vient à diminuer, il est possible que la source chaude ou la source froide vienne à imposer ou limiter une valeur de pression basse ou haute, allant possiblement jusqu'à réduire l'écart de pression $\boldsymbol{\Delta P}$ du cycle. La quantité de fluide présente dans l'installation peut également influencer cet écart de pression. En effet, dans le cas d'une charge trop faible de fluide, le phénomène de cavitation risque de se produire dans la pompe, venant de fait perturber son fonctionnement ainsi que l'écart de pression imposé. A l'inverse, dans le cas d'une charge trop importante de fluide, la pression basse risque d'augmenter du fait d'une quantité de liquide trop importante venant comprimer la phase vapeur du fluide de travail. Concernant le lien entre les sources de chaleur et les pressions d'un cycle organique de Rankine, l'exemple le plus caractéristique correspond à la variation des températures des sources de chaleur ; les Figures 5.1 (a), (b) et (c) illustrent cette analyse au travers de trois diagrammes Température-Entropie (diagrammes T-s).

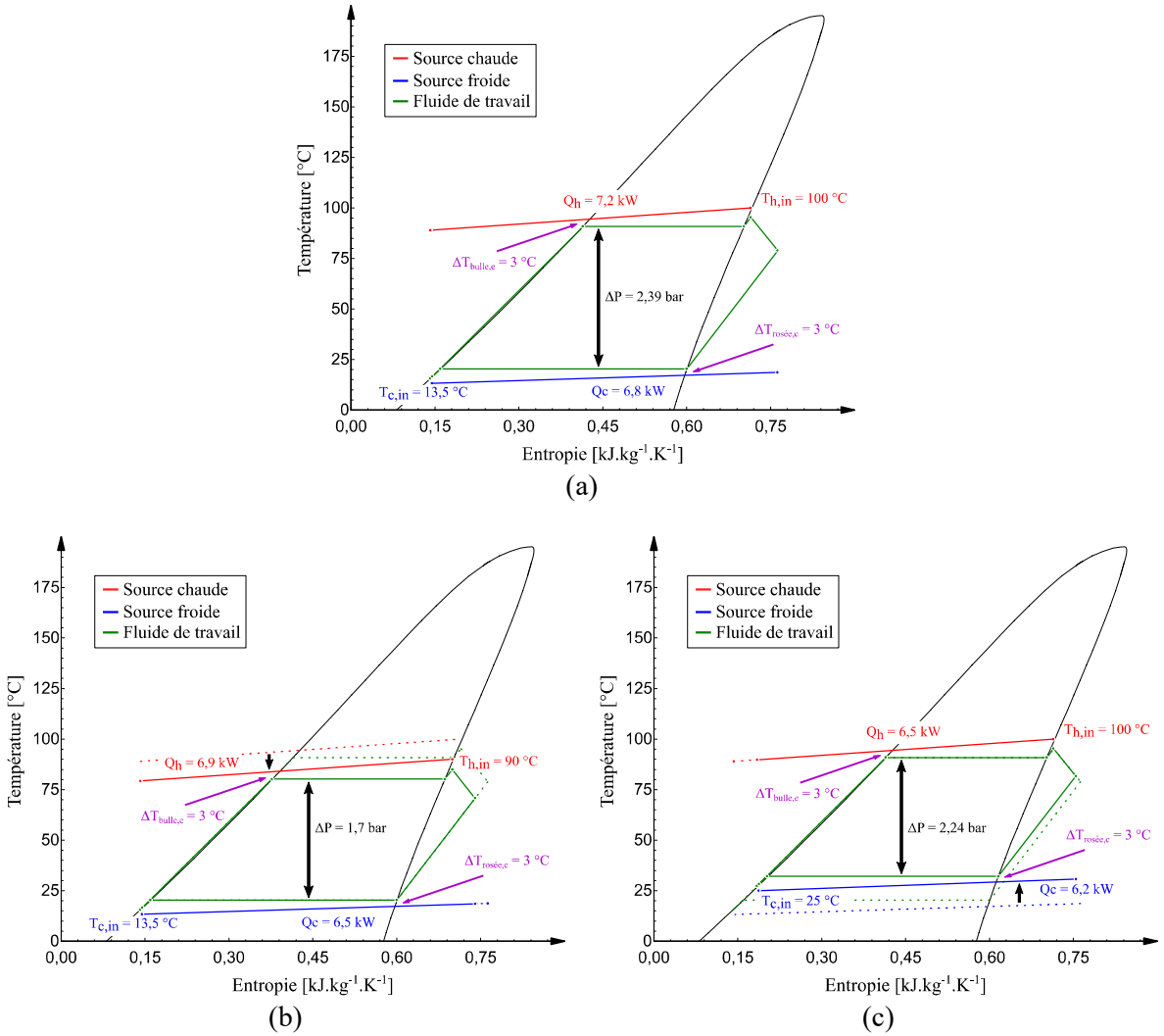


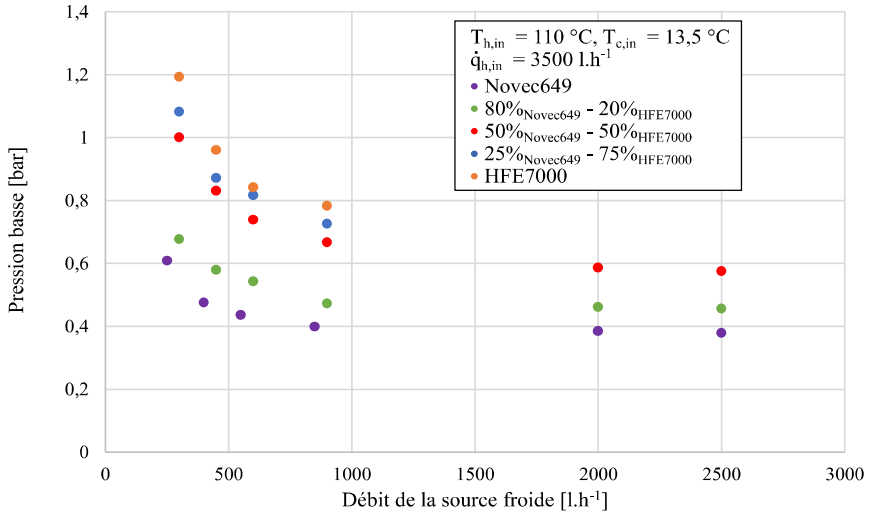
Figure 5.1 : Evolution du cycle organique de Rankine sous la forme de diagrammes T-s suivant la variation des températures des sources de chaleur
(a) $T_{h,in}$ = 100 °C et $T_{c,in}$ = 13,5 °C, (b) $T_{h,in}$ = 90 °C et $T_{c,in}$ = 13,5 °C, (c) $T_{h,in}$ = 100 °C et $T_{c,in}$ = 25 °C

La Figure 5.1 (a) représente schématiquement le diagramme T-s d'un cycle ORC dans le cas d'une source chaude avec une température d'entrée de 100 °C et d'une source froide avec une température d'entrée de 13,5 °C. La pression basse du cycle est imposée par l'équilibre entre le fluide de travail et la source froide du fait de l'échange thermique entre les deux fluides au sein du condenseur. On retrouve notamment cet équilibre, illustré sur la Figure 5.1 (a), avec le pincement de température qui se trouve au point de rosée ($\Delta T_{rosée,c}$ = 3 °C). On peut également observer que le pincement de température de la source chaude est atteint au point de bulle ($\Delta T_{bulle,e}$ = 3 °C). Ce pincement signifie que la surface d'échange n'est plus suffisante pour permettre à l'échange thermique de s'effectuer de manière optimale, venant de fait limiter la valeur de pression haute du système et réduire l'écart de pression ΔP du cycle. En effet, dans le cas contraire où la surface d'échange serait suffisante (ou surdimensionnée) pour l'échange thermique, le pincement de température se situerait entre les températures d'entrée de la source chaude et de sortie du fluide de travail de l'évaporateur. Dans le cas de la diminution de la température de la source chaude, de 100 °C à 90 °C, le cycle ORC initialement représenté par la Figure 5.1 (a) se trouve maintenant représenté par la Figure 5.1 (b). Lors de la diminution de la température de la source chaude, Figure 5.1 (b), la pression basse reste imposée par la source froide et identique à celle de la Figure 5.1 (a), alors que la valeur de la pression haute vient à

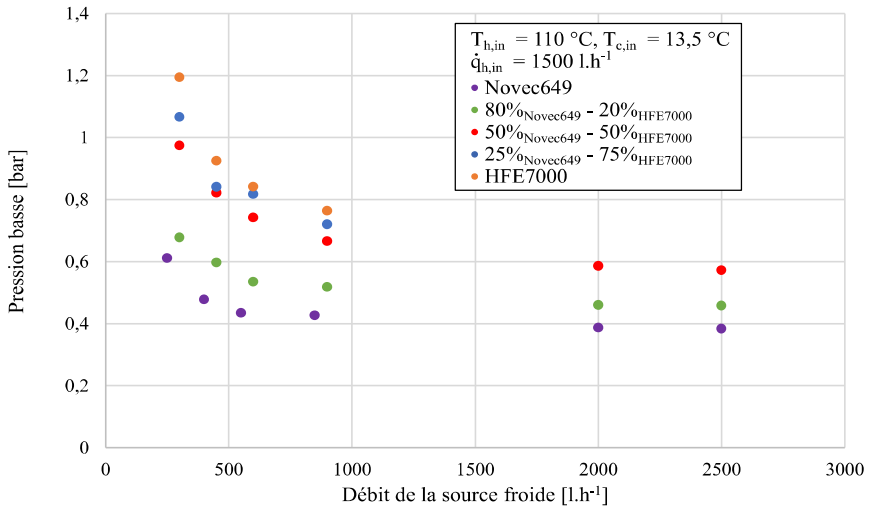
diminuer, telle que traduite par la diminution de l'écart de pression ***ΔP*** (passant d'une valeur de 2,39 bar à 1,7 bar). On peut également observer une diminution de la puissance échangée à la source chaude mais également une diminution de la puissance échangée à la source froide. Par conséquent, la variation d'un paramètre de la source chaude, ici la température de cette source, vient influer directement sur la source opposée du cycle thermodynamique. On retrouve un comportement et une influence similaires dans le cas où la température de la source froide vient à varier (passant de 13,5 °C à 25 °C), comme représenté par l'évolution du cycle ORC entre la Figure 5.1 (a) et la Figure 5.1 (b). La pression basse augmente du fait de l'équilibre du fluide de travail avec la source froide ; la pression haute, initialement limitée par la source chaude, reste identique, ce qui entraîne une diminution de l'écart de pression ***ΔP*** (passant d'une valeur de 2,39 bar à 2,24 bar). On observe également une diminution des puissances échangées au niveau des sources de chaleur du fait d'un nouvel équilibre thermodynamique du cycle et donc l'illustration de l'influence de la source froide sur la source chaude.

V.1.1.2. Variation et influence de la pression basse du cycle

Lors des différentes campagnes d'essais menées avec les fluides purs et mélanges, la variation du débit de la source froide a été effectuée sur une grande plage de valeurs afin d'étudier l'influence de ce paramètre sur le comportement de l'installation ORC expérimentale. Les Figures 5.2 (a) et (b) présentent l'influence de cette variation de débit froid sur la pression basse du cycle thermodynamique, avec des températures de source froide $T_{c,in}$ et de source chaude $T_{h,in}$ identiques entre les différents essais, respectivement de 13,5 °C et de 110 °C, et avec deux débits de source chaude fixés à 3500 $l.h^{-1}$ et 1500 $l.h^{-1}$.



(a)



(b)

Figure 5.2 : Evolution de la pression basse du cycle ORC selon le débit de la source froide (a) Débit chaud de 3500 l.h^{-1}, (b) Débit chaud de 1500 l.h^{-1}

On peut observer, avec les Figures 5.2 (a) et (b), que l'influence du débit froid sur la pression basse est identique quel que soit le fluide de travail et quel que soit le débit de source chaude ; en dessous de 1000 l.h^{-1}, la pression basse vient à augmenter selon la diminution du débit froid. Ce comportement est lié à l'échange de chaleur présent au sein du condenseur et à la conservation du bilan thermique entre le fluide de travail et le fluide froid. En effet, entre 2500 l.h^{-1} et 1000 l.h^{-1}, la surface d'échange présente au condenseur est suffisante pour compenser la diminution du coefficient d'échange de la source froide (du fait de la diminution du débit froid), ainsi la puissance échangée reste identique, telle que représentée en Figure 5.3, et la pression basse n'est pas modifiée. En dessous de cette valeur, la surface d'échange n'est plus suffisante pour permettre la conservation de cette puissance et celle-ci diminue (Figure 5.3). Du fait d'une puissance extraite plus faible au niveau de la source froide, l'ensemble du cycle thermodynamique s'adapte, et en premier lieu la pression basse du cycle augmente pour permettre à cette puissance de diminuer. L'augmentation de la pression basse entraîne une diminution de la chaleur latente de condensation et de la chaleur sensible de refroidissement du fluide de travail à l'état de vapeur, et par conséquent une diminution de la puissance échangée au niveau de la source froide.

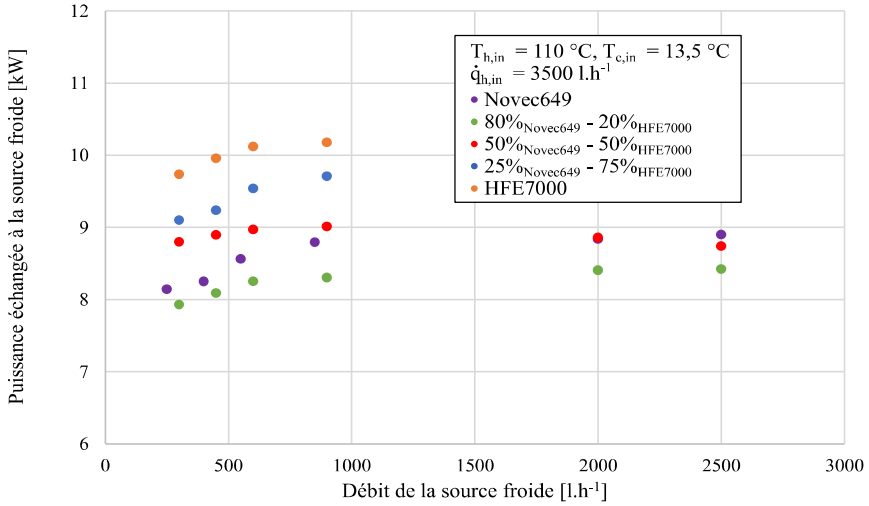


Figure 5.3 : Evolution de la puissance cédée à la source froide selon le débit de la source froide

Comme expliqué dans le paragraphe précédent, lorsque le débit de la source froide diminue, la puissance échangée au condenseur au-delà d'un certain débit vient à diminuer, ce qui entraîne une augmentation de la pression basse. Telle qu'évoquée au début de cette sous-partie et avec les Figures 5.1 (a), (b) et (c), la variation de la pression basse peut entraîner une modification de l'ensemble du cycle et plus particulièrement une adaptation de l'écart de pression ***ΔP***. En effet, la pompe volumétrique de l'installation expérimentale contraint le fluide de travail à évoluer d'une pression basse à une pression haute avec une valeur de ***ΔP*** initialement constante (les courbes caractéristiques de la pompe de circulation sont présentées en Annexe 10). Ainsi, plus la pression basse augmente, plus la pression haute augmente également (Figure 5.4). Cependant, tel qu'illustré précédemment avec l'exemple de variation des températures des sources de chaleur, cette augmentation de la pression haute peut être limitée par la source chaude, ce qui entraîne une diminution de l'écart de pressions ***ΔP***, illustrée en Figure 5.5. On peut remarquer cependant que le fluide de travail composé à 80 % de Novec649 conserve une valeur de ***ΔP*** relativement constante ; par conséquent, pour ce fluide de travail donné et quel que soit le débit de source froide, la source chaude ne vient pas limiter l'augmentation de la pression haute du cycle ORC.

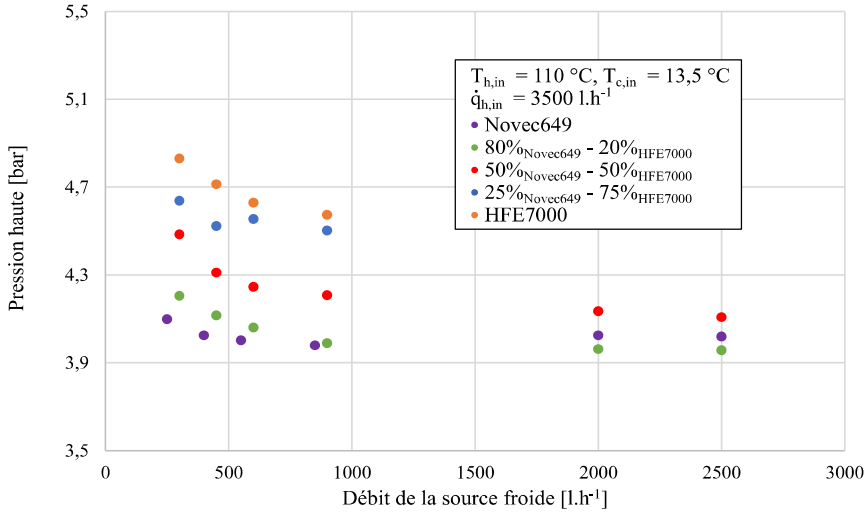


Figure 5.4 : Evolution de la pression haute du cycle ORC selon le débit de la source froide

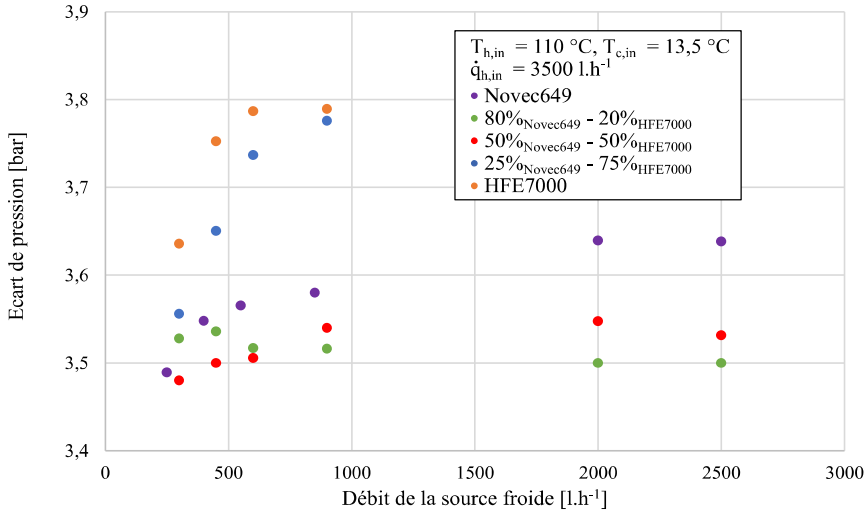
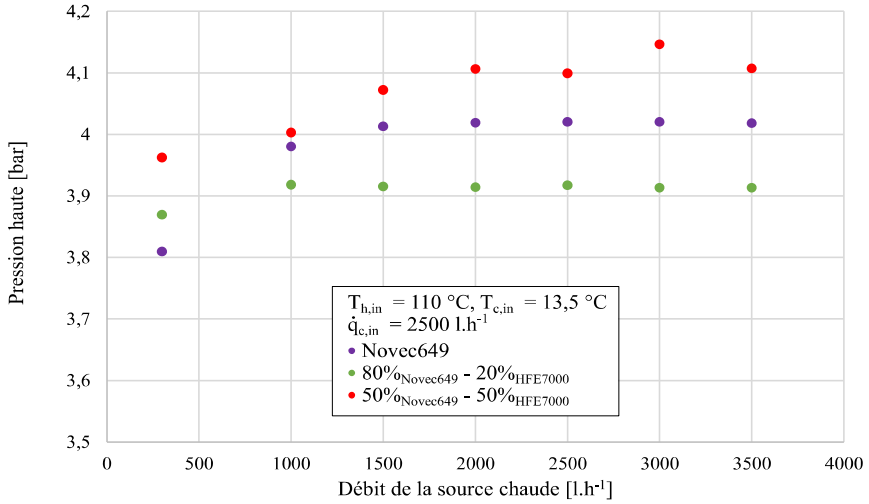


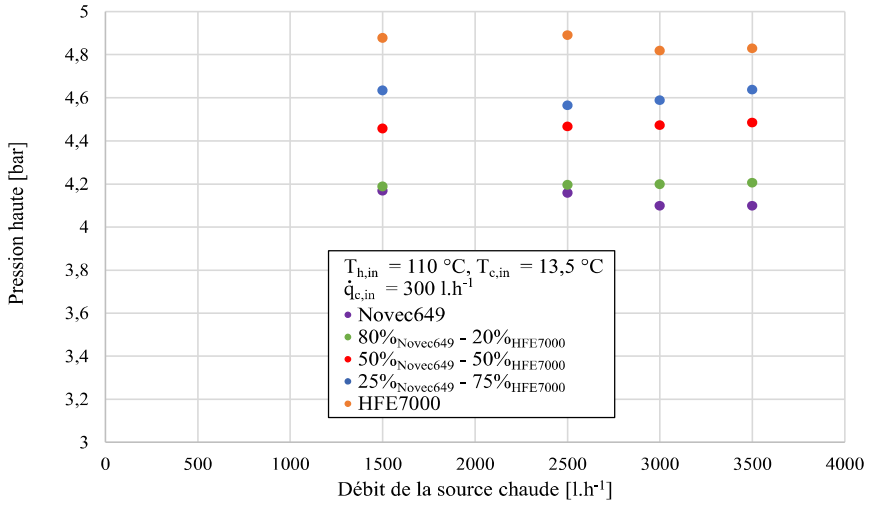
Figure 5.5 : Evolution de l'écart de pression ***ΔP*** du cycle ORC selon le débit de la source froide

Au travers des Figures 5.2 et 5.3, il a pu être mis en évidence l'influence de la source froide sur le cycle ORC au niveau du condenseur, avec la diminution de la puissance cédée par le fluide de travail et l'augmentation de la pression basse du cycle. Ces variations, au-delà de la seule influence de la variation du débit froid, influent sur l'échange thermique global du condenseur mais également sur les propriétés thermodynamiques du fluide de travail, et vont de ce fait entraîner conjointement des modifications des performances du condenseur. Les Figures 5.4 et 5.5 ont permis quant à elles de décrire la forte dépendance et adaptation du cycle ORC selon l'évolution de la source froide. Ainsi, les performances de l'évaporateur vont de fait varier suivant les fluctuations du débit de la source froide, et ceci d'autant plus que l'on retrouve le même principe de diminution de la puissance cédée par la source chaude que celui observé à la source froide. En effet, la pression haute du cycle évoluant, la puissance transmise par la source chaude au fluide de travail va également évoluer et donc influencer les performances de l'évaporateur.

V.1.1.3. Variation et influence de la pression haute du cycle



(a)



(b)

Figure 5.6 : Evolution de la pression haute du cycle ORC selon le débit de la source chaude (a) Débit froid de 2500 l.h^{-1}, (b) Débit froid de 300 l.h^{-1}

Tout comme pour la source froide, la variation du débit de la source chaude a été étudiée lors de différents essais en fluides purs et mélanges zéotropes, permettant ainsi l'analyse de son influence sur le comportement et les performances du cycle ORC. De la même manière que dans la sous partie *V.1.1.2.*, l'évolution de la pression haute est étudiée suivant la variation du débit de la source chaude, avec des températures de source froide $\boldsymbol{T_{c,in}}$ et de source chaude $\boldsymbol{T_{h,in}}$ identiques, respectivement de 13,5 °C et de 110 °C, et avec deux débits de source froide fixés à 2500 $l.h^{-1}$ et 300 $l.h^{-1}$, tels que présentés en Figures 5.6 (a) et (b). On retrouve, comme précédemment, des variations similaires entre les différents fluides de travail lors de la variation du débit chaud, avec une pression haute stable entre 3500 $l.h^{-1}$ et 1500 $l.h^{-1}$ et venant à diminuer à partir de 1000 $l.h^{-1}$. Du fait de contraintes expérimentales, seuls le Novec649 pur et les mélanges zéotropes composés à 80 % et 50 % de cette espèce ont pu être étudiés sur la plage de variation complète du débit chaud, allant de 300 $l.h^{-1}$ à 3500 $l.h^{-1}$ (présenté en Figure 5.6 (a) avec un débit froid de 2500 $l.h^{-1}$). Cependant, au regard des Figures 5.6 (a) et (b), le comportement reste identique quel que soit le fluide de travail et le débit de source froide (les graphiques de l'évolution de la pression haute selon le débit chaud pour des débits froids fixés à 2000 $l.h^{-1}$, 900 $l.h^{-1}$, 600 $l.h^{-1}$ et 450 $l.h^{-1}$ sont présents en Annexe 11). Par conséquent, il est légitime de considérer que la diminution de la pression haute en dessous d'un débit chaud de 1000 $l.h^{-1}$, observé en Figure 5.6 (a) pour le Novec649 pur et les mélanges composés à 80 % et 50 % de cette espèce, se retrouve également pour le mélange composé à 25 % de Novec649 et le HFE7000 pur. Il est à noter également que les essais de la Figure 5.6 (a) ont été effectués pour le débit froid fixé le plus élevé, ce qui entraîne les valeurs de pression basse les plus faibles et donc les valeurs de pression haute les plus basses (en comparaison de débits froids plus élevés comme présenté en Figures 5.2 et 5.4) et permettant ainsi au débit chaud une plus grande plage de variation avant que celui-ci ne vienne influer sur la pression haute. Les Figures 5.7 et 5.8 représentent respectivement l'évolution de la pression basse du cycle ORC et l'écart de pression $\boldsymbol{\Delta P}$ selon la variation du débit de la source chaude.

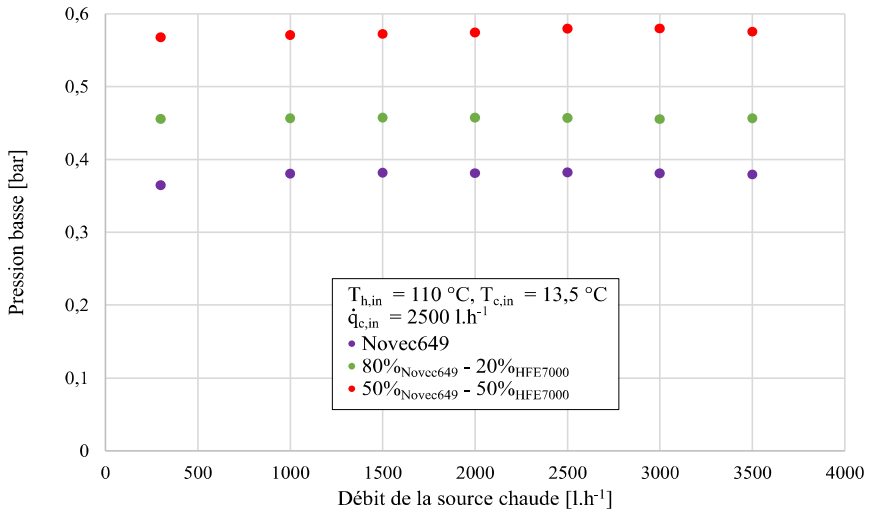


Figure 5.7 : Evolution de la pression basse du cycle ORC selon le débit de la source froide

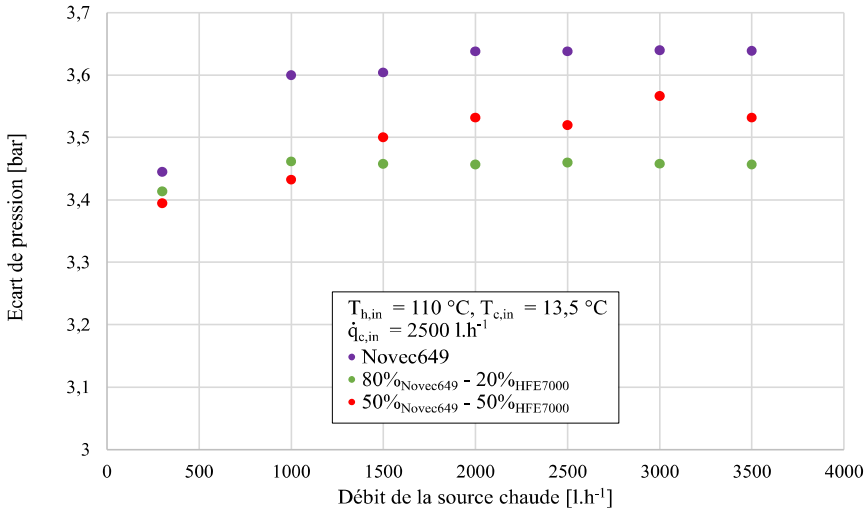


Figure 5.8 : Evolution de l'écart de pression ***ΔP*** du cycle ORC selon le débit de la source froide

On remarque, avec la Figure 5.7, que la pression basse du cycle n'est pas influencée par la diminution du débit de la source chaude alors que l'écart de pression ***ΔP***, présenté en Figure 5.8, vient au contraire à diminuer. Ce comportement est lié au fait que la pression basse est établie, telle que mentionnée dans la sous-partie *V.1.1.1.*, avec l'équilibre issu de l'échange thermique entre le fluide de travail et la source froide. Par conséquent, la pression basse du cycle ORC se trouve fixée. Ainsi, lorsque la pression haute diminue, seul l'écart de pression ***ΔP*** diminue.

Dans cette sous-partie *V.1.1.3.*, l'influence de la variation du débit de la source chaude a été étudié. On peut ici mettre en évidence qu'à l'inverse de la source froide, la source chaude influe faiblement sur le comportement du cycle ORC. Afin d'analyser l'importance des différentes variations décrites dans les sous-parties *V.1.1.2.* et *V.1.1.3.*, l'analyse des performances du condenseur et de l'évaporateur, ainsi que des performances globales du cycle ORC, est menée dans la sous-partie *V.1.2.*.

V.1.2. Performances des sources de chaleur

Les performances du condenseur et l'évaporateur sont étudiées suivant les rendements exégétiques définis précédemment au sein du chapitre *III*, par les équations (3.11), (3.12) et (3.13), respectivement pour les rendements second principe de source chaude ouverte, de source chaude fermée et de source froide. Les performances globales de l'ORC sont quant à elles analysées suivant les rendements premier et second principes définis par les équations (3.3), (3.6) et (3.7).

V.1.2.1. Comportement du condenseur au sein du cycle ORC

Au vu de l'absence de variation de la pression basse du cycle, telle qu'expliquée dans la sous-partie *V.1.1.2.*, suite à la diminution du débit de la source chaude, l'influence de cette variation de débit chaud sur les performances du condenseur semble de ce fait peu vraisemblable. La Figure 5.9 représente l'évolution du rendement exergétique du condenseur selon la variation du débit chaud pour différents débits de source froide.

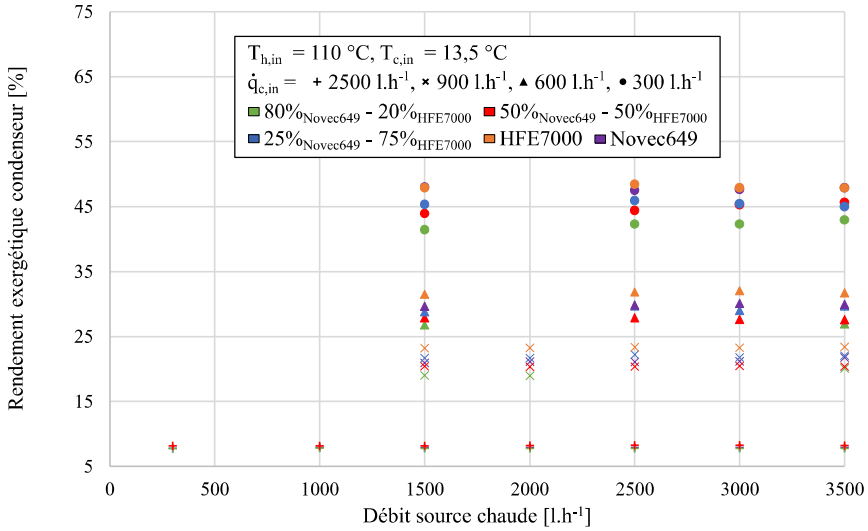


Figure 5.9 : Evolution du rendement exergétique du condenseur selon le débit de la source chaude

Comme pour la pression basse du cycle ORC (Figure 5.7), le rendement second principe du condenseur est constant, quelle que soit la valeur du débit de la source chaude et pour l'ensemble des différents débits de source froide. Cependant, il a été décrit au travers des Figures 5.2 (a) et 5.3 que la diminution du débit d'une source, lorsqu'elle entraîne une variation de la pression du fluide de travail, engendre à une diminution de la puissance échangée. Par conséquent, la diminution de la pression haute observée en Figure 5.6 (a) est liée à une diminution de la puissance transférée entre la source chaude et le fluide de travail (graphique de la variation de la puissance cédée par la source chaude, présenté en Annexe 12). Du fait de cette diminution de puissance thermique transférée au niveau de l'évaporateur, le cycle ORC s'adapte et la puissance cédée au niveau du condenseur à la source froide diminue également (graphique de variation de puissance cédée à la source froide présenté en Annexe 13) ; les performances du condenseur en sont donc également influencées. Néanmoins, tel que représenté en Figure 5.9, lorsque le débit de la source chaude est à sa plus faible valeur de 300 l.h^{-1}, le rendement exergétique du condenseur reste identique. Ceci provient du fait que la variation de puissance échangée à la source froide, dans le cas de ce débit de source chaude, est faible et ne vient modifier que très légèrement les performances globales du condenseur. A titre d'exemple, le Novec649, fluide de travail le plus influencé par cette variation, subit une diminution de 500 W de la puissance cédée à la source froide, ce qui se traduit par une diminution de 1,3 % du rendement exergétique au condenseur (passant de 7,9 % à 7,8 % de rendement second principe).

A l'inverse de la source chaude, la source froide influe fortement le système global ainsi que le fluide de travail au sein du condenseur. De ce fait, les performances de cet échangeur de chaleur sont directement corrélées aux variations de la source froide, telles qu'illustrées par la Figure 5.10.

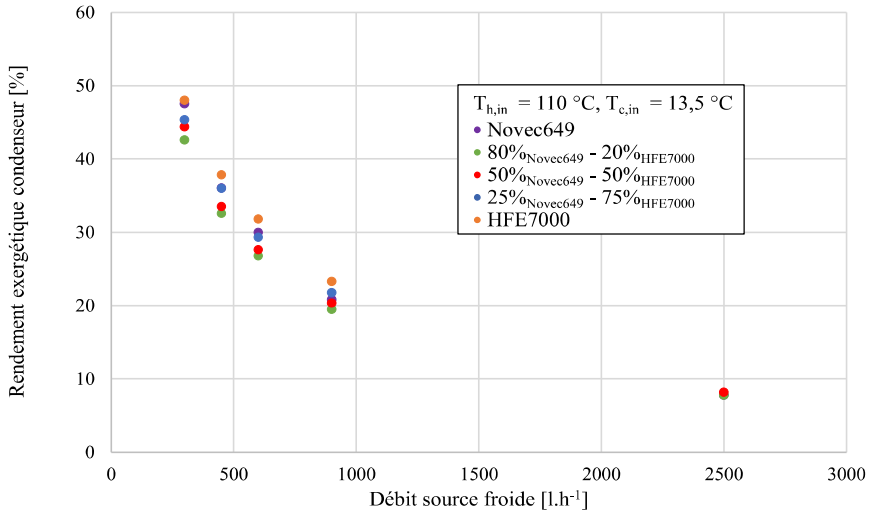
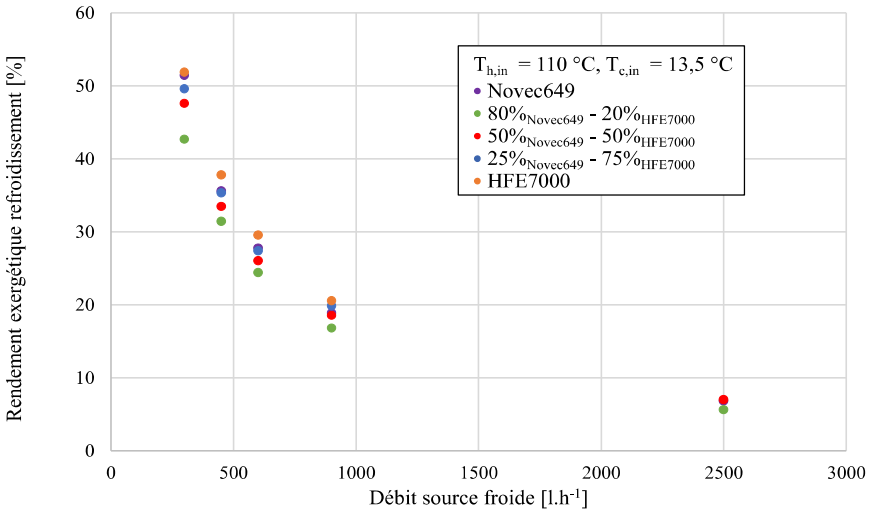


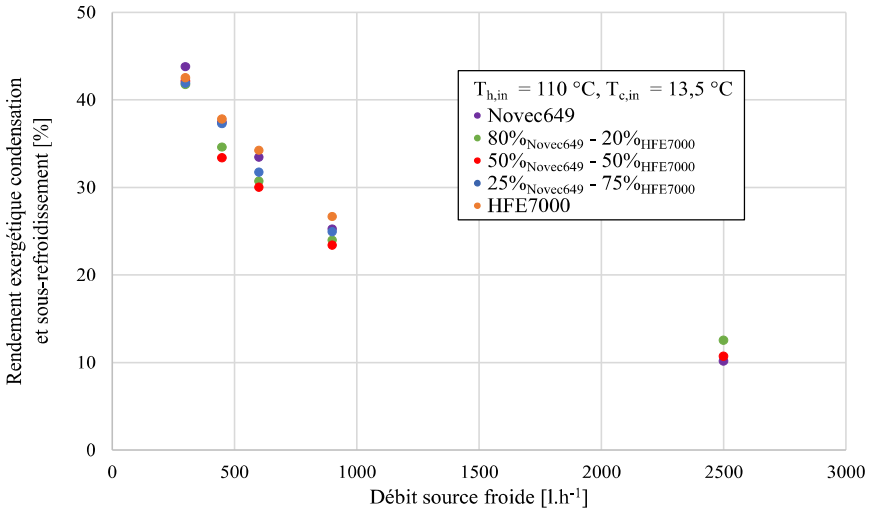
Figure 5.10 : Evolution du rendement exergétique du condenseur selon le débit de la source froide

Nota : Du fait de la très faible influence causée par la variation de la source chaude (discutée précédemment et présentée avec la Figure 5.9), les valeurs des rendements exégétiques au condenseur sont moyennées entre les différentes valeurs obtenues lors de la variation de la source chaude, et ceci pour chaque valeur de débit froid fixée.

On observe une augmentation du rendement exergétique lors de la diminution du débit de la source froide. Cette évolution du rendement global du condenseur traduit notamment l'accroissement du produit exergétique de la source froide. En effet, lors de la diminution du débit de la source froide, et du fait de la conservation de bilan thermique entre le fluide de travail et cette source, la température de sortie du fluide froid vient à augmenter et permet ainsi à la source froide d'augmenter son potentiel exergétique. Cet accroissement du rendement second principe représente donc une réduction des irréversibilités existantes lors de l'échange de chaleur au sein du condenseur. Cette amélioration des performances s'observe tant lors de l'étape de refroidissement de la vapeur du fluide de travail que durant son étape de condensation et de sous-refroidissement, telle que décrite respectivement par les équations (5.1) et (5.2) et avec les Figures 5.11 (a) et (b). Il est important de noter que cet accroissement de performances a lieu quand bien même la puissance cédée à la source froide diminue et la pression du fluide de travail au sein du condenseur augmente. Ces deux phénomènes ont à l'inverse pour effet de réduire les performances d'échanges du condenseur.



(a)



(b)

Figure 5.11 : Evolution des performances au sein du condenseur selon le débit de la source froide (a) refroidissement, (b) condensation et sous-refroidissement

$$\eta_{II,refroi} = \frac{\dot{m}_c \cdot \left[h_{c,out,refroi} - h_{c,in,refroi} - T_{ref} \cdot \left(s_{c,out,refroi} - s_{c,in,refroi}\right)\right]}{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,in,refroi} - h_{f,out,refroi} - T_{ref} \cdot \left(s_{f,in,refroi} - s_{f,out,refroi}\right)\right]} \quad (5.1)$$

$$\eta_{II,csr} = \frac{\dot{m}_c \cdot \left[h_{c,out,csr} - h_{c,in,csr} - T_{ref} \cdot \left(s_{c,out,csr} - s_{c,in,csr}\right)\right]}{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,in,csr} - h_{f,out,csr} - T_{ref} \cdot \left(s_{f,in,csr} - s_{f,out,csr}\right)\right]} \quad (5.2)$$

Si l'on s'intéresse aux performances optimales du condenseur, celles-ci sont obtenues pour le débit de source froide le plus faible de 300 l.h^{-1}. La Figure 5.12 regroupe les différentes valeurs de rendement second principe au condenseur obtenues dans le cas de fonctionnement optimal pour les différents fluides de travail.

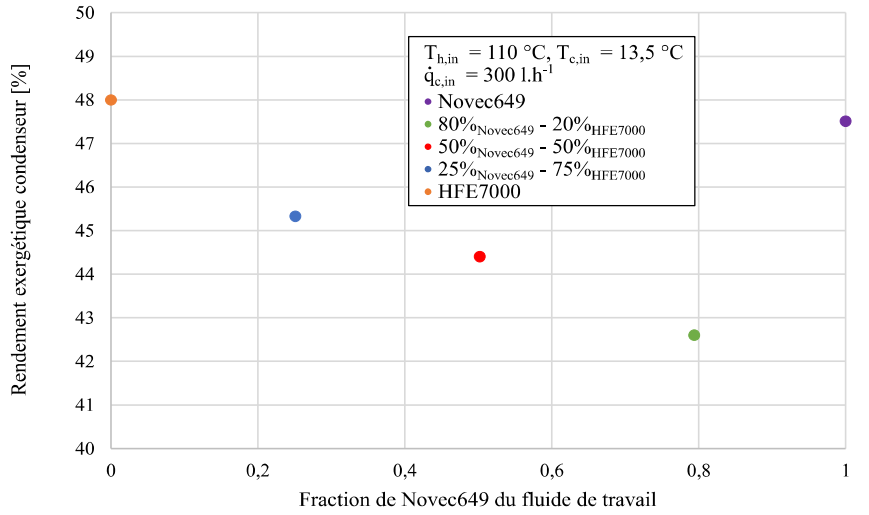


Figure 5.12 : Evolution du rendement exergétique optimal du condenseur selon le fluide de travail

A partir des résultats présentés au sein de la Figure 5.12, il est possible de comparer entre eux les différents fluides purs et mélanges utilisés en tant que fluides de travail dans l'installation ORC expérimentale. Les fluides organiques analysés ici correspondent aux deux fluides purs Novec649 et HFE7000 ainsi qu'aux trois mélanges zéotropes issus de ces deux

premiers fluides et composés respectivement à hauteur de 80 %, 50 % et 25 % massique en Novec649. On remarque au regard des performances obtenues que le HFE7000 entraîne le meilleur rendement exergétique du condenseur, suivi par le Novec649 puis des mélanges zéotropes pour lesquels, plus la proportion en Novec649 est élevée, plus les performances sont faibles. Ces résultats viennent s'opposer à l'hypothèse initialement émise d'amélioration des performances apportées par le glissement de température des mélanges zéotropes ; et ceci d'autant plus que le fluide de travail possédant les plus faibles performances au niveau du condenseur se trouve être le mélange, composé à 80 % de Novec649, qui possède le glissement de température le plus élevé (Tableau 3.2 du chapitre *III*) tel que représenté par la Figure 5.13.

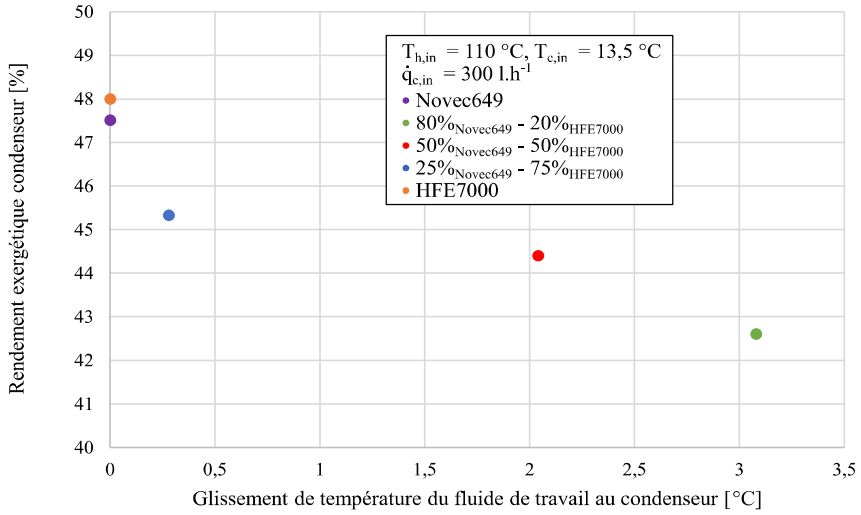


Figure 5.13 : Evolution du rendement exergétique optimal du condenseur selon le glissement de température du fluide de travail au condenseur

Afin de comprendre ce comportement, il est nécessaire de s'intéresser à la répartition du transfert de chaleur entre le fluide de travail et la source froide au sein du condenseur pour comprendre quels paramètres viennent influer sur cette répartition des performances entre les différents fluides de travail. Le Tableau 5.1 regroupe cette répartition pour les différents fluides purs et mélange, concernant les performances optimales obtenues avec un débit de source froide de 300 l.h^{-1}. La puissance échangée lors du sous-refroidissement du fluide de travail, à l'état liquide en sortie de l'étape de condensation, ne représente pas plus de 6,5 % de l'échange global au sein du condenseur (en moyenne 2,3 % pour les cinq fluides de travail). Par conséquent, cette étape, et la puissance échangée correspondante, est considérée conjointement à l'étape de condensation.

Tableau 5.1 : Répartition des puissances échangées au sein du condenseur pour les étapes de refroidissement en phase vapeur et de condensation effectuées par le fluide de travail

Fluide de travail	Proportion de puissance de refroidissement [%]	Proportion de puissance de condensation [%]
Novec649	34,4	65,6
80%$_{Novec649}$ - 20%$_{HFE7000}$	33,5	66,5
50%$_{Novec649}$ - 50%$_{HFE7000}$	31,4	68,6
25%$_{Novec649}$ - 75%$_{HFE7000}$	30,0	70,0
HFE7000	26,6	73,4

Comme observé avec les données du Tableau 5.1, l'étape de condensation représente la part la plus importante de l'échange thermique au sein du condenseur. De ce fait, les phénomènes présents durant cette étape viennent directement définir les performances globales du condenseur. Cependant, l'amélioration des performances attendue suite à l'utilisation des mélanges zéotropes et du principe de glissement n'a pas été obtenue, comme cela a pu être observé au travers des Figures 5.12 et 5.13. Il convient donc de s'intéresser aux phénomènes régissant l'étape de condensation afin de comprendre la répartition des performances obtenues au sein de la Figure 5.12. La Figure 5.14 représente la répartition de la différence de température moyenne logarithmique ΔT_{LM} correspondant à l'étape de condensation uniquement, pour les différents fluides de travail selon leur glissement de température.

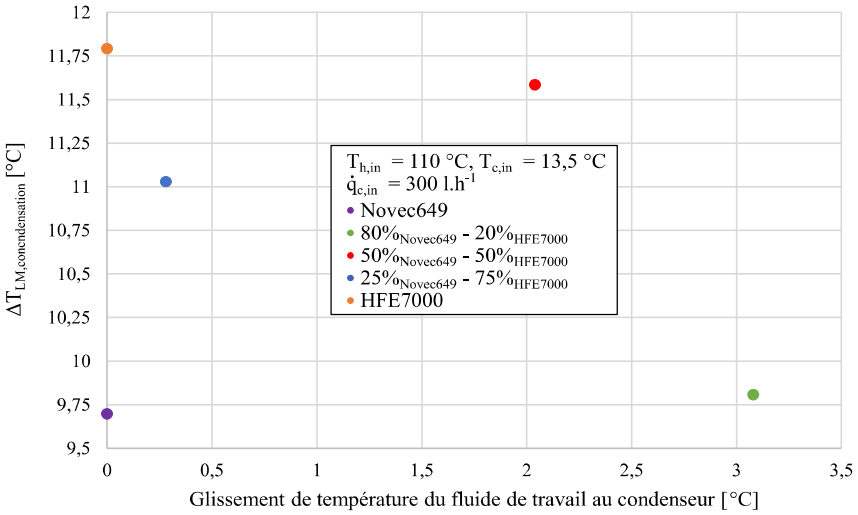


Figure 5.14 : Evolution du ΔT_{LM} optimal de l'étape de condensation selon le glissement de température du fluide de travail au condenseur

On observe que le fluide de travail permettant la plus faible valeur de $\Delta T_{LM,condensation}$ est le Novec649. Cependant, la valeur basse de $\Delta T_{LM,condensation}$ aurait dû être atteinte par un des mélanges selon l'hypothèse initiale d'amélioration liée au glissement de température des mélanges zéotropes. On remarque également, en comparant les comportements entre les différents fluides des Figures 5.12 et 5.14, que le classement des performances globales au condenseur (Figure 5.12) ne peut pas être décrit à partir du seul paramètre qu'est le $\Delta T_{LM,condensation}$. Il convient donc de s'intéresser à un second paramètre relatif à l'étape de condensation, à savoir le coefficient de transfert diphasique du fluide de travail. En effet, lors de l'étude des échangeurs de chaleur effectuée dans le chapitre *IV*, il a pu être observé que le coefficient de transfert diphasique du fluide de travail joue un rôle très important lors de l'étape de condensation. La Figure 5.15 regroupe les coefficients diphasiques des différents fluides de travail correspondant aux résultats présentés au sein de la Figure 5.12 précédente.

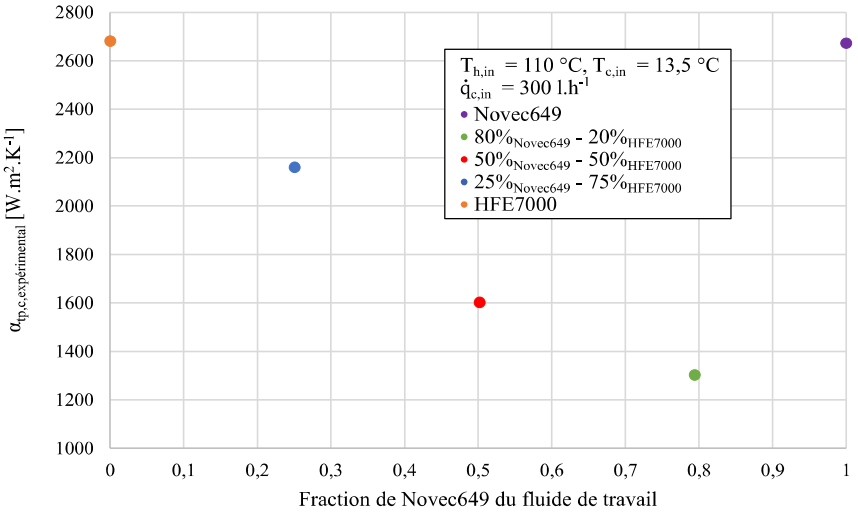


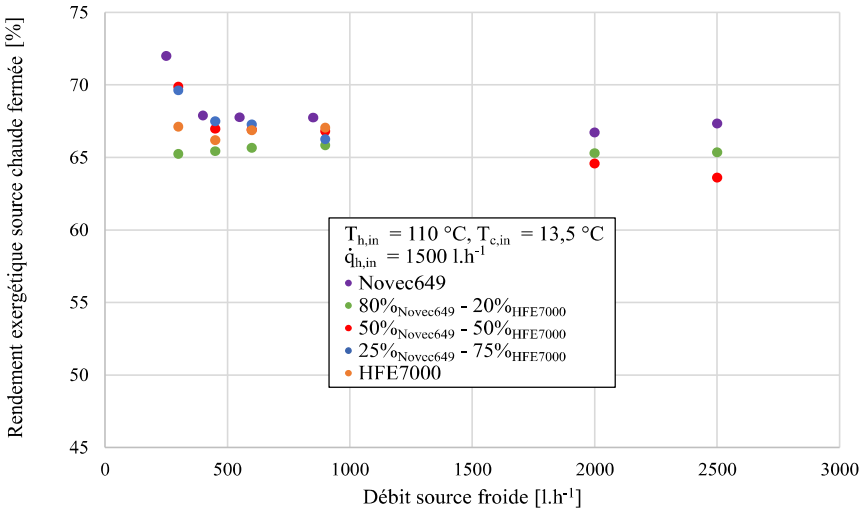
Figure 5.15 : Coefficients de transfert diphasique des différents fluides de travail pour les rendements exergétiques optimaux au condenseur

Le classement des coefficients de transfert diphasique de l'étape de condensation des fluides de travail est identique à celui des rendements exergétiques décrivant les performances globales du condenseur. Ces résultats confirment donc dans le cas présent, où l'échange de chaleur avec la source froide est effectué en majorité lors de l'étape de condensation, que les performances de la source froide dépendent de celles du fluide de travail employé au sein du cycle ORC et plus précisément des coefficients de transfert diphasique du fluide de travail. Les moindres performances obtenues avec les mélanges zéotropes, et à plus forte raison avec les mélanges possédant les glissements de température les plus élevés, peuvent être expliquées par la spécificité de ce type de mélange, du fait des différences de cinétique de condensation de chaque composant, comme discuté au sein de la partie *IV.1* du chapitre *IV*. En effet, tel qu'étudié par Silver (1947) puis Bell et Ghaly (1973), lors de la condensation d'un mélange, le composant le plus volatile vient à former une résistance de transfert au niveau de la surface d'échange, entraînant une dégradation de l'échange thermique de l'étape diphasique. Or, plus le glissement de température est important au sein d'un mélange plus la différence de volatilité entre les espèces composant ce mélange est importante, et par conséquent plus la dégradation de l'échange diphasique est forte. Les performances du condenseur étant directement liées à l'étape de condensation et au coefficient de transfert du fluide de travail, la dégradation engendrée et accentuée par le glissement de température des mélanges peut donc expliquer le classement entre les fluides purs et les mélanges zéotropes présenté au sein des Figures 5.12 et 5.15.

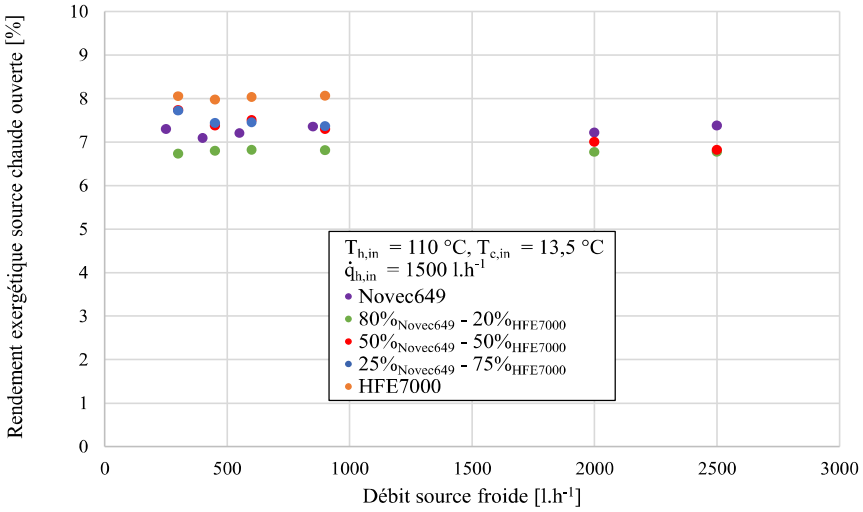
V.1.2.2. Comportement de l'évaporateur au sein du cycle ORC

A l'inverse du condenseur et de l'influence du débit de la source chaude sur ses performances, il a été mis en évidence dans la sous-partie *V.1.1.2.* la dépendance de la pression haute du cycle aux variations du débit froid, et par conséquent la dépendance des performances de l'évaporateur à cette source froide. Les Figures 5.16 (a) et (b) représentent l'évolution des rendements exergétiques de la source chaude considérée en tant que source fermée[5] et source ouverte[5].

[5] Les définitions de « source fermée » et « source ouverte » ont été données au sein de la sous-partie *III.3.2.1.* du chapitre *III.*



(a)



(b)

Figure 5.16 : Evolution des performances au sein de l'évaporateur selon le débit de la source froide (a) source fermée, (b) source ouverte

Concernant le rendement de source fermée, Figure 5.16 (a), on observe une augmentation importante du rendement second principe en dessous d'une valeur de débit froid de 600 $l.h^{-1}$ pour le Novec649 et les mélanges zéotropes composés à 25 % et 50 % massique de ce fluide pur ; tandis que le HFE7000 et le mélange composé à 80 % de Novec649 ne semblent pas influencés par la diminution du débit de la source froide. Concernant les trois premiers fluides de travail, on retrouve ici l'influence de la pression haute qui vient à augmenter, avec la diminution du débit froid (telle qu'illustré avec la Figure 5.4), ce qui entraîne un accroissement des valeurs d'enthalpie pour le fluide de travail et donc un produit exergétique ainsi qu'un rendement exergétique plus élevés. A l'opposé, le HFE7000 et le mélange à 80 % en Novec649 ne semblent pas bénéficier de l'accroissement du produit exergétique lié à l'augmentation de la pression haute du cycle, tel qu'illustré au sein de la Figure 5.16 (a) avec des valeurs de rendement second principe constantes. Les performances de ces deux fluides de travail semblent de fait plus fortement influencées par la diminution de la puissance échangée avec la source chaude, suite à la diminution du débit froid, que les trois autres fluides organiques. En effet, tel que discuté précédemment et présenté au sein de la Figure 5.17, lors de la diminution du débit de la source froide au-delà d'une certaine valeur, la puissance échangée au niveau de la source chaude diminue, ce qui diminue les performances globales de cette source ; et dans le

cas du HFE7000 et du mélange à 80 % compense l'accroissement du produit exergétique obtenu lors de l'augmentation de la pression haute. Cette compensation se traduit par les valeurs de rendement constantes observées pour ces deux fluides au sein de la Figure 5.16 (a).

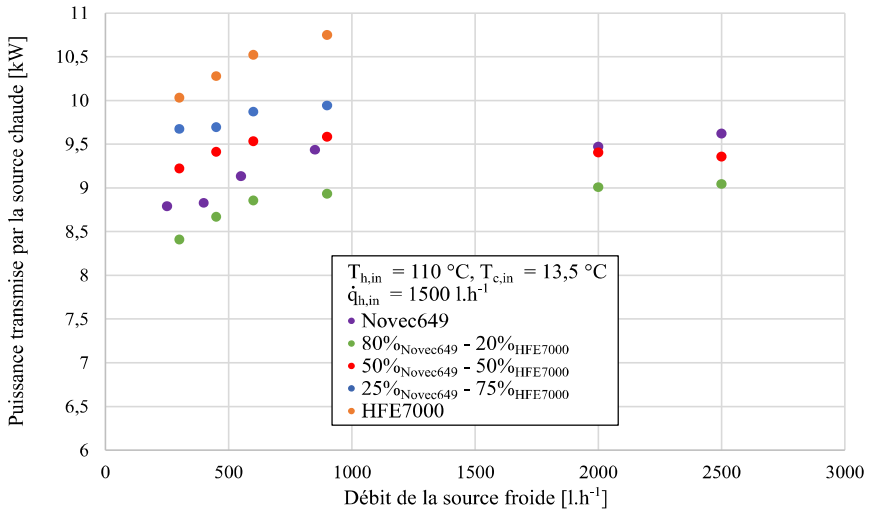


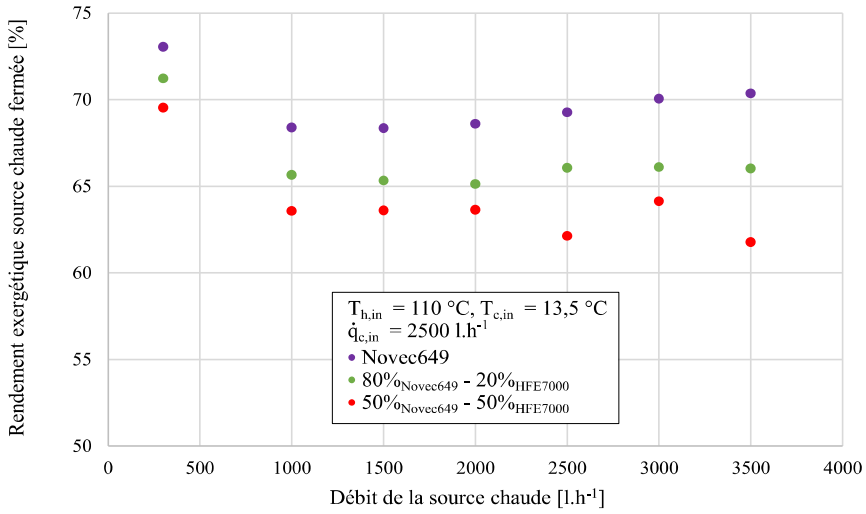
Figure 5.17 : Evolution de la puissance échangée à la source chaude selon le débit de la source froide

Les résultats et l'analyse des performances présentées jusqu'ici portent sur les essais en fluides purs et mélanges obtenus avec un débit de source chaude fixé à 1500 $l.h^{-1}$. En effet, l'influence du débit de la source chaude sur la pression haute du cycle et sur la puissance échangée à l'évaporateur n'impacte le système qu'en dessous d'un débit de 1000 $l.h^{-1}$, comme illustré par les Figures 5.6 (a) et A12. De plus, les essais effectués avec le débit de source chaude le plus faible (300 $l.h^{-1}$) ont été réalisés uniquement pour le débit froid de 2500 $l.h^{-1}$ (ne permettant pas d'étudier l'influence de la source froide pour ce débit chaud fixé). Cependant, le comportement de la source chaude observé et décrit jusqu'ici, lors de la variation du débit de la source froide, au sein des Figures 5.16 (a) et (b), est identique quel que soit le débit de source chaude (les graphiques de l'évolution des performances de l'évaporateur, selon le débit froid pour des débits chauds fixés à 3500 $l.h^{-1}$, 3000 $l.h^{-1}$, 2500 $l.h^{-1}$ et 2000 $l.h^{-1}$, sont présents en Annexes 14 et 15).

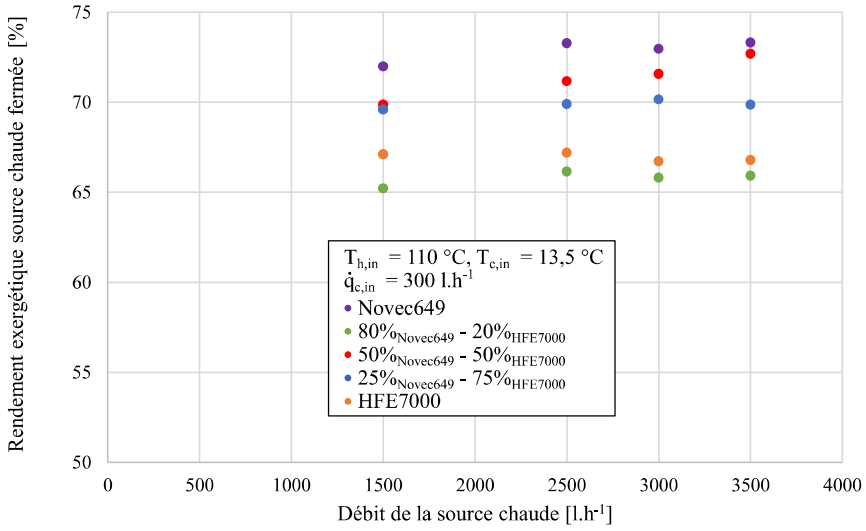
Concernant le rendement de source ouverte, Figure 5.16 (b), on peut observer que la variation du débit froid influence très peu les performances de l'évaporateur. Cette influence est présente uniquement dans le cas du débit froid le plus faible de 300 $l.h^{-1}$ pour les mélanges composés à 25 % et 50 % en Novec649. Ce comportement stable, quel que soit le fluide de travail, traduit notamment la spécificité d'un échange effectué avec une source de chaleur de type ouverte. En effet, dans le cas d'une source ouverte, lorsque le débit et la température de la source chaude ne varient pas, la ressource exergétique reste constante ; et dans le cas présent cette ressource exergétique est conséquente du fait d'un état de sortie du fluide chaud correspondant à l'état de référence. De plus, tel qu'expliqué précédemment, le produit exergétique du fluide de travail au niveau de la source chaude n'évolue pas ou peu avec la variation du débit froid du fait des effets antagonistes de l'augmentation de la pression haute et de la diminution de la puissance échangée à l'évaporateur. Par conséquent, ces caractéristiques, propres à la source de chaleur ouverte (ressource exergétique importante), et à l'évolution du produit exergétique du fluide de travail dans le cas expérimental étudié ici, entraînent le comportement du rendement exergétique de source ouverte observé avec la Figure 5.16 (b).

Dans le cas de la diminution du débit de la source chaude et de son influence sur les performances de l'évaporateur, on observe une stagnation voire une faible diminution du

rendement second principe de source fermée, telle que représentée au sein des Figures 5.18 (a) et (b), puis une augmentation de ce rendement lorsque le débit chaud est inférieur à 1000 $l.h^{-1}$ (Figure 5.18 (a)).



(a)

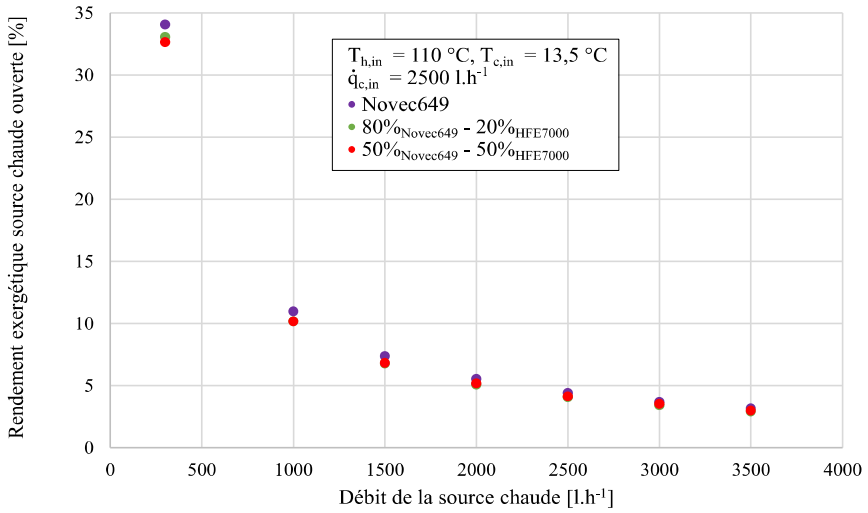


(b)

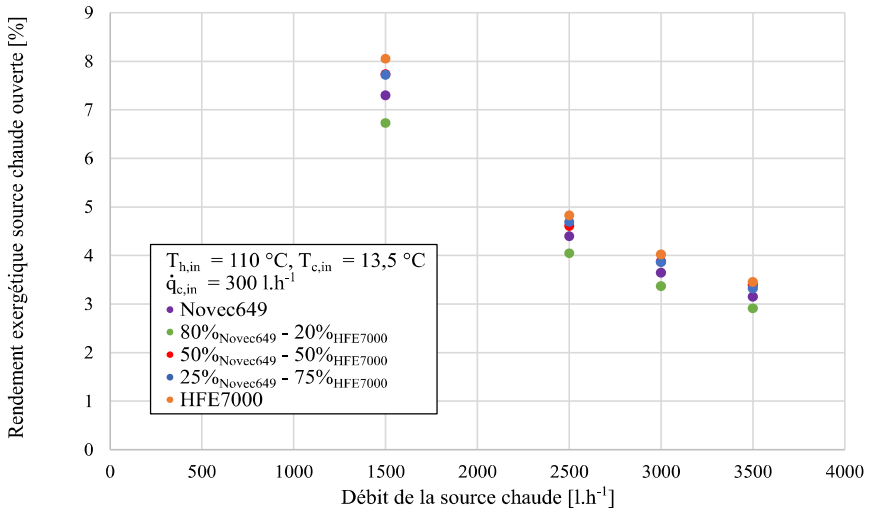
Figure 5.18 : Evolution des performances au sein de l'évaporateur dans le cas d'une source fermée selon le débit de la source chaude (a) Débit froid de 2500 $l.h^{-1}$, (b) Débit froid de 300 $l.h^{-1}$

Lors de la diminution du débit de la source chaude entre 3500 $l.h^{-1}$ et 1000 $l.h^{-1}$, le fluide de travail est très peu influencé par cette variation, tel que représenté au sein des Figures 5.6 (a) et (b) avec des valeurs de pression haute stables. En effet, tant que le débit de source chaude est supérieur à 1000 $l.h^{-1}$, la surface d'échange de l'évaporateur est suffisante pour permettre à l'échange thermique de rester constant entre le fluide chaud et le fluide de travail (Figure A12) ; au-delà, les conditions de fonctionnement ne permettent plus de maintenir la puissance initialement échangée, ce qui entraîne de ce fait la diminution de la pression haute du cycle (Figure 5.6 (a)). Tant que la surface se trouve être suffisante pour la réalisation de l'échange thermique, le produit exergétique reste constant ; par conséquent, la variation de la ressource exergétique vient seule influencer le rendement second principe de source fermée de l'évaporateur. Telle qu'illustrée avec les Figures 5.18 (a) et (b), cette ressource exergétique augmente, se traduisant par une diminution du rendement exergétique entre 3500 $l.h^{-1}$ et

1000 l.h^{-1} de débit chaud. En effet, la diminution du débit de la source chaude entraîne une diminution de la température de sortie de cette source. Ces deux phénomènes, antagonistes, influent sur la ressource exergétique de cet échangeur ; de fait, la diminution de température entraîne une plus forte augmentation de la ressource exergétique que la variation du débit chaud n'entraîne de diminution. Par conséquent, le rendement second principe de l'évaporateur diminue également. Au-delà de 1000 l.h^{-1}, la surface de l'évaporateur ne permet plus à la puissance échangée de rester constante (Figure A12), ce qui entraîne une diminution de la pression haute (Figure 5.6 (a)) et dans ce cas une légère diminution du produit exergétique. Cependant, du fait d'une puissance plus faible à transférer au fluide de travail, la ressource exergétique se trouve alors réduite ; à l'inverse du comportement observé entre 3500 l.h^{-1} et 1000 l.h^{-1} de débit chaud, cette fois-ci la diminution de débit chaud influence plus fortement la ressource exergétique que la diminution de la température de sortie de cette source. Cette diminution de la ressource exergétique de l'évaporateur est bien plus conséquente que celle du produit exergétique (liée à la diminution de pression haute). Ainsi, le rendement second principe de source fermée vient à augmenter tel que décrit par la Figure 5.18 (a).



(a)

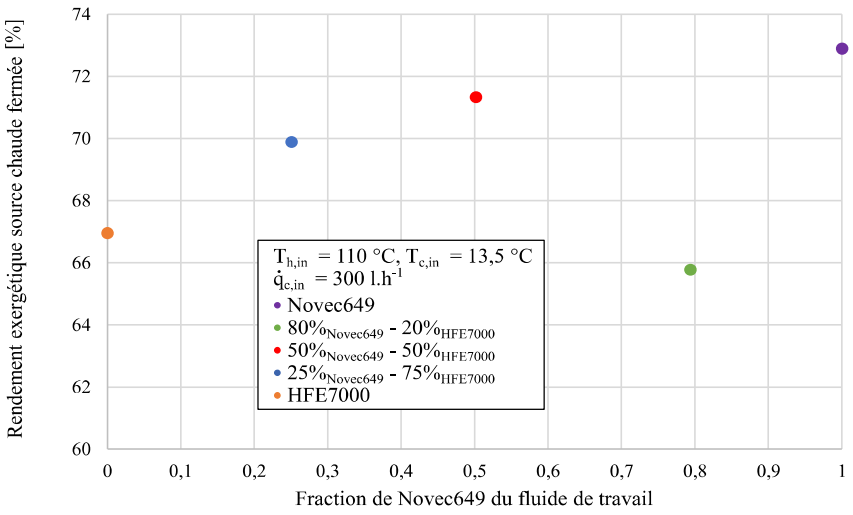


(b)

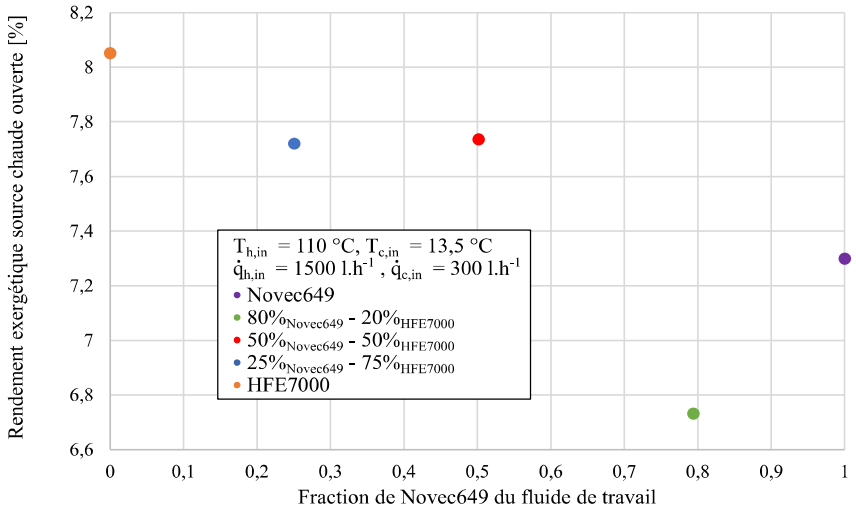
Figure 5.19 : Evolution des performances au sein de l'évaporateur dans le cas d'une source ouverte selon le débit de la source chaude (a) Débit froid de 2500 l.h^{-1}, (b) Débit froid de 300 l.h^{-1}

Concernant le rendement second principe de l'évaporateur dans le cas d'une source de chaleur ouverte, Figures 5.19 (a) et (b), celui-ci est croissant suivant la diminution du débit de la source chaude et cela quel que soit le fluide de travail et la valeur du débit de la source froide. En effet, l'état thermodynamique de sortie du fluide chaud est fixe et correspond à l'état de référence ; par conséquent, plus le débit de la source chaude diminue, plus la ressource exergétique diminue et le rendement second principe de source ouverte augmente.

Au regard des résultats de la sous-partie *V.1.2.2.* présentés jusqu'ici, il a pu être mis en évidence que les performances les plus élevées de l'évaporateur sont atteintes dans le cas des débits conjugués des sources chaude et froide les plus faibles. Il a pu également être observé que l'évolution des performances de cet échangeur, lors de la fluctuation des débits des sources de chaleur, est identique quel que soit le type de fluide de travail pour les différents débits fixés, de même que le classement de ses performances d'un fluide à l'autre. De ce fait, il est légitime de considérer que l'accroissement des performances observé en dessous de 1000 $l.h^{-1}$, au sein des Figures 5.18 (a) et 5.19 (a) pour le Novec649 pur et les mélanges composés à 80 % et 50 % de cette espèce, se retrouve également pour le mélange composé à 25 % de Novec649 et le HFE7000 pur. Ainsi, les performances optimales de l'évaporateur seraient atteintes dans le cas des débits chaud et froid de 300 $l.h^{-1}$. Ainsi, les résultats présents au sein des Figures 5.18 (b) et 5.19 (b) permettent de comparer les performances des fluides de travail entre eux. Les Figures 5.20 (a) et (b) regroupent les différentes valeurs de rendement second principe optimales de l'évaporateur selon la composition du fluide de travail. Les performances présentées au sein de la Figure 5.20 (a) correspondent aux valeurs moyennées des résultats présents au sein de la Figure 5.18 (b). Les performances de la Figure 5.20 (b) correspondent quant à eux aux résultats obtenus pour un débit chaud de 1500 $l.h^{-1}$ et un débit froid de 300 $l.h^{-1}$, présents au sein de la Figure 5.19 (b).



(a)



(b)

Figure 5.20 : Classification des fluides de travail selon les rendements exergétiques équivalents aux cas de performances optimales de l'évaporateur (a) source fermée, (b) source ouverte

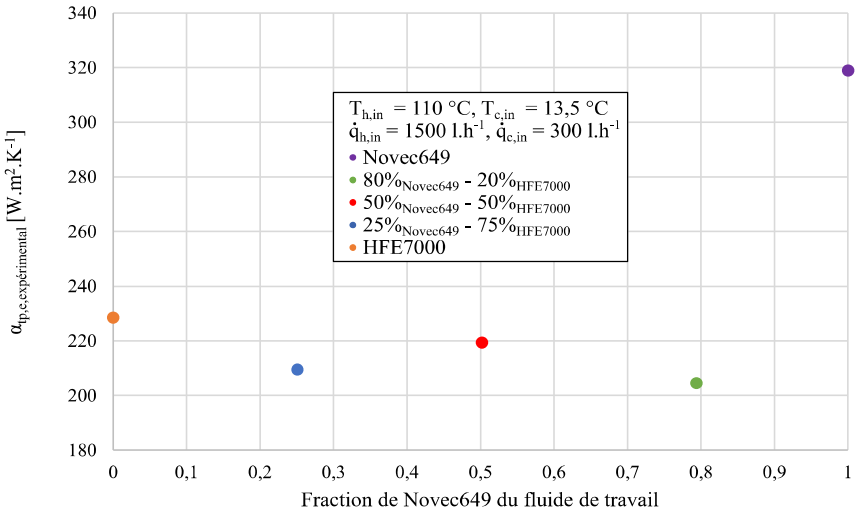
A partir des résultats présentés en Figure 5.20 (a) et (b), on observe, tout comme dans le cas de l'analyse effectuée au condenseur dans la sous-partie *V.1.2.1.*, que les performances optimales de l'évaporateur ne sont pas obtenues grâce aux essais effectués en mélanges zéotropes, et cela que la source de chaleur soit considérée comme une source fermée (Figure 5.20 (a)), ou comme une source ouverte (Figure 5.20 (b)).

Dans le cas où la source de chaleur est considérée comme étant une source ouverte (Figure 5.20 (b)), on observe un comportement proche de celui du condenseur ; à savoir que les performances les plus hautes sont atteintes avec le HFE7000 et qu'une diminution de ces performances suit l'accroissement du glissement de température du mélange zéotrope. Cependant dans le cas présent de l'évaporateur, le Novec649 pur se classe, du fait du rendement exergétique de source ouverte qu'il entraîne, entre les mélanges composés à 50 % et 80 % en Novec649 (Figure 5.20 (b)), ce qui n'était pas le cas au sein du condenseur (Figure 5.12). Cette répartition entre les différents fluides de travail, au regard de leurs performances, découle de l'influence des coefficients de transfert propres aux fluides de travail. Ici, à l'inverse du condenseur, la répartition des échanges de chaleur entre les étapes monophasiques et diphasique est moins marquée et il convient donc de ne pas limiter le comportement de l'évaporateur au seul comportement de l'étape de transfert diphasique. Le Tableau 5.2 regroupe la répartition des échanges de chaleur entre les différentes étapes monophasiques et diphasique présentes au sein de l'évaporateur.

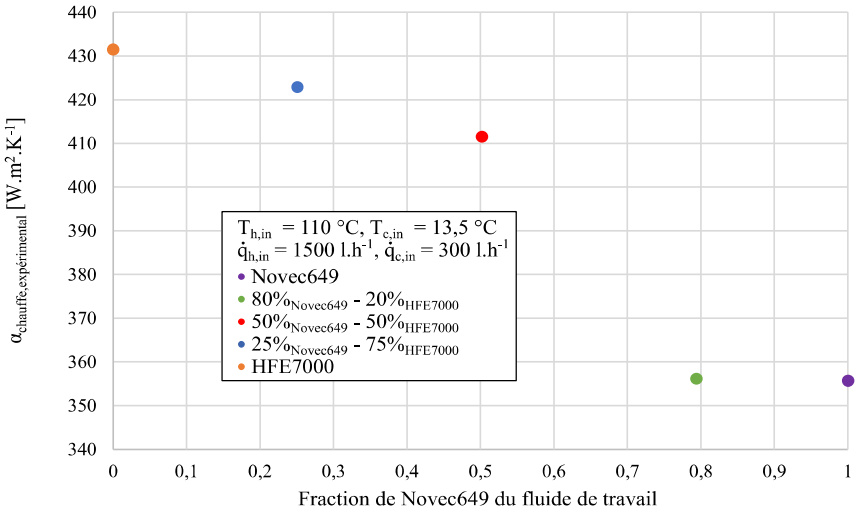
Tableau 5.2 : Répartition des puissances échangées au sein de l'évaporateur pour les étapes de chauffe en phase liquide, d'évaporation et de surchauffe en phase vapeur effectuées par le fluide de travail

Fluide de travail	Proportion de puissance de chauffe [%]	Proportion de puissance d'évaporation [%]	Proportion de puissance de surchauffe [%]
Novec649	48,4	45,3	6,2
$80\%_{Novec649}$ - $20\%_{HFE7000}$	42,2	49,3	8,5
$50\%_{Novec649}$ - $50\%_{HFE7000}$	36,3	52,1	11,7
$25\%_{Novec649}$ - $75\%_{HFE7000}$	34,8	52,8	12,4
HFE7000	35,7	53,2	11,1

Telle qu'énoncée dans le précédent paragraphe et présentée au sein du Tableau 5.2, l'influence des étapes monophasiques de chauffe à l'état liquide et de surchauffe à l'état vapeur du fluide de travail est plus importante qu'au sein du condenseur (refroidissement de la vapeur et sous-refroidissement du liquide condensé). En lien avec cette analyse, il convient donc de prendre en compte l'étape monophasique de chauffe du fluide de travail en plus de l'étape diphasique d'évaporation afin de caractériser le comportement des performances décrites par la Figure 5.20 (b). L'étape de surchauffe, bien que plus importante qu'en condensation (correspondant dans ce cas à l'étape de sous-refroidissement), est de l'ordre de 10 % de l'échange total, et se trouve donc être négligeable quant à son influence sur les performances globales de l'évaporateur en comparaison des étapes monophasiques de chauffe et diphasique d'évaporation. Ainsi, les Figures 5.21 (a) et (b) regroupent les valeurs des coefficients de transfert diphasique et monophasique des différents fluides de travail correspondantes aux résultats présentés au sein de la Figure 5.20 (b).



(a)



(b)

Figure 5.21 : Coefficients de transfert des différents fluides de travail pour les rendements exergétiques optimaux à l'évaporateur
(a) coefficients diphasiques d'évaporation, (b) coefficients monophasiques de chauffe

Au travers des classements entre les différents fluides de travail observés avec les Figures 5.21 (a) et (b), on retrouve pour les deux étapes caractéristiques monophasique et

diphasique que le mélange composé à 80 % en Novec649 possède les coefficients d'échange les plus faibles entraînant le rendement second principe le plus faible observé en Figure 5.20 (b). Concernant le Novec649 pur et le classement des performances qui en découle, tel que présenté au sein de la Figure 5.20 (b), l'influence de l'étape de chauffe monophasique en est ici illustrée. En effet, ce fluide pur possède le coefficient de transfert le plus élevé dans le cas de l'étape diphasique, Figure 5.21 (a), et le plus faible dans le cas de l'étape monophasique, Figure 5.21 (b) ; or, les étapes monophasique et diphasique représentent respectivement 48,4 % et 45,3 % de l'échange global (Tableau 5.2). Par conséquent, l'influence du coefficient de transfert monophasique est très importante et vient réduire fortement celle du coefficient de transfert diphasique d'évaporation, telle qu'illustrée par le classement du rendement exergétique en Novec649 pur. Le HFE7000 et les mélanges composés à 25 % et 50 % en Novec649 sont donc moins influencés par l'étape monophasique et leurs coefficients correspondants. De ce fait, le classement des performances de l'évaporateur présenté en Figure 5.20 (b) correspond à celui observé en Figure 5.21 (a) corrigé de l'influence du coefficient monophasique, présenté en Figure 5.21 (b). Ainsi, le HFE7000 entraîne les performances les plus élevées, suivi du mélange à 25 % et 50 %, ces deux compositions se trouvant avoir sensiblement les mêmes rendements second principe du fait de l'influence des coefficients monophasiques sur le classement initial des coefficients diphasiques ; puis vient le Novec649 et enfin le mélange à 80 %.

Dans le cas où la source de chaleur est considérée comme étant une source fermée, Figure 5.20 (a), on ne retrouve pas le même comportement que celui observé dans le cas d'une source ouverte, Figure 5.20 (b), avec un classement des performances selon les coefficients de transfert de chaleur des étapes monophasique et diphasique couplés. Dans le cas précédemment décrit, le fluide de travail vient seul influencer les performances à partir de ses coefficients de transfert. En effet, pour la comparaison effectuée en source de chaleur ouverte au sein de la Figure 5.20 (b), les températures d'entrée de la source chaude et les températures de référence, permettant de définir le potentiel exergétique de cette source, sont constantes et identiques entre les différents fluides de travail. Par conséquent, la ressource exergétique permettant le calcul des performances de l'évaporateur en source ouverte est identique pour les cinq fluides de travail ; de ce fait, seules les variations entraînées par le fluide de travail vont venir influencer les performances globales de l'évaporateur, ces performances dépendent donc des coefficients de transfert monophasique et diphasique comme expliqué dans le paragraphe précédent. Or, dans le cas présent, l'évaporateur est étudié selon le principe d'une source de chaleur fermée ; par conséquent, la variation de puissance échangée avec cette source peut également influencer le comportement des performances globales de l'évaporateur. Cette influence se retrouve directement au travers des Figures 5.20 (a) et (b) avec un classement différent entre les fluides de travail suivant la définition de source ouverte ou fermée. Un parallèle peut être fait entre l'analyse de l'évaporateur en source fermée et celle du condenseur, du fait que cette dernière est également effectuée en considérant une source fermée. Cependant, il peut être mis en avant que dans le cas de cet échangeur situé au niveau de la source froide, seuls les coefficients d'échanges (et uniquement ceux de l'étape diphasique) du fluide de travail viennent à influencer les performances de l'échangeur. Dans le cas du condenseur, les éventuelles variations de la puissance transmise entre le fluide de travail et le fluide froid n'ont pas d'influence sur le comportement des performances du fait qu'aucune perte thermique n'est considérée au niveau de cette échangeur. Le comportement des performances globales du condenseur dépend donc uniquement du comportement du coefficient d'échange diphasique de condensation. Dans le cas de l'évaporateur en source fermée, il convient de prendre en compte l'influence de la variation de puissance transmise entre le fluide chaud et le fluide de travail. En effet, telles que présentées au sein de la sous-partie *III.3.3.3.*, des pertes thermiques réelles de l'ordre de 1 % à 1,5 % existent au niveau de l'évaporateur et peuvent atteindre jusqu'à 10 % de la puissance cédée par le fluide chaud lors de l'exploitation des résultats expérimentaux (du fait des

incertitudes expérimentales). De ce fait, ces pertes thermiques peuvent influencer plus ou moins fortement le rendement exergétique de source fermée de l'évaporateur.

Suite à l'analyse des résultats présentés au sein de cette sous-partie *V.1.2.2.*, il a pu être mis en évidence que les performances de l'évaporateur de ce cycle ORC, en fluides purs et mélanges zéotropes de type HFE, dépendent directement du comportement des coefficients de transfert des fluides de travail utilisés, eux-mêmes corrigés de l'influence de la puissance transmise entre le fluide chaud et le fluide de travail lors de l'existence de pertes thermique au sein de cet échangeur. Ces résultats ont également mis en lumière la forte dépendance de l'évaporateur selon le comportement de l'étape de chauffe monophasique du fluide de travail. De plus, si l'on vient à comparer les rendements exergétiques de source fermée des étapes monophasique et diphasique (en considérant conjointement l'évaporation et la surchauffe comme précédemment), tels que présentés au sein du Tableau 5.3 pour les résultats initialement étudiés au sein de la Figure 5.20 (a), on peut remarquer que l'étape de chauffe monophasique possède les performances exergétiques les plus faibles. Il semble donc nécessaire de s'intéresser à l'optimisation des échanges thermiques de cette étape afin d'accroître son rendement second principe et ainsi celui de l'évaporateur. Une étude spécifique d'une architecture nouvelle d'un cycle ORC permettant l'amélioration de cette étape du cycle organique de Rankine est menée au sein de la partie *V.3.* de ce chapitre *V*.

Tableau 5.3 : Rendements exergétiques de source fermée des étapes de chauffe monophasique et d'évaporation diphasique de l'évaporateur

Fluide de travail	Rendement exergétique de chauffe [%]	Rendement exergétique d'évaporation [%]
Novec649	57,0	87,4
$80\%_{Novec649}$ - $20\%_{HFE7000}$	48,9	78,3
$50\%_{Novec649}$ - $50\%_{HFE7000}$	54,5	80,7
$25\%_{Novec649}$ - $75\%_{HFE7000}$	53,9	78,1
HFE7000	50,2	76,0

V.1.2.3. Performances globales du cycle ORC

Tel qu'introduit dans le premier paragraphe de la sous-partie *V.1.2.*, les performances globales du cycle ORC de l'installation expérimentale AMORCE sont étudiées suivant les rendements premier et second principes. Ces deux définitions, permettant d'étudier les performances thermodynamiques d'un système de conversion d'énergie, sont classiquement utilisées au sein de la littérature mais ne traduisent pas la même notion des performances d'un système thermodynamique. En effet, le rendement premier principe, ou rendement thermique, permet de définir quantitativement la conversion d'une forme d'énergie en une autre, et dans le cas présent d'un cycle ORC, la conversion de chaleur en électricité. Alors que le rendement second principe, ou rendement exergétique, permet quant à lui de définir plus qualitativement cette transformation (Jamet, 2013). Ces performances sont étudiées dans un premier temps suivant ces deux définitions, et avec la distinction entre les deux types de source de chaleur ouverte et fermée, en fonction de l'énergie utile produite par le système, la production d'électricité de la turbogénératrice. Cette comparaison est effectuée pour les cinq fluides de travail analysés jusqu'à présent, afin d'étudier l'intérêt apporté par l'emploi de mélanges zéotropes au sein d'un cycle organique de Rankine ; les Figures 5.22 et 5.23 (a) et (b) présentent l'évolution des différents rendements de ce système.

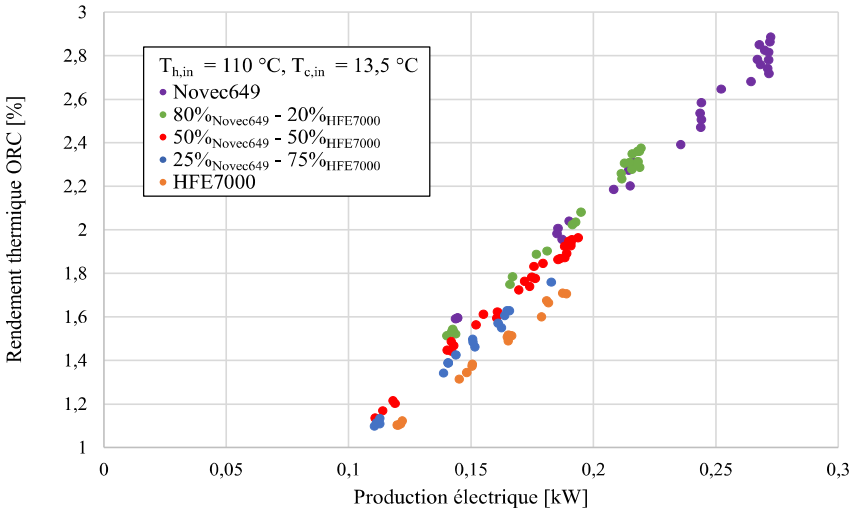
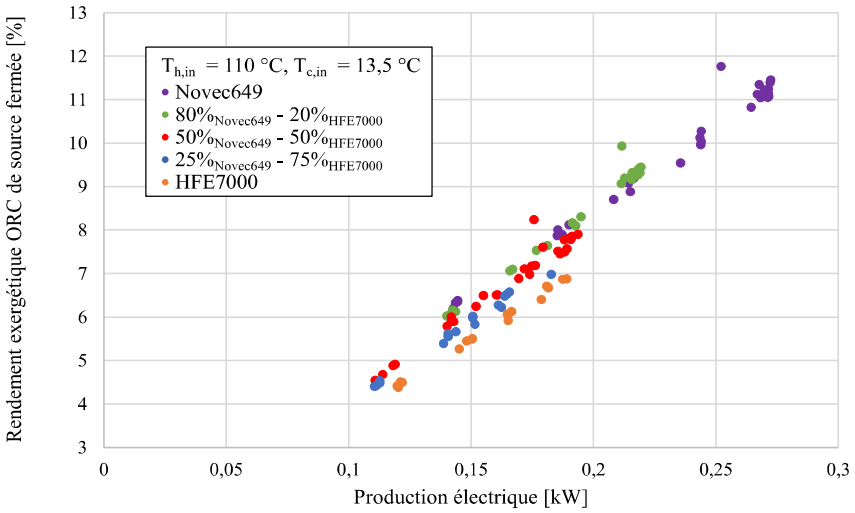
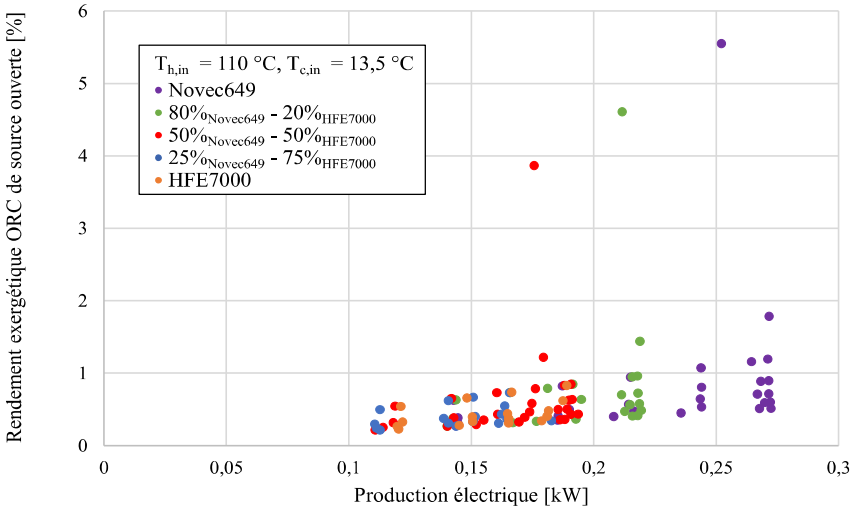


Figure 5.22 : Evolution du rendement premier principe du cycle ORC selon la puissance produite



(a)



(b)

Figure 5.23 : Evolution du rendement second principe du cycle ORC selon la puissance produite (a) source de chaleur fermée, (b) source de chaleur ouverte

On peut observer avec les Figures 5.22 et 5.23 (a) et (b) que le fluide de travail permettant d'atteindre les meilleures performances de fonctionnement pour l'installation ORC expérimentale est le Novec649 pur. Lors de la variation de l'ensemble des paramètres de réglage de l'installation, ce fluide de travail entraîne la production d'électricité au niveau de la turbogénératrice la plus grande, pour les rendements de cycle les plus élevés. Comme mentionné dans le premier paragraphe de cette sous-partie, l'étude des performances globales de l'ORC selon les rendements issus du second principe permet une analyse qualitative de la conversion de chaleur en électricité effectuée par le système ; on retrouve l'intérêt de cette analyse lorsque l'on vient à s'intéresser aux trois valeurs se détachant de l'ensemble des résultats au sein des Figures 5.23 (a) et (b). Ces valeurs correspondent aux essais menés en Novec649 pur et en mélanges composés à 80% et à 50% en Novec649 pour lesquels les rendements exergétiques de l'évaporateur sont les plus élevés, tel que discuté précédemment et décrit avec les Figures 5.18 (a) et 5.19 (a). La seule analyse des rendements issus du premier principe, tels que présentés avec la Figure 5.22, ne permet donc pas de mettre en évidence ce comportement et de le prendre en compte. Ainsi, dans le cas hypothétique où le besoin en production d'électricité ne dépasserait pas 0,25 kW, il serait alors plus approprié de faire fonctionner l'installation avec du Novec649 en tant que fluide de travail et des débits de source chaude et froide respectivement de 300 $l.h^{-1}$ et 2500 $l.h^{-1}$, ce qui permettrait d'exploiter au mieux la source de chaleur à disposition comme le démontrent les valeurs de rendements obtenues en source fermée de 11,8 % et en source ouverte de 5,6 %. A l'inverse, dans le cas où le rendement premier principe aurait été l'unique paramètre de choix pour ce cas d'étude hypothétique, il aurait été préférable de produire plus d'électricité que les 0,25 kW nécessaires, quitte à ne pas l'utiliser et la dissiper, afin d'atteindre le meilleur rendement du cycle ORC. Cependant, ce choix engendrerait des rendements du cycle plus faibles selon le type de source chaude fermée ou ouverte, avec des valeurs de 11,5 % et de 0,5 % respectivement. Dans cette réflexion basée uniquement sur le rendement premier principe du cycle, le fluide de travail est identique au cas précédent et les débits des sources chaude et froide sont respectivement de 3500 $l.h^{-1}$ et de 2500 $l.h^{-1}$.

Au regard de l'analyse des performances globales de l'installation expérimentale, deux observations peuvent être soulignées :

- Les mélanges zéotropes composés des fluides purs HFE7000 et Novec649 ne permettent pas d'atteindre de meilleures performances pour le système global en comparaison du fluide pur Novec649. Ce comportement découle notamment du fait que l'organe de détente ait été dimensionné pour le Novec649 pur, fluide de design de cette micro-turbine axiale hermétique à action et à admission partielle.
- Les performances globales du système et leurs comportements se trouvent fortement liés à ceux des éléments composant le cycle ORC en lui-même.

Afin de comprendre les phénomènes entraînant les résultats décrits par les deux observations précédentes, les rendements second principe globaux de l'ORC sont étudiés selon les rendements de la source froide, de la source chaude et de l'organe de détente. Il a pu être observé avec les Figures 5.22 et 5.23 (a) et (b) précédentes que les rendements les plus élevés de l'ORC sont atteints avec les productions d'électricité les plus grandes. Par conséquent, il semble pertinent de s'intéresser en premier lieu à la répartition des performances de l'ORC selon celles de la turbogénératrice. Cette comparaison est présentée au sein de la Figure 5.24.

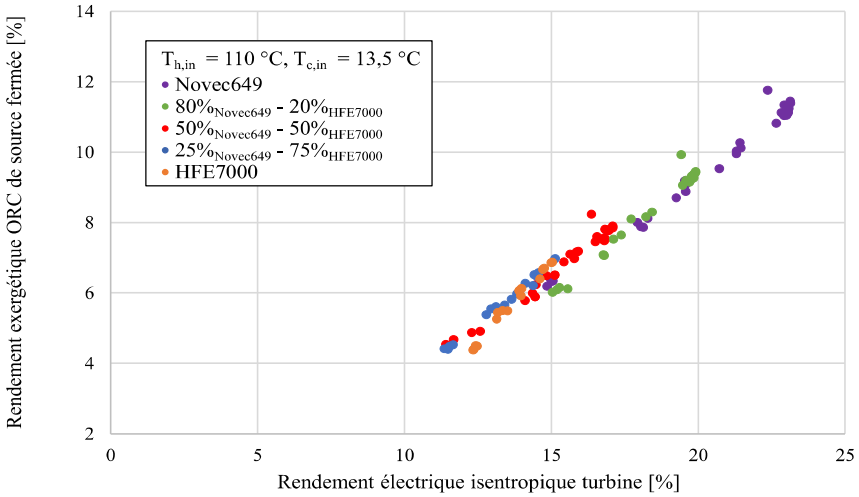


Figure 5.24 : Evolution du rendement second principe du cycle ORC selon le rendement électrique isentropique de la turbine

En comparant les performances globales de l'ORC avec celles de la turbine, il est possible de conclure que le comportement de cet organe vient directement imposer les performances du cycle thermodynamique. En effet, plus le rendement de la turbine, défini par l'équation (3.19), est important plus la production d'électricité est grande, et de fait tel qu'illustré par la Figure 5.23 (a), plus le rendement exergétique de l'ORC est important. Le rendement de l'organe de détente dépend quant à lui directement du jeu de pression au sein du cycle, ou plus spécifiquement du ratio de pression $\boldsymbol{\pi}$ (équation (3.2)), comme représenté avec la Figure 5.25.

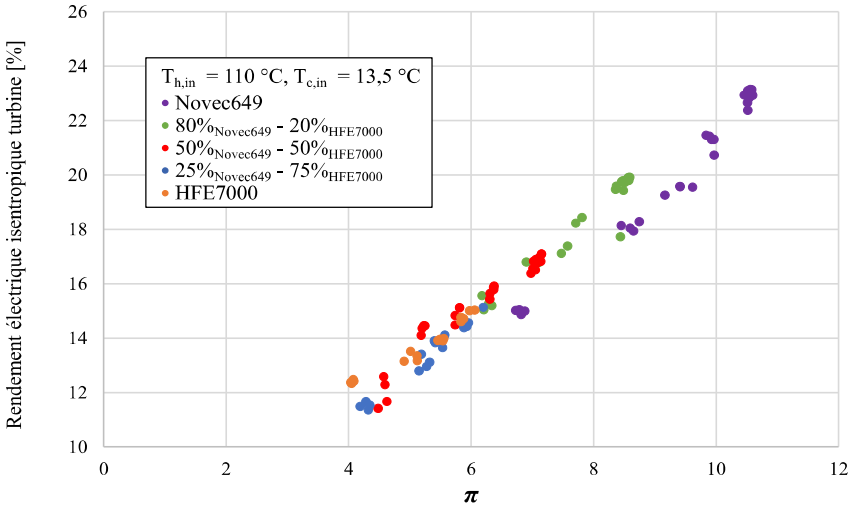


Figure 5.25 : Evolution du rendement électrique isentropique de la turbine selon le ratio de pression $\boldsymbol{\pi}$

En effet, plus le ratio de pression est important, plus la différence d'enthalpie isentropique $\boldsymbol{\Delta h_{is}}$ entre l'entrée et la sortie de la turbine est grande. Cet accroissement du ratio de pression et de la différence d'enthalpie entraîne un accroissement des paramètres caractéristiques de cette turbomachine (partie *IV.2.* du chapitre *IV*) dont dépend son rendement. Par conséquent, l'augmentation du ratio de pression au sein du cycle ORC se traduit par une augmentation du rendement de l'organe de détente. Or, sur l'ensemble des essais effectués avec les différents fluides, le Novec649 pur est le fluide de travail qui permet d'atteindre les ratios de pression les plus élevés, lors des variations des paramètres du système (débits des sources chaude et froide). Cette spécificité du Novec649 vient donc expliquer les performances optimales obtenues avec ce fluide pur, en comparaison du HFE7000 pur et des mélanges zéotropes composés de ces

deux fluides. Le classement des performances globales de l'ORC entre les différents fluides, observé au sein des Figures 5.22 et 5.23 (a) et (b), se traduit également avec la variation des valeurs de ratio de pression entre les différents fluides de travail ; ce ratio de pression étant croissant du HFE7000 pur jusqu'au Novec649 pur avec entre ces deux fluides les mélanges de composition croissante en Novec649.

Au-delà de l'influence de l'organe de détente sur les performances de l'ORC, il a été démontré précédemment que les débits des sources de chaleur, et donc des rendements de ces sources, jouent un rôle important sur le rendement global du cycle. La Figure 5.26 présente la variation du rendement exergétique du l'ORC selon celle du rendement exergétique du condenseur. On peut observer grâce à cette figure que les rendements les plus élevés pour le cycle ORC sont atteints lorsque les rendements sont les plus faibles au niveau du condenseur. Ce comportement antagoniste provient des variations des pressions haute et basse du cycle engendrées par les variations de la source froide. En effet, lorsque le débit de la source froide diminue, les performances du condenseur augmentent (Figure 5.10) et les pressions basse et haute augmentent également (Figures 5.2 (a) et (b) et 5.4). Cependant, l'accroissement simultané des pressions du cycle, suite à la diminution du débit de la source froide, se traduit par une diminution du ratio de pression $\boldsymbol{\pi}$ (équation (3.2)), telle que représentée en Figure 5.27.

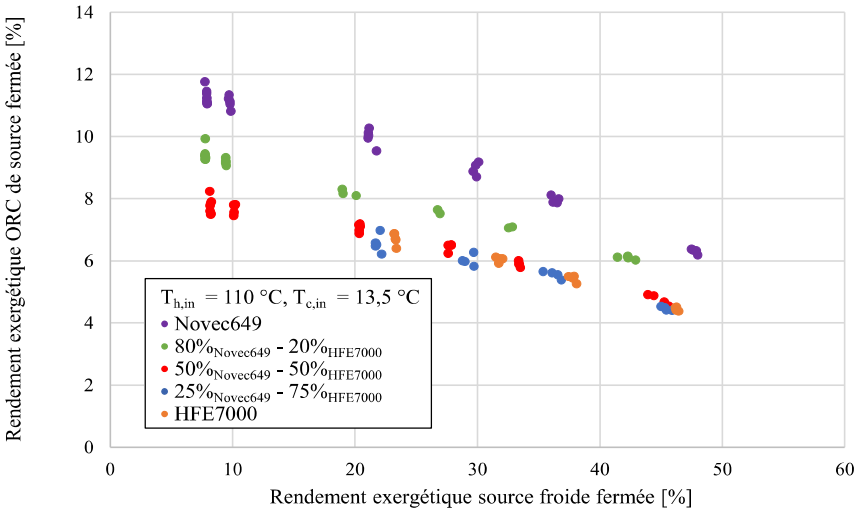


Figure 5.26 : Evolution du rendement second principe du cycle ORC selon le rendement second principe du condenseur

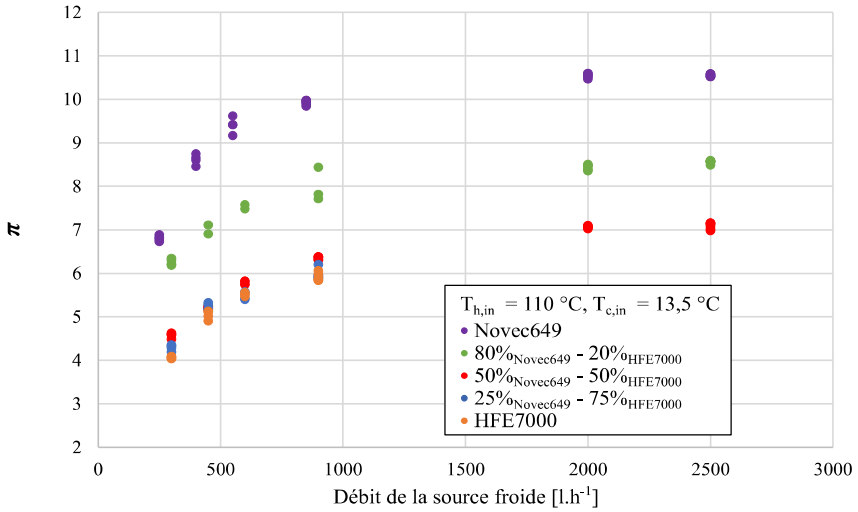
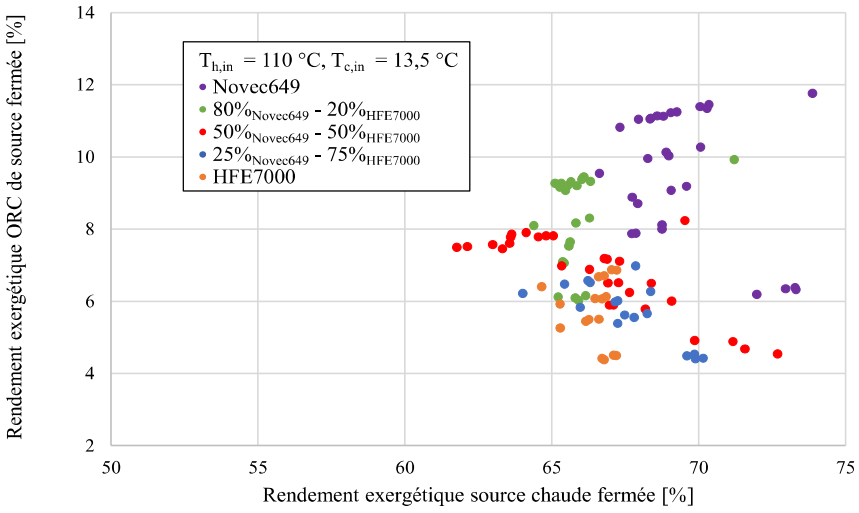
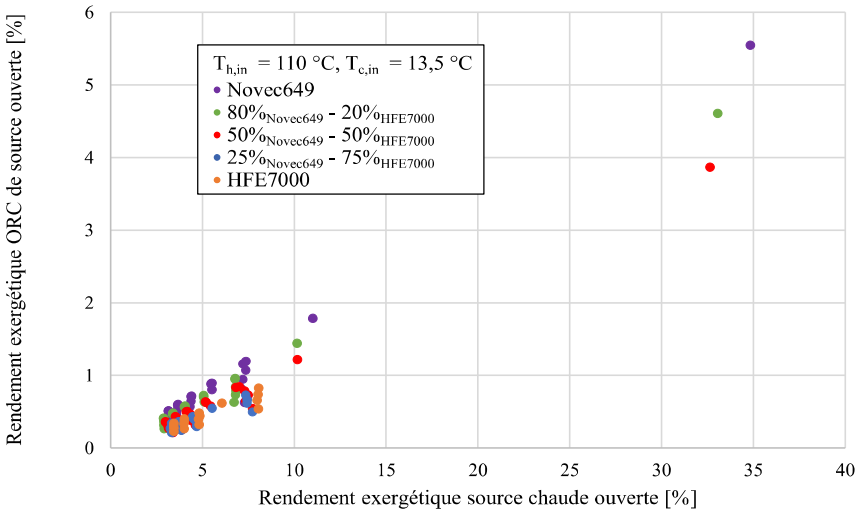


Figure 5.27 : Evolution du ratio de pression $\boldsymbol{\pi}$ du cycle ORC selon le débit de la source froide

Or, comme expliqué avec l'influence du comportement de la turbine sur le cycle ORC, plus le ratio de pression de ce cycle est faible plus ses performances le sont également. Par conséquent, dans le cas présent d'un cycle organique de Rankine constitué d'un unique échangeur au niveau de la source froide, il n'est pas possible d'obtenir simultanément les performances optimales pour ce composant du cycle et le cycle en lui-même. Les performances globales de l'ORC sont maintenant étudiées suivant la variation des performances de l'évaporateur, telles que représentées au sein des Figures 5.28 (a) et (b).



(a)

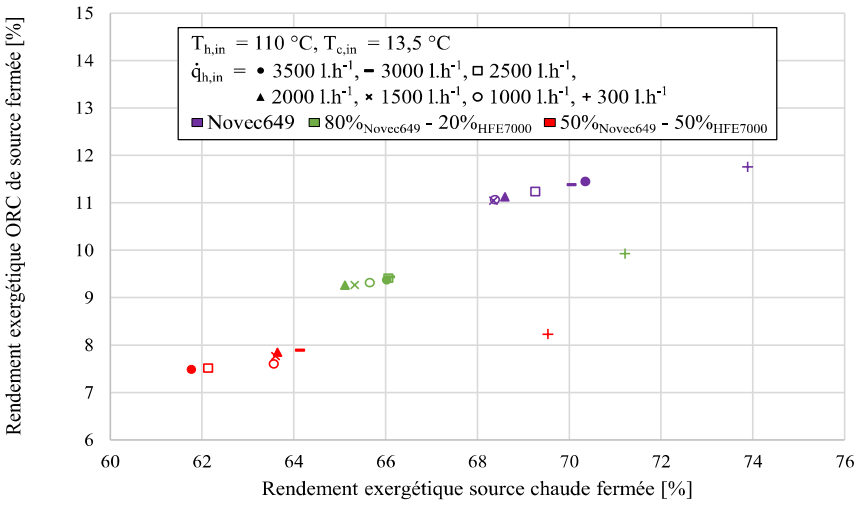


(b)

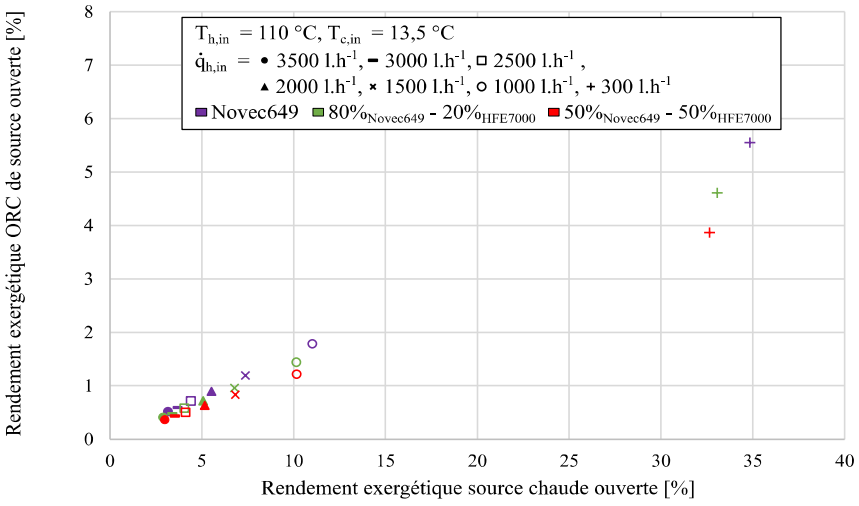
Figure 5.28 : Evolution du rendement second principe du cycle ORC selon le rendement second principe de l'évaporateur
(a) source de chaleur fermée, (b) source de chaleur ouverte

Au regard de l'évolution des performances en sources fermée et ouverte des Figures 5.28 (a) et (b), on retrouve l'influence couplée de la variation des débits chaud et froid sur les performances de l'évaporateur, et donc sur les performances globales de l'ORC tels que représenté au sein de ces deux figures. De la même manière que pour l'analyse propre à l'évaporateur de la sous-partie *V.1.2.2.*, le débit de la source froide vient fortement influencer le comportement des rendements de la Figure 5.28 (a) dans le cas de la source chaleur considérée fermée, tandis que ce débit ne vient influencer que très faiblement le comportement des rendements dans le cas de la source de chaleur considérée ouverte (Figure 5.28 (b)). Il a pu

être mis en évidence suite à la comparaison entre les performances du cycle ORC et du condenseur que le débit de la source froide entraînant les performances les plus élevées du cycle thermodynamique correspond au débit froid le plus élevé de 2500 l.h^{-1}. De ce fait, les résultats présentés au sein des Figures 5.8 comprenant initialement la plage entière de variation du débit de la source froide sont maintenant réduits à ce seul débit froid optimal de 2500 l.h^{-1}, tels que représentés avec les Figures 5.29 (a) et (b).



(a)



(b)

Figure 5.29 : Evolution du rendement second principe du cycle ORC selon le rendement second principe de l'évaporateur pour le débit froid de 2500 l.h^{-1}
(a) source de chaleur fermée, (b) source de chaleur ouverte

Les résultats présentés au sein des Figures 5.29 (a) et (b) dans le cas du débit froid optimal de 2500 l.h^{-1} sont eux-mêmes détaillés suivant leur valeur de débit de source chaude. Ainsi, on retrouve très clairement, au sein des Figures 5.29 (a) et (b), le comportement imposé par le débit chaud sur les performances de l'évaporateur et donc sur les performances globales de l'ORC, tel qu'étudié initialement au sein des Figures 5.18 (a) et 5.19 (a). Contrairement à l'optimisation couplée du cycle ORC et du condenseur, qui ne peut être obtenue du fait de la variation imposée au ratio de pression $\boldsymbol{\pi}$ par le débit de la source froide, celle du cycle ORC et de l'évaporateur est possible et correspond aux mêmes paramètres de fonctionnement du système. En effet, lors de la variation du débit de la source chaude, les pressions haute et basse restent identiques jusqu'à 1000 l.h^{-1} de débit chaud, et lorsque le débit de 300 l.h^{-1} est atteint, la

variation conjointe des pressions haute et basse permet au ratio de pression de rester constant ; par conséquent, les performances du cycle ORC et de l'évaporateur sont optimales en ce point précis. La Figure 5.30 décrit la variation du ratio de pression $\boldsymbol{\pi}$ suivant l'évolution du débit de la source chaude pour le débit froid optimal de 2500 l.h^{-1}.

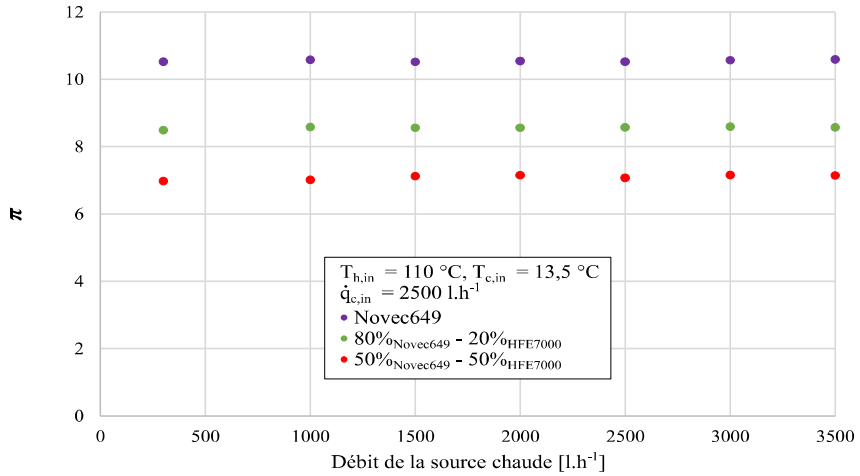


Figure 5.30 : Evolution du ratio de pression $\boldsymbol{\pi}$ du cycle ORC selon le débit de la source chaude pour le débit froid de 2500 l.h^{-1}

L'ensemble des résultats analysés jusqu'à présent a porté sur l'étude de cinq des six fluides de travail utilisés au sein de l'installation ORC expérimentale AMORCE. Ces cinq fluides, deux fluides purs (le Novec649 et le HFE7000) et trois mélanges (composés à 80%, 50% et 25% en Novec649), ont permis l'analyse des performances globales du cycle ORC et l'étude de l'influence des mélanges zéotrope de type HFE. Il a pu être observé au travers de la sous-partie *V.1.2.* que les performances optimales sont atteintes avec le Novec649 pur, tant pour les différents composants du cycle que pour le cycle ORC en lui-même. En effet, bien que les mélanges zéotropes entraînent un glissement de température durant les étapes de changement de phase, les mécanismes de transfert de chaleur propres à ces mélanges ainsi que leurs propriétés thermodynamiques intensives ne permettent pas d'obtenir de meilleures performances lors de leur utilisation au sein d'un ORC, en comparaison du Novec649. Ceci notamment pour les performances globales de l'ORC, du fait des ratios de pression atteignables par ce fluide pur, plus élevés que les autres fluides de travail, entraînant les performances optimales du cycle thermodynamique étudié.

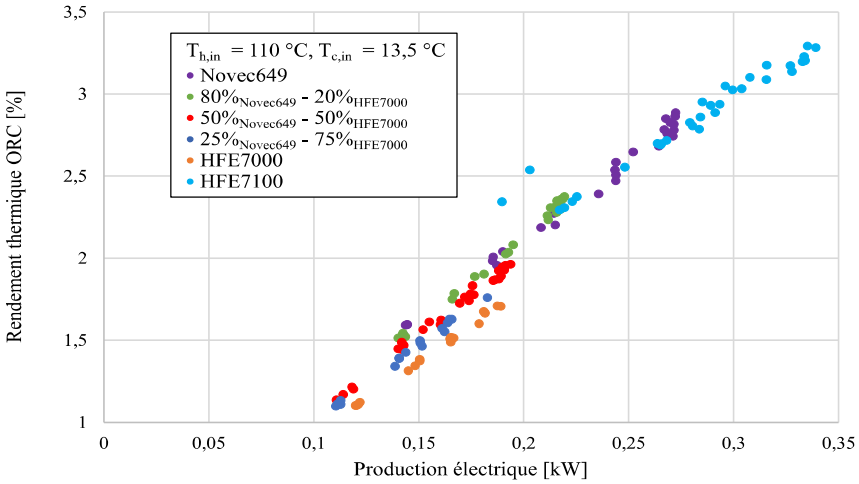


Figure 5.31 : Evolution du rendement premier principe du cycle ORC selon la puissance produite pour l'ensemble des six fluides de travail étudiés expérimentalement

Un sixième fluide de travail, le HFE7100, n'a pas été intégré à l'analyse et à la comparaison des résultats expérimentaux précédents. En effet, lors des campagnes d'essais menées sur l'installation AMORCE, il n'a pas été possible d'effectuer de mélange de ce fluide pur avec du Novec649 ou du HFE7000 afin d'en étudier les performances ; seuls les essais en HFE7100 pur ont pu être effectués. Cependant, les résultats des essais en HFE7100 ont permis d'atteindre des performances plus élevées que celles obtenues en Novec649, telles qu'illustrées par la Figure 5.31. Les performances en HFE7100 sont supérieures à celles obtenues avec les autres fluides de travail ; ceci est essentiellement lié au fait que les ratios de pression atteignables par ce fluide sont plus élevés que ceux atteints par le Novec649. Les plages de variation du ratio de pression pour les différents fluides de travail sont regroupées au sein du Tableau 5.4.

Tableau 5.4 : Variation des ratios de pression pour les six fluides de travail étudiées

Fluide de travail	Ratios de pression π
Novec649	6,2 – 10,6
$80\%_{Novec649}$ - $20\%_{HFE7000}$	5,4 – 8,6
$50\%_{Novec649}$ - $50\%_{HFE7000}$	4,0 – 7,2
$25\%_{Novec649}$ - $75\%_{HFE7000}$	4,0 – 6,2
HFE7000	3,8 – 6,1
HFE7100	9,5 – 15,7

L'influence de la variation des sources de chaleur sur les performances obtenues en HFE7100 est identique à celle observée avec les cinq autres fluides de travail. De plus, tout comme le HFE7000, le HFE7100 est un fluide organique de type Hydrofluoroether ; par conséquent, dans le cas où l'on viendrait à effectuer des mélanges de Novec649 et HFE7100, ces derniers se comporteraient sensiblement de la même manière que les mélanges de Novec649 et HFE7000 étudiés tout au long de cette partie *V.1.*. Ainsi, tout comme pour les résultats observés en Figure 5.22, les performances globales du cycle ORC viendraient à s'accroître du Novec649 pur jusqu'au HFE7100 pur avec entre ces deux fluides les mélanges de composition croissante en HFE7100. Tout au long de cette partie *V.1.*, l'analyse des résultats expérimentaux s'est portée sur les performances du cycle ORC lors de l'utilisation de fluides purs et de mélanges zéotropes. Cette analyse avait notamment pour objectif de comprendre le comportement engendré par l'utilisation de mélanges zéotropes de type HFE au sein d'un cycle thermodynamique et les possibilités d'optimisation apportées par leur utilisation. Il a pu être observé que ces mélanges viennent à faire varier les performances (rendements premier et second principe) de l'installation de la même manière que les fluides purs, mais qu'ils n'entraînent pas nécessairement de meilleures performances en comparaison des fluides purs les composants, et ici du fluide pur Novec649. Lors des travaux préliminaires aux essais expérimentaux menés sur l'installation ORC AMORCE, il avait été envisagé l'éventualité que les mélanges composés de Novec649 et de HFE7000 ne permettent pas d'accroître directement les performances de l'ORC ; cependant, un des axes de recherche abordés par l'utilisation de ces mélanges zéotropes était également celui d'obtenir des fluides de travail moins dangereux pour l'environnement au regard de leur valeur de GWP. Au cours des essais expérimentaux et tel qu'étudié tout au long de cette partie, le fluide de travail le moins performant s'est trouvé être le HFE7000 pur, qui possède la plus grande valeur de GWP, tandis que le Novec649 pur s'est trouvé être le fluide de travail le plus performant, avec la plus faible valeur de GWP (Tableau 3.2 (a) et (b)). Par conséquent, lors de l'utilisation du mélange Novec649/HFE7000

et de l'accroissement de la proportion de HFE7000 au sein de ce mélange, il n'a été possible ni d'accroître les performances du cycle ORC, ni de réduire la valeur de GWP du fluide de travail. Néanmoins, tel qu'exposé dans ce paragraphe et décrit par la Figure 5.31, l'utilisation de HFE7100 pur entraîne de meilleures performances pour le cycle thermodynamique en comparaison du Novec649 pur. Or, le HFE7100 possède une valeur de GWP égale à 320, tandis que le Novec649 a un GWP égal à 1. De ce fait, suivant la valeur seuil de GWP choisie pour le fluide de travail d'une installation ORC, il est alors possible de faire varier la composition du mélange HFE7100/Novec649, allant du HFE7100 pur avec les meilleures performances de cycle mais la plus forte valeur de GWP, jusqu'au Novec649 qui entraîne de plus faibles performances mais possède un faible GWP. Cette variation de composition d'un fluide pur à l'autre permet ainsi de trouver le bon compromis, en termes de performances et de nocivité, pour le fluide de travail à utiliser au sein d'une installation à cycle organique de Rankine.

V.2. Volatilité et composition circulante de mélanges zéotropes

V.2.1. Composition variable d'un mélange

À la lecture de l'état de l'art des mélanges zéotropes utilisés en tant que fluides de travail au sein d'installations de Cycle Organique de Rankine, chapitre *II*, deux problématiques liées au principe du mélange de fluides en lui-même peuvent être mises en avant (Bamorovat Abadi et Kim, 2017). Il s'agit des notions de « décalage de composition du mélange », appelé « shift » en anglais, et du « fractionnement du mélange », appelé « fractionating » en anglais, dans l'installation ORC. Le shift se traduit par un décalage entre la composition de remplissage initiale et la composition de ce même mélange lors de sa mise en œuvre et sa circulation durant le fonctionnement de la machine thermodynamique. Ce décalage est particulièrement lié au principe de « retard différentiel de changement de phase », appelé « two-phase hold-up », des espèces du mélange dans les échangeurs de chaleur du fait de vitesses différentes des espèces en phase liquide et phase gaz. Ce phénomène traduit notamment le fait que le mélange n'est pas parfaitement homogène. La différence d'affinité des espèces du mélange lors de l'utilisation concomitante d'une huile de lubrification pour le système peut également influencer la charge circulante et accentuer le décalage de composition (Chen et Kruse, 1995). Le fractionnement quant à lui correspond, dans le cas de cycles thermodynamiques, à la séparation des espèces composant le mélange lors des étapes de changements de phase, évaporation et condensation, du fait d'un écart trop important entre les températures de saturation des fluides purs composant le mélange zéotrope.

La notion de « fractionnement » de composition pour des mélanges zéotropes utilisés au sein de cycles thermodynamique tels que les cycles de réfrigération, les pompes à chaleur et les cycles de Rankine à fluide organique, n'est que peu étudiée dans la littérature. En effet, les mélanges zéotropes composés d'espèces avec un fort écart de température de saturation sont peu utilisés dans la mise en œuvre de cycles thermodynamiques. Un mélange souvent utilisé, le mélange eau-ammoniac, présente cependant un glissement de température important, avec un glissement de température pouvant atteindre plus de 90 K (Modi et Haglind, 2017 ; Fronk et Garimella, 2016). Il est notamment mis en œuvre au sein d'un cycle spécifiquement adapté à son utilisation, le cycle de Kalina, et n'est donc pas considéré ici. Chys *et al.* (2012) recommandent dans leurs travaux, afin d'éviter un risque de fractionnement trop important, un écart maximal de 45 °C entre les températures de saturation des espèces composant le mélange. Heberle *et al.* (2012) préconisent de leur côté de ne pas dépasser un glissement zéotropique supérieur à 15 K.

Le décalage de composition et son impact sur les cycles thermodynamiques sont étudiés depuis une vingtaine d'année. Chen et Kruse (1995) font partie des premiers à s'y être intéressés et ont développé un modèle permettant de calculer le retard différentiel de changement de phase ainsi que la composition réelle circulante au sein d'une machine à cycle thermodynamique. De nombreux auteurs se sont basés sur ces premiers travaux afin d'analyser l'impact du shift sur différents mélanges zéotropes et différents systèmes. La très grande majorité de cette littérature développe de nouveaux modèles pour les composants de leurs systèmes (Zhao et Bao., 2014 ; Zhou *et al.*, 2017 ; Tian *et al.*, 2018) ; à savoir, organe de compression, organe de détente, échangeur source chaude et échangeur source froide. Cependant, ces nouveaux modèles découlent tous du modèle initial de Chen et Kruse (1995) pour la détermination du décalage de composition. La nouveauté apportée par ces différents travaux provient de l'utilisation de corrélations spécifiques pour définir les valeurs des paramètres thermodynamiques, permettant la résolution du modèle global de calcul issu de Chen et Kruse (1995).

L'influence de la charge initiale en fluide R-407C, mélange zéotrope composé à 52 % de R134a, 25 % de R125 et 23 % de R32, couplée à la présence d'un réservoir liquide en sortie de condenseur a ainsi pu être étudiée par Haberschill *et al.* (2002) pour un cycle de réfrigération et par Rajapaksha et Suen (2004) pour une pompe à chaleur réversible. De leur côté, Zhao et Bao (2014) et Bao et Zao (2016), dans le cas d'une machine à cycle organique de Rankine utilisant un mélange isobutane/pentane, se sont intéressés à l'influence obtenue sur le phénomène de shift lors de la variation des paramètres du système, à savoir : la température de source chaude, la température de source froide, le débit de source chaude, le débit de fluide de travail, la dimension de l'échangeur source chaude et la quantité de fluide de la charge initiale.

Chen et Kruse (1995) et Youbi-Idrissi (2003) se sont intéressés au décalage de composition de mélanges zéotropes fonctionnant au sein d'une machine thermodynamique en présence d'huile de lubrification. Ils ont notamment étudié l'influence sur ce décalage de la solubilité des espèces composant le mélange au sein de l'huile de lubrification du système. Il a pu être mis en avant, grâce à leurs travaux, que malgré un impact réel sur le décalage de composition, ce phénomène ne représente qu'une faible proportion de ce décalage au regard du phénomène de retard différentiel de changement de phase.

Xu *et al.* (2012) proposent quant à eux une méthode basée sur la résolution directe des équations de conservation de la masse, de conservation de la quantité mouvement et de conservation de l'énergie. Cette méthode permet une détermination plus précise que le modèle défini par Chen et Kruse (1995), cependant sa complexité rend son utilisation peu fréquente. Leur travail a d'un autre côté permis de corriger le modèle de Chen et Kruse (1995). En effet dans leur modèle, ces derniers utilisent le modèle de fraction de vide de Hughmark et Pressburg (1961) qui engendre de fortes déviations des calculs, il convient d'utiliser à la place le modèle de fraction de vide de Smith (1969) qui permet de réduire fortement ces déviations.

Lors de travaux expérimentaux de comparaison de la composition circulante obtenue expérimentalement à celle déterminée par calcul, la méthode de détermination expérimentale est effectuée majoritairement par chromatographie en phase gazeuse (Chen et Kruse, 1995 ; Xu *et al.*, 2012 ; Bouteiller, 2017 ; Kim *et al.*, 2007 ; Fukuda *et al.*, 2012 ; Lakshmi Narasimhan et Venkatarathnam, 2010).

Plusieurs autres méthodes de détermination expérimentale existent : caractérisation par méthode optique (Bouteiller, 2017), par détente isenthalpique (Sumida *et al.*, 1998) et (Johansson et Lundqvist, 2001), par capacitance électrostatique (Oguni *et al.*, 1998), par écart/accord de température et pression de saturation (Arnou *et al.*, 2019), ou encore par densimétrie.

Cependant, toutes ces méthodes de caractérisation sont complexes, coûteuses ou non adéquates (du fait de modifications d'architecture) pour un système déjà existant, à l'exception de la caractérisation par densimétrie qui possède une mise en œuvre relativement simple. En effet, la densité mesurée d'un échantillon de mélange circulant permet de déterminer directement sa composition. Néanmoins, les incertitudes expérimentales de mesures de masse et de volume viennent à influencer très fortement cette méthode de caractérisation. En effet, dans le cas où un échantillon de fluide circulant est prélevé afin de déterminer sa composition par densimétrie, la quantité prélevé doit être faible pour ne pas influencer le système. Or, du fait de cette faible quantité de fluide, les incertitudes de mesures (masse, volume) engendrent de trop forte variation du résultat obtenu pour être représentatif de la composition circulante.

Une dernière méthode présentée dans ce chapitre, tirant parti de la forte volatilité des composés organique constituants d'un mélange zéotrope, permet expérimentalement une caractérisation de la composition circulante, avec une mise en œuvre plus aisée que les diverses méthodes précédemment citées.

Nota : La méthode de mesure de masse volumique ou densimétrie est trop incertaine telle qu'expliquée ci-dessus. Cependant, du fait que la masse volumique d'un fluide lui soit une caractéristique thermodynamique propre et intrinsèque, utiliser cette propriété permettrait de caractériser la composition d'un mélange circulant de manière certaine. La réflexion menée dans ce chapitre tient compte du principe d'une caractérisation de composition sans modification architecturale. Cependant, dans le cas contraire, l'implémentation d'un débitmètre à effet Coriolis permettrait de caractériser directement la composition circulante car cet instrument mesure également la masse volumique du fluide le traversant.

Cette partie *V.2* décrit la mise en œuvre d'une méthode de caractérisation de composition circulante d'un mélange zéotrope au sein d'une installation ORC. Ce mélange est composé à 79,4 % massique de Novec649 et 20,6 % massique de HFE7000. La méthode de caractérisation ainsi que le dispositif mis en place pour l'effectuer sont détaillés. La détermination d'une composition circulante expérimentale est menée ; l'influence de cette nouvelle valeur de composition en comparaison de la composition de charge est également investiguée au regard du fonctionnement du cycle ORC et de ses performances. Enfin, une analyse expérimentale et une discussion sur la caractérisation d'une composition circulante en présence d'huile sont effectuées.

V.2.2. Caractérisation de la composition circulante

La méthode et les différents dispositifs, employés dans cette thèse, afin de caractériser la composition circulante d'un mélange zéotrope sont décrits dans cette sous-partie. Le choix de cette méthode repose notamment sur une mise en œuvre facilitée du fait de la forte volatilité des composés organiques volatils que sont les fluides frigorigènes utilisés comme fluides de travail au sein du banc d'essais ORC.

V.2.2.1. Méthode de caractérisation

La méthode de caractérisation expérimentale de la composition circulante, au sein d'une machine à cycle thermodynamique, tient compte de la volatilité du mélange circulant et plus particulièrement des espèces composant ce mélange. En effet, les fluides organiques possèdent des pressions de vapeur saturante différentes, du fait de leurs propriétés physico-chimiques, ce qui va entraîner une volatilité différente selon l'espèce mise en contact avec une atmosphère ambiante contrôlée. Il est donc possible, utilisant ce principe de différence de volatilité, de déterminer une vitesse ou durée d'évaporation caractéristique d'un corps pur ou d'un mélange de corps purs pour un échantillon de masse donnée. A partir de la durée d'évaporation, ou densité de flux massique d'évaporation, d'un échantillon de composition inconnue, et en la comparant avec une courbe caractéristique d'étalonnage de référence, il est possible de déterminer cette composition. Il convient donc d'établir au préalable la courbe de référence. Pour ce faire, les durées ou densités de flux massique du mélange étudié, pour différentes proportions, doivent être déterminées. Ces valeurs spécifiques peuvent être obtenues expérimentalement par évaporation d'échantillons étalons, ou par calculs issus de modèles empiriques provenant de la littérature.

Ce sont les travaux de Hertz (1882), Knudsen (1915) et Langmuir (1916) qui les premiers ont permis de définir la densité de flux massique d'évaporation d'un fluide dans une atmosphère contrôlée, avec la relation de Hertz-Knudsen-Langmuir (Eames *et al.*, 1995), présentée avec l'équation (5.3) :

$$\varphi = \alpha \cdot \sqrt{\frac{M}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot T_{ls}}} \cdot (P_{vs} - P_p) \quad (5.3)$$

La densité de flux massique d'évaporation $\boldsymbol{\varphi}$ du fluide dépend de ses propriétés physiques (masse molaire $\boldsymbol{M}$, pression partielle de la vapeur $\boldsymbol{P_p}$) et des conditions d'évaporation (pression de vapeur saturante $\boldsymbol{P_{vs}}$, température du liquide $\boldsymbol{T_{ls}}$).

Découlant de la relation de Hertz-Knudsen-Langmuir, de nombreuses formules empiriques ont par la suite été définies (Braconnier *et al.*, 2008). Berton (1966), puis Chaineaux *et al.* (2006) redéfinissent notamment, dans le cas d'une évaporation à l'air libre, cette densité d'évaporation comme étant principalement fonction de la pression ambiante $\boldsymbol{P_a}$ et de la vitesse de l'air $\boldsymbol{u}$ de l'atmosphère contrôlée, ainsi que de la masse molaire et de la pression de vapeur saturante de l'espèce s'évaporant. La pression partielle de la vapeur dans l'atmosphère devient alors négligeable. L'équation (5.4) présente la formule établie par Chaineaux *et al.* (2006) :

$$\varphi = \alpha \cdot u \cdot M^{\beta} \cdot \frac{P_{vs}}{P_{amb}} \quad (5.4)$$

Au regard des différentes corrélations de la littérature, la pression de vapeur saturante ressort comme un paramètre caractéristique de la densité d'évaporation. Or, dans le cas d'un mélange zéotrope réel, celui-ci est dit parfaitement miscible, il ne comporte que de faibles déviations de comportement par rapport au cas du mélange idéal, et de ce fait, il est considéré pouvoir suivre la loi de Raoult. Découlant de cette loi, Triolet et Sallé (2009) définissent qu'il est ainsi possible d'exprimer la densité de flux d'évaporation d'un mélange en fonction des densités de flux d'évaporation propres aux corps purs le constituant, tel que présenté par les équations (5.5) et (5.6) :

$$\varphi_m = \sum_{i=1}^{N} \varphi_i \quad (5.5)$$

$$\varphi_i = \alpha \cdot u \cdot {M_i}^{\beta} \cdot \frac{P_{vs,i} \cdot x_{mol,i}}{P_{amb}} \quad (5.6)$$

Grâce aux équations (5.5) et (5.6) il est possible de déterminer la durée totale d'évaporation $\boldsymbol{t_{évap}}$ d'un fluide donné, pur ou mélange, en connaissant la masse de fluide évaporée $\boldsymbol{m_{fluide}}$ et la surface d'évaporation $\boldsymbol{S}$ en contact direct avec l'atmosphère ambiant, comme illustré par l'équation (5.7) :

$$t_{évap} = \frac{m_{fluide}}{\varphi_m \cdot S} \quad (5.7)$$

Dans le cas de l'évaporation d'un échantillon de mélange de composition inconnue à caractériser, les paramètres dits « invariants », de masse de fluide évaporée $\boldsymbol{m_{fluide}}$ et de surface de contact $\boldsymbol{S}$, sont fixés expérimentalement. Les paramètres dits « variants », de vitesse de l'air $\boldsymbol{u}$, de pression ambiante $\boldsymbol{P_a}$ et de température ambiante sont quant à eux mesurés. La durée d'évaporation de l'échantillon obtenue va permettre de déterminer la composition de ce mélange en la comparant aux durées de la courbe de référence. Cette courbe de référence, de la variation du temps d'évaporation d'un échantillon de masse donnée en fonction de sa composition, peut être établie grâce aux équations précédentes et pour des paramètres «

invariants » et « variants » identiques à ceux définis et mesurés expérimentalement lors de l'évaporation de l'échantillon de composition inconnue. Lorsque l'évaporation de l'échantillon inconnu est effectuée dans un récipient dit « semi clos », tel qu'un bécher, il convient de prendre en compte cette spécificité qui va affecter la vitesse d'évaporation (Triolet et Sallé, 2009). Il est nécessaire de corriger la formule de densité de flux massique ou de durée d'évaporation pour effectuer le tracé de la courbe de référence, comme présenté avec les équations (5.8), (5.9) et (5.10) :

$$\varphi_{m,bécher} = \frac{\varphi_m}{C_{géom}} \tag{5.8}$$

$$t_{évap,bécher} = t_{évap} \cdot C_{géom} \tag{5.9}$$

$$C_{géom} = \frac{10 \cdot h}{\sqrt{S}} + 1 \tag{5.10}$$

Le coefficient correctif $\boldsymbol{C_{géom}}$ tient compte de la géométrie du récipient contenant le fluide s'évaporant, avec $\boldsymbol{h}$ la hauteur séparant la surface libre du fluide du bord du récipient.

Cependant, les équations (5.4) à (5.10) dépendent de paramètres empiriques $\boldsymbol{\alpha}$ et $\boldsymbol{\beta}$; de ce fait, afin de mener à bien la détermination des compositions de mélanges circulant, il convient notamment de contrôler que ces valeurs empiriques sont appropriées au cas du mélange s'évaporant étudié. Pour cela, il est nécessaire de vérifier que les durées d'évaporation obtenues par calcul et celles obtenues par évaporation d'échantillons étalons sont les mêmes. Comme expliqué auparavant, du fait que le mélange étudié soit un mélange zéotrope, seules les durées d'évaporation expérimentales des fluides purs étalons sont nécessaires pour effectuer cette comparaison.

La conception de la courbe caractéristique de référence est donc effectuée de deux manières différentes, à savoir :

- Expérimentalement, avec la préparation d'échantillons étalons en fluides purs et en mélanges de diverses compositions.
- Semi-empiriquement, avec l'application des formules (5.4) à (5.10) et la caractérisation des paramètres empiriques grâce aux échantillons étalons en fluides purs.

Nota : De la même manière que pour les échantillons étalons en fluide pur, les échantillons étalons en mélange, ayant été effectués pour la courbe caractéristique expérimentale, permettront de vérifier la concordance entre les deux méthodes de tracé de la courbe de référence.

La comparaison de ces deux méthodes, expérimentale et semi-empirique, permettra également de statuer sur le principe de méthode de caractérisation généralisée proposée dans les travaux de Triolet et Sallé (2009).

V.2.2.2. Dispositifs et caractérisation expérimentale

La sous-partie *V.2.2.1.* a permis de définir une méthode expérimentale afin de caractériser un échantillon d'un mélange zéotrope de composition initialement inconnue. L'installation expérimentale AMORCE, machine à cycle organique de Rankine, fonctionnant notamment avec comme fluides de travail du Novec649 (fluide de dimensionnement de l'installation), du HFE7000 et le mélange zéotrope associé de ces deux espèces, a permis

l'application concrète de la méthode d'évaporation et de caractériser la composition circulante d'un mélange.

La sous-partie *V.2.2.2.* présente ici la méthodologie et les dispositifs permettant la caractérisation expérimentale d'un mélange zéotrope binaire.

Dispositif d'échantillonnage :

Afin de caractériser la composition d'un mélange circulant au sein de l'installation ORC, il est nécessaire de pouvoir effectuer des prélèvements de ce fluide de travail lors du fonctionnement du banc d'essais. Pour cela, différents lieux d'échantillonnage existent et sont représentés sur la Figure 5.32.

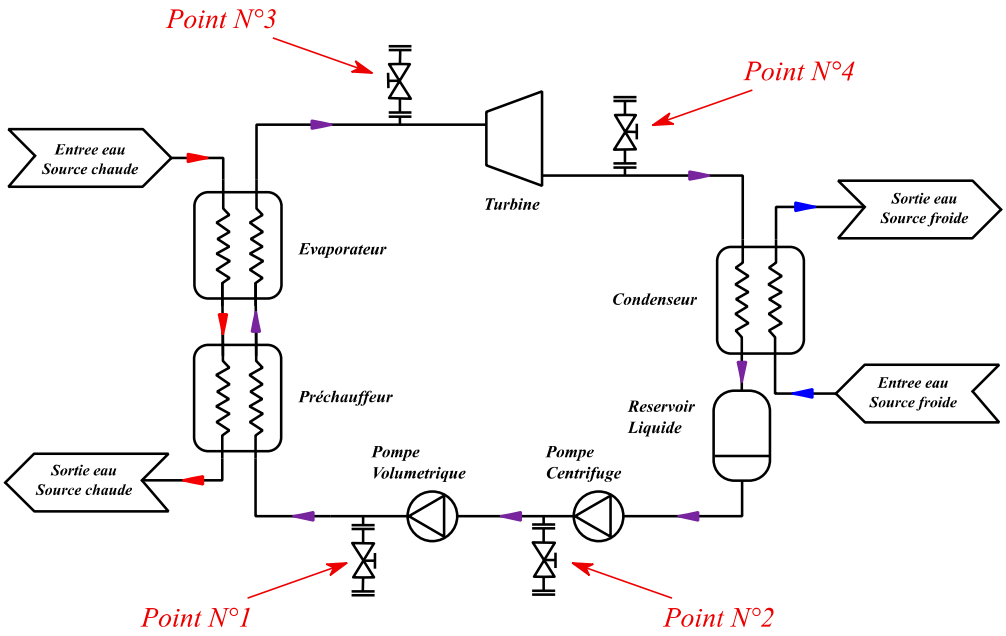


Figure 5.32 : Répartition des points de prélèvement de l'installation expérimentale AMORCE

Ces points de prélèvement sont au nombre de quatre et sont répartis tels que :

- Point N°1 : Sortie de la pompe de circulation ; fluide à haute pression et basse température
- Point N°2 : Sortie de la pompe de gavage ; fluide à basse pression (en réalité à moyenne pression, cependant cette pression est seulement à une valeur de 0,4 bar au-dessus de la pression basse, par conséquent ce point est considéré à basse pression) et basse température
- Point N°3 : Entrée de la turbine ; fluide à haute pression et haute température
- Point N°4 : Sortie de la turbine ; fluide à basse pression et haute température

Le principe de ces différentes localisations de prélèvement réside dans la possibilité de comparer la composition circulante du fluide de travail inter-composants du fait de couples pression-température spécifiques pouvant influencer cette composition.

Le système de prélèvement est composé d'un volume fermé (bonbonne), d'un jeu de vannes et de flexibles/tuyauteries qui permet le raccordement au point d'échantillonnage ainsi que l'isolement hermétique du système de prélèvement. Pour effectuer un échantillonnage de mélange circulant, le système raccordé est tout d'abord mis au vide grâce à une pompe à vide. Un manomètre de pression permet de suivre cette étape. Une fois le vide, primaire, atteint dans

le système de prélèvement, les vannes séparant le système d'échantillonnage au banc d'essais sont ouvertes, ce qui entraîne le transfert du mélange depuis l'installation dans la bonbonne. Une balance de précision permet de suivre ce transfert de masse (système identique au système de remplissage-vidange du circuit ORC présenté en Figure 3.5 du chapitre *III*). La Figure 5.33 présente une photo du système de prélèvement raccordé au point d'échantillonnage N°1 :

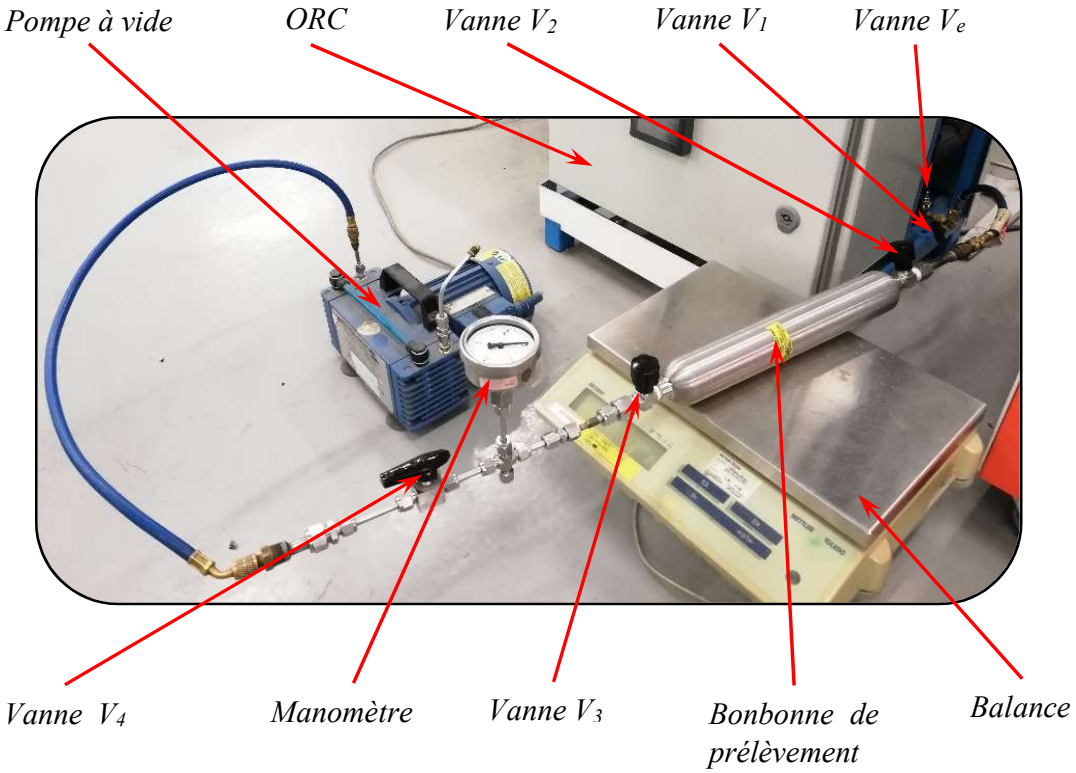


Figure 5.33 : Système d'échantillonnage de mélange circulant couplé à l'ORC au point N°1

Echantillonnage :

La méthodologie de prélèvement des échantillons est présentée ci-dessous :

- Mise au vide du système de prélèvement raccordé au point d'échantillonnage, le manomètre permet de suivre le tirage au vide. Vanne V_e fermée ; Vannes V_1, V_2, V_3 et V_4 ouvertes.
- Isolement hermétique du système de prélèvement une fois le vide effectué. Fermeture de la vanne V_4 et arrêt de la pompe à vide.
- Ouverture de la vanne V_e permettant le transfert du fluide de travail circulant depuis l'installation dans le système de prélèvement.
- Suivi du transfert de la masse souhaitée avec la balance de précision ; le manomètre permet de suivre l'équilibrage de pression entre le système de prélèvement et l'installation ORC.
- Fermeture des vannes V_e et V_1 une fois la masse souhaitée prélevée atteinte.

En fonctionnement, la partie du circuit à haute pression se trouve proche de 4 bar, le prélèvement de l'échantillon au Point N°1 est effectué aisément du fait de l'écart de pression avec le système de prélèvement tiré au vide. Dans le cas du prélèvement au Point N°2, celui-ci est également relativement aisé malgré une valeur de basse pression autour de 0,5 bar ; en effet,

le fluide de travail est à l'état liquide et le ballon tampon liquide se trouve juste en amont du point de prélèvement N°2.

Dans le cas des Point N°3 et Point N°4, la méthode de prélèvement ici utilisée n'est pas adéquate pour caractériser une composition circulante en phase vapeur. En effet, une fois l'échantillon de fluide circulant effectué dans le système de prélèvement, il est transféré dans un flacon de stockage afin de permettre par la suite sa caractérisation. Lors de son transfert dans le flacon, le fluide est ramené aux conditions ambiantes de l'atmosphère contrôlé, il va se vaporiser en partie et donc être perdu. Dans le cas d'un prélèvement de fluide circulant en phase liquide (Point N°1 et Point n°2), la proportion de fluide vaporisé dans l'atmosphère représente une quantité négligeable de l'échantillon et ne va donc pas influencer la composition de la phase liquide recueillie dans le flacon. Dans le cas où l'échantillon de fluide circulant proviendrait de la phase vapeur (Point N°3 et Point N°4), la proportion de fluide vaporisé dans l'atmosphère serait de l'ordre de 70 % de l'échantillon prélevé et donc impacterait très fortement la composition de la phase liquide recueillie dans le flacon. De plus, la caractérisation du liquide recueilli des échantillons obtenus en Point N°1 et Point N°2 correspond à une phase initiale liquide circulante. Dans le cas des échantillons qui proviendraient des Point N°3 et Point N°4, la caractérisation du liquide recueilli correspondrait uniquement à une composition du condensat et non à la composition de la phase vapeur circulante initiale.

Par conséquent, seuls les Point N°1 et Point N°2 peuvent permettre la caractérisation de la composition circulante au sein du système. Cette spécificité liée à la méthode de caractérisation utilisée ne permet donc pas de connaitre et de vérifier la composition circulante en amont et aval de la turbine (phase vapeur). Le but des quatre localisations d'échantillonnage était initialement de comparer la composition circulante en tous points inter-composants du système, et de déterminer s'il existait une variation de la composition circulante.

Cependant, la question de variation de composition circulante en différents points d'un système à cycle thermodynamique a été traitée au travers de travaux de la littérature scientifique. Dans leurs travaux expérimentaux, Chen et Kruse (1995), ont caractérisé la composition circulante en phase liquide et en phase gaz d'un mélange R-23/R-152a au sein d'une installation de réfrigération. Les compositions ont été déterminées à l'aide d'un chromatographe en phase gazeuse et les résultats obtenus mettent en avant que la composition circulante reste fixe en tous points inter-composants lors d'un fonctionnement à l'état stable. Pour un système similaire et une méthode de caractérisation identique, deux autres mélanges, le R-125/R-236fa et le R-509A, ont été étudiés et analysés par Bobbo *et al.* (1998). Plusieurs essais comparatifs ont été effectués, l'écart moyen de composition obtenu entre les échantillons en phase gaz et phase liquide ne dépasse pas 0,2 % pour le R-125/R-236fa et 0,1 % pour le R-509A. De leur côté, Kim *et al.* (2007) avancent les mêmes conclusions dans le cas d'un mélange CO_2/Propane. Tallitsch et Hrnjak (2001) se sont intéressés dans leurs travaux, pour un système de réfrigération, à la variation au cours du temps de la composition circulante en régime de fonctionnement établi. Les résultats obtenus traduisent une stabilité de la composition circulante une fois le régime stationnaire atteint, avec comme fluide de travail le mélange R-407C.

De cette littérature scientifique expérimentale, il est donc possible de conclure que la composition circulante d'un mélange zéotrope, bien que différente de sa composition de charge du fait des phénomènes présentés dans la sous-partie *V.2.1.*, reste constante, dans le cas d'un fonctionnement stable, en n'importe quel endroit du système à cycle thermodynamique étudié. Cette conclusion concerne la composition circulante inter-composant de systèmes ne comportant qu'une seule ligne de circulation de fluide de travail. Ainsi, la caractérisation expérimentale de la phase vapeur aux Point N°3 et Point N°4 n'est pas nécessaire pour étudier la composition circulante de l'installation ORC.

Dispositif de caractérisation de la composition expérimentale :

Une fois le prélèvement effectué, celui-ci est transféré dans le récipient d'évaporation afin de mesurer sa densité de flux massique d'évaporation, ou durée d'évaporation. Le système permettant cette caractérisation comprend une balance de précision avec enregistrement en temps réel de la variation de masse d'un échantillon pesé sur la balance et le récipient contenant l'échantillon, ici un bécher. Le dispositif est présenté en Figure 5.34 :

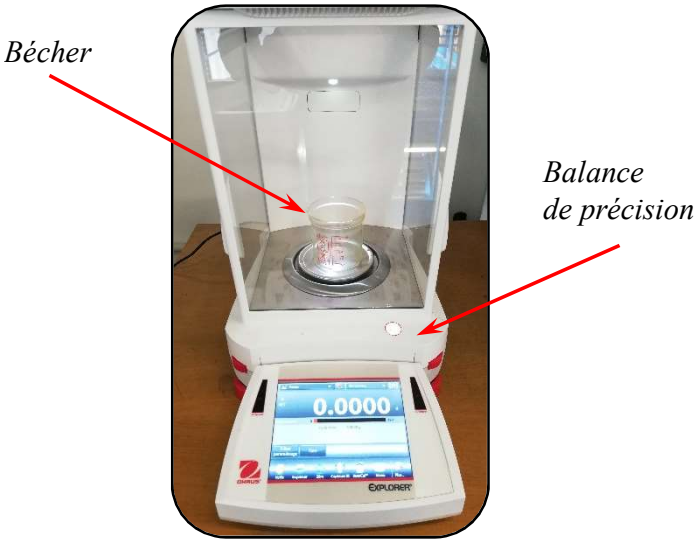


Figure 5.34 : Système de mesure de la densité massique d'évaporation d'un échantillon

Caractérisation :

La méthodologie de caractérisation des échantillons est présentée ci-dessous :

- L'échantillon à analyser est déposé dans le bécher selon la masse de fluide définie à faire évaporer (masse de fluide à évaporer identique entre les échantillons provenant de l'ORC et les étalons en fluides purs et mélanges).
- La variation de masse du bécher est suivie et enregistrée au cours du temps avec la balance de précision jusqu'à évaporation totale de l'échantillon caractérisé.

La caractérisation des échantillons et autres étalons en fluides purs et mélanges est effectuée dans une salle thermalisée (atmosphère ambiante contrôlée), ceci afin d'éviter le plus possible les variations de température qui influenceraient fortement la durée d'évaporation des fluides organiques et donc ne permettraient pas une caractérisation correcte de la composition des échantillons provenant de l'installation ORC.

V.2.3. Etude expérimentale d'une composition circulante

Dans le but de mettre en œuvre la méthode de caractérisation d'une composition circulante, un essai en mélange est effectué sur l'installation ORC AMORCE. Les paramètres de réglage de cet essai (source chaude, source froide, pompes) ont été définis afin qu'il soit le plus représentatif d'un point de fonctionnement respectant le cahier des charges initial de l'installation et donc du fonctionnement normal de l'ORC. Ceci, afin de pouvoir analyser la composition circulante d'un mélange zéotrope proche d'un cas concret.

Les principales caractéristiques et performances de l'essai réalisé sont récapitulées dans le Tableau 5.5 ci-dessous :

Tableau 5.5 : Paramètres et performances de l'essai de caractérisation de la composition circulante

Paramètres		Valeurs expérimentales
$Charge_{Novec649}$	$[\%]_{massique}$	79,4
$Charge_{HFE7000}$	$[\%]_{massique}$	20,6
$T_{sat,normal,Novec649}$	[°C]	49,1
$T_{sat,normal,HFE7000}$	[°C]	34,2
$\dot{m}_h$	[kg.s^{-1}]	0,4
$\dot{m}_c$	[kg.s^{-1}]	0,25
$\dot{m}_f$	[kg.s^{-1}]	0,051
$T_{h,in,évap}$	[°C]	110,6
$T_{c,in,cond}$	[°C]	13,3
$P_{f,in,turb}$	[bar]	4
$P_{f,out,turb}$	[bar]	0,52
$\dot{W}_{el,tur}$	[W]	192
$\eta_{is,tur}$	[%]	53,4
$\eta_{el,is,tur}$	[%]	18,2
η_{th}	[%]	2
$\eta_{II,open}$	[%]	0,9
$\eta_{II,closed}$	[%]	8,2

V.2.3.1. Méthode d'analyse des résultats

Telle qu'énoncée dans la sous-partie *V.2.2.* précédente, la caractérisation d'un échantillon (étalon ou issu de l'installation) est effectuée en évaporant une quantité donnée de fluide organique sur une balance de précision, ce qui rend possible l'analyse de la vitesse, ou de la durée, d'évaporation d'un échantillon comme représentée sur la Figure 5.35.

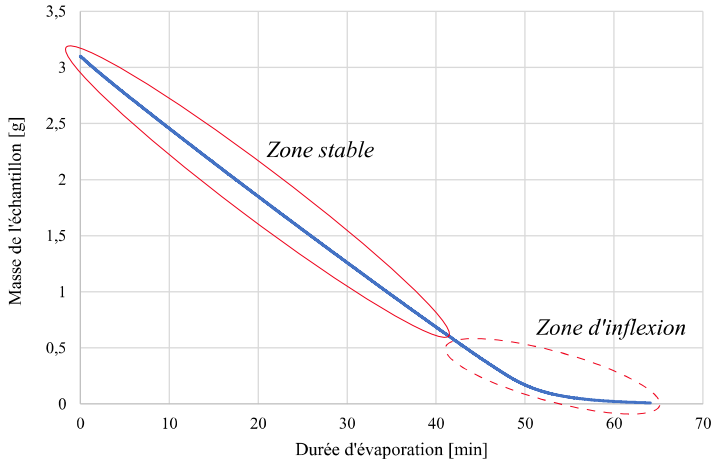
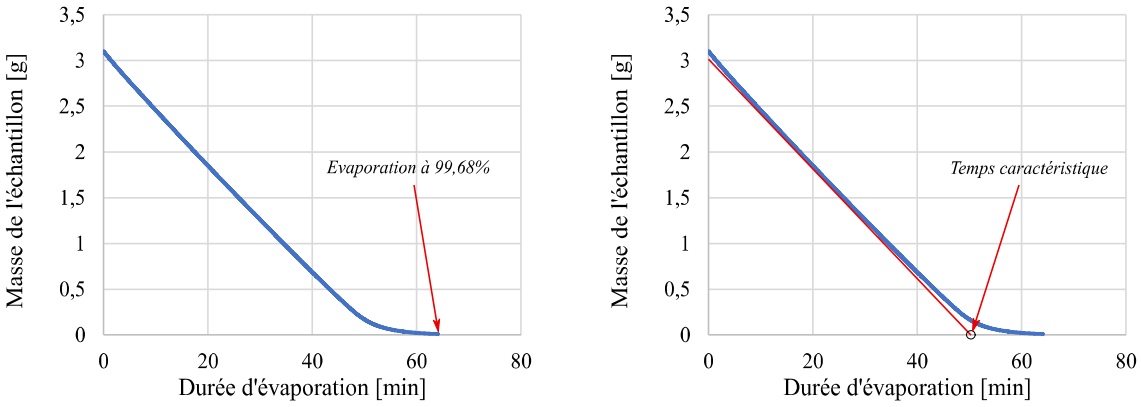


Figure 5.35 : Variation de la masse d'un échantillon de 3,1g de fluide au cours de son évaporation

On peut observer sur le graphique de la Figure 5.35 deux zones distinctes caractérisant deux évolutions différentes du débit spécifique d'évaporation. La première zone avec une pente constante est dite « Zone stable » car elle correspond à un débit d'évaporation constant. La seconde est dite « Zone d'inflexion » et traduit une diminution progressive du débit spécifique d'évaporation. En effet, au fur et à mesure que l'échantillon présent dans le bécher s'évapore, la quantité de fluide diminue ce qui entraîne au-delà d'un certain point des modifications de la surface d'évaporation en contact avec l'atmosphère ambiant mais également des variations de tension superficielle. Ces variations de l'échantillon présent dans le bécher engendrent par conséquent une diminution du débit spécifique d'évaporation ou encore un accroissement de la durée d'évaporation du fluide encore présent dans le bécher.

Cette spécificité liée à la méthodologie expérimentale d'évaporation (deux zones distinctes) permet de définir deux méthodes de caractérisation d'un échantillon, ou en d'autres termes, de définir deux temps d'évaporation ; à savoir le temps total d'évaporation et le temps caractéristique d'évaporation tels que représentés par les Figures 5.36 (a) et (b).



(a) (b)

Figure 5.36 : Méthodes de caractérisation d'un échantillon
(a) durée « totale », (b) durée « caractéristique »

Nota : Dans un souci de clarté et de cohérence pour la suite des analyses exposées ici, les termes de « temps » ou « durée » d'évaporation « totale » ou « caractéristique » seront principalement employés pour caractériser les échantillons évaporés. En effet, les échantillons, tant les préparations étalons que les prélèvements de fluide circulant, sont analysés dans des conditions identiques d'atmosphère de contrôle, de méthode d'évaporation, de masse évaporée et de dispositif employé ; par conséquent, caractériser des échantillons par leur temps ou durée d'évaporation équivaut à les caractériser par leur densité de flux massique ou vitesse d'évaporation.

Le temps total d'évaporation d'un échantillon de fluide, Figure 5.36 (a), correspond à la perte en masse de 99,68 % de cet échantillon et non à la perte totale de la masse de fluide à évaporer. Ce choix expérimental est lié à la forte augmentation de la durée d'évaporation de la « Zone d'inflexion ». En effet, du fait du ralentissement du phénomène d'évaporation, le temps total réel pour évaporer complètement le fluide contenu dans le bécher s'accroît énormément en comparaison du temps total d'évaporation limité à 99,68 %. Cette valeur limite est également définie par un retour à une vitesse d'évaporation stable, comme cela peut être observé en fin de la « Zone d'inflexion » sur la Figure 5.35.

Le temps caractéristique d'évaporation d'un échantillon de fluide correspond quant à lui à la durée spécifique obtenue grâce à la tangente de la « Zone stable » d'évaporation, tel que représenté sur la Figure 5.36 (b).

Le Tableau 5.6 regroupe les temps moyens d'évaporation totale et caractéristique obtenus pour les échantillons étalons en fluides purs et mélanges zéotropes.

Tableau 5.6 : Temps totaux et caractéristiques des échantillons étalons de fluides organiques

Type d'étalon *(fraction massique)*	Temps total d'évaporation [s]	Temps caractéristique d'évaporation [s]
Novec649	4091	3126
$75\%_{Novec649}$ - $25\%_{HFE7000}$	3570	2520
$50\%_{Novec649}$ - $50\%_{HFE7000}$	3184	2185
$25\%_{Novec649}$ - $75\%_{HFE7000}$	3023	2059
HFE7000	2957	2044

A partir des temps totaux et caractéristiques obtenus, tels qu'expliqué dans la sous-partie *V.2.2.1.*, il est possible de tracer les courbes de référence étalon à partir desquels la composition circulante d'un échantillon inconnu sera déterminée. Ces courbes sont analysées dans la sous-partie *V.2.3.2.*

V.2.3.2. Courbes de références semi-empiriques et expérimentale

Les durées d'évaporation totale des échantillons étalons, répertoriées précédemment dans le Tableau 5.6, ont permis de tracer la courbe de référence telle que représentée en Figure 5.37 :

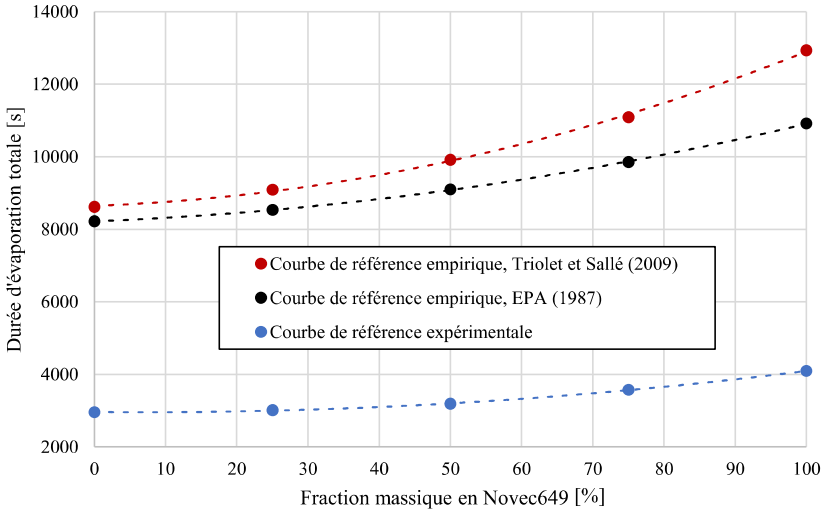


Figure 5.37 : Courbes de référence empirique et expérimentale

La courbe de référence des étalons expérimentaux correspond à la courbe bleue. Cette courbe de référence traduit la variation des durées d'évaporation des échantillons selon le type de fluide évaporé, fluide pur ou mélange. La courbe rouge, quant à elle, correspond à cette même variation obtenue empiriquement à partir de modèles semi-empiriques présentés dans les équations (5.5) à (5.10), correspondant aux travaux de Triolet et Sallé (2009). Enfin, une

seconde courbe de référence empirique, courbe noire, est représentée et découle des travaux menés par l'Environmental Protection Agency (1987), ou EPA. Les formules semi-empiriques définies par ces derniers sont très similaires à celles avancées par Triolet et Sallé (2009). L'équation (5.11) présente le calcul de densité de flux massique défini par l'EPA :

$$\varphi_i = \alpha \cdot u^{0,78} \cdot {M_i}^{\beta} \cdot \frac{P_{vs,i} \cdot x_{mol,i}}{T_{amb}} \tag{5.11}$$

On peut observer un écart entre la courbe de référence expérimentale et les deux courbes empiriques de la Figure 5.37 ; cette déviation découle de valeurs empiriques non adéquates dans le cas du mélange Novec649-HFE7000 étudié. Les valeurs choisies dans un premier temps, étaient respectivement identiques à celles définies dans les travaux de Triolet et Sallé (2009) et de l'Environmental Protection Agency (1987). Cette différence entre les courbes empiriques et expérimentale illustre la nécessité d'adapter les paramètres empiriques des équations issues de la littérature. Dans un premier temps, le coefficient $\boldsymbol{\alpha}$ est adapté afin que le tracé des courbes empiriques corresponde au cas du mélange étudié. La Figure 5.38 représente de nouveau les courbes de référence expérimentale et empiriques avec cette fois une valeur optimisée pour ce coefficient empirique. L'optimisation a été effectuée de telle sorte à ce que les temps d'évaporation en fluide pur HFE7000 soient identiques.

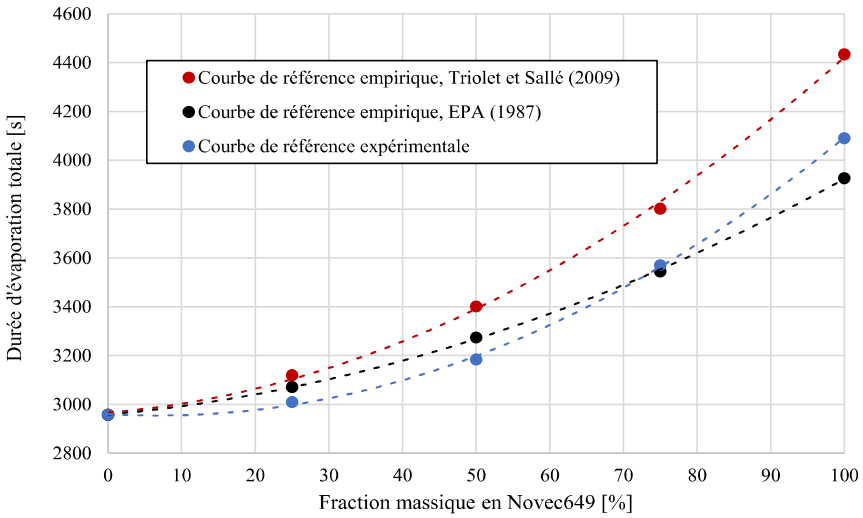


Figure 5.38 : Courbes de référence empiriques et expérimentale, $\boldsymbol{\alpha}$ = *64,21*

Au regard de la comparaison entre les tracés des courbes de référence de la Figure 5.38, les courbes empiriques décrivent correctement l'évolution de la variation de composition du mélange allant d'un fluide pur à l'autre. Cependant, les valeurs de composition obtenues grâce à ces mêmes courbes restent impactées d'une incertitude trop importante. Par exemple, pour un temps d'évaporation total de 3900 s, un échantillon inconnu serait sous-estimé avec une composition empirique de 78,4 % dans le cas de Triolet et Sallé (2009) et surestimé avec une composition empirique de 98,6 % dans le cas de l'Environmental Protection Agency (1987), à défaut d'une composition réelle de 91,8 %.

Les différents écarts observés entre les courbes de références, tant pour les durées d'évaporation (Figure 5.37) que pour les valeurs de composition du mélange (Figure 5.38), proviennent de trois principaux facteurs :

- Le premier facteur concerne le type de fluide étudié ; en effet, les formules empiriques issues de la littérature n'ont pas été établies pour les types de fluides organiques analysés dans cette étude et par conséquent les coefficients et exposants

empiriques employés dans la littérature ne sont pas adaptés au mélange Novec649-HFE7000.

- Le second facteur recoupe le premier et concerne les conditions expérimentales dans lesquelles ont été effectués les essais expérimentaux ayant permis l'établissement des diverses formules empiriques de la littérature. En effet, l'application de telles formules dans le cas présent s'avèrent bien souvent à la limite de leurs domaines de validité. De plus, dans leur but premier, ces équations ont été établies pour décrire l'évolution de la concentration d'espèces organiques dans une atmosphère contrôlée, lors de l'évaporation accidentelle d'un fluide organique. Ces formules empiriques ne portent pas sur l'évaporation complète d'un fluide organique et ne prennent donc pas (ou peu) en compte l'impact de la variation de la quantité de fluide organique source s'évaporant.
- Un troisième et dernier facteur, et non des moindres, vient à impacter le tracé des courbes empiriques d'évaporation d'un mélange zéotrope. Il s'agit du principe même de mélange zéotrope et de son comportement pouvant être considéré comme assimilable à celui d'un mélange idéal. Il a été défini, dans la sous-partie *V.2.2.1.*, qu'un mélange zéotrope répond à la loi de Raoult et peut être exprimé directement comme fonction des fractions molaires des fluides purs le composant. Cependant, cette hypothèse peut s'avérer plus ou moins proche de la réalité comme observé avec la Figure 5.39.

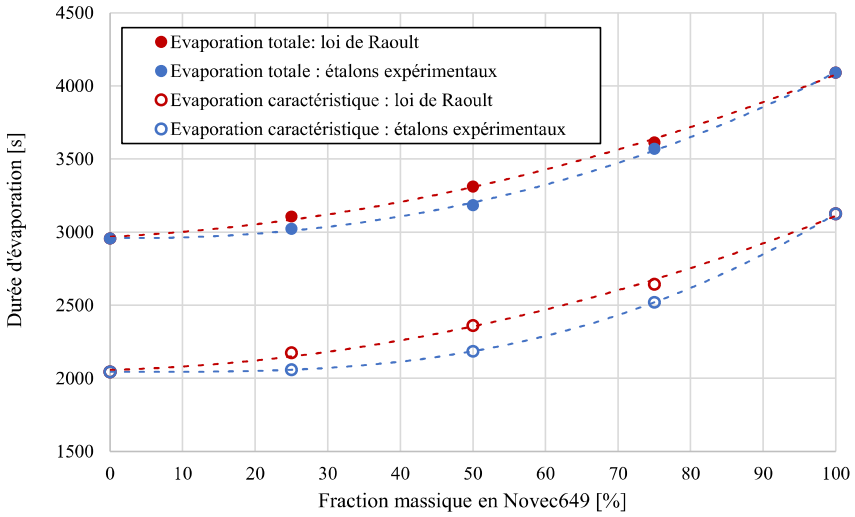


Figure 5.39 : Courbes de références, expérimentales et issues de la loi de Raoult, des durées d'évaporation totales et caractéristiques

La Figure 5.39 illustre le comportement du mélange dit idéal avec le tracé des courbes d'évaporation totale et caractéristique issues de la loi de Raoult. Les équations permettant d'obtenir ces courbes « idéales » sont décrites ci-après. Issu de cette loi, le débit massique d'évaporation d'un échantillon de mélange peut s'exprimer en fonction des fluides purs le composant et donc en fonction des débits massiques des échantillons en fluides purs correspondant. Ainsi le débit massique d'un mélange $\boldsymbol{\phi_m}$ s'exprime selon l'équation (5.12) :

$$\phi_m = \sum_{i=1}^{N} \phi_i \cdot x_{mol,i} \tag{5.12}$$

Ou $\boldsymbol{\phi_i}$ représente le débit massique de l'espèce pur $\boldsymbol{i}$ et $\boldsymbol{x_{mol,i}}$ sa fraction molaire au sein du mélange.

De plus, tel que présentée par l'équation (5.7), la durée d'évaporation d'un échantillon peut s'exprimer à partir de la masse de cet échantillon, de sa densité de flux massique et de sa surface d'évaporation. Dans le cas où la surface d'évaporation est identique entre les différentes espèces pures et en combinant les équations (5.7) et (5.12), on peut donc exprimer le temps d'évaporation d'un mélange par l'équation (5.13) :

$$t_{évap,m} = m_m \cdot \sum_{i=1}^{N} \phi_i \cdot x_{mol,i} \tag{5.13}$$

La Figure 5.39 permet de comparer les tracés des mélanges idéalisés aux tracés des mélanges réels. On peut observer que les courbes issues de la loi de Raoult et réels ne sont pas confondues. Par conséquent, les mélanges zéotropes ne se comportent pas exactement comme des mélanges dits idéaux. Il est cependant envisageable d'adapter les corrélations empiriques grâce aux paramètres empiriques $\boldsymbol{\alpha}$ et $\boldsymbol{\beta}$, afin de pallier cette différence et de représenter correctement le comportement réel de mélanges. Le coefficient $\boldsymbol{\alpha}$ optimisé ne permet pas à lui seul de corriger cet écart entre les courbes empiriques et la courbe expérimentale comme observé précédemment avec la Figure 5.38 ; il convient donc d'optimiser en parallèle l'exposant empirique $\boldsymbol{\beta}$. La Figure 5.40 présente la variation conjointe des paramètres $\boldsymbol{\alpha}$ et $\boldsymbol{\beta}$ pour la corrélation empirique issue des travaux de Triolet et Sallé (2009). La variation dans le cas de EPA (1987) n'est pas effectuée ici ; en effet, dans le cas où l'ensemble des paramètres empiriques des corrélations est optimisé, ces deux formules bien que différentes dans leur expression de base entraînent des résultats de calculs identiques.

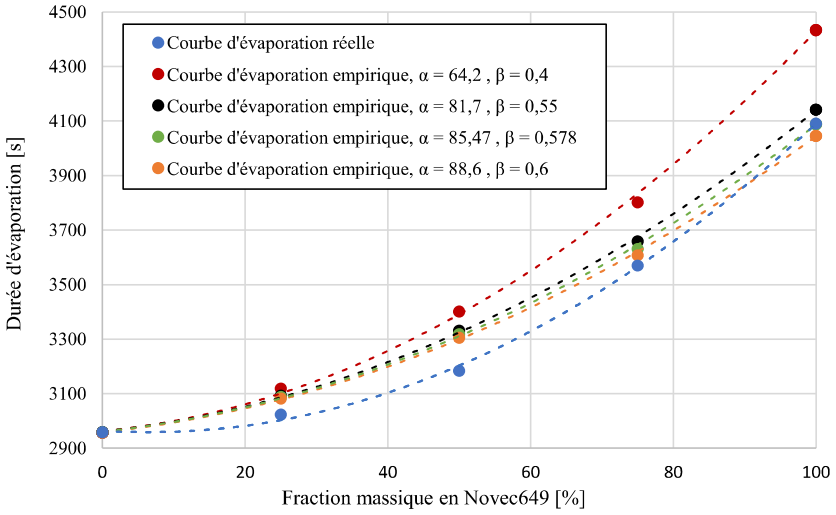


Figure 5.40 : Optimisation paramétrique de la courbe empirique issue des travaux de Triolet et Sallé (2009), dans le cas d'une durée d'évaporation totale

On observe avec l'évolution des tracés empiriques sur la Figure 5.40 qu'il n'est pas possible de représenter fidèlement le tracé réel expérimental. Par conséquent, les formules issues de la littérature ne permettent pas d'obtenir les temps réels d'évaporation du mélange zéotrope étudié ici malgré une optimisation des paramètres empiriques. Ceci s'explique notamment par l'expression même de ces formules empiriques qui bien que dépendantes de la pression de vapeurs saturante des espèces pures composant le mélange, n'intègrent pas de coefficient d'activité (loi de Henry) qui permettrait de réduire l'écart résiduel entre le mélange réel et le mélange idéal. La courbe optimum d'évaporation empirique (courbe avec $\boldsymbol{\alpha} = 85,47$

et $\boldsymbol{\beta} = 0{,}578$) entraînant jusqu'à *14,15* % d'écart maximal entre la composition empirique et la composition réelle (cas le plus défavorable pour une composition réelle de *39 %*).

Nota : Il peut être également remarqué que la courbe empirique optimum avec comme valeurs de paramètres empiriques, $\boldsymbol{\alpha} = 85{,}47$ et $\boldsymbol{\beta} = 0{,}578$, reproduit correctement la variation du mélange Novec649-HFE7000 dans son cas de mélange idéal ; elle correspond en tout point à la courbe d'évaporation totale issue de la loi de Raoult de la Figure 5.39.

Au regard de l'analyse menée dans cette sous-partie et des résultats obtenus, l'utilisation de corrélations empiriques issues de la littérature ne parait pas suffisamment précise dans un but d'une caractérisation rigoureuse de la composition d'un échantillon de mélange inconnu, et ceci quand bien même les paramètres empiriques de ces formules sont adaptés au cas du mélange étudié. Il convient donc d'établir la courbe de référence à partir d'échantillons étalons en fluides purs et mélanges afin de déterminer la composition réelle exacte d'un échantillon de mélange de composition initialement inconnu. Il était mentionné dans la sous-partie *V.2.3.1.* deux méthodes différentes pour déterminer le temps d'évaporation représentatif d'un échantillon ; à savoir, le temps total d'évaporation et le temps caractéristique d'évaporation. La discussion et l'analyse de la sous-partie *V.2.3.2.* portait sur le temps total d'évaporation, cependant les conclusions et résultats sont identiques dans le cas où la durée représentative d'un échantillon serait choisie comme étant le temps caractéristique et non le temps total.

V.2.3.3. Caractérisation d'une composition circulante

Grâce à la courbe de référence du temps d'évaporation en fonction de la composition du mélange Novec649-HFE7000, tracée à partir des échantillons étalons en fluide purs et mélanges, il est donc possible de déterminer la composition d'un échantillon de mélange circulant de composition inconnue. Telle qu'expliquée dans la sous-partie *V.2.2.2.*, la caractérisation de la composition circulante au sein d'une machine à Cycle Organique de Rankine peut être effectuée à partir d'échantillons liquides prélevés en aval de la pompe de circulation (Point N°1) et amont de cette même pompe (Point N°2).

Le Tableau 5.7 regroupe les temps d'évaporation totaux et caractéristiques obtenus pour les échantillons de fluide circulant ainsi que la fraction massique en Novec649 correspondante, déterminée grâce à la courbe de référence expérimentale.

Tableau 5.7 : Durées d'évaporation des échantillons de fluide circulant et compositions correspondantes

Type d'échantillon *(localisation)*	Evaporation totale		Evaporation caractéristique	
	Durées [s]	Composition [%]	Durées [s]	Composition [%]
Point N°1	3772	85,6	2770	86,8
Point N°2	3735	83,8	2721	84,7
Ecart entre points	37	1,8	49	2,1

Les compositions des échantillons de fluide circulant sont relativement proches entre elles, quelle que soit la méthode utilisée ou la localisation de l'échantillon, avec un écart entre l'entrée et la sortie de la pompe de circulation n'excédant pas 2,1 %. On remarque cependant un léger écart entre les compositions déterminées selon la méthode d'évaporation totale ou selon la méthode d'évaporation caractéristique pour un même type d'échantillon. Cet écart découle de la démarche employée pour déterminer le temps caractéristique, Figure 5.36 (b).

Cette détermination, liée à la tangente de la partie linéaire d'évaporation, ne tient pas compte de certains effets liés à la variation de la surface de contact avec l'atmosphère ambiante de l'échantillon, en toute fin d'évaporation. Cependant, cet écart entre évaporation totale et évaporation caractéristique étant de l'ordre du pourcent, il est considéré négligeable. Les écarts de composition entre localisation d'échantillonnage et entre méthodes de caractérisation sont utilisés en tant qu'incertitude de mesure afin de déterminer la composition circulante. Ainsi, la Figure 5.41, reprend les résultats présentés dans le Tableau 5.7 et permet de déterminer la composition circulante moyennée dite réelle :

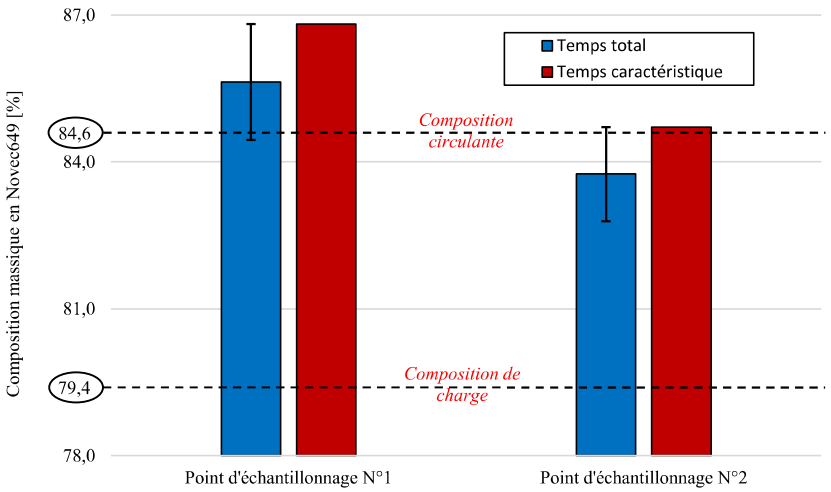


Figure 5.41 : Caractérisation de la composition circulante

La composition circulante réelle au sein de l'installation expérimentale est déterminée en moyennant les compositions circulantes issues des temps totaux des échantillons prélevés aux points N°1 et N°2 après réajustement grâce aux temps caractéristiques. Cette correction des temps totaux tient compte de l'incertitude induite par les deux méthodes de détermination. Les équations (5.14) et (5.15) définissent le calcul de la composition circulante réelle :

$$x_{mass,circu,réelle} = \frac{\left[x_{mass,tot,max} - \Delta x_{max}\right] + \left[x_{mass,tot,min} + \Delta x_{min}\right]}{2} \quad (5.14)$$

$$\Delta x_i = x_{mass,carac,i} - x_{mass,tot,i} \quad (5.15)$$

Avec, l'indice ***tot*** faisant référence aux compositions déterminées à partir des durées totales et l'indice ***carac*** faisant référence aux compositions déterminées à partir des durées caractéristiques.

Ainsi, la composition circulante réelle au sein de l'installation ORC, dans le cas de l'essai présenté au sein du Tableau 5.5 précédent et calculée à partir des équations (5.14) et (5.15), est de 84,6 %. Au regard de la composition de charge réelle de 79,4 %, on observe un décalage de composition du mélange, ou shift, de 5,2 %. Cette nouvelle valeur de composition (composition circulante) bien que proche de la composition de charge initiale peut avoir un impact important sur les performances du système. En effet, les calculs thermodynamiques du système se basent sur une composition donnée de mélange et bien souvent cette composition est choisie comme étant la composition de charge et non la composition réelle circulante.

V.2.3.4. Compositions de charge et circulante

Du fait de la variation de composition entre la composition de charge et la composition circulante, les performances du cycle ORC obtenues lors de l'essai de caractérisation du mélange zéotrope, présentées au sein du Tableau 5.5, doivent être recalculées grâce au modèle système ORC en modifiant la valeur de la composition prise en compte pour les calculs thermodynamiques. Ce faisant, il sera alors possible de comparer les résultats obtenus avec la composition circulant avec ceux initiaux en composition de charge, et donc de quantifier l'impact de ce décalage sur les performances du cycle. Le Tableau 5.8 reprend les résultats présentés dans le Tableau 5.5 auxquels sont ajoutés les résultats obtenus dans le cas de la composition circulante.

Tableau 5.8 : Influence de la composition de charge sur les performances de l'installation ORC

Paramètres		Valeurs expérimentales	
		Composition de charge	*Composition circulante*
$Charge_{Novec649}$	$[\%]_{massique}$	79,4	84,6
$Charge_{HFE7000}$	$[\%]_{massique}$	20,6	15,4
$T_{sat,normal,Novec649}$	[°C]	49,1	49,1
$T_{sat,normal,HFE7000}$	[°C]	34,2	34,2
$\dot{m}_h$	$[kg.s^{-1}]$	0,4	0,4
$\dot{m}_c$	$[kg.s^{-1}]$	0,25	0,25
$\dot{m}_f$	$[kg.s^{-1}]$	0,051	0,052
$T_{h,in,évap}$	[°C]	110,6	110,6
$T_{c,in,cond}$	[°C]	13,3	13,3
$P_{f,in,turb}$	[bar]	4	4
$P_{f,out,turb}$	[bar]	0,52	0,52
$\dot{W}_{el,tur}$	[W]	192	192
$\eta_{is,tur}$	[%]	53,4	54,6
$\eta_{el,is,tur}$	[%]	18,2	18,5
η_{th}	[%]	2	2
$\eta_{II,open}$	[%]	0,9	0,9
$\eta_{II,closed}$	[%]	8,2	8,2

Au vu des résultats comparatifs regroupés au sein du Tableau 5.8, de très faibles modifications des performances du système peuvent être observées. Et plus particulièrement, concernant les performances de l'organe de détente, la turbine axiale. Une variation de 1,2 % est à noter pour le rendement isentropique de la turbine et de 0,3 % concernant le rendement électrique isentropique. Ces deux variations représentent respectivement une augmentation de 2,2 % et de 1,6 % des rendements calculés initialement avec la composition de charge. Par conséquent, l'erreur de calcul des performances du cycle ORC entre la composition de charge et la composition circulante est faible ; ce qui permet de valider l'utilisation de la composition de charge initiale lors de calculs thermodynamiques d'un cycle ORC.

V.2.4. Composition circulante et huile de lubrification

Un certain nombre de machines thermodynamiques nécessite une lubrification des organes qui composent leur système, tels que les organes de compression ou de détente ; de l'huile de lubrification vient de ce fait à circuler de manière concomitante avec le fluide frigorigène de travail. Il a été énoncé dans la sous-partie *V.2.1.* que l'impact de l'huile sur le système est négligeable. Cependant, afin de déterminer les performances réelles d'une installation thermodynamique et de permettre son optimisation, caractériser la quantité d'huile circulante peut être nécessaire. En effet, le couple huile de lubrification - fluide frigorigène tend vers un comportement de mélange zéotrope (Youbi-Idrissi, 2003 ; Dickes, 2019) ; ceci entraîne des spécificités du point de vue des propriétés thermodynamiques du fluide de travail circulant (fluide frigorigène - huile), et d'autant plus dans le cas où le fluide frigorigène s'avère être lui-même un mélange zéotrope. La quantité totale d'huile de lubrification nécessaire au bon fonctionnement des composants du système global est un paramètre connu, et bien souvent défini directement par les fabricants de machines thermodynamiques, d'organes de compression ou d'organes de détente. La masse d'huile en circulation dans le système est, quant à elle, une donnée plus complexe à obtenir. Un des moyens fiables afin de déterminer cette quantité d'huile circulante est d'effectuer un prélèvement de fluide de travail en fonctionnement et d'en isoler la proportion d'huile en présence.

Cette sous-partie *V.2.4.* décrit une méthode expérimentale de caractérisation complète d'un fluide de travail circulant en présence d'huile ; à savoir, la quantité d'huile circulante mais également la composition circulante du fluide frigorigène dans le cas où celui-ci se trouve être un mélange zéotrope binaire.

L'installation à cycle organique de Rankine, AMORCE, utilisée jusqu'à présent a permis de caractériser la composition circulante d'un fluide de travail sans présence d'huile de lubrification. Par conséquent, l'étude de caractérisation d'un fluide de travail en présence d'huile de lubrification porte sur des échantillons de type étalons purs auxquels une quantité d'huile a été ajoutée. Dans le cas d'une installation utilisant une huile de lubrification de façon concomitante au fluide de travail, les méthodologies et dispositifs de prélèvement et de caractérisation décrits jusqu'à présent resteraient identiques. Néanmoins, la méthode d'analyse quant à elle va considérer uniquement le temps caractéristique d'évaporation comme étant représentatif de l'échantillon. En effet, la présence d'huile peut influer plus ou moins fortement la durée totale d'évaporation de l'échantillon du fait des aspects de solubilités.

La Figure 5.42 présente l'évolution au cours du temps de la masse d'un échantillon de fluide frigorigène en présence d'huile de lubrification.

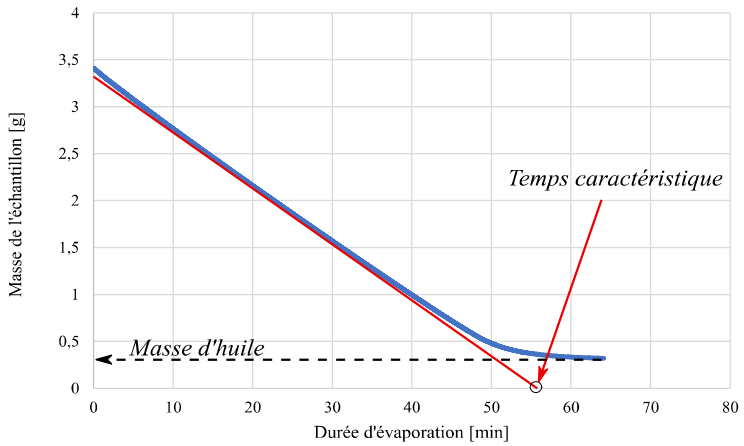


Figure 5.42 : Méthode de caractérisation d'un échantillon en présence d'huile de lubrification

Tel qu'illustré avec la Figure 5.42, lors de l'évaporation d'un échantillon contenant de l'huile de lubrification, il est possible de déterminer le temps caractéristique d'évaporation de cet échantillon ainsi que la masse d'huile présente. En effet, lorsque la masse de l'échantillon vient à se stabiliser, en fin de zone d'inflexion, cela permet de quantifier l'huile présente dans l'échantillon et donc circulante. Cette masse d'huile ainsi obtenue va permettre de préparer les échantillons étalons avec huile de lubrification en fluides purs et mélanges pour tracer la courbe de référence de caractérisation de la composition circulante d'échantillons inconnus. Le Tableau 5.9 regroupe les temps d'évaporation caractéristiques en fluides purs Novec649 et HFE7000, avec et sans présence d'huile. Les échantillons expérimentaux comparés dans ce tableau contenaient tous 3,1g de fluide et dans le cas des échantillons en présence d'huile, 0,31g d'huile de lubrification.

Tableau 5.9 : Durées d'évaporation d'échantillons étalons en fluides purs avec et sans présence d'huile

Type d'échantillon		HFE7000	Novec649
Durée d'évaporation [s]	*Sans huile*	2044	3126
	Avec huile	1989	3038
Ecart de durée [%]		2,7	2,8

On peut observer des temps d'évaporation, ainsi qu'un comportement, très similaires entre les échantillons avec et sans présence d'huile. Il est donc possible d'en déduire que le comportement de la courbe caractéristique du temps d'évaporation en fonction de la composition dans le cas d'une évaporation en présence d'huile sera identique à la courbe caractéristique sans présence d'huile. On remarque cependant une diminution du temps caractéristique d'évaporation de 2,7 % et de 2,8 % respectivement pour le HFE7000 et le Novec649 lors de la présence de l'huile de lubrification. Ces variations de durée d'évaporation sont liées aux différences d'affinités pouvant exister entre les fluides organiques et l'huile de lubrification ; il est donc nécessaire, une fois la quantité d'huile circulante connue, d'établir des échantillons étalons en fluides purs et mélanges afin de tracer correctement la courbe de référence en présence d'huile de lubrification. Au regard de ces résultats, il parait donc cohérent, à partir d'un échantillon de mélange de composition inconnue circulant au sein d'une installation thermodynamique en présence d'huile de lubrification, de déterminer la quantité d'huile circulante dans le système mais également la composition réelle du fluide frigorigène.

V.3. Architecture spécifique de cycle organique de Rankine

V.3.1. Optimisation des performances d'un cycle organique de Rankine

L'utilisation de mélanges zéotropes au sein de cycles thermodynamiques et plus particulièrement de cycles organiques de Rankine est envisagée pour des raisons environnementales, de réduction des risques inhérents aux fluides de travail (inflammabilité ou explosivité) ou encore économiques (Bamorovat Abadi et Kim, 2017 ; Modi et Haglind, 2017). Cependant, l'intérêt principal envisagé par l'utilisation de ces mélanges est l'amélioration des performances du système dans lequel ils sont employés, comme cela a été détaillé dans les chapitres précédents et tel que rappelé au sein de la sous-partie *V.3.1.1.*. Cette partie *V.3.* présente donc une analyse et une étude expérimentale d'optimisation d'un cycle organique de Rankine basées sur une réflexion similaire au principe d'amélioration apportée par le glissement de température des mélanges zéotropes. Ce principe d'optimisation de l'échange thermique entre le fluide de travail et la source de chaleur, lors des étapes diphasiques, est ici transposé à l'étape de chauffe monophasique du fluide de travail. Les discussions et résultats présentés dans les sous-parties *V.3.1.* et *V.3.2.* décrivent les améliorations de performances, pour un cycle ORC, conséquentes à la modification du circuit fluidique de la source chaude.

V.3.1.1. Cycle thermodynamique et irréversibilités

Les mélanges zéotropes utilisés en tant que fluides de travail au sein de cycles organiques de Rankine sont censés améliorer les performances globales du système du fait du glissement de température présent lors des étapes de changements de phases. En effet, comme il a déjà pu être expliqué dans ce manuscrit, la variation de température en évaporation et en condensation permet une optimisation du transfert thermique dans les échangeurs et donc une réduction des irréversibilités, ou pertes exergétiques, induites pendant les étapes diphasiques du fluide de travail (Bamorovat Abadi et Kim, 2017 ; Herbele *et al.*, 2012 ; Lecompte *et al.*, 2015). Les Figures 5.43 (a) et (b) illustrent cette spécificité liée au glissement de température avec la représentation de deux diagrammes température-Entropie (T-s) en fluide pur (a) et en mélange zéotrope (b), avec des sources de chaleur et des puissances échangées identiques.

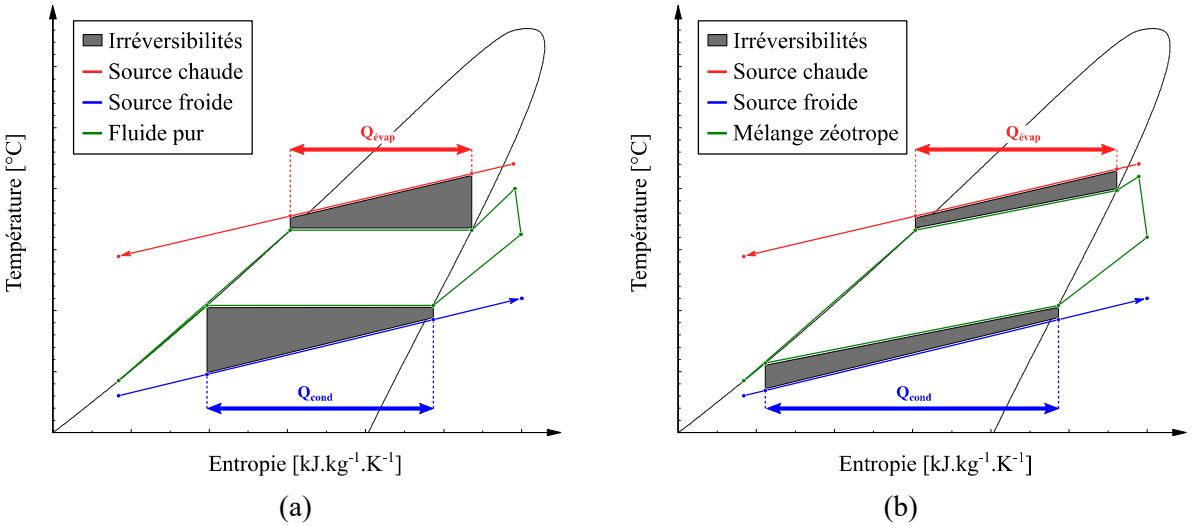


Figure 5.43 : Irréversibilités des échanges thermiques lors des étapes diphasiques du cycle ORC (a) en fluide pur, (b) en mélange zéotrope

Il peut être observé sur les deux diagrammes T-s précédents, et représenté par la Figure 5.44, qu'une part importante d'irréversibilités se trouve présente lors de l'étape de transfert thermique monophasique à la source chaude.

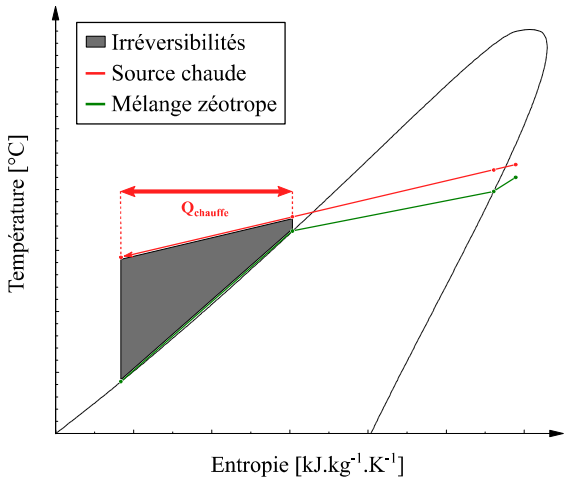


Figure 5.44 : Irréversibilités des échanges thermiques lors de l'étape de chauffe monophasique

Un moyen couramment utilisé afin de réduire ces irréversibilités consiste à introduire un échangeur interne, ou récupérateur, dans le cycle ORC. Cet échangeur, présenté précédemment dans la sous-partie *IV.1.2.*, permet de valoriser et de récupérer une partie de la puissance résiduelle du fluide de travail disponible en sortie de l'organe de détente et de la transmettre à ce même fluide en sortie de l'organe de compression, et cela avant que l'échange thermique avec la source chaude ne soit effectué. Ainsi, la part de l'échange thermique issue de la source chaude pour amener le fluide de travail à saturation est réduite, réduisant de fait les irréversibilités présentes initialement lors de cette étape de chauffe sensible (Deethayat *et al.*, 2015 ; Li *et al.*, 2011). La Figure 5.45 illustre l'utilisation de cet échangeur dans un cycle organique de Rankine et la réduction des irréversibilités en résultant.

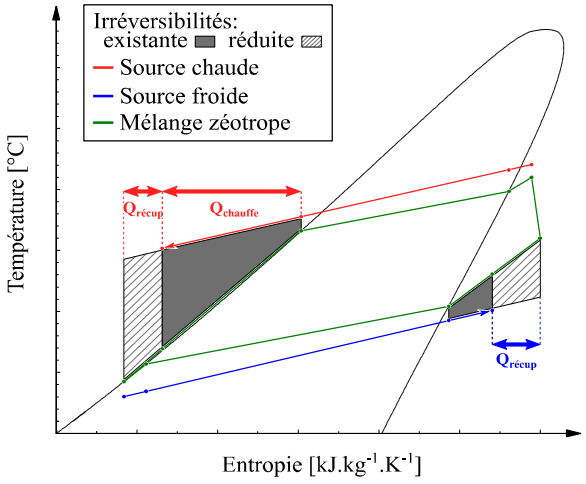


Figure 5.45 : Irréversibilités des échanges thermiques lors de l'étape de chauffe monophasique en présence d'un récupérateur au sein du cycle ORC

La puissance récupérée $\dot{Q}_{récup}$ initialement transférée à la source froide est maintenant cédée au fluide de travail en sortie de l'organe de compression ; par conséquent, sur le même principe que pour l'étape de chauffe monophasique, on observe, sur la Figure 5.45, une

réduction des irréversibilités lors de l'étape de refroidissement monophasique de la vapeur en sortie de l'organe de détente.

Cependant, le choix d'un échangeur interne peut représenter un coût conséquent lors du dimensionnement d'une installation ORC et cela d'autant plus dans le cas d'une installation de petite puissance. De plus, l'utilisation de cet échangeur entraîne une certaine complexité pour le fonctionnement du cycle ORC (pertes de charge, régulation et stabilisation interne du cycle thermodynamique). Enfin, bien que permettant un accroissement des performances au niveau des échanges de chaleur monophasiques liquide et vapeur, l'utilisation d'un échangeur interne n'entraîne pas obligatoirement une amélioration des performances globales du système. (Modi et Haglind, 2017 ; Lecompte *et al.*, 2015 ; Guo *et al.*, 2016 ; Rahbar *et al.*, 2017)

Avec ou sans l'utilisation d'un échangeur interne au sein du cycle ORC, la proportion de pertes exergétiques de l'étape de chauffe monophasique est importante, Figures 5.44 et 5.45. De la même manière qu'avec la réduction des irréversibilités liée à l'utilisation de mélanges zéotropes, permettant aux profils de température des sources de chaleur d'être au plus proche des profils de température du fluide de travail en évaporation et en condensation ; il est envisageable de réduire fortement les irréversibilités de l'étape de chauffe monophasique dans le cas où le profil de température de la source chaude viendrait à épouser le profil de température du fluide de travail, tel que décrit par la Figure 5.46.

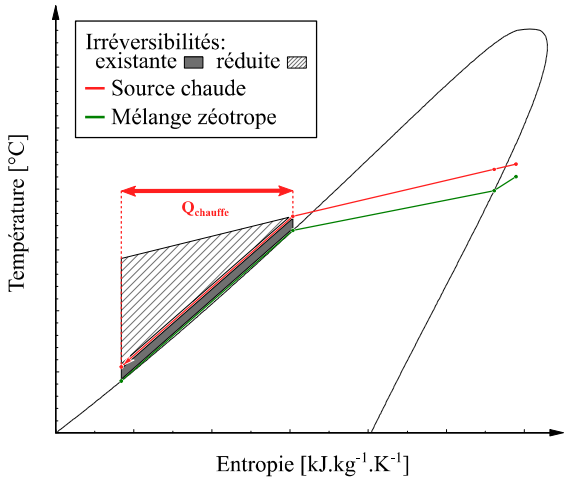


Figure 5.46 : Réduction des irréversibilités des échanges thermiques lors de l'étape de chauffe monophasique

Afin d'approcher ce type de configuration de cycle ORC et de source chaude, deux solutions, nécessitant plus ou moins de complexité, peuvent être mises en œuvre ; à savoir :

- séparation de la source chaude unique en deux sources distinctes
- séparation du débit initial de la source chaude en deux débits de fluide distincts

Le premier cas envisageable, permettant de réduire les irréversibilités lors de l'étape de chauffe monophasique, a été étudié par Kong *et al.* (2019). Au sein de leurs travaux, deux sources de chaleur distinctes peuvent être utilisées, séparément ou conjointement, afin de permettre au fluide de travail de passer de l'état de liquide basse température haute pression en sortie de pompe à l'état de vapeur haute température haute pression en entrée de l'organe de détente. Lors de l'utilisation conjointe et optimisée (températures respectives, débits respectifs) de ces deux sources, de l'eau à l'état de vapeur saturante pour l'étape d'évaporation du fluide de travail et de l'eau chaude à l'état liquide pour l'étape de chauffe sensible du fluide de travail, le rendement second principe du cycle ORC a pu atteindre une valeur de 66 %, correspondant à une augmentation de ce rendement du cycle de 16 % et de 22 %, en comparaison des cas

optimisés ou chacune des sources de chaleur est étudiée seule, respectivement pour la vapeur saturante ($\eta_{II,optim,seul}$ = 57 %) et pour l'eau chaude liquide ($\eta_{II,optim,seul}$ = 54 %).

Le second cas envisageable nécessite, tout comme pour le premier, la présence de deux échangeurs de chaleur, un préchauffeur et un évaporateur, afin de séparer les étapes de chauffe monophasique du fluide de travail et d'évaporation avec une éventuelle surchauffe de ce même fluide. La séparation de l'échange de la source chaude au sein de deux échangeurs distincts permet d'extraire, grâce à un piquage, une partie du débit de la source chaude à l'intermédiaire du préchauffeur et de l'évaporateur. Ainsi, dans le cas d'une circulation à contre-courant au sein des échangeurs et avec la diminution du débit de source chaude circulant dans le préchauffeur (augmentation du débit extrait au piquage intermédiaire), il est alors possible de réduire plus ou moins fortement les irréversibilités liées au transfert de chaleur de l'étape monophasique, du fait de la diminution de la température de sortie de la source chaude correspondante à la diminution du débit (conservation du bilan d'énergie). Cette seconde méthode permettant d'accroître les performances de la source chaude correspond au graphique présenté en Figure 5.46. A la lecture de l'état de l'art scientifique, aucune étude numérique ou installation expérimentale portant sur ce type d'architecture spécifique et sur l'optimisation apportée par cette méthode n'a pu être constatée. Suite à cette réflexion d'optimisation possible de source chaude, l'installation ORC expérimentale AMORCE a été modifiée pour permettre la réalisation d'une campagne d'essais afin de vérifier la faisabilité et les performances de cette architecture. Une étude préliminaire, mené grâce au logiciel EES, a permis d'appuyer cette réflexion et a donné lieu au dépôt d'un brevet lors de la première année de cette thèse.

V.3.1.2. Cycle thermodynamique et cogénération

L'installation expérimentale étudiée dans ces travaux de thèse a pour but de simuler la valorisation de chaleur fatale, telle que présentée dans le chapitre *III*. Lors du couplage de ce type de source de chaleur avec un système thermodynamique et ici un cycle organique de Rankine, il n'est pas toujours possible d'exploiter entièrement la ressource énergétique disponible de ce type de source. En d'autres termes, après que la source de chaleur a cédé une partie de sa puissance thermique, permettant le bon fonctionnement du cycle thermodynamique, une part résiduelle de chaleur à plus basse température, plus ou moins importante, se trouve à son tour non exploitée. En effet, dans le cas de la variation d'une source de chaleur de 150 °C à 80 °C (une fois l'échange thermique avec l'ORC effectué), il est encore possible de valoriser cette source de chaleur du fait de l'écart existant entre cette température de 80 °C et la température de la source de référence basse (air ambiant ou source froide), par exemple de 15 °C. Dans cette hypothèse de réflexion, la source de chaleur est encore en mesure de céder une puissance thermique permettant à la source de référence basse, initialement à 15 °C, d'atteindre cette température de 80 °C. Ainsi, dans le cas présenté dans ce paragraphe, si le système global vient à permettre la production couplée d'énergie électrique et d'énergie thermique (en produisant de l'eau chaude sanitaire, ECS, à 80 °C), on parle alors d'un système de cogénération. Il est également possible d'étendre cette réflexion au condenseur, en valorisant l'énergie récupérée par la source froide, on parle cette fois d'un système de multi-génération (production électrique avec valorisation thermique de la source chaude et de la source froide après avoir respectivement cédée et récupérée la puissance thermique nécessaire au fonctionnement du cycle thermodynamique).

Un certain nombre de travaux de la littérature scientifique, décrivent la mise en œuvre de systèmes permettant la cogénération ou la multi-génération d'énergies électrique et thermique. Sun *et al.* (2019) se sont intéressés à la valorisation d'air chaud en sortie d'un turbomoteur d'avion supersonique. Cet air chaud est utilisé en tant que source chaude d'un

cycle ORC permettant un accroissement de la production globale d'électricité de 20,7 % par rapport au fonctionnement du turbomoteur seul. La source froide, après avoir récupérée la puissance du fluide de travail du cycle ORC, est valorisée à sa température de sortie en permettant le refroidissement interne des pales du rotor du turbomoteur. L'utilisation couplée de cycle de type Rankine ou organique de Rankine avec un cycle de réfrigération à absorption est un système de cogénération répandu afin de produire de manière concomitante de l'électricité et du froid. Kizilkan et Yamaguchi (2020) se sont intéressés à ce type de couplage avec une production d'électricité à partir d'un cycle au CO_2 transcritique et d'une source de chaleur issue de collecteurs solaire. La source froide du cycle transcritique correspond au générateur de vapeur assurant le bon fonctionnement d'un cycle de réfrigération à absorption au sein duquel le couple H_2O-LiBr permet d'atteindre des performances plus élevées de production de froid en comparaison du couple NH_3-H_2O. De leur côté, Voeltzel *et al.* (2020) ont adapté l'utilisation classique d'un cycle de réfrigération NH_3-H_2O en dérivant, en sortie du générateur de vapeur une partie, du débit d'ammoniac en phase vapeur haute pression et haute température vers un expandeur scroll afin de produire de l'électricité en complément du froid déjà produit par le cycle à absorption. Des systèmes avec des architectures plus complexes peuvent permettre la production d'électricité et de froid à différent niveaux de température. Ouyang *et al.* (2020) ont étudié la production de froid et d'électricité respectivement grâce à une machine de réfrigération à absorption et à deux cycles organiques de Rankine. La source de chaleur du premier cycle ORC correspond aux fumées d'une turbomachine marine, qui après avoir cédée la puissance thermique nécessaire à l'évaporateur de ce premier cycle permet ensuite le fonctionnement du générateur de vapeur du cycle à absorption. La chaleur cédée au condenseur par le fluide de travail du premier cycle ORC sert à évaporer le fluide de travail du second cycle ORC et donc à produire une puissance électrique supplémentaire. Cette production électrique issue de deux ORC en cascade est rendue possible du fait de la température élevée de la source de chaleur primaire. Lié aux températures élevées présentes dans ce type de turbomachine, des circuits de refroidissement internes sont nécessaires afin de maintenir le bon fonctionnement mécanique de cet organe ; la puissance thermique ainsi évacuée est également valorisée afin de préchauffer chacun des fluides de travail des cycles ORC en cascade. Basés sur une valorisation de source de chaleur similaire, les travaux de Feili *et al.* (2020) ont étudié une architecture complexe afin de produire du froid et de l'électricité en parallèle d'une production d'hydrogène. Leur système de multi-génération est basé sur un cycle de Hirn avec resurchauffe de la vapeur en sortie d'une première turbine afin d'assurer le bon fonctionnement d'une seconde turbine. Les états de vapeurs surchauffées du fluide de travail, en entrée de chacune des turbines, sont atteints grâce à la valorisation des fumées de combustion d'une turbomachine marine. L'énergie électrique produite par la seconde turbine est spécifiquement allouée à la production embarquée d'hydrogène en vue d'un stockage ou d'une utilisation au sein du turbomoteur. Une fois le fluide de travail détendu au sein de la première turbine, une partie seulement est détendue au sein de la deuxième turbine du fait d'un soutirage de fluide. Le fluide de travail provenant de ce soutirage et le fluide de travail issu de la seconde turbine permettent le fonctionnement de deux circuits internes comportant chacun un condenseur, un évaporateur et un éjecteur. Ces deux circuits internes permettent une production de froid grâce aux évaporateurs, et cela à deux niveaux de température différents.

De manière générale dans la littérature scientifique, les différents systèmes existant de cogénération ou de multigénération à partir d'une source de chaleur ne viennent plus à considérer de valorisation possible à partir de cette source en dessous d'une température de 80 °C. Cependant, du fait des avancées scientifiques actuelles et des nouvelles technologies de systèmes de conversion et de valorisation d'énergie, de tels niveaux « bas » de source de chaleur sont maintenant envisageables. Les recherches menées par Jradi et Riffat (2014) ont pu démontrer l'intérêt de valoriser une source de chaleur entre 60 °C et 80 °C, ayant au préalable

servi de source de chaleur pour un cycle ORC, afin de régénérer un absorbeur d'humidité. La source froide, après récupération de l'énergie cédée par le fluide de travail du cycle ORC au condenseur, se trouve à une température proche de 50 °C et peut être valorisée afin de servir de puissance de chauffage pour le confort de bureaux. Dans leurs travaux, Santos *et al.* (2020) cherchent à répondre aux besoins de consommation d'énergies thermique et électrique d'habitations résidentielles en étudiant un système de micro-cogénération. Leur système est composé d'un cycle ORC, afin de produire une puissance électrique pouvant atteindre un maximum supposé de 2 kW (l'organe de détente, un scroll, n'étant pas couplé à une génératrice), et de la valorisation de l'énergie cédée au condenseur afin d'amener la source froide à une température d'intérêt. Selon le besoin résidentiel final, cette source froide est amenée à une température entre 40 °C et 50 °C pour un besoin en ECS, et entre 60 °C et 90 °C pour un besoin de chauffage pour le confort de l'habitat.

Ainsi, l'architecture spécifique de cycle organique de Rankine présentée dans cette partie *V.3.*, entraînant des températures de rejet de la source chaude de l'ordre de 80 °C ou moins, peut être envisagée comme un système de cogénération et non comme un système permettant uniquement de produire de l'énergie électrique par l'intermédiaire d'un cycle ORC. De plus, la modification d'architecture apportée à la source chaude est envisagée pouvoir permettre une valorisation de cette source dans des cas de fonctionnement que ne pourrait permettre l'architecture classique d'un cycle organique de Rankine.

V.3.2. Etude expérimentale d'une architecture spécifique de cycle ORC

Afin de valider les deux concepts d'optimisation du cycle ORC présentés dans les sous-parties *V.3.1.1* et *V.3.1.2*, l'installation expérimentale AMORCE est adaptée et une campagne d'essais est réalisée. Les sous-parties *V.3.2.1* et *V.3.2.2* décrivent respectivement le dispositif expérimental employé et les analyses des résultats obtenues lors de la campagne d'essais.

V.3.2.1. Dispositif et méthodologie expérimental

Tel que mentionné précédemment, afin d'optimiser l'étape de chauffe sensible du fluide de travail, un piquage de fluide est réalisé à l'intermédiaire des deux échangeurs présents au niveau de la source chaude. Cette modification de l'architecture de la source chaude est décrite par le schéma PFD de la Figure 5.47 et les photos de l'installation en Figures 5.48 (a) et (b).

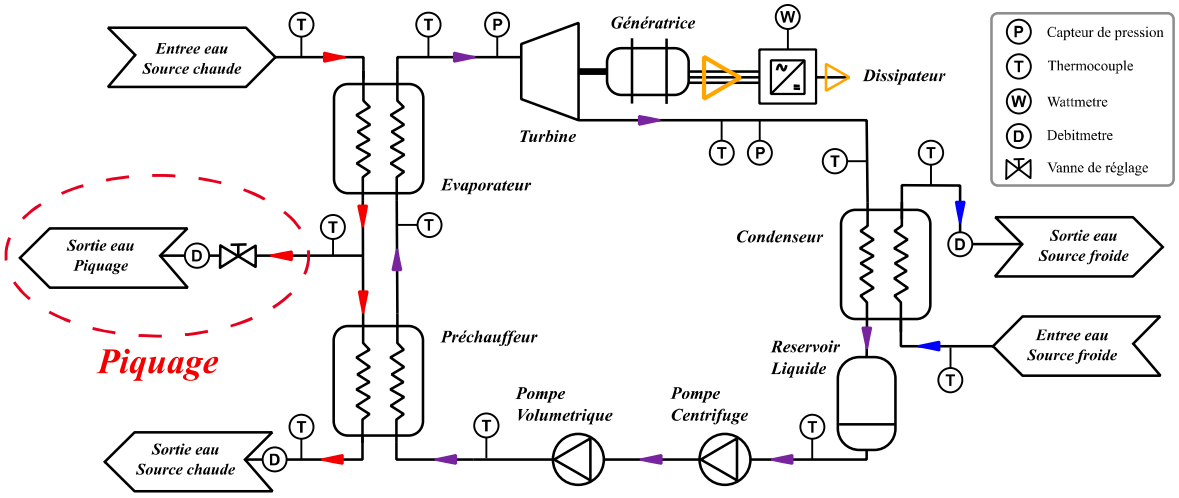


Figure 5.47 : PFD du cycle ORC avec piquage inter-échangeurs de la source chaude

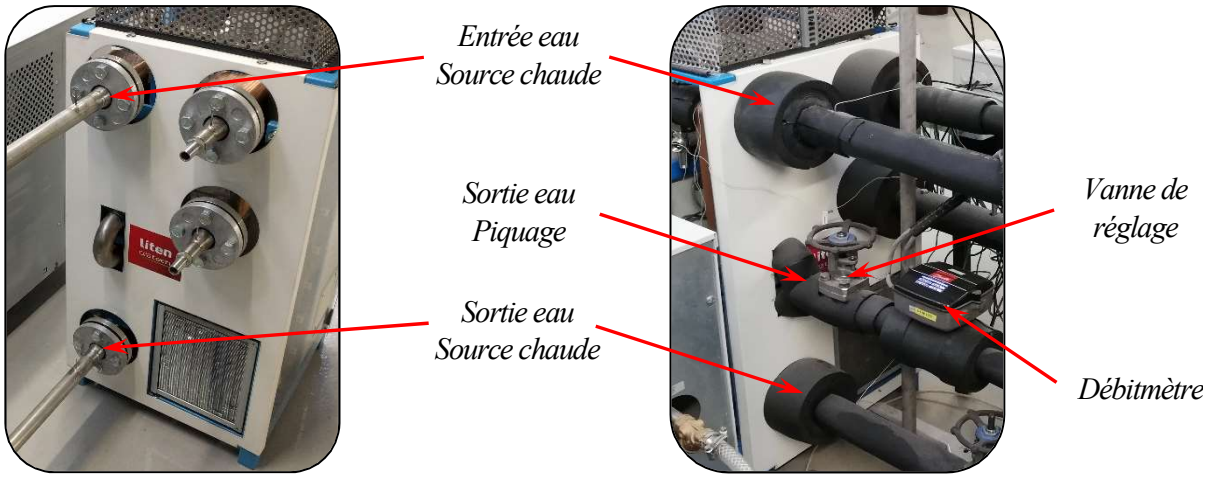


Figure 5.48 : Photos de l'installation expérimentale AMORCE (a) sans piquage, (b) avec piquage

Suite à la création du piquage de fluide, divers éléments de mesure et de contrôle sont ajoutés au circuit chaud afin de permettre le réglage et l'enregistrement des débits du fluide chaud circulant au sein des deux échangeurs. Le PFD de la source chaude modifiée, initialement présenté dans le chapitre *III* avec la Figure 3.3, est présenté en Figure 5.49.

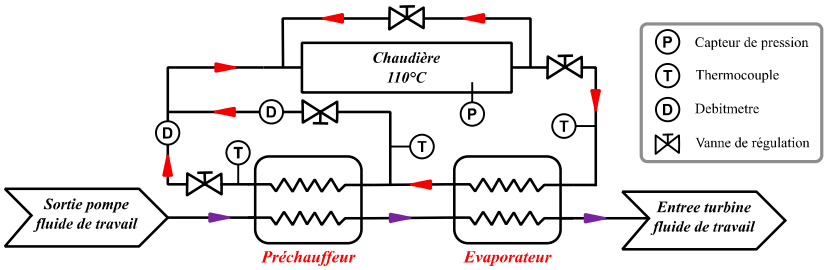


Figure 5.49 : PFD du circuit de la source chaude avec piquage

Tel que représenté sur la Figure 5.49, deux vannes ont été ajoutées en sortie du préchauffeur et sur la ligne de piquage afin de régler le débit du fluide chaud circulant dans le préchauffeur. Le pilotage automatique de ces deux vannes n'a pas pu être fait directement, par conséquent, leur réglage est effectué manuellement. Le débitmètre électromagnétique initialement présent sur le circuit chaud, Figure 3.3, se trouve sur la ligne de piquage ; un second débitmètre électromagnétique, de même gamme de mesure et d'incertitude, est implanté en sortie du préchauffeur.

L'installation, et plus spécifiquement la source chaude, ainsi adaptée, a permis la réalisation de plusieurs essais avec différents débits au sein du préchauffeur afin d'observer la modification de l'échange thermique lors de l'étape de chauffe monophasique du fluide de travail. Le débit de source chaude au sein du préchauffeur correspond au seul paramètre modifié au cours de cette campagne d'essais. Les différents paramètres expérimentaux de réglage de l'installation sont répertoriés dans le Tableau 5.10. La variation de débit au sein du préchauffeur a été effectuée suivant le rapport de débits $\boldsymbol{R_{chaud}}$, décrit par l'équation (5.16), permettant ainsi de fixer le débit de piquage, décrit par l'équation (5.17) :

$$R_{chaud} = \frac{\dot{m}_{h,pré}}{\dot{m}_{h,évap}} \tag{5.16}$$

$$\dot{m}_{h,out,piq} = \dot{m}_{h,évap} \cdot (1 - R_{chaud}) \tag{5.17}$$

Le débit global, ou débit de l'évaporateur, est fixé constant à la valeur de 200 $l.h^{-1}$ et le rapport de débit varie entre 1 et 0,2. La valeur haute de 1 correspond au cas de fonctionnement classique de la source chaude, sans piquage de fluide ; la valeur basse est fixée à 0,2, en effet en dessous de cette valeur le fonctionnement stable du cycle ORC n'est plus possible.

Tableau 5.10 : Paramètres de réglage expérimentaux

Paramètre variant		Gamme de variation
Source chaude	Température d'entrée	110 °C
	Débit global	200 $l.h^{-1}$
	Débit préchauffeur	40 – 200 $l.h^{-1}$
Source froide	Débit global	2500 $l.h^{-1}$
Fluide de travail	Type de fluide	HFE7100
	Charge de fluide	2,9 kg
	Débit global	0,031 $kg.s^{-1}$

V.3.2.2. Performances du cycle ORC et cogénération

Performances du cycle thermodynamique :

L'analyse des performances du préchauffeur, au sein duquel l'étape de chauffe monophasique du fluide de travail s'effectue principalement ou en totalité, est considérée selon les rendements second principe en étudiant la source de chaleur comme étant une source ouverte ou une source fermée. En effet, d'après le type de source de chaleur valorisé par l'installation expérimentale ORC étudié dans ces travaux de thèse, source de chaleur fatale, le rendement exergétique de source ouverte est celui devant être appliqué. Cependant, du fait d'une possible valorisation de la source chaude consécutive à son utilisation par le cycle ORC, le rendement exergétique de source fermée est également appliqué. De la même manière, les performances globales de la source chaude et du cycle ORC sont étudiées selon ces deux définitions du rendement issu du second principe. Ces différents rendements correspondent à ceux définis au sein du chapitre *III* par les équations (3.9) et (3.10) pour le préchauffeur, par les équations (3.11) et (3.12) pour la source chaude et par les équations (3.6) et (3.7) pour le cycle ORC. Cependant, à la différence des équations présentées dans ce précédent chapitre, le débit de la source chaude circulant dans le préchauffeur $\dot{m}_{h,pré}$ ne sera pas constamment identique à celui circulant dans l'évaporateur $\dot{m}_{h,évap}$ du fait de la variation du rapport de débits R_{chaud}. Par conséquent, il est nécessaire de distinguer ces deux débits chauds au sein des différentes expressions des rendements exergétiques et donc d'écrire respectivement les équations (3.11), (3.12), (3.6) et (3.7) sous la forme des équations (5.18), (5.19), (5.20) et (5.21).

$$\eta_{II,h,open} = \frac{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,out,évap} - h_{f,in,pré} - T_{ref} \cdot \left(s_{f,out,évap} - s_{f,in,pré}\right)\right]}{\dot{m}_{h,évap} \cdot \left[h_{h,in,évap} - h_{h,out,évap} - T_{ref} \cdot \left(s_{h,in,évap} - s_{h,out,évap}\right)\right] + \dot{m}_{h,pré} \cdot \left[h_{h,in,pré} - h_{ref} - T_{ref} \cdot \left(s_{h,in,pré} - s_{ref}\right)\right]} \quad (5.18)$$

$$\eta_{II,h,closed} = \frac{\dot{m}_f \cdot \left[h_{f,out,évap} - h_{f,in,pré} - T_{ref} \cdot \left(s_{f,out,évap} - s_{f,in,pré}\right)\right]}{\dot{m}_{h,évap} \cdot \left[h_{h,in,évap} - h_{h,out,évap} - T_{ref} \cdot \left(s_{h,in,évap} - s_{h,out,évap}\right)\right] + \dot{m}_{h,pré} \cdot \left[h_{h,in,pré} - h_{h,out,pré} - T_{ref} \cdot \left(s_{h,in,pré} - s_{h,out,pré}\right)\right]} \quad (5.19)$$

$$\eta_{II,open} = \frac{\dot{W}_{el,tur}}{\dot{m}_{h,évap} \cdot \left[h_{h,in,évap} - h_{h,out,évap} - T_{ref} \cdot \left(s_{h,in,évap} - s_{h,out,évap}\right)\right] + \dot{m}_{h,pré} \cdot \left[h_{h,in,pré} - h_{ref} - T_{ref} \cdot \left(s_{h,in,pré} - s_{ref}\right)\right]} \quad (5.20)$$

$$\eta_{II,closed} = \frac{\dot{W}_{el,tur}}{\dot{m}_{h,évap} \cdot \left[h_{h,in,évap} - h_{h,out,évap} - T_{ref} \cdot \left(s_{h,in,évap} - s_{h,out,évap}\right)\right] + \dot{m}_{h,pré} \cdot \left[h_{h,in,pré} - h_{h,out,pré} - T_{ref} \cdot \left(s_{h,in,pré} - s_{h,out,pré}\right)\right]} \quad (5.21)$$

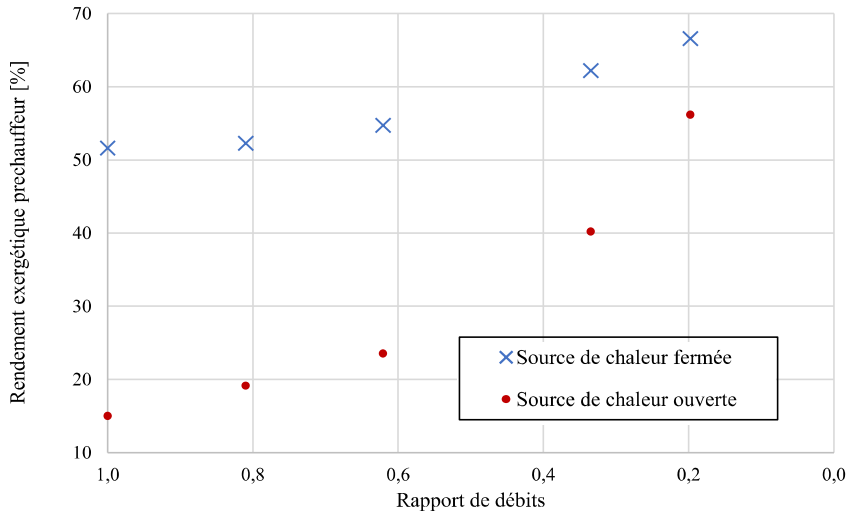


Figure 5.50 : Evolution des rendements second principe du préchauffeur selon le rapport de débits

La Figure 5.50 décrit l'évolution des rendements exergétiques du préchauffeur suivant la variation du rapport de débits des échangeurs de chaleur. Comme pressenti avec la réflexion exposée dans la sous-partie *V.3.1.1.*, lorsque l'on vient à prélever un débit de fluide de la source chaude de plus en plus important à l'intermédiaire des deux échangeurs, correspondant à la diminution du ratio de débits, les rendements exergétiques sont de plus en plus élevés. Ainsi, on peut observer un accroissement de 29,1 % du rendement de source fermée et de 274,5 % du rendement de source ouverte, lors de la diminution du rapport de débit de la valeur de 1 à la valeur de 0,2. Le gain obtenu sur le rendement second principe de source ouverte est très important ; en effet, l'état du fluide de la source chaude en sortie de préchauffeur tend à devenir de plus en plus proche de l'état de référence (état du fluide considéré à la température d'entrée de la source froide). Cette évolution de l'état de sortie du fluide chaud s'explique du fait de la diminution du débit dans le préchauffeur, ou plus exactement de la diminution de la température de sortie du fluide chaud au préchauffeur. Plus le débit diminue dans le préchauffeur, plus la température de sortie du fluide diminue (conservation du bilan d'énergie) ; et donc l'état de sortie réel s'approche de plus en plus de l'état de référence. Les différents diagrammes Température-Entropie présentés en Figure 5.51 traduisent cette évolution.

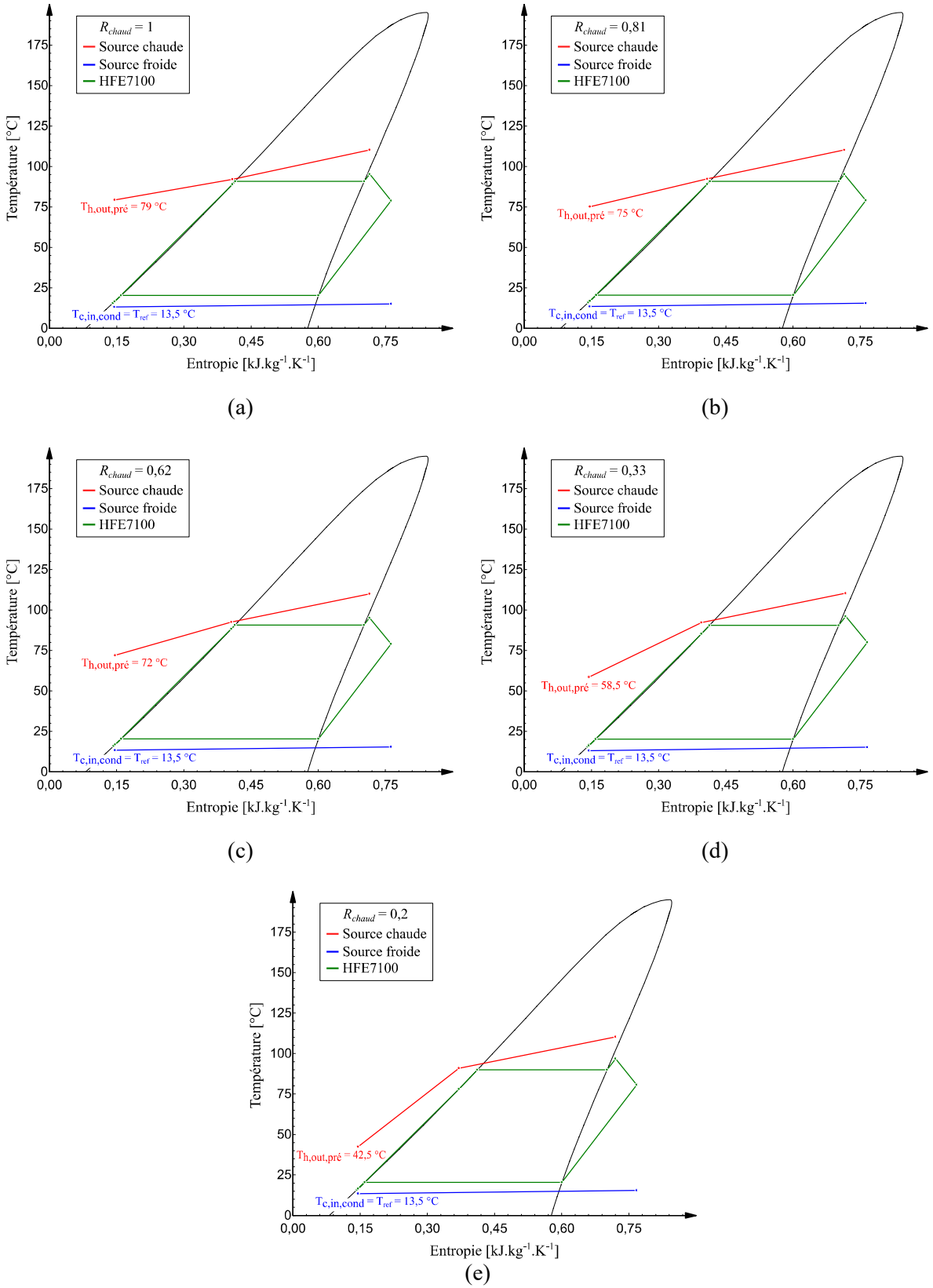


Figure 5.51 : Evolution du cycle organique de Rankine sous la forme de diagrammes T-s suivant la variation du rapport de débits
(a) R_{chaud} = 1 , (b) R_{chaud} = 0,81 , (c) R_{chaud} = 0,62 , (d) R_{chaud} = 0,33 , (e) R_{chaud} = 0,2

Le rapport de débits entraînant le rendement exergétique le plus important au préchauffeur possède la valeur de 0,2. Le diagramme Température-Entropie expérimental décrivant ce rendement optimum est exposé en Figure 5.51 (e) ; on retrouve ici le comportement décrit dans la sous-partie *V.3.1.1.* et illustré par la Figure 5.46.

L'amélioration des performances d'un des composants du système thermodynamique, le préchauffeur, ou plus exactement l'étape de chauffe monophasique, est supposée permettre l'amélioration des performances globales de la source chaude et du cycle organique de Rankine. Cette conjecture est ici vérifiée telle qu'illustrée par l'évolution des rendements exergétiques de la source chaude et du cycle ORC complet, décrite par les Figures 5.52 et 5.53.

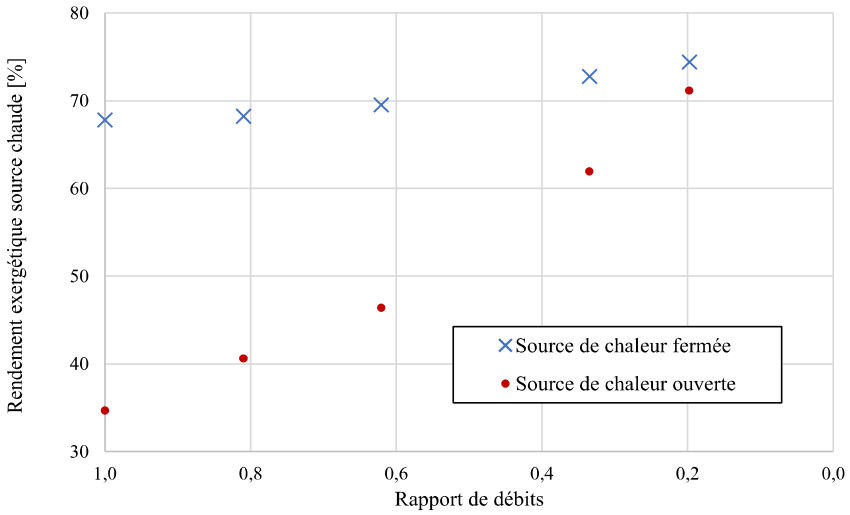


Figure 5.52 : Evolution des rendements second principe de la source chaude selon le rapport de débits

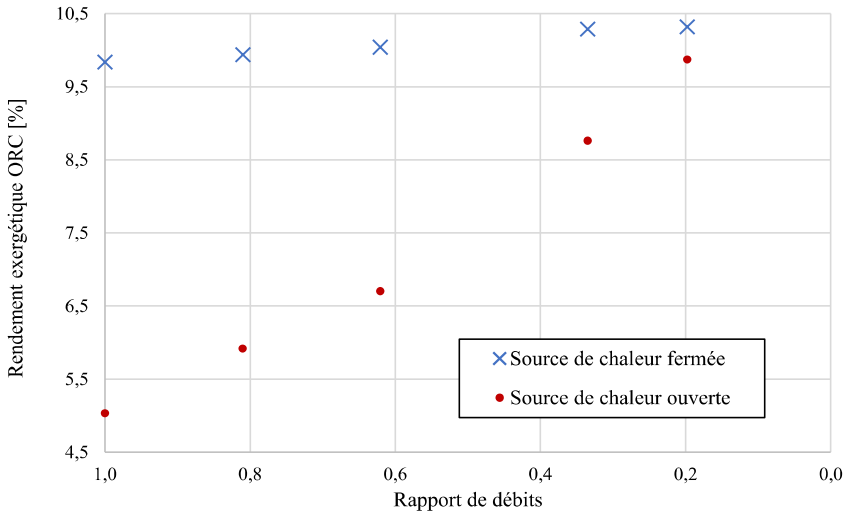


Figure 5.53 : Evolution des rendements second principe du cycle ORC selon le rapport de débits

On peut observer avec les Figures 5.52 et 5.53, un accroissement des rendements exergétiques de source fermée et ouverte respectivement de 9,7 % et 105,1 % pour la source de chaleur et de 4,9 % et 96,1 % pour le cycle ORC. Ces performances globales accrues, grâce à l'optimisation de fonctionnement du préchauffeur, sont néanmoins limitées, du fait des caractéristiques géométriques du préchauffeur, qui se trouve être sous-dimensionné au regard de ce cas de fonctionnement et de variation de la source chaude (débit chaud de 200 $l.h^{-1}$ dans l'évaporateur et variation du débit chaud dans le préchauffeur). En effet, lors de l'évolution du

cycle organique de Rankine, décrite à travers les Figures 5.51 (a) à (e), on remarque une diminution de la température du fluide de travail à l'entrée de l'évaporateur à partir d'un rapport de débits de 0,33. Cette diminution de température entraîne une réduction du rendement exergétique de l'évaporateur, défini par l'équation (3.8), telle que décrite par la Figure 5.54 (du fait de l'augmentation des irréversibilités présentes à l'évaporateur) ; la réduction du rendement second principe de l'évaporateur limite donc, dans une certaine mesure, le gain sur les performances globales obtenues par l'optimisation du préchauffeur.

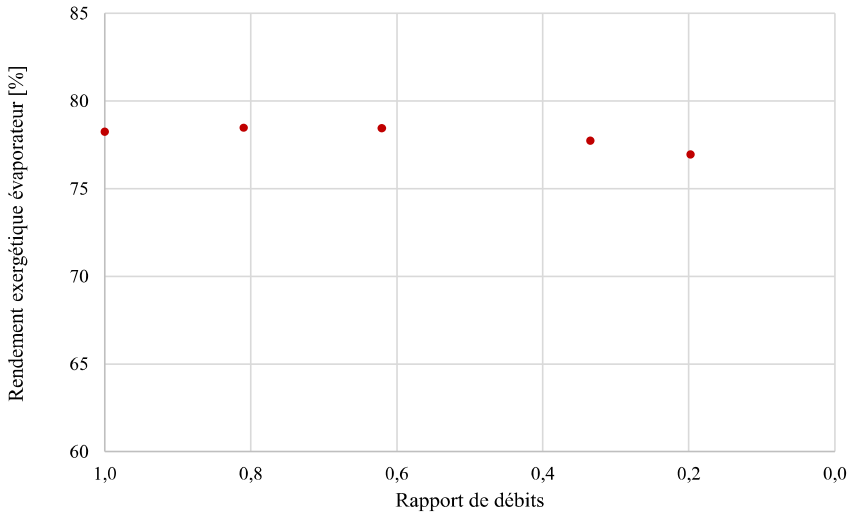


Figure 5.54 : Evolution du rendement exergétique de l'évaporateur selon le rapport de débits

Afin d'analyser au mieux l'intérêt du piquage et le gain de performances pour l'installation expérimentale étudiée, une comparaison est effectuée entre les résultats présentés dans cette partie *V.3* et la littérature expérimentale disponible. Pour ce faire, la base de donnée, construite initialement par Landelle *et al.* (2017) est utilisée ; cette base de donnée, majoritairement composée d'installations en fluides purs, a été complétée tout au long de cette thèse des données, d'installations expérimentales en mélanges zéotropes, nouvellement publiées dans la littérature scientifique. La comparaison entre cette littérature et les résultats en présence du piquage est menée en intégrant les essais expérimentaux avec un rapport de débits nul et optimum, ceci permettant d'illustrer l'influence de cette architecture spécifique. Les Figures 5.55 et 5.56 présente cette comparaison respectivement pour les rendements second principe de l'ORC en considérant une source fermée et une source ouverte.

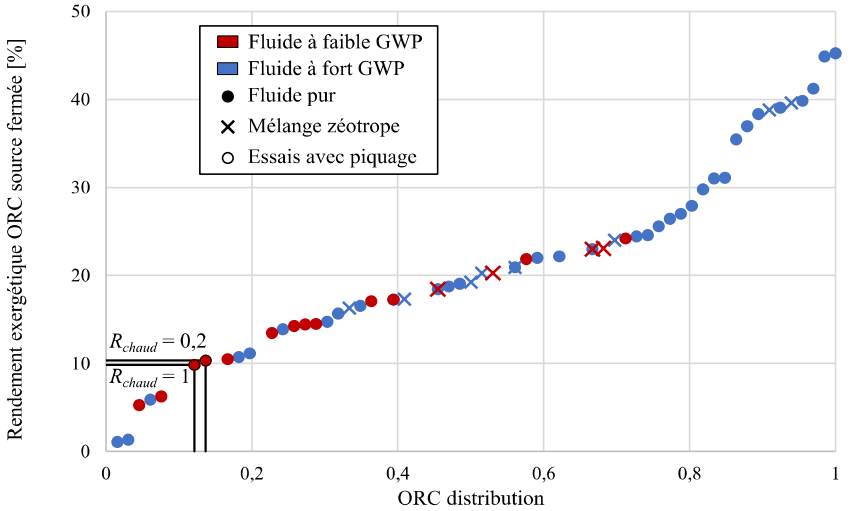


Figure 5.55 : Comparaison des rendements second principe de l'ORC en source fermée avec la littérature

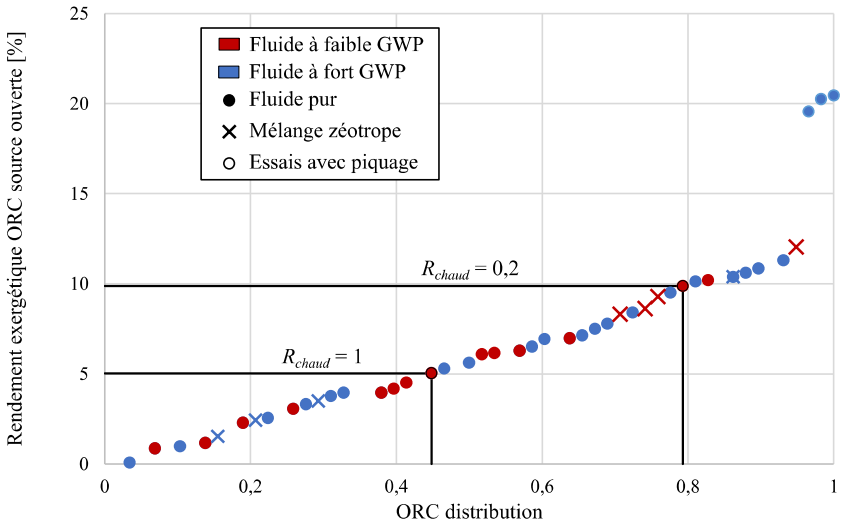


Figure 5.56 : Comparaison des rendements second principe de l'ORC en source ouverte avec la littérature

Cette comparaison est effectuée en ordonnant les rendements des installations expérimentales considérées, de la valeur la plus faible à la plus élevée, selon une distribution d'effectif cumulé croissant. Cette méthode de classement, appliquée par Landelle *et al.* (2017) au sein de leurs travaux, permet de classer une installation expérimentale selon ses performances pour une gamme de température de source chaude et de puissance produite par l'ORC données. Les installations considérées possèdent des sources de chaleur de température inférieure à 200 °C et produisent une puissance électrique jusqu'à 10 kW. Ainsi à titre d'exemple, avec la Figure 5.56, 20 % des installations prises en compte pour cette comparaison possèdent un rendement exergétique supérieur à 10 %. En s'intéressant aux performances de l'ORC liées à l'influence du piquage, on retrouve les gains de rendements présentés en Figure 5.53, suite à l'optimisation du rapport de débits avec la valeur de 0,2 ; on peut également observer, dans le cas du rendement de source fermée (Figure 5.55), que l'installation expérimentale AMORCE se classe ici dans le premier tiers des installations de la littérature en terme de performances. Ce classement, évoluant peu avec l'optimisation du rapport de débits, est lié en grande partie au faible niveau de production électrique de l'ORC, de l'ordre de 0,15 kW. En effet, pour étudier correctement l'influence de la modification d'architecture de la source chaude, le débit de fluide chaud en entrée d'évaporateur a été réduit à une valeur de 200 $l.h^{-1}$, ceci afin d'analyser correctement la variation de l'échange thermique de l'étape monophasique liquide dans le préchauffeur. Ce faible débit de source chaude a entraîné une diminution de la pression haute du cycle et donc de la production d'énergie utile à la turbine. Néanmoins, si l'on s'intéresse au rendement exergétique de l'ORC en source ouverte (Figure 5.56), l'installation se classe dans le second tiers des installations selon ses performances avec un débit de piquage nul ($\boldsymbol{R_{chaud}}$ = 1) ; de plus, une fois le rapport de débits optimisé ($\boldsymbol{R_{chaud}}$ = 0,2), l'installation se trouve au niveau du 80ème percentile et donc parmi les installations les plus performantes malgré la faible puissance produite à la turbine. Ces performances, en source ouverte, viennent confirmer les observations et analyses menées jusqu'ici et confirme l'intérêt pour un cycle organique de Rankine, valorisant une source de chaleur fatale, d'optimiser les échanges de chaleur au sein des échangeurs du système et plus particulièrement pour l'étape de chauffe monophasique du fluide de travail.

Cogénération :

La présence de ce piquage à l'intermédiaire du préchauffeur et de l'évaporateur a permis d'optimiser les performances et le fonctionnement du cycle organique de Rankine. Telle que

présentée dans cette sous-partie, cette spécificité d'architecture entraîne une variation de la température du fluide chaud en sortie du préchauffeur ; l'évolution de cette température, ainsi que celle de la température en sortie de piquage, est décrite au sein de la Figure 5.57.

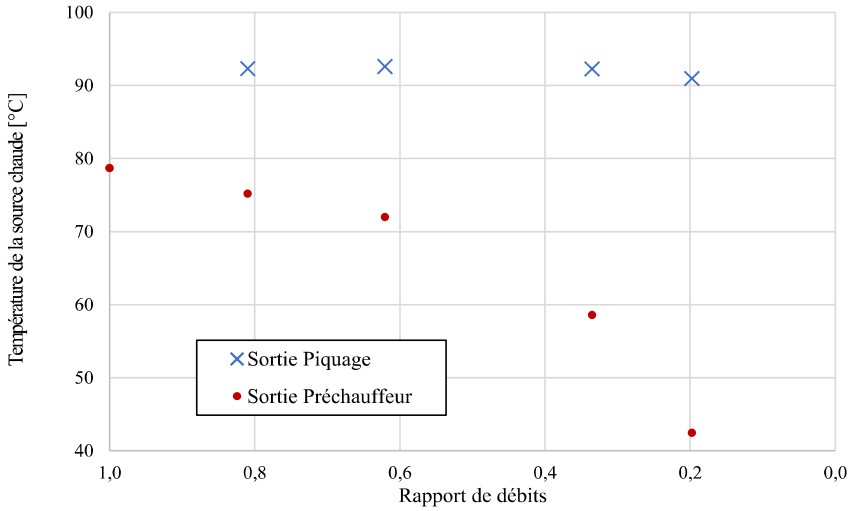


Figure 5.57 : Evolution des températures de la source chaude en sortie de piquage et de préchauffeur selon la variation du rapport de débits

Lorsque le ratio de débits diminue, la température en sortie de préchauffeur diminue également, variant de 79 °C à 42,5 °C. A contrario, la température du fluide chaud extrait par le piquage reste constante autour d'une valeur de 91 °C. En parallèle et lié à cela, le débit de fluide chaud en sortie de préchauffeur diminue et celui en sortie de piquage augmente. Dans le cas où l'on souhaiterait effectuer de la cogénération à partir du système présenté jusqu'ici et valoriser de nouveau la source chaude à la suite de son utilisation au sein des échangeurs ; on peut logiquement observer une diminution de la puissance disponible en sortie de préchauffeur et à l'inverse une augmentation de la puissance disponible en sortie de piquage, telles que représentées par la Figure 5.58 et calculées selon les équations (5.22) et (5.23).

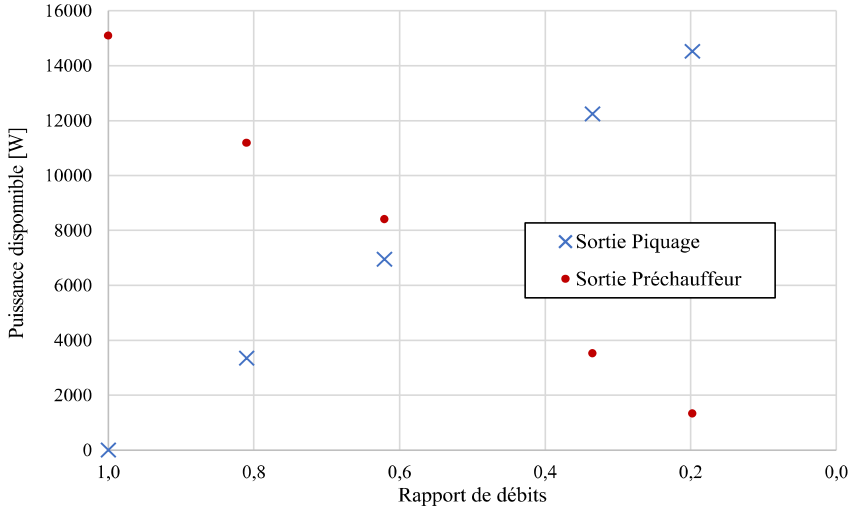


Figure 5.58 : Evolution des puissances disponibles de la source chaude en sortie de piquage et de préchauffeur selon la variation du rapport de débits

Nota : Les puissances disponibles en sortie de préchauffeur et de piquage sont calculées à partir de la température de référence de 13,5 °C (température d'entrée de la source froide représenté sur les Figures 5.51 (a) à (e)).

$$\dot{Q}_{h,out,pré} = \dot{m}_{h,pré} \cdot cp_{h,out,pré} \cdot \left(T_{h,out,pré} - T_{ref}\right) \quad (5.22)$$

$$\dot{Q}_{h,out,piq} = \dot{m}_{h,out,piq} \cdot cp_{h,out,piq} \cdot \left(T_{h,out,piq} - T_{ref}\right) \quad (5.23)$$

Une fois cette puissance disponible déterminée, il convient de statuer sur son utilisation et par conséquent sur les niveaux de température pour lesquels elle peut être valorisée. Telle qu'exposée dans les deux derniers paragraphes de la sous-partie *V.3.1.2.*, la valorisation de source de chaleur à des températures de 80 °C ou inférieures, notamment à des fins de production thermique pour l'habitat (ECS, chauffage de confort), est maintenant envisageable. De récentes études ont également étudiées l'utilisation de source de chaleur à 80 °C, pour le fonctionnement de cycles organique de Rankine utilisant des fluides de nouvelle génération moins dangereux pour l'environnement (Lu *et al.*, 2018), et autour de 60 °C, pour les réseaux de chaleur urbain de 4ème génération (Lund *et al.*, 2018). Ainsi, ces deux températures de 80 °C et 60 °C ont été choisies comme températures d'intérêts afin de valoriser la puissance résiduelle de la source de chaleur une fois le cycle ORC pourvu de la puissance thermique nécessaire à son fonctionnement. Les puissances disponibles de cogénération sont considérées suivant la puissance globale de cogénération définie par l'équation (5.24), représentée au sein de la Figure 5.59 selon la température d'intérêt souhaitée.

$$\dot{Q}_{h,cogen} = \dot{Q}_{h,out,pré} + \dot{Q}_{h,out,piq} \quad (5.24)$$

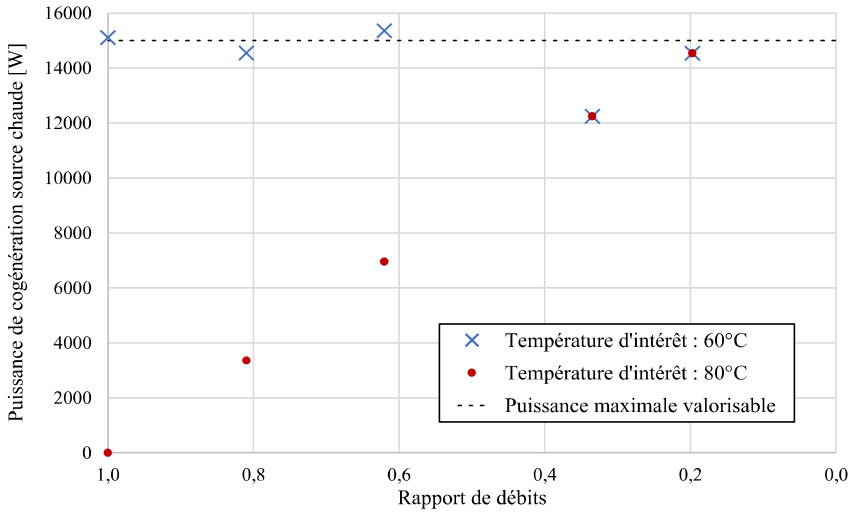


Figure 5.59 : Puissances de cogénération à la source chaude

L'évolution des puissances de cogénération, aux températures d'intérêts de 60 °C et de 80 °C, traduit l'avantage apporté par la modification d'architecture de la source chaude. En effet, dans le cas d'une valorisation à 60 °C, on peut observer une diminution de la puissance de cogénération disponible en dessous d'un rapport de débits de 0,6. Cette chute de puissance est dû au fait que la température de la source chaude en sortie du préchauffeur est inférieure à la température d'intérêt de 60 °C (Figures 5.51 (d) et (e), Figure 5.57). Sans la présence du piquage, une fois le rapport de débits inférieur à 0,6 il ne serait plus possible d'effectuer de cogénération. Cette analyse est d'autant plus flagrante si l'on s'intéresse à une température de valorisation de 80 °C ; en effet, seule une valorisation de la source chaude s'avère alors possible en sortie de piquage, la température en sortie de préchauffeur étant inférieure à la température d'intérêt quel que soit le rapport de débits.

Il a pu être étudié dans cette partie *V.3.* l'amélioration des performances d'un cycle organique de Rankine suite à l'optimisation de l'échange thermique entre la source de chaleur et le fluide de travail, lors de l'étape de chauffe monophasique de ce fluide. La réflexion préliminaire à ces résultats est basée sur la transposition du principe d'optimisation apporté par les mélanges zéotropes, lors de l'étape diphasique, appliqué ici à l'étape de chauffe monophasique. Lors de l'étude des échanges thermiques propres à cette étape monophasique et de leur influence sur les performances globales du système, la valorisation de la source chaude consécutive à son utilisation au sein du cycle ORC a pu être également caractérisée. Ainsi, l'analyse des possibilités de cogénération offertes par l'optimisation du débit de piquage a permis de confirmer, tout comme l'optimisation des performances thermodynamiques du cycle ORC, l'intérêt de l'architecture spécifique exposée dans cette partie *V.3.*.

Références

- Arnou D, Thibaud L, Clunet F, Le Sausse P. Brevet WO2019-023267 2019.
- Bamorovat Abadi G, Yun E, Kim KC. Experimental study of a 1 kw organic Rankine cycle with a zeotropic mixture of R245fa/R134a. Energy 2015;93:2363–73. https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.10.092.
- Bamorovat Abadi G, Kim KC. Investigation of organic Rankine cycles with zeotropic mixtures as a working fluid: Advantages and issues. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2017;73:1000–13. https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.02.020.
- Bao J, Zhao L. Experimental research on the influence of system parameters on the composition shift for zeotropic mixture (isobutane/pentane) in a system occurring phase change. Energy Conversion and Management 2016;113:1–15. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.01.017.
- Bell KJ, Ghaly MA. An approximate generalized design method for multicomponent/partial condenser. AIChE Symp Ser 1973;69:72–9.
- Berton A, Brats G. Vitesse d'évaporation. Cahiers de Notes Documentaires 1966:275–81.
- Bobbo S, Zilio C, Cortella G, Camporese R. Composition Shift of the Mixtures R-125/236fa (49. International Refrigeration and Air Conditioning Conference 1998.
- Bouteiller P. Etude expérimentale de cycles de pompe à chaleur utilisant des mélanges à base de CO2. Phd Thesis. Conservatoire national des arts et metiers - CNAM, 2017.
- Braconnier R, Chaineaux J, Triolet J, Fontaine J-R, Salle B. Mesures du flux d'évaporation de liquides volatils dans des ambiances de travail. Cahiers de Notes Documentaires - Hygiène et Sécurité du Travail 2008:61–71.
- Chaineaux J, Jamois D, Bonnet P, Laurent M, Degauge D, Meunier P, *et al.* Etude du débit d'évaporation et de la concentration atmosphérique d'un compose organique volatil (COV) 2006.
- Chen J, Kruse H. Calculating Circulation Concentration of Zeotropic Refrigerant Mixtures. HVAC&R Research 1995;1:219–31. https://doi.org/10.1080/10789669.1995.10391320.
- Chys M, van den Broek M, Vanslambrouck B, De Paepe M. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. Energy 2012;44:623–32. https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.05.030.
- Deethayat T, Kiatsiriroat T, Thawonngamyingsakul C. Performance analysis of an organic Rankine cycle with internal heat exchanger having zeotropic working fluid. Case Studies in Thermal Engineering 2015;6:155–61. https://doi.org/10.1016/j.csite.2015.09.003.
- Dickes R. Charge-sensitive methods for the off-design performance characterization of organic Rankine cycle (ORC) power systems. Université de Liège, Liège, Belgique, 2019.
- Eames IW, Marr NJ, Sabir H. The evaporation coefficient of water: a review. International Journal of Heat and Mass Transfer 1997;40:2963–73. https://doi.org/10.1016/S0017-9310(96)00339-0.
- EPA. Technical Guidance for Hazardous Analysis, Emergency Planning for Extremely Hazardous Substances. US EPA 1987. https://www.epa.gov/epcra/technical-guidance-

hazardous-analysis-emergency-planning-extremely-hazardous-substances (accessed October 8, 2020).

- Feili M, Rostamzadeh H, Parikhani T, Ghaebi H. Hydrogen extraction from a new integrated trigeneration system working with zeotropic mixture, using waste heat of a marine diesel engine. International Journal of Hydrogen Energy 2020;45:21969–94. https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.05.208.
- Fronk BM, Garimella S. Condensation of ammonia and high-temperature-glide zeotropic ammonia/water mixtures in minichannels – Part II: Heat transfer models. International Journal of Heat and Mass Transfer 2016;101:1357–73. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.048.
- Fukuda S, Takata N, Koyama S. The Circulation Composition Characteristic of the Zeotropic Mixture R1234ze(E)/R32 in a Heat Pump Cycle. International Refrigeration and Air Conditioning Conference 2012.
- Guo C, Du X, Goswami D, Yang L. Investigation on working fluids selection for organic rankine cycles with low-temperature heat sources. International Journal of Green Energy 2016;13:556–65. https://doi.org/10.1080/15435075.2014.979491.
- Haberschill P, Gay L, Aubouin P, Lallemand M. Performance prediction of a refrigerating machine using R-407C: the effect of the circulating composition on system performance. International Journal of Energy Research 2002;26:1295–311. https://doi.org/10.1002/er.817.
- Heberle F, Preißinger M, Brüggemann D. Zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles for low-enthalpy geothermal resources. Renewable Energy 2012;37:364–70. https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.06.044.
- Hertz H. Ueber die Verdunstung der Flüssigkeiten, insbesondere des Quecksilbers, im luftleeren Raume. Annalen Der Physik 1882;253:177–93. https://doi.org/10.1002/andp.18822531002.
- Hughmark GA, Pressburg BS. Holdup and pressure drop with gas-liquid flow in a vertical pipe. AIChE Journal 1961;7:677–82. https://doi.org/10.1002/aic.690070429.
- Jamet D. Thermodynamique Appliquée. Ecole Centrale Paris; 2013.
- Johansson A, Lundqvist P. A method to estimate the circulated composition in refrigeration and heat pump systems using zeotropic refrigerant mixtures. International Journal of Refrigeration 2001;24:798–808. https://doi.org/10.1016/S0140-7007(00)00061-X.
- Jradi M, Riffat S. Experimental investigation of a biomass-fuelled micro-scale tri-generation system with an organic Rankine cycle and liquid desiccant cooling unit. Energy 2014;71:80–93. https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.04.077.
- Kim JH, Cho JM, Lee IH, Lee JS, Kim MS. Circulation concentration of CO2/propane mixtures and the effect of their charge on the cooling performance in an air-conditioning system. International Journal of Refrigeration 2007;30:43–9. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.06.008.
- Kizilkan O, Yamaguchi H. Feasibility research on the novel experimental solar-assisted CO2 based Rankine cycle integrated with absorption refrigeration. Energy Conversion and Management 2020;205:112390. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112390.
- Knudsen M. Die maximale Verdampfungsgeschwindigkeit des Quecksilbers. Annalen Der Physik 1915;352:697–708. https://doi.org/10.1002/andp.19153521306.

- Kong R, Deethayat T, Asanakham A, Vorayos N, Kiatsiriroat T. Thermodynamic performance analysis of a R245fa organic Rankine cycle (ORC) with different kinds of heat sources at evaporator. Case Studies in Thermal Engineering 2019;13:100385. https://doi.org/10.1016/j.csite.2018.100385.
- Landelle A, Tauveron N, Haberschill P, Revellin R, Colasson S. Organic Rankine cycle design and performance comparison based on experimental database. Applied Energy 2017;204:1172–87. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.04.012.
- Langmuir I. The Evaporation, Condensation and Reflection of Molecules and the Mechanism of Adsorption. Phys Rev 1916;8:149–76. https://doi.org/10.1103/PhysRev.8.149.
- Lakshmi Narasimhan N, Venkatarathnam G. A method for estimating the composition of the mixture to be charged to get the desired composition in circulation in a single stage JT refrigerator operating with mixtures. Cryogenics 2010;50:93–101. https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2009.12.004.
- Lecompte S, Huisseune H, van den Broek M, Vanslambrouck B, De Paepe M. Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2015;47:448–61. https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.03.089.
- Li W, Feng X, Yu LJ, Xu J. Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle. Applied Thermal Engineering 2011;31:4014–23. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.08.003.
- Lu H, Wang Z, Wang L, Xu S, Hu B. Experimental study on a small-scale pumpless organic Rankine cycle with R1233zd(E) as working fluid at low temperature heat source. International Journal of Energy Research 2018;0. https://doi.org/10.1002/er.4354.
- Lund H, Østergaard PA, Chang M, Werner S, Svendsen S, Sorknæs P, *et al.* The status of 4th generation district heating: Research and results. Energy 2018;164:147–59. https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.206.
- Modi A, Haglind F. A review of recent research on the use of zeotropic mixtures in power generation systems. Energy Conversion and Management 2017;138:603–26. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.032.
- Oguni K, Urata K, Muramatsu M, Endo T. Brevet EP-838643 1998.
- Ouyang T, Huang G, Su Z, Xu J, Zhou F, Chen N. Design and optimisation of an advanced waste heat cascade utilisation system for a large marine diesel engine. Journal of Cleaner Production 2020;273:123057. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.123057.
- Rahbar K, Mahmoud S, Al-Dadah RK, Moazami N, Mirhadizadeh SA. Review of organic Rankine cycle for small-scale applications. Energy Conversion and Management 2017;134:135–55. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.12.023.
- Rajapaksha L, Suen KO. Influence of liquid receiver on the performance of reversible heat pumps using refrigerant mixtures. International Journal of Refrigeration 2004;27:53–62. https://doi.org/10.1016/S0140-7007(03)00092-6.
- Santos M, André J, Costa E, Mendes R, Ribeiro J. Design strategy for component and working fluid selection in a domestic micro-CHP ORC boiler. Applied Thermal Engineering 2020;169:114945. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.114945.
- Silver L. Gas cooling with aqueous condensation. Trans Inst Chem Eng 1947;25:30–42.

- Smith SL. Void Fractions in Two-Phase Flow: A Correlation Based upon an Equal Velocity Head Model. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1969;184:647–64. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1969_184_051_02.
- Sumida Y, Okazaki T, Kasai T, Ueno Y. Development of the Circulating Composition Sensing Circuit for a Multiple Split Type Air Conditioner with R-407C. Undefined 1998. https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1387&context=iracc (accessed October 8, 2020).
- Sun H, Qin J, Li H, Huang H, Yan P. Research of a combined power and cooling system based on fuel rotating cooling air turbine and organic Rankine cycle on hypersonic aircraft. Energy 2019;189:116183. https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116183.
- Tallitsch DA, Hrnjak PS. Fractionation of R-407C in Brazed Plate Evaporators at Low Mass Flux 2001.
- Tian H, Li L, Shu G, Yan N, Li X, Yu Z. Composition shift in zeotropic mixture–based organic Rankine cycle system for harvesting engine waste heat. International Journal of Energy Research 2018;0. https://doi.org/10.1002/er.4173.
- Tiwari D, Sherwani AF, Atheaya D. Thermodynamic analysis of solar power organic Rankine cycle based on experimental data. International Journal of Ambient Energy 2018;0:1–8. https://doi.org/10.1080/01430750.2018.1530141.
- Triolet J, Sallé B. Evaluation de la vitesse d'évaporation et de la concentration d'un composé organique volatil dans l'atmosphère d'un local de travail 2009.
- Voeltzel N, Phan HT, Blondel Q, Gonzalez B, Tauveron N. Steady and dynamical analysis of a combined cooling and power cycle. Thermal Science and Engineering Progress 2020;19:100650. https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100650.
- Xu X, Liu J, Cao L, Li Z. Local composition shift of mixed working fluid in gas–liquid flow with phase transition. Applied Thermal Engineering 2012;39:179–87. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.01.064.
- Yang K, Zhang H, Wang E, Song S, Bei C, Chang Y, *et al.* Study on Mixed Working Fluids with Different Compositions in Organic Rankine Cycle (ORC) Systems for Vehicle Diesel Engines. Entropy 2014;16:4769–87. https://doi.org/10.3390/e16094769.
- Youbi-Idrissi M. Impact de l'huile de lubrification sur les performances thermodynamiques des pompes à chaleur réversibles. Phd Thesis. Paris, CNAM, 2003.
- Zhao L, Bao J. The influence of composition shift on organic Rankine cycle (ORC) with zeotropic mixtures. Energy Conversion and Management 2014;83:203–11. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.03.072.
- Zhou Y, Zhang F, Yu L. The discussion of composition shift in organic Rankine cycle using zeotropic mixtures. Energy Conversion and Management 2017;140:324–33. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.081.

Chapitre VI

Conclusions et perspectives

VI.1. Résumé des travaux de thèse

Les travaux de thèse présentés au sein de ce manuscrit découlent de deux constatations majeures quant aux enjeux énergétiques et environnementaux actuels :

- La nécessité d'accroître l'utilisation des énergies renouvelables de manière pérenne et d'optimiser l'efficacité énergétique des systèmes existants.
- La transition indispensable des systèmes producteurs d'énergie avec des adaptations ou des alternatives plus respectueuses de l'environnement.

Il a été souligné dans la bibliographie générale que l'accroissement de la population mondiale au cours des derniers siècles ainsi que son besoin grandissant de consommation d'énergie se heurtent à la raréfaction des ressources fossiles et à leur coût croissant associé. Ce premier constat implique une transformation radicale des modes de consommation et de production. L'optimisation de systèmes de production et de consommation d'énergie existants est donc une des premières étapes nécessaires à cette transition. L'Ademe, dans son rapport sur la chaleur fatale de 2017, a mis en lumière la quantité importante de chaleur valorisable au sein de l'industrie française. Cette ressource thermique annuelle de 109,5 TWh, initialement perdue, représente 36 % des besoins thermiques de cette même industrie. Les cycles de Rankine à fluides organiques (ORC) sont un des moyens envisagés pour valoriser cette ressource énergétique, du fait que 75 % de cette chaleur fatale industrielle se situe à des températures inférieures à 200 °C. Cependant, ce type de système de conversion d'énergie se heurte de son côté aux enjeux environnementaux actuels. En effet, les fluides de travail classiquement utilisés au sein de ce type de cycle thermodynamique sont pour la plupart nocifs pour l'environnement et font l'objet de restrictions de plus en plus drastiques (Protocole de Montréal, Protocole de Kyoto). De ce fait, il s'avère nécessaire de trouver des fluides de remplacement afin de continuer à utiliser et développer ce type de système et donc de s'inscrire au cœur des deux problématiques mises en avant ici. Les recherches dans ce domaine se sont intensifiées depuis une quinzaine d'années et des fluides moins nocifs ont pu être identifiés pour succéder à ceux traditionnellement utilisés. Néanmoins, lors de leur utilisation en lieu et place de ces derniers, les performances obtenues pour les cycles ORC ne se sont pas toujours montrées équivalentes. Une des solutions étudiées pour pallier cela consiste à employer des mélanges zéotropes en tant que fluides de travail. Du fait de la présence d'un glissement de température, lors des étapes de changement de phase, avec ce type de mélange, ils sont considérés accroître l'efficacité des transferts thermiques des échangeurs de chaleur des installations ORC et donc offrir de meilleures performances pour le système global. Cependant, peu de données expérimentales permettent d'étayer ce comportement pressenti et anticipé lors de modélisations numériques du fait du nombre très restreint d'installations ORC existantes utilisant des mélanges zéotropes. Ces travaux étudient le comportement des mélanges zéotropes au sein d'un cycle ORC mais également l'intérêt apporté par leur utilisation pour le système global et ses composants.

Les résultats et analyses présentés dans ce manuscrit sont issus des données expérimentales d'une installation ORC. Ces données ont été obtenues lors de campagnes d'essais en fluides purs et mélanges zéotropes de substitution aux fluides de travail jugés plus fortement nocifs. Les trois fluides purs étudiés sont le HFE7000, le HFE7100 et le Novec649, et possèdent tous une valeur d'ODP nulle pour des valeurs de GWP respectives de 530, 320 et 1. L'association du HFE7000 pur et du Novec649 pur a été effectuée, pour diverses proportions massiques de ces deux fluides, afin d'obtenir les différents mélanges zéotropes étudiés expérimentalement. La composition en Novec649 des trois mélanges zéotropes créés est de

25 %, 50 % et 80 %, avec respectivement des valeurs de GWP de 398, 266 et 107, et des valeurs d'ODP nulles.

L'ensemble des données expérimentales a notamment permis le développement de trois modèles numériques semi-empiriques ; les deux premiers concernent les échangeurs de chaleur du cycle ORC, tandis que le troisième porte sur l'organe de détente du cycle, une micro-turbine axiale à action et à admission partielle. Ces modèles ont permis de décrire le comportement réel des fluides de travail et les phénomènes physiques et thermodynamiques qui leur sont propres, faisant intervenir différents nombres adimensionnels phénoménologiques ou liés à leurs propriétés.

La modélisation des échangeurs de chaleur d'un cycle ORC fait intervenir différentes corrélations de transfert thermique. L'intérêt, concernant ces corrélations, s'est principalement porté sur celles de changement de phase. En effet, il a pu être observé au sein de la littérature que malgré un nombre important de corrélations de transfert de chaleur diphasique, peu d'entre elles concernent les échangeurs à plaques et aucune n'est spécifiquement appropriée aux fluides de type HFE. De plus, le nombre de corrélations adaptées aux mélanges zéotropes est également très restreint. Ainsi, huit corrélations d'évaporation ont été retenues, tandis que six l'ont été en condensation. A cela s'ajoutent quatre corrélations spécifiques aux mélanges, dont trois d'entre elles s'utilisent de manière couplée avec une corrélation d'évaporation ou de condensation, selon le cas considéré. Malgré un choix rigoureux des corrélations les plus adaptées en condensation et en évaporation, il a pu être observé une dispersion importante des résultats prédits pour l'ensemble des essais en fluides purs et mélanges zéotropes. Ces corrélations ont donc été enrichies de nombres adimensionnels afin de tenir compte de cette dispersion. Un premier nombre adimensionnel, le nombre d'ébullition $\boldsymbol{Bo}$, s'est trouvé être fortement corrélé aux résultats initialement prédits. Cependant, ce seul paramètre adimensionnel n'a pas permis à lui seul de corriger cette dispersion pour l'ensemble des différents fluides de travail. Plusieurs autres paramètres adimensionnels, reposant sur les propriétés critiques des fluides de travail, lui ont donc été associés. Ainsi, une corrélation d'évaporation optimale intégrant les paramètres $\boldsymbol{Bo}$, $\boldsymbol{T_{sat,moy}/T_{crit}}$, $\boldsymbol{P/P_{crit}}$ et $\boldsymbol{\rho_v/\rho_{crit}}$, a pu être définie, tout comme pour la condensation avec les paramètres $\boldsymbol{Bo}$ et $\boldsymbol{T_{sat,moy}/T_{crit}}$. Ces deux corrélations diphasiques sont intégrées aux modèles globaux d'échangeur chaud et d'échangeur froid. Ces modèles permettent une caractérisation du transfert de chaleur en terme de puissance échangée à plus ou moins 15 % dans le cas de l'évaporation et de l'ordre de 7 % dans le cas de la condensation. Au vu de ces résultats, les modèles d'échangeurs chaud et froid, et les corrélations semi-empiriques décrivent avec précision les échanges thermiques analysés, d'autant plus que leur construction et leur gamme de validité se rapportent à six fluides de travail dont trois mélanges zéotropes.

Il existe différentes méthodes de modélisation au sein de la littérature afin d'étudier les performances d'un organe de détente. Du fait du nombre très restreint de données géométriques connues sur la micro-turbine, la modélisation 0D se trouve être la seule en mesure de décrire son comportement et ses performances. Afin de définir ce modèle, quatre nombres caractéristiques des turbomachines $\boldsymbol{N_s}$, $\boldsymbol{D_s}$, $\boldsymbol{SP}$ et $\boldsymbol{V_r}$, ont été étudiés. Le rendement isentropique expérimental du point de design de cette turbine a été comparé en premier lieu à celui issu de la cartographie de Baljé grâce aux paramètres $\boldsymbol{N_s}$ et $\boldsymbol{D_s}$. Cette cartographie de performances, bien que définie dans les années 1970 - 1980, est toujours utilisée car permettant d'appréhender qualitativement et quantitativement le fonctionnement d'un organe de détente au point de design. Ainsi, qualitativement, on retrouve bien la zone des turbines axiales à admission partielle, et quantitativement, l'écart de rendement à l'expérimental obtenu est de 15 %, ce qui est acceptable. D'autant plus que cette représentation ne tient pas compte des effets de taille des organes de détentes. Les travaux menés par Astolfi ont donné lieu à des corrélations de rendement permettant de tenir compte de cet effet de taille et de modéliser le comportement de

design et de off-design de turbines axiales. Ces corrélations sont basées sur trois paramètres caractéristiques des turbomachines N_s, SP et V_r. On retrouve ici les deux paramètres identifiés précédemment, et avec SP, correspondant au rapport entre le nombre D_s et le diamètre du rotor de la turbine, qui permet de prendre en compte cet effet de taille. Des trois corrélations définies par Astolfi et calculées pour le point de design, celle tenant compte du paramètre V_r en plus des paramètres N_s, SP entraîne le plus faible écart de 7,5 % avec le rendement isentropique expérimental. Par conséquent, ces résultats confirment la pertinence de ces trois paramètres caractéristiques des turbomachines pour représenter le comportement général de cet organe. Ce comportement off-design correspond donc à l'ensemble des configurations de fonctionnement de la turbine en fluides purs et mélanges zéotropes. Ainsi, ces rendements off-design sont calculés grâce à cette corrélation et comparé à ceux expérimentaux. On observe alors une très forte dispersion des résultats, avec plus ou moins 50 % d'erreur, celle-ci étant notamment liée au type de fluide étudié. De ce fait, une nouvelle corrélation a été établie sur le même principe que celle définie par Astolfi, en tenant compte cette fois des propriétés critiques des fluides de travail. Ainsi, grâce aux paramètres adimensionnels N_s, SP, V_r et $T_{in,tur}/T_{crit}$, l'ensemble des rendements prédits par cette corrélation se trouve pour 99,5 % d'entre eux à près de 15 % des valeurs expérimentales et 93 % sont à moins de 10 % de ces dernières, quels que soient les fluides purs ou mélanges considérés.

L'ensemble des résultats expérimentaux en Novec649 pur, en HFE7000 pur et en mélanges Novec649/HFE7000, ont permis l'étude à l'échelle système de l'installation ORC AMORCE. Il a été observé que la source froide influe fortement sur les pressions du cycle ORC et donc sur les rendements exergétiques des échangeurs chaud et froid en source fermée. A l'inverse, la source chaude influe peu sur les pressions du système. De ce fait, le rendement exergétique de source fermée de l'échangeur chaud varie peu et le rendement exergétique de l'échangeur froid reste constant. Dans le cas d'une source ouverte, le rendement exergétique de l'échangeur chaud correspondant n'est pas influencé par la source froide et l'est très fortement par la source chaude. En comparant les rendements globaux de l'ORC avec ceux des composants, on observe de fortes interdépendances entre eux. Les évolutions des rendements du cycle et du condenseur sont parfaitement opposées. L'accroissement du rendement du condenseur se traduit par une variation des pressions du cycle ainsi qu'une diminution de la production d'électricité et par conséquent entraîne une diminution du rendement global de l'ORC. A l'inverse, les performances globales du cycle varient de la même manière que les rendements de l'échangeur chaud et de la turbine. En effet, lors de la diminution du débit chaud, les pressions du cycle ne sont que peu influencées ; par conséquent, la production électrique est sensiblement constante et la ressource exergétique de la source chaude diminue, entraînant un accroissement des rendements de l'échangeur chaud et du cycle ORC. Concernant la turbine, les résultats expérimentaux confirment le fonctionnement attendu ; un meilleur rendement de la turbine entraîne une meilleure production d'électricité et donc de meilleures performances du cycle. Les performances globales du mélange Novec649/HFE7000 obtenues avec les différentes compositions étudiées se classent du Novec649 pur au HFE7000 pur, respectivement du plus performant au moins performant et du moins nocif au plus nocif (au regard de leur valeur de GWP). Dans le cas présent, le fluide pur Novec649 reste plus intéressant en comparaison du Novec649/HFE7000. Néanmoins, un troisième fluide pur, le HFE7100, a pu être étudié expérimentalement et offre les meilleures performances globales pour l'installation ORC, avec cependant une valeur de GWP supérieure à celle du Novec649.

Une fois la composition optimale d'un mélange zéotrope déterminée (composition de charge), une quantité globale de ce mélange est introduite au sein du cycle ORC en tant que fluide de travail. Cependant, il est possible que cette composition de charge ne soit pas équivalente à la composition circulante en fonctionnement. On parle alors de décalage ou de

« shift » de composition. Ce phénomène survient du fait de mécanismes de diffusion limitants lors des étapes de changement de phase. Une méthode originale de prélèvement du fluide de travail en circulation et de caractérisation de sa composition circulante a été imaginée, développée et appliquée afin de caractériser cet écart éventuel de composition. La méthode de caractérisation repose sur la forte volatilité des composés organiques que sont les fluides purs et mélanges zéotropes de type HFE. En effet, les différentes compositions d'un mélange donné possèdent des vitesses d'évaporation différentes. Ainsi, en mesurant la durée d'évaporation d'un échantillon de fluide de travail de masse donnée, il est possible de déterminer sa composition en comparaison des durées d'évaporation d'échantillons étalons définis pour une masse identique. Cette méthode a pu être testée et permet de caractériser correctement la composition circulante d'un fluide de travail. Les résultats obtenus avec cette nouvelle méthode originale ont permis de définir que l'écart entre les compositions de charge et circulante est de 5,2 % avec respectivement des compositions en Novec649 de 79,4 % et de 84,6 %. Il existe donc un « shift » de la composition circulante comme mentionné dans la bibliographie. Cependant, cette variation de composition engendre uniquement des écarts de rendement de la turbine de 1,2 % et de 0,3 % respectivement pour le rendement isentropique et le rendement électrique isentropique. Par conséquent, bien qu'existant, ce décalage de composition peut être négligé dans l'exploitation des données expérimentales. Cette méthode permet également de déterminer la quantité d'huile de lubrification circulante avec le fluide de travail, dans le cas d'installations ORC comprenant des composants mécaniques nécessitant ce type de lubrification. Il est possible d'étendre cette méthode de caractérisation à d'autres types de machines à cycles thermodynamiques tels que les pompes à chaleur ou les machines de réfrigération.

Lors de l'étude de l'ensemble des résultats expérimentaux, il a été mis en évidence la nécessité d'accroître les performances d'échange thermique de l'étape de chauffe du fluide de travail. En effet, dans le cas optimal de rendement de l'échangeur chaud, le rendement exergétique de cette étape monophasique n'est que de 50 %, tandis que celui des étapes couplées d'évaporation et de surchauffe est de l'ordre de 80 %. Fondé sur le même principe de réduction des irréversibilités offert par le glissement de température dans le cas des mélanges zéotropes, il convient d'obtenir des profils similaires d'évolution de température pour la source chaude et le fluide de travail, afin d'optimiser l'échange de chaleur de cette étape monophasique. Ainsi, les étapes de chauffe monophasique et d'évaporation couplée de la surchauffe de la vapeur sont séparées au sein de deux échangeurs distincts, un préchauffeur et un évapo-surchauffeur. Cette réflexion a pu être étudiée expérimentalement du fait de l'existence de deux échangeurs à plaques distincts au niveau de la source chaude. Les résultats expérimentaux ont permis de confirmer cette amélioration de l'étape monophasique de chauffe. De plus, grâce à cette modification d'architecture de la source chaude, la chaleur résiduelle de cette source peut être réutilisée dans un but de cogénération pour le système global selon un panel de fonctionnement bien plus large que dans le cas d'une architecture dite traditionnelle.

VI.2. Notions clefs

Les différentes conclusions et points d'intérêt apportés par ces travaux de thèse et décrits au sein de ce chapitre sont rappelés ci-dessous :

- Développement de modèles semi-empiriques d'échangeurs de chaleur pour l'évaporation et la condensation de fluides purs et mélanges zéotropes de type HFE.

- Développement d'un modèle semi-empirique d'une micro-turbine axiale à action et à admission partielle permettant de caractériser le fonctionnement aux points de design et de off-design de ce composant.
- Démonstration expérimentale du bon fonctionnement de l'installation ORC avec l'ensemble des fluides de travail de type HFE étudié, purs et mélanges ; cependant, l'utilisation de mélanges zéotropes n'entraîne pas nécessairement de meilleures performances pour le cycle thermodynamique.
- Les mélanges zéotropes de type HFE peuvent être utilisés au sein d'une installation ORC en tant que paramètre d'ajustement, permettant à celle-ci de répondre aux restrictions environnementales en vigueur tout en conservant les performances les plus élevées possibles.
- Les coefficients de transfert diphasique des mélanges de type HFE sont plus faibles que ceux des espèces pures les composants.
- Une méthode originale de caractérisation de la composition d'un échantillon de mélange zéotrope basée sur la volatilité des espèces organiques a été développée et validée expérimentalement.
- Le décalage entre la composition de charge et celle circulante d'un mélange zéotrope de type HFE est présent et de l'ordre de 5 %. Cependant, son influence sur les performances du cycle ORC et de ses composants est négligeable.
- Une architecture nouvelle d'un cycle ORC, permettant d'accroître les performances globales de conversion d'énergie du système, a été développée et testée expérimentalement.

VI.3. Perspectives

L'étude d'un cycle ORC expérimental utilisant des fluides de travail de type Hydrofluoroéthers a été menée dans ces travaux de thèse. Trois fluides purs, le Novec649, le HFE7000 et le HFE7100, ainsi que trois compositions du mélange Novec649/HFE7000 (80 %, 50 % et 25 % en Novec649) ont été testés. Afin d'étayer l'ensemble des résultats présentés dans ce manuscrit, il serait pertinent d'effectuer d'autres compositions de ce mélange, avec cette fois-ci une variation de 10 % de composition. Il a été observé que les performances de ce mélange étaient plus faibles que celles du fluide de design pour une température de source chaude de 110 °C. Cependant, il serait pertinent de vérifier ce comportement pour des températures plus élevées de source chaude, le comportement des mélanges pouvant évoluer suivant ce paramètre, tel que relevé au sein de la littérature. Le HFE7100 a permis quant à lui d'obtenir les meilleures performances pour le cycle thermodynamique ; de ce fait, il serait intéressant de tester le mélange Novec649/HFE7100. En effet, ce mélange peut être une solution envisageable afin de créer un fluide de travail optimal entraînant les meilleures performances pour le cycle ORC tout en respectant une valeur limite de GWP. Les HFE ne sont pas les seuls fluides actuellement étudiés comme alternatives aux fluides classiquement utilisés. De fait, l'étude de mélanges zéotropes composés d'Hydrocarbures couplés uniquement entre eux ou avec des fluides de type Hydrofluoroléfines semble être intéressante. Ces mélanges représentent le double avantage d'être moins nocifs et plus performants que leurs espèces pures apparentées au sein d'un cycle ORC. Il est souligné ici que les mélanges zéotropes peuvent permettre de créer un fluide adéquat pour un cycle ORC donné, d'autant plus que ces mélanges ne se limitent pas uniquement à des compositions binaires de fluides purs, offrant donc une

infinité de possibilités. Ce dernier point d'intérêt est très important ; en effet, le développement d'un fluide de travail spécifique pour un cycle thermodynamique représente des investissements extrêmement importants (plusieurs centaines de millions d'euros), de plus le marché des ORC ne représente qu'une très faible part du marché global des fluides frigorigènes, en comparaison notamment de celui des cycles frigorifiques.

Ces travaux de thèse ont également pu souligner deux points importants : premièrement, la nécessité d'accroître les performances d'échange thermique de l'étape monophasique de chauffe du fluide de travail afin d'améliorer les performances du cycle ORC, deuxièmement, l'optimisation antagoniste des échanges de chaleur au niveau de la source froide et des performances globales du cycle ORC. En considérant ces deux principes, il est possible de transposer l'idée d'optimisation de l'étape monophasique de chauffe à l'étape monophasique de refroidissement de la vapeur du fluide de travail. Ce faisant, l'optimisation des échanges avec la source froide ne dégraderait pas les performances globales du cycle thermodynamique. Bien que la séparation en deux échangeurs puisse être envisagée, elle ne semble pas la plus appropriée du fait que la possibilité de cogénération offerte par ce principe au niveau de la source chaude ne se retrouve pas au niveau de la source froide. Néanmoins, l'ajout d'un échangeur interne, proposé par nombre d'auteurs de la littérature et utilisé au sein de plusieurs installations expérimentales, semble être une solution à étudier. Celui-ci permet de valoriser tout ou partie de l'énergie thermique de la vapeur en sortie de l'organe de détente.

La mesure du débit du fluide de travail a été effectuée par bilan thermique au niveau du condenseur. L'implantation d'un débitmètre permettrait d'accroître la précision de mesure de ce paramètre. Cette installation sera utilisée par la suite pour d'autres travaux de recherche ; de ce fait et en lien avec ces travaux de thèse, l'ajout d'un débitmètre Coriolis est prévu afin de permettre de meilleures analyses expérimentales. De plus, ce type de débitmètre permet de caractériser la composition circulante d'un mélange car mesurant la masse volumique du fluide de travail le traversant. Cet ajout permettra également de valider la méthode de mesure de composition circulante liée à la volatilité des fluides organiques développée dans cette thèse. Cette dernière méthode peut, quant à elle, être élargie à d'autres types d'installations à cycle thermodynamique.

Lors des essais expérimentaux préliminaires aux campagnes d'essais de cette thèse (première mise en service et réglage de l'installation), la très forte influence sur les performances et le comportement de l'installation ORC liée à la présence d'incondensables a pu être remarquée. En effet, du fait des propriétés des HFE étudiés, la pression basse du cycle ORC est inférieure à la pression atmosphérique, ce qui a entraîné des intrants d'air dans le système. Il convient donc d'être réellement attentif à leur présence et leur possible infiltration causée par une mauvaise étanchéité du système. Enfin, la charge optimale de l'installation a été déterminée avec le fluide de design de cette installation ORC et conservée identique pour l'ensemble des fluides de travail dans le but d'effectuer une comparaison de performances équivalente. Cependant, tout comme l'évolution de composition observée avec les mélanges zéotropes, il est possible que la charge optimale d'un fluide de travail donné au sein d'une installation ORC puisse être différente lors de l'utilisation d'un autre fluide de travail au sein de cette même installation.

Le modèle de turbine axiale développé ici demande à être encore approfondi. En effet, bien qu'ayant permis de décrire correctement le comportement de cet organe et ceci pour l'ensemble des fluides de travail étudiés, une optimisation peut être effectuée en supposant certains paramètres géométriques. Les résultats obtenus avec ces nouvelles hypothèses seront alors comparés aux résultats expérimentaux afin d'évaluer la pertinence des valeurs choisies. De plus, la création d'un modèle global de cycle ORC, grâce aux modèles développés durant cette thèse, serait très intéressante. Ce modèle global permettrait d'obtenir un modèle prédictif

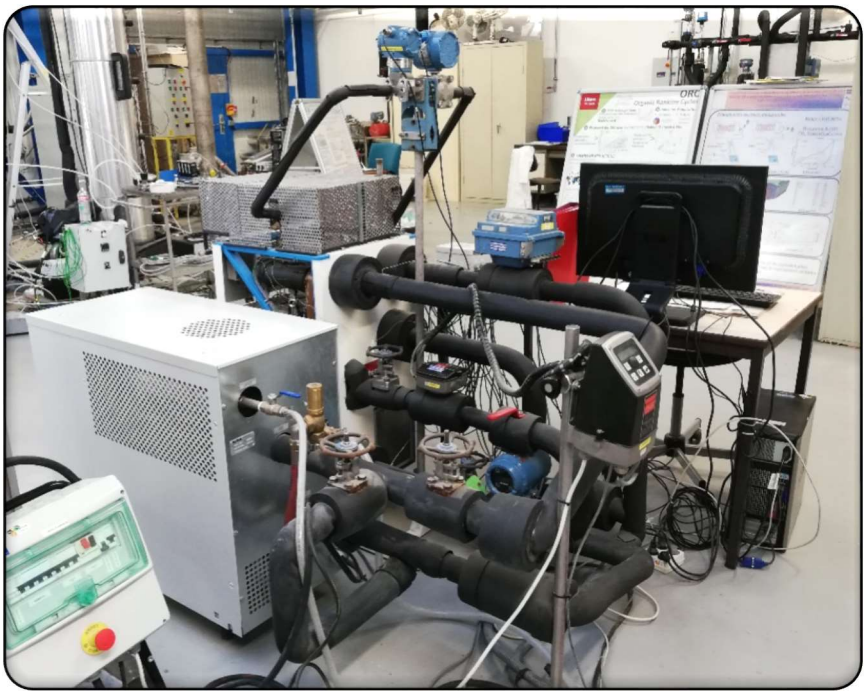
des performances d'un cycle ORC utilisant des fluides de type HFE et d'optimiser la composition de mélanges zéotropes suivant les critères des performances choisis (puissance produite, rendement du cycle, nocivité du fluide de travail).

Annexes

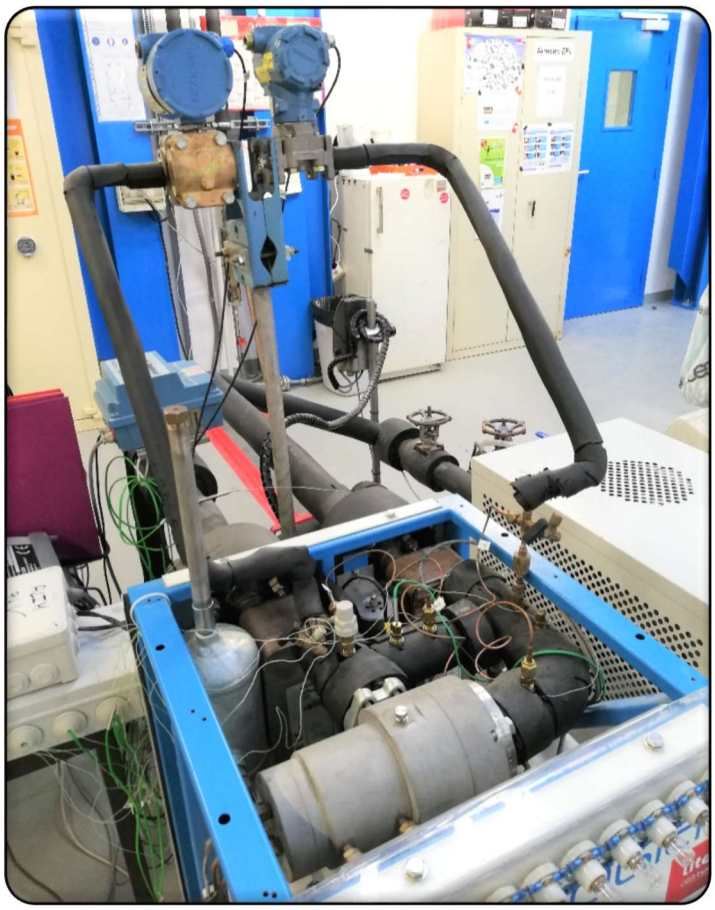
Annexe 1 : Photos de l'installation expérimentale ORC AMORCE

Les Figures A1 (a), (b) et (c) présentent respectivement une vue de face de l'installation ORC avec la chaudière simulant la source chaude basse température, une vue de dos où sont visibles les circuits fluidiques des sources chaude et froide, et une vue du dessus de l'ORC avec la turbine, les capteurs haute et basse pression, ainsi que le condenseur et l'évaporateur apparents.

(a)



(a)



(c)

Figure A1 : Installation ORC expérimentale (a) Vue de face, (b) Vue de dos, (c) Vue de dessus

Annexe 2 : Fiche de données de sécurité du Novec649

3M™ Novec™ 649 Engineered Fluid

Introduction

3M™ Novec™ 649 Engineered Fluid is a clear, colorless and low odor fluid, one in a line of 3M products designed as replacements for ozone depleting substances (ODSs) and compounds with high global warming potentials (GWPs) such as sulfur hexafluoride (SF_6) and hydrofluorocarbons (HFCs), such as HFC-134a and HFC 245fa.

3M Novec 649 Engineered Fluid is an advanced heat transfer fluid, balancing customer needs for physical, thermal and electrical properties, with desirable environmental properties.

Typical Applications

Novec 649 fluid is an effective heat transfer fluid with a boiling point of 49°C. Novec 649 fluid is useful in heat transfer particularly where non-flammability or environmental factors are a consideration.

Examples of systems which benefit from use Novec 649 fluid include:

- Organic Rankine Cycle
  - Diesel Engines
  - Generators
  - Geothermal Applications
  - Solar Applications
- Electronics Cooling (Single or Dual Phase)
  - Power Electronics such as IGBTs or inverters
  - Transformers and other equipment (SF6 replacement)
- Computer/Data Center Cooling

Properties Description

Composition of 3M™ Novec™ 649 Fluid	
Dodecafluoro-2-methylpentan-3-one	99.0 mole %, minimum
Chemical Formula	$CF_3CF_2C(O)CF(CF_3)_2$

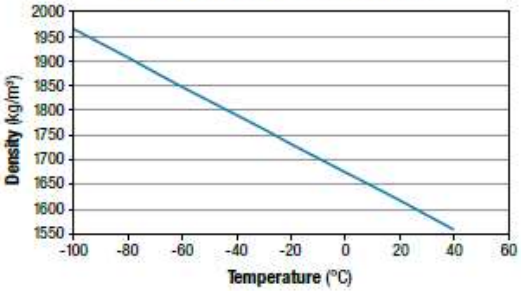
Typical Physical Properties

	3M™ Novec™ 649 Fluid
Boiling Point(°C)	49
Pour Point (°C)	-108
Molecular Weight (g/mol)	316
Critical Temperature (°C)	169
Critical Pressure (MPa)	1.88
Vapor Pressure (kPa)	40
Heat of Vaporization (kJ/kg)	88
Liquid Density (kg/m³)	1600
Coefficient of Expansion (K^{-1})	0.0018
Kinematic Viscosity (cSt)	0.40
Absolute Viscosity (cP)	0.64
Specific Heat (J/kg-K)	1103
Thermal Conductivity (W/m-K)	0.059
Surface Tension (mN/m)	10.8
Solubility of Water in Fluid (ppm by wt)	20
Dielectric Strength, 0.1" gap (kV)	>40
Dielectric Constant @ 1kHz	1.8
Volume Resistivity (Ohm-cm)	10^{13}
Global Warming Potential (GWP)	1

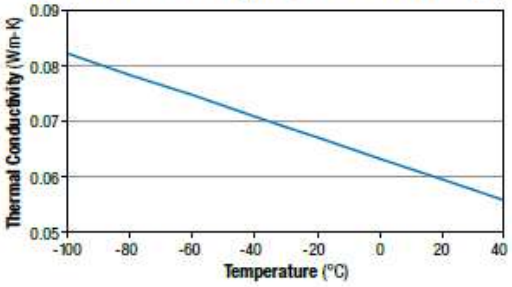
Thermophysical Properties

Not for specification purposes.

Liquid Density (kg/m³) = 1674.4 - 2.904T(°C)



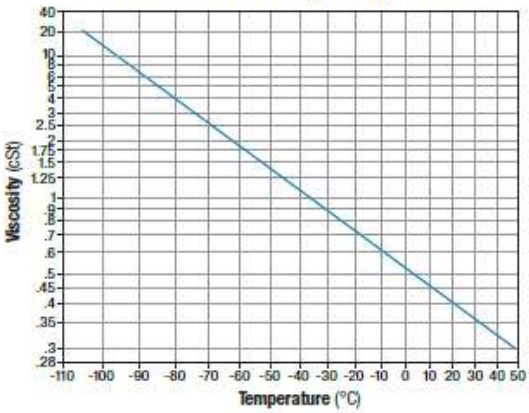
Liquid Thermal Conductivity (W/m-K) = 0.063403 - 0.000188 T(°C)



Liquid Specific Heat (J/kg-K) = 1091.9 + 0.3419 T(°C) + 0.0039T²

Vapor Pressure ln(P[Pa]) =-3545.3/T(K) + 22.492

Novec 649 Fluid Viscosity vs. Temperature



Features

The environmental profile, margin of safety, low viscosity, high molecular weight, low pour point and heat transfer performance of 3M™ Novec™ 649 Engineered Fluid make it an ideal candidate for a variety of heat transfer applications.

Novec 649 fluid is compatible with a wide range of materials of construction and requires no special piping or handling systems, and is very stable in storage. Its high dielectric constant makes it safe for direct contact in most electronics/computing applications.

Physical Properties

Properties	3M™ Novec™ 649 Fluid	SF_6	HFC-245fa	HFC-134a
Ozone Depletion Potential (ODP)[1]	0.0	0.0	0.0	0.0
Global Warming Potential[2]	1	23900	1030	1,300
Atmospheric Lifetime (years)	0.014	3200	7.6	140

[1] World Meteorological Organization (WMO) 1998, Model-Derived Method.
[2] Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) 2007 Method, 100 Year ITH.

Stability

Novec 649 fluid should be used in a sealed system to prevent interaction with water. Fluoroketones like Novec 649 fluid, though reactive with liquid water (ie. a separate water phase), are remarkably stable in its absence to over 300°C. 3M's applications engineers are available to discuss system design and trade-offs for Novec 649 fluid vs. alternative heat transfer fluids or solutions.

Environmental, Health and Safety

Studies by a third party laboratory (Massachusetts Institute of Technology) have shown that Novec 649 fluid has an estimated atmospheric lifetime of five days due to photolysis in sunlight.[1]

The potential for Novec 649 fluid to impact the radiative balance in the atmosphere (i.e., climate change) is limited by this very short atmospheric lifetime. [Using a measured IR cross-section and the method of Pinnock et.al., the instantaneous radiative forcing for Novec 649 fluid is calculated to be 0.50 Wm-2ppbV-1.] This radiative forcing and a 5-day atmospheric lifetime result in a GWP value of about 1 [using the WMO 1999 method over a 100-year integration time horizon].

The photolysis of Novec 649 fluid is expected to rapidly produce fluorinated alkyl radicals similar to those produced by other fluorochemicals. Studies of the atmospheric chemistry of these radical species and their degradation products have concluded that they have no impact on stratospheric ozone. This combined with its very short atmospheric lifetime, leads to the conclusion that Novec 649 fluid has an ozone depletion of zero.[1]

Before using this product, please read the current product Material Safety Data Sheet (available online or through your 3M sales or technical service representative) and the precautions and directions for use on the product package. Follow all applicable precautions and directions for use.

[1] N. Taniguchi, T.J. Wallington, M.D. Hurley, A.G. Guschin, L.T. Molina and M.J. Molina, *Atmospheric Chemistry of $C_2F_5C(O)CF(CF_3)_2$: Photolysis and Reaction with Cl Atoms, OH Radicals and Ozone*. J Phys Chem A, 2003, 107, 2674 – 2679.

Toxicity Profile

3M carefully characterizes the toxicity of new materials early in the product development process. These early studies and the subsequent studies conducted by independent laboratories indicate that Novec 649 fluid is very low in both acute and repeat dose toxicity. The No Observed Adverse Effect Level (NOAEL) for all endpoints of acute toxicity is 10% (100,000 ppmV) based on a cardiac sensitization study and a 4-hour acute inhalation study. The 8-hour time weighed average (TWA) exposure guideline for Novec 649 fluid is 150 ppmV. On this basis, foreseeable use under normal operating conditions results in a large margin of safety between anticipated exposure and the exposure guideline.

Recycle and Disposal Options

Used Fluid Return Program

3M offers a program for free pickup and return of used 3M specialty fluids in the U.S. A pre-negotiated handling agreement between users and our authorized service provider offers users broad protection against future liability for used 3M product. The fluid return program is covered by independent third-party financial and environmental audits of treatment, storage and disposal facilities. Necessary documentation is provided. A minimum of 30 gallons of used 3M specialty fluid is required for participation in this free program.

For additional information on the 3M Used Fluid Return Program, contact your local 3M representative or call 3M Customer Service at 800.810.8513.

Resources

3M™ Novec™ Engineered Fluids are supported by global sales, technical and customer service resources, with technical service laboratories in the U.S., Europe, Japan, Latin America and Southeast Asia. Users benefit from 3M's broad technology base and continuing attention to product development, performance, safety and environmental issues. For additional technical information on 3M™ Novec™ 649 Engineered Fluid in the United States or for the name of a local authorized distributor, call 3M Electronics Markets Materials Division: **800 810 8513.**

The 3M™ Novec™ Brand Family

The Novec brand is the hallmark for a variety of patented 3M products. Although each has its own unique formula and performance properties, all Novec products are designed in common to address the need for safe, effective, sustainable solutions in industry-specific applications. These include precision and electronics cleaning, heat transfer, fire protection, lubricant deposition and several specialty chemical applications.

3M™ Novec™ Engineered Fluids • 3M™ Novec™ Aerosol Cleaners • 3M™ Novec™ 1230 Fire Protection Fluid • 3M™ Novec™ Electronic Coatings • 3M™ Novec™ Electronic Surfactants

United States	China	Europe	Japan	Korea
3M Electronics Markets Materials Division 800 810 8513	3M China Ltd. 86 21 6275 3535	3M Belgium N.V. 32 3 250 7521	Sumitomo 3M Limited 813 3709 8250	3M Korea Limited 82 2 3771 4114

Product Use: All statements, technical information and recommendations contained in this document are based on tests or experience that 3M believes are reliable. However, many factors beyond 3M's control can affect the use and performance of a 3M product in a particular application, including conditions under which the product is used and the time and environmental conditions in which the product is expected to perform. Since these factors are uniquely within the user's knowledge and control, it is essential that the user evaluate the 3M product to determine whether it is fit for a particular purpose and suitable for the user's method of application.

Warranty and Limited Remedy: Unless stated otherwise in 3M's product literature, packaging inserts or product packaging for individual products, 3M warrants that each 3M product meets the applicable specifications at the time 3M ships the product. Individual products may have additional or different warranties as stated on product literature, package inserts or product packages. 3M MAKES NO OTHER WARRANTIES, EXPRESS OR IMPLIED, INCLUDING BUT NOT LIMITED TO, ANY IMPLIED WARRANTIES OF MERCHANTABILITY OR FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE OR ANY IMPLIED WARRANTY ARISING OUT OF A COURSE OF DEALING, CUSTOM OR USAGE OF TRADE. User is responsible for determining whether the 3M product is fit for a particular purpose and suitable for user's application. If the 3M product is defective within the warranty period, your exclusive remedy and 3M's and seller's sole obligation will be, at 3M's option, to replace the product or refund the purchase price.

Limitation Of Liability: Except where prohibited b.incidental, or consequential regardless of the legal theory asserted, including warranty, contract, negligence or strict liability.

3M

Electronics Markets Materials Division
3M Center, Building 224-3N-11
St. Paul, MN 55144-1000
www.3M.com/novec
1-800-810-8513

Please recycle. Printed in USA.
Issued: 9/09 © 3M 2009.
All rights reserved. 7009HB
60-5002-0392-6

3M and Novec are trademarks of 3M.
Used under license by 3M subsidiaries and affiliates.

Annexe 3 : Fiche de données de sécurité du HFE7000

3M™ Novec™ 7000 Engineered Fluid

Introduction

3M™ Novec™ 7000 Engineered Fluid, 1-methoxyheptafluoropropane, is a non-flammable, low global warming potential (GWP) heat transfer fluid capable of reaching -120°C. It is also useful as a direct expansion refrigerant.

Applications

For information on other applications, contact your 3M representative or 3M authorized distributor.

- Semiconductor
  - Ion implanters
  - Dry etchers
  - CVD/PVD tools
  - Electronic Automated Test Equipment (ATE)
- Industrial/Pharmaceutical
  - Chemical reactors
  - Freeze dryers
  - VOC capture
- Fuel cells
- Electronic Cooling
  - Supercomputers
  - Sensitive military electronics
  - High voltage transformers
- Electronics
  - Reliability testing
  - Temperature calibration
- Autocascade refrigeration
  - HCFC-123 replacement
- Medical Lab
  - Histobath working fluid

Benefits

- Low GWP (530, 100-year ITH)
- Excellent dielectric properties
  - In event of leakage or other failure, will not damage electronic equipment
- Zero ozone depletion potential (ODP)
- Good materials compatibility
- Low toxicity
- Non-flammable
- Non-corrosive
- Good thermal stability
- Useful at extreme low temperatures
  - Viscosity is less than 20 cSt at -120°C

Material Description

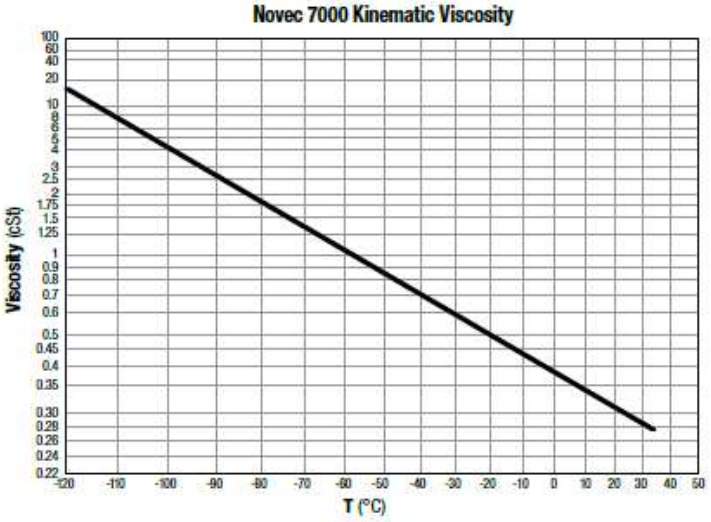
Ingredients	Novec™ 7000 Engineered Fluid
1-methoxyheptafluoropropane ($C_3F_7OCH_3$)	99.5% by weight
Appearance	Clear, colorless
Non-volatile residue (NVR)	25.0 ppm maximum

3M™ Novec™ 7000 Engineered Fluid

Typical Physical Properties

Properties	3M™ Novec™ 7000 Engineered Fluid
Molecular Weight (g/mol)	200
Boiling Point @ 1 atmosphere (°C)	34
Freeze Point (°C)	-122.5
Liquid Density (kg/m³)	1400
Kinematic Viscosity (cSt)	0.32
Kinematic Viscosity @ -80°C (cSt)	2.0
Kinematic Viscosity @ -120°C (cSt)	17
Coefficient of Expansion	0.00219 K^{-1}
Critical Density (kg/m³)	553
Critical Pressure (MPa)	2.48
Critical Temperature (°C)	165°C
Dielectric Constant	7.4
Dielectric Strength (kV)	~40
Flash Point	None
Latent Heat of Vaporization (kJ/kg)	142
Solubility of water in fluid (ppmw)	~60
Solubility of air in fluid (vol %)	~35
Specific Heat ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)	1300
Surface Tension (dynes/cm)	12.4
Thermal Conductivity ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	0.075
Vapor Pressure (kPa)	64.6
Volume Resistivity (ohm-cm)	108

Not for specification purposes. All values @ 25°C unless otherwise specified.

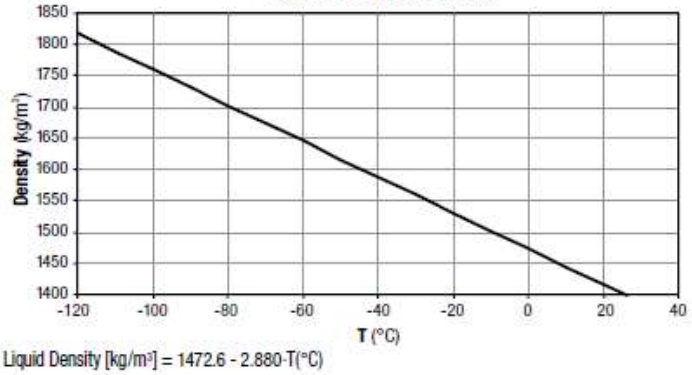


2

Typical Physical Properties (continued)

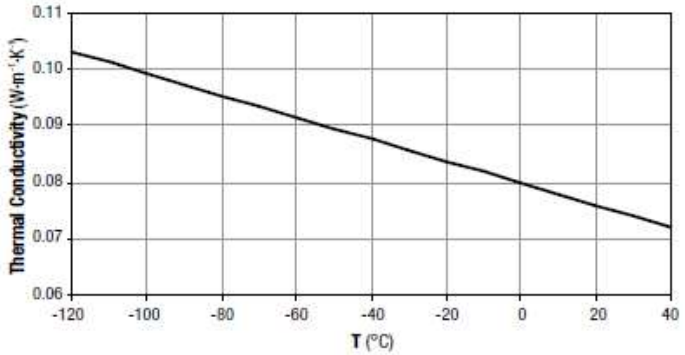
Not for specification purposes. All values @ 25°C unless otherwise specified.

Novec 7000 Liquid Density



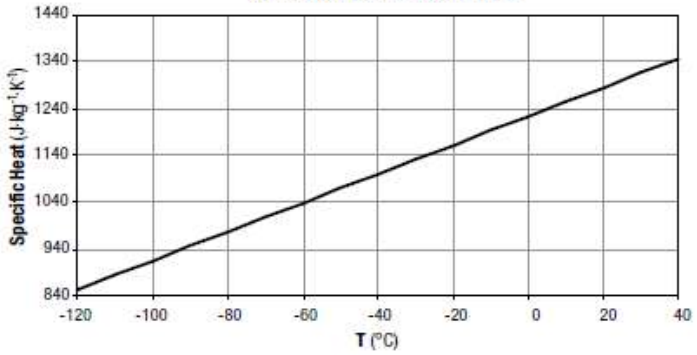
Liquid Density [kg/m³] = 1472.6 - 2.880·T(°C)

Novec 7000 Thermal Conductivity



Thermal Conductivity [W·m⁻¹·K⁻¹] = 0.0798 - 0.000196·T(°C)

Novec 7000 Liquid Specific Heat



Liquid Specific Heat [J·kg⁻¹·K⁻¹] = 1223.2 + 3.0803·T (°C)

3

Novec 7000 Vapor Pressure

$$\ln(P[Pa]) = -3548.6/T[K] + 22.978$$
$$-30°C < T < T_c$$

Toxicity Profile

Not for specification purposes. All values @ 25°C unless otherwise specified.

The toxicological testing completed on 3M™ Novec™ 7000 Engineered Fluid indicates low acute and sub-acute toxicity. A 28-day inhalation study conducted at 1000, 10,000 and 30,000 ppm helped establish an exposure guideline of 250 ppmv for an average 8 hour work day. The No Adverse Effect Level (NOAEL) in this study was 1000 ppm. This data suggests there is a large margin of safety for use of this fluid in relatively non-emissive heat transfer systems.

Toxicological Test Results

Properties	Novec™ 7000 Engineered Fluid
Acute Lethal Concentration (ppmv)	>30,000
8 hr Exposure Guideline (ppmv)	250
Skin Irritation	Negative[1]
Mutagenicity	Negative[1]
Ecotoxicity (water solubility < 2.5 ppb)	Very low aquatic toxicity
Acute Oral Toxicity	LD50 > 2000 mg/kg[1]
28-day Inhalation	NOAEL=1000 ppm

[1] A. Sekiya and S. Misaki, *"The potential of hydrofluoroethers to replace CFCs, HCFCs and PFCs"* J. of Fluorine Chemistry, 101, 2000, pp. 215-221.

Environmental Properties

Properties	Novec™ 7000 Engineered Fluid
Ozone Depletion Potential[1] (ODP)	0.0
Global Warming Potential[2] (GWP)	530
Atmospheric Lifetime (years)	4.9

[1] CFC-11 = 1.0
[2] GWP 100-year integrated time horizon (ITH). IPCC 2013.

Environmental, Health and Safety

Before using this product, please read the current product Safety Data Sheet (available through your 3M sales or technical service representative) and the precautionary statement on the product package. Follow all applicable precautions and directions.

3M™ Novec™ 7000 Engineered Fluid is non-flammable. The fluid is resistant to thermal breakdown and hydrolysis during storage and use. Recommended handling procedures are provided in the Safety Data Sheet, which is available from your local 3M representative upon request.

Materials Compatibility

Novec 7000 fluid is compatible with most metals and hard polymers such as:

Metals	Plastics
Stainless Steel	Polypropylene
Brass	Polyethylene
Copper	Nylon
Aluminum	Polyacetyl
	PEEK
	PTFE

Elastomeric materials should be limited to those compounds that contain the least amount of extractible plasticizer. 3M engineers can suggest appropriate compounds or assist with test procedures.

Heater Selection

The critical heat flux of Novec 7000 fluid is 18 W/cm^2 when boiling from a horizontal 0.5 mm diameter platinum wire in a quiescent pool of saturated fluid. The maximum heat flux obtainable in forced convection applications will be significantly higher, but depends strongly upon the geometry and flow conditions. A safety interlock between the pump and heater is strongly recommended in applications with heat fluxes exceeding 15 W/cm^2.

Regulatory Status

Novec 7000 fluid is available for commercial sale in the United States, China, Malaysia, Singapore and Taiwan and is currently under review by regulatory agencies in Europe, Japan, the Philippines and Korea.

Contact your local 3M representative for an update on the regulatory status of Novec 7000 fluid.

Recycle and Disposal Options

Used Fluid Return Program

3M offers a program for free pickup and return of used 3M specialty fluids in the U.S. A pre-negotiated handling agreement between users and our authorized service provider offers users broad protection against future liability for used 3M product. The fluid return program is covered by independent third-party financial and environmental audits of treatment, storage and disposal facilities. Necessary documentation is provided. A minimum of 30 gallons of used 3M specialty fluid is required for participation in this free program.

For additional information on the 3M Used Fluid Return Program, contact your local 3M representative or call 3M Customer Service at 800.810.8513.

Resources

3M™ Novec™ Engineered Fluids are supported by global sales, technical and customer service resources, with technical service laboratories in the U.S., Europe, Japan, Latin America and Southeast Asia. Users benefit from 3M's broad technology base and continuing attention to product development, performance, safety and environmental issues. For additional technical information on 3M™ Novec™ 7000 Engineered Fluid in the United States or for the name of a local authorized distributor, call 3M Electronics Materials Solutions Division: **800 810 8513.**

The 3M™ Novec™ Brand Family

The Novec brand is the hallmark for a variety of proprietary 3M products. Although each has its own unique formula and performance properties, all Novec products are designed in common to address the need for safe, effective, sustainable solutions in industry-specific applications. These include precision and electronics cleaning, heat transfer, fire protection, protective coatings, immersion cooling, advanced insulation media replacement solutions and several specialty chemical applications.

3M™ Novec™ Engineered Fluids • 3M™ Novec™ Aerosol Cleaners • 3M™ Novec™ 1230 Fire Protection Fluid • 3M™ Novec™ Electronic Grade Coatings • 3M™ Novec™ Electronic Surfactants • 3M™ Novec™ Dielectric Fluids

United States	China	Europe	Japan	Korea	Singapore	Taiwan
3M Electronics Materials Solutions Division 800 810 8513	3M China Ltd. 86 21 6275 3535	3M Belgium N.V. 32 3 250 7521	3M Japan Limited 81 3 6409 3800	3M Korea Limited 82 2 3771 4114	3M Singapore Pte. Ltd. 65 64508888	3M Taiwan Limited 886 2 2704 9011

Regulatory: For regulatory information about this product, contact your 3M representative.

Technical Information: The technical information, recommendations and other statements contained in this document are based upon tests or experience that 3M believes are reliable, but the accuracy or completeness of such information is not guaranteed.

Product Use: Many factors beyond 3M's control and uniquely within user's knowledge and control can affect the use and performance of a 3M product in a particular application. Given the variety of factors that can affect the use and performance of a 3M product, user is solely responsible for evaluating the 3M product and determining whether it is fit for a particular purpose and suitable for user's method of application.

Warranty, Limited Remedy, and Disclaimer: Unless an additional warranty is specifically stated on the applicable 3M product packaging or product literature, 3M warrants that each 3M product meets the applicable 3M product specification at the time 3M ships the product. 3M MAKES NO OTHER WARRANTIES OR CONDITIONS, EXPRESS OR IMPLIED, INCLUDING, BUT NOT LIMITED TO, ANY IMPLIED WARRANTY OR CONDITION OF MERCHANTABILITY OR FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE OR ANY IMPLIED WARRANTY OR CONDITION ARISING OUT OF A COURSE OF DEALING, CUSTOM OR USAGE OF TRADE. If the 3M product does not conform to this warranty, then the sole and exclusive remedy is, at 3M's option, replacement of the 3M product or refund of the purchase price.

Limitation of Liability: Except where prohibited by law, 3M will not be liable for any loss or damage arising from the 3M product, whether direct, indirect, special, incidental or consequential, regardless of the legal theory asserted, including warranty, contract, negligence or strict liability.

3M

Electronics Materials Solutions Division
3M Center, Building 224-3N-11
St. Paul, MN 55144-1000
www.3M.com/novec
1-800-810-8513

Please recycle. Printed in USA.
Issued: 11/14 © 3M 2014.
All rights reserved. 10316HB
98-0212-2499-7

3M and Novec are trademarks of 3M Company.
Used under license by 3M subsidiaries and affiliates.

Annexe 4 : Fiche de données de sécurité du HFE7100

3M™ Novec™ 7100 Engineered Fluid

Introduction

3M™ Novec™ 7100 Engineered Fluid, methoxy-nonafluorobutane ($C_4F_9OCH_3$), is a clear, colorless and low-odor fluid intended to replace ozone-depleting substances (ODSs) and compounds with high global warming potential (GWP) in many applications. Its physical properties are compared with several other ODS replacement fluid candidates in Table 1.

This proprietary fluid has zero ozone depletion potential and other favorable environmental properties (see Table 2). It has one of the best toxicological profiles of CFC replacement materials, with a time-weighted average exposure guideline of 750 ppm (eight hour average).

The high boiling point and low surface tension of Novec 7100 fluid make it ideal for use in vapor degreasing applications as a neat (pure), azeotropic component or co-solvent parts cleaner. In addition, its chemical and thermal stability, non-flammability and low toxicity make it useful for many other industrial and specialty solvent applications (see below).

Applications

- Cleaning and rinsing agent
  - Heavy-duty cleaning (co-solvent) – heavy oils, greases, fluxes
  - Medium-duty cleaning (azeotrope) – oils, greases, waxes
  - Light-duty cleaning (neat) – particulates, fluorolubes, light oils, fluoropolymers
- Lubricant carrier
  - Fluorocarbons
  - Hydrocarbons
  - Silicones
- Spot-free water drying agent (with surfactants added)
- Specialty solvents, dispersion media, reaction media
- Spray contact cleaner
- CFC, HCFC, HFC and PFC replacement
- Dielectric test media
- Heat transfer
  See "3M™ Novec™ 7100 Engineered Fluid for Heat Transfer" Application Information

Material Description

Not for specification purposes. All values @ 25°C unless otherwise specified.

Ingredients	3M™ Novec™ 7100 Engineered Fluid
Methoxy-nonafluorobutane[1]	99.5% minimum
Non-volatile residue (NVR)	2.0 ppm maximum
Appearance	Clear, colorless

[1]Novec 7100 fluid ($C_4F_9OCH_3$) consists of two inseparable isomers with essentially identical properties. These are $(CF_3)_2CFCF_2OCH_3$ (CAS No. 163702-08-7) and $CF_3CF_2CF_2CF_2OCH_3$ (CAS No. 163702-07-6).

3M™ Novec™ 7100 Engineered Fluid

Typical Physical Properties

Data compiled from published information.

Not for specification purposes. All values @ 25°C unless otherwise specified.

Properties	3M™ Novec™ 7100 Engineered Fluid	CFC-113	HCFC-141b	HCFC-225 ca/cb[1]	HFC-4310mee
Formula	$C_4F_9OCH_3$	$C_2Cl_3F_3$	$C_2Cl_2H_3F$	$C_3Cl_2HF_5$	$C_5H_2F_{10}$
Molecular Weight	250	187	117	203	252
Boiling Point (°C)	61	48	32	54	54
Freeze Point (°C)	-135	-35	-103	-131	-80
Liquid Density (g/ml)	1.52	1.56	1.23	1.55	1.58
Surface Tension (dynes/cm)	13.6	17.3	19.3	16.2	14.1
Solubility of Solvent in Water (ppmw)	12	170	210	330	140
Solubility of Water in Solvent (ppmw)	95	110	420	310	490
Vapor Pressure (mmHg)	202	334	569	290	226

Environmental and Safety Properties

Properties	3M™ Novec™ 7100 Engineered Fluid	CFC-113	HCFC-141b	HCFC-225 ca/cb[1]	HFC-4310mee
Ozone Depletion Potential–ODP[1]	0.00	0.80	0.10	0.03	0.00
Global Warming Potential[2]	320	6000	700	180/160	1700
Atmospheric Lifetime (years)	4.1	85	9.2	2.1/6.2	17.1
Flash Point	None	None	None	None	None
Flammability Range in Air	None	None	7.6-17.7[4]	None	None
Exposure Guidelines (8 hr. time-weighted average)	750	1000	500	50	200
Exposure Ceiling (ppm)	None	None	None	None	400
Acute Toxicity (4 hr. LC_{50} [Rat])	>100,000	55,000	62,000	37,000	11,000

[1]HCFC-225 ca/cb ratio is 45/55 [2]CFC-11 = 1.0 [3]GWP–100 year Integration Time Horizon (ITH) [4]Vol % by ASTM E681-94 @ 100°C

Regulatory Status

3M™ Novec™ 7100 Engineered Fluid has been accepted for commercial use by regulatory agencies in the United States, Europe, Canada, Australia, Japan, Korea and the Philippines. The components of Novec 7100 fluid have been nominated to China's draft chemical inventory.

Novec 7100 fluid has been approved under the Significant New Alternatives Policy (SNAP) of the U.S. EPA. In addition, Novec 7100 fluid has been excluded by the U.S. EPA from the definition of a VOC on the basis that this compound has negligible contribution to tropospheric ozone formation. The components of Novec 7100 fluid are not on any regulated lists.

Contact your local 3M representative regarding the regulatory status of Novec 7100 fluid in other countries.

Toxicity Profile

The toxicological testing completed on Novec 7100 fluid shows the overall toxicity is low. The material is practically non-irritating to the eyes, minimally irritating to the skin and is not a mutagen or cardiac sensitizer. It is rated "practically non-toxic" through inhalation. A 90-day inhalation study has helped establish a recommended exposure guideline of 750 ppm for an eight-hour average worker exposure per day. This exposure guideline was established by the American Industrial Hygiene Association.

Properties	3M™ Novec™ 7100 Engineered Fluid
Acute Lethal Inhalation Concentration	>100,000 ppm (4 hour)
Oral	Practically non-toxic (>5g/kg)
Eye Irritation	Practically non-irritating
Skin Irritation	Minimally irritating
Skin Sensitization	Not a skin sensitizer
Inhalation (90 day study)	750 ppm exposure guideline Detailed results are available
Developmental Toxicity	Detailed results are available
Mutagenicity	Negative in the three assays conducted
Cardiac Sensitization	No signs of sensitization at exposures up to 100,000 ppm
Ecotoxicity Testing	Complete – very low aquatic toxicity

2

Vapor Pressure and Density

The variation of vapor pressure and density with temperature for 3M™ Novec™ 7100 Engineered Fluid can be calculated using the following formulas:

Vapor Pressure: $\ln P = 22.415 - 3641.9\,[1/(t+273)]$

Density: $D = 1.5383 - 0.002269t$

P =Vapor Pressure in Pascals

t =Temperature in °C

D =Density in g/ml

Materials Compatibility

Continuous Exposure

Novec 7100 fluid is compatible with most metals and hard polymers. Soft and elastomeric materials should be limited to compounds that contain the least amount of extractable plasticizer. 3M technical service engineers can suggest appropriate compounds and assist with material compatibility tests.

Non-Continuous Exposure

Short-term testing of Novec 7100 fluid demonstrates compatibility, after one hour exposure at boiling temperature, with a wide range of metals, plastics and elastomers, similar to the performance of perfluorinated liquids. Good short-term compatibility with particularly sensitive plastics such as polycarbonate and PMMA indicates utility in cleaning of assemblies containing many composite materials.

As with most fluorinated liquids, Novec 7100 fluid will absorb into fluorinated plastics and elastomers over longer exposures.

Short-Term Exposure Compatibility

Metals		Plastics		Elastomers
Aluminum	Molybdenum	Acrylic (PMMA)	Epoxy	Butyl Rubber
Copper	Tantalum	Polyethylene	PET	Natural Rubber
Carbon Steel	Tungsten	Polypropylene	Phenolic	Nitrile Rubber
302 Stainless Steel	Cu/Be Alloy C172	Polycarbonate	ABS	EPDM
Brass	Mg Alloy AZ32B	Polyester		

Exceptions: Some swelling of PTFE and Silicone Rubber. Some surface oxidation of copper during heat aging.

Safety and Handling

3M™ Novec™ 7100 Engineered Fluid is nonflammable and does not exhibit flammability characteristics under normal operating and storage conditions. This fluid is highly resistant to thermal breakdown and hydrolysis in storage and during use. Recommended handling procedures are provided in the pertinent Material Safety Data Sheet which is available from your local 3M representative upon request.

Environmental Policy

3M will continue to recognize and exercise its responsibility to prevent pollution at the source wherever and whenever possible; develop products that will have a minimal effect on the environment; conserve natural resources through the use of reclamation and other appropriate methods; assure that its facilities and products meet and sustain the regulations of all federal, state and local environmental agencies; assist, wherever possible, governmental agencies and other official organizations engaged in environmental activities.

3M™ Novec™ 7100 Engineered Fluid

Packaging and Availability

3M™ Novec™ 7100 Engineered Fluid may be ordered in the following container sizes:

- 55-gallon drum; 30-gallon drum; 5-gallon pail; 1-gallon pail
- 4-ounce samples for limited or preliminary test work are available

Recycle and Disposal Options

Used Fluid Return Program

3M offers a program for free pickup and return of used 3M specialty fluids in the U.S. A pre-negotiated handling agreement between users and our authorized service provider offers users broad protection against future liability for used 3M product. The fluid return program is covered by independent third-party financial and environmental audits of treatment, storage and disposal facilities. Necessary documentation is provided. A minimum of 30 gallons of used 3M specialty fluid is required for participation in this free program.

For additional information on the 3M Used Fluid Return Program, contact your local 3M representative or call 3M Customer Service at 800.810.8513.

Resources

3M™ Novec™ Engineered Fluids are supported by global sales, technical and customer service resources, with technical service laboratories in the U.S., Europe, Japan, Latin America and Southeast Asia. Users benefit from 3M's broad technology base and continuing attention to product development, performance, safety and environmental issues. For additional technical information on Novec 7100DL fluid in the United States or for the name of a local authorized distributor, call 3M Electronics Markets Materials Division: **800 810 8513.**

The 3M™ Novec™ Brand Family The Novec brand is the hallmark for a variety of patented 3M products. Although each has its own unique formula and performance properties, all Novec products are designed in common to address the need for safe, effective, sustainable solutions in industry-specific applications. These include precision and electronics cleaning, heat transfer, fire protection, lubricant deposition and several specialty chemical applications.

3M™ Novec™ Engineered Fluids • 3M™ Novec™ Aerosol Cleaners • 3M™ Novec™ 1230 Fire Protection Fluid • 3M™ Novec™ Electronic Coatings • 3M™ Novec™ Electronic Surfactants

United States	China	Europe	Japan	Korea	Singapore	Taiwan
3M Electronics Markets Materials Division 800 810 8513	3M China Ltd. 86 21 6275 3535	3M Belgium N.V. 32 3 250 7521	Sumitomo 3M Limited 813 3709 8250	3M Korea Limited 82 2 3771 4114	3M Singapore Pte. Ltd. 65 64508888	3M Taiwan Limited 886 2 2704 9011

Product Use: All statements, technical information and recommendations contained in this document are based on tests or experience that 3M believes are reliable. However, many factors beyond 3M's control can affect the use and performance of a 3M product in a particular application, including conditions under which the product is used and the time and environmental conditions in which the product is expected to perform. Since these factors are uniquely within the user's knowledge and control, it is essential that the user evaluate the 3M product to determine whether it is fit for a particular purpose and suitable for the user's method of application.

Warranty and Limited Remedy: Unless stated otherwise in 3M's product literature, packaging inserts or product packaging for individual products, 3M warrants that each 3M product meets the applicable specifications at the time 3M ships the product. Individual products may have additional or different warranties as stated on product literature, package inserts or product packages. 3M MAKES NO OTHER WARRANTIES, EXPRESS OR IMPLIED, INCLUDING BUT NOT LIMITED TO, ANY IMPLIED WARRANTIES OF MERCHANTABILITY OR FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE OR ANY IMPLIED WARRANTY ARISING OUT OF A COURSE OF DEALING, CUSTOM OR USAGE OF TRADE. User is responsible for determining whether the 3M product is fit for a particular purpose and suitable for user's application. If the 3M product is defective within the warranty period, your exclusive remedy and 3M's and seller's sole obligation will be, at 3M's option, to replace the product or refund the purchase price.

Limitation Of Liability: Except where prohibited b.incidental, or consequential regardless of the legal theory asserted, including warranty, contract, negligence or strict liability.

3M

Electronics Markets Materials Division
3M Center, Building 224-3N-11
St. Paul, MN 55144-1000
www.3M.com/novec
1-800-810-8513

Please recycle. Printed in USA.
Issued: 9/09 © 3M 2009.
All rights reserved. 7007HB
98-0212-2669-5

3M and Novec are trademarks of 3M Company.
Used under license by 3M subsidiaries and affiliates.

Annexe 5 : Données d'étalonnage des capteurs de pression

Capteur haute pression :

L'étalonnage du capteur haute pression a été effectué au sein du laboratoire, une fois son raccordement à l'installation ORC et au système d'acquisition de données réalisé.

Tableau A5.1 : Données d'étalonnage du capteur haute pression

Pression atmosphérique étalon [bar_{absolu}]	Pression capteur HP [bar_{absolu}]	Tension d'acquisition [V]
0,9906	0,9930	2,776
	0,9924	2,775
	1,9452	3,539
	2,9536	4,344
	3,9701	5,162
	4,4818	5,571
	4,9723	5,962
	5,9681	6,759
	6,5284	7,210
	6,9570	7,552

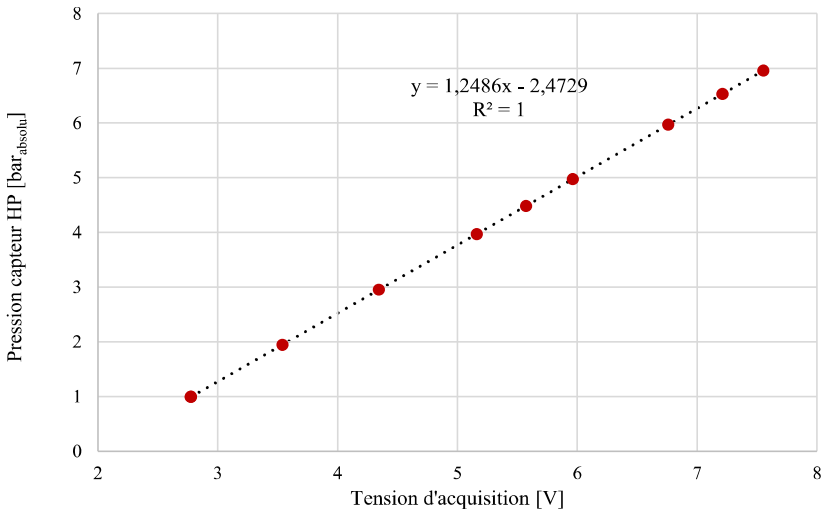


Figure A5.1 : Détermination du polynôme de mesure du capteur haute pression

Capteur basse pression :

L'étalonnage du capteur basse pression a été effectué au sein du laboratoire, une fois son raccordement à l'installation ORC et au système d'acquisition de données réalisé.

Tableau A5.2 : Données d'étalonnage du capteur basse pression

Pression atmosphérique étalon [bar_{absolu}]	Pression capteur HP [bar_{absolu}]	Tension d'acquisition [V]
0,9906	0,1382	2,022
	0,2813	2,631
	0,3868	3,082
	0,4883	3,514
	0,6146	4,05
	0,6751	4,31
	0,9913	5,658
	1,4989	7,821
	2,0001	9,957

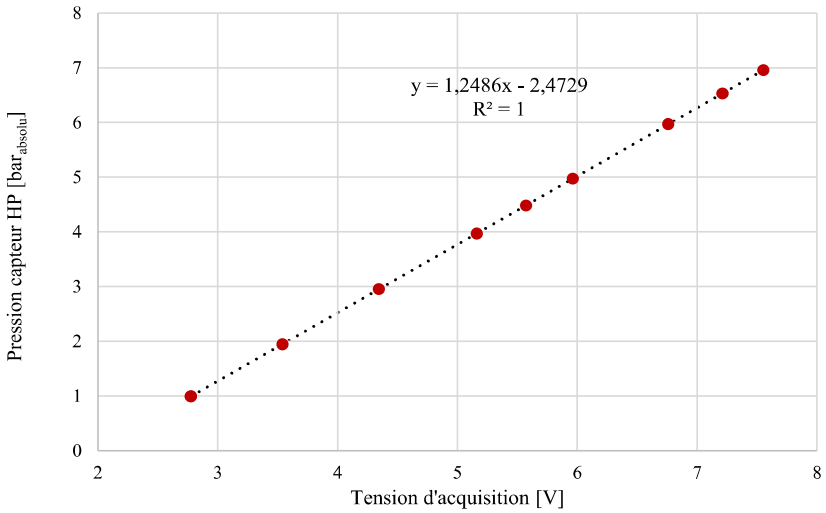


Figure A5.2 : Détermination du polynôme de mesure du capteur basse pression

Annexe 6 : Données d'étalonnage des débitmètres

Débitmètre source froide :

FM Métrologie France
Etalonnages et vérifications en :
Pression Température Débitmétrie

CERTIFICAT D'ÉTALONNAGE
N° 025/DL/0718

Chaine d'étalonnage raccordée aux étalons nationaux

Client: **CEA GRENOBLE GREth**
17 rue des Martyrs
38054 GRENOBLE

Instrument étalonné:

Appareil :	Débitmètre liquide
Marque:	**ROSEMOUNT**
Type :	8711
Numéro de série :	204450
Numéro de repère :	**CADB0010**
Etendue de mesure:	0 à 2500 l/h
Signal de sortie :	4/20 mA

Conditions d'étalonnage:

Date d'étalonnage:	**10/07/2018**
Opérateur:	B.CANARD
Nature du fluide utilisé:	Eau
Température du fluide :	19,9°C
Etalon :	Débitmètre à effet Coriolis Micro Motion CMF 025 n° 14227085 Certificat COFRAC n° L1716451G du 12/04/2017 Incertitude: ± 0,042 % du débit
Acquisition:	Multimètre AOIP PJ 6301 n° D9805739-010 1 L8 Certificat COFRAC n° 2218221000020CA du 23/04/2018 Incertitude (calibre 60 mA): $\pm (1{,}7.10^{-5}$ I)

Méthode d'étalonnage:

L'étalonnage est effectué par comparaison entre l'instrument de référence et l'instrument à étalonner conformément à la procédure d'étalonnage AQ-PE-DL.
L'étalonnage est réalisé sur un cycle de 6 points en montée.

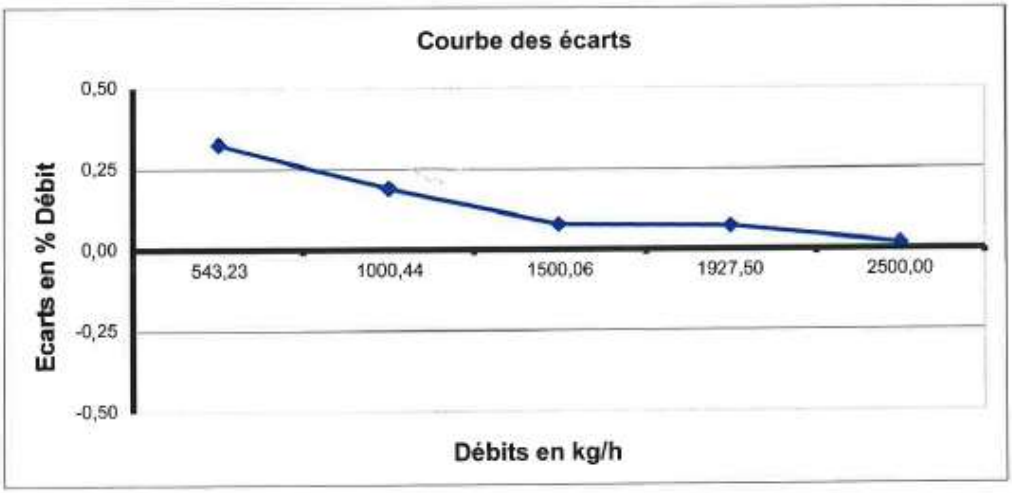
ZI Broteau Nord – 69540 IRIGNY – Tél : 04 78 51 47 50 – Fax : 04 78 51 59 96
E-mail : servinstrumentation@servinstrumentation.fr – http//www. servinstrumentation.fr
SIRET 338 504 962 00030 – APE 516K – FR 73 338 504 962

CERTIFICAT D'ÉTALONNAGE n° 025/DL/0718
Débitmètre ROSEMOUNT n° **CADB0010**
Page 2/2

Tableau numérique des résultats:

Débit étalon l/h	Signal de sortie m A	Débit équivalent l/h	Ecarts l/h	Ecarts % Débit	Incertitude l/h
0,00	4,007	1,09	1,09		0,00
543,23	7,488	545,00	1,77	**0,33**	0,23
1000,44	10,415	1002,34	1,90	**0,19**	0,42
1500,06	13,608	1501,25	1,19	**0,08**	0,63
1927,50	16,345	1928,91	1,41	**0,07**	0,81
2500,00	20,003	2500,47	0,47	**0,02**	1,05

Les incertitudes élargies mentionnées sont celles correspondant à deux écarts types. Les incertitudes-types ont été calculées en tenant compte des différentes composantes d'incertitudes: étalon de référence, moyens d'étalonnage, conditions d'environnement, contribution de l'instrument étalonné.



Responsable laboratoire
Sandrine LUCERINO

L'étalonnage du débitmètre de source froide a été effectué par un organisme de métrologie agréé. Le certificat d'étalonnage de cet organisme, présenté plus haut, a permis d'établir le polynôme de mesure de ce débitmètre, permettant l'acquisition et la lecture des débits de fluide le traversant, présenté en Figure A6.1.

Tableau A6.1 : Données d'étalonnage du débitmètre source froide

Intensité [mA]	Résistance de shunt de mesure [Ω]	Débit [$l.h^{-1}$]	Tension d'acquisition [V]
4,007	100	0	0,4007
7,488		543,23	0,7488
10,415		1000,44	1,0415
13,608		1500,06	1,3608
16,345		1927,50	1,6345
20,003		2500,00	2,0003

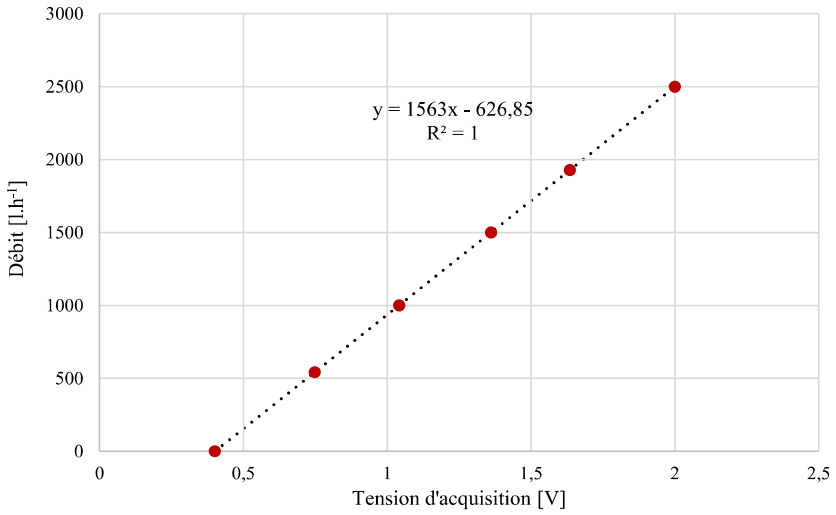


Figure A6.1 : Détermination du polynôme de mesure du débitmètre source froide

Débitmètre source chaude (sortie piquage) :

FM Métrologie France
Etalonnages et vérifications en :
Pression Température Débitmétrie

CERTIFICAT D'ÉTALONNAGE
N° 002/DL/0317

Chaine d'étalonnage raccordée aux étalons nationaux

Client: **CEA GRENOBLE GREThe**
17 rue des Martyrs
38054 GRENOBLE

Instrument étalonné:

Appareil :	Débitmètre liquide
Marque:	**DANFOSS**
Type :	MAG 3000
Numéro de série :	083F3022
Numéro de repère :	**CADB0253**
Etendue de mesure:	0 à 2800 l/h
Signal de sortie :	4/20 mA

Conditions d'étalonnage:

Date d'étalonnage:	**02/03/2017**
Opérateur:	B.CANARD
Nature du fluide utilisé:	Eau
Température du fluide :	19,9°C
Etalon :	Débitmètre à effet Coriolis Micro Motion CMF 200 n° 366032 Certificat COFRAC n° L1616451F du 22/04/2016 Incertitude: ± 0,042 % du débit
Acquisition;	Multimètre AOIP PJ 6301 n° D9805739-010 1 L8 Certificat COFRAC n° 1E170009c du 13/01/2017 Incertitude (calibre 60 mA): ± ($1{,}7.10^{-5}$ I)

Méthode d'étalonnage:

L'étalonnage est effectué par comparaison entre l'instrument de référence et l'instrument à étalonner conformément à la procédure d'étalonnage AQ-PE-DL.
L'étalonnage est réalisé sur un cycle de 6 points en montée.

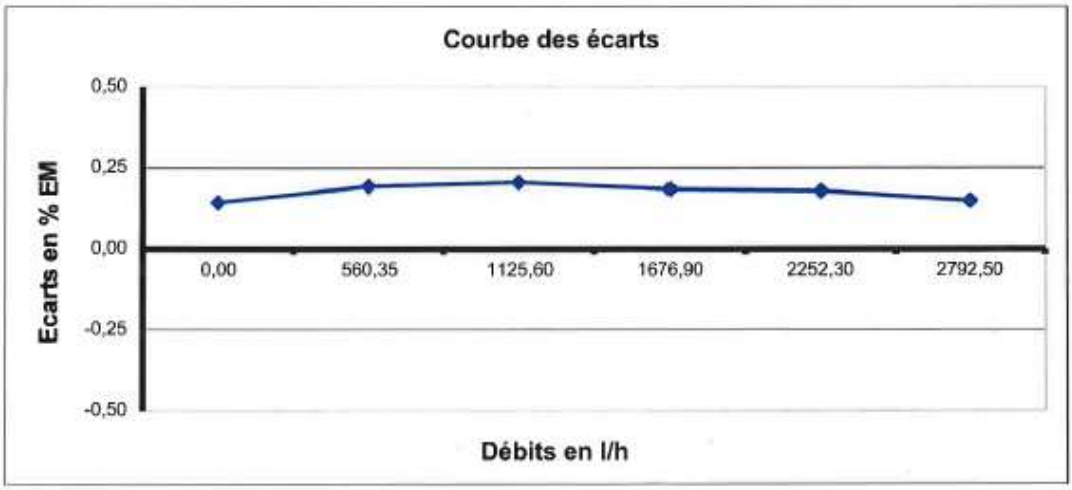
ZI Broteau Nord – 69540 IRIGNY – Tél : 04 78 51 47 50 – Fax : 04 78 51 59 96
E-mail : servinstrumentation@servinstrumentation.fr – http//www. servinstrumentation.fr
SIRET 338 504 962 00030 – APE 516K – FR 73 338 504 962

CERTIFICAT D'ÉTALONNAGE n° 002/DL/0317
Débitmètre DANFOSS n° **CADB0253**
Page 2/2

Tableau numérique des résultats:

Débit étalon l/h	Signal de sortie m A	Débit équivalent l/h	Ecarts l/h	Ecarts % EM	Incertitude l/h
0,00	4,023	4,02	4,02	0,14	0,00
560,35	7,233	565,78	5,42	0,19	0,24
1125,60	10,465	1131,38	5,78	0,21	0,47
1676,90	13,612	1682,10	5,20	0,19	0,70
2252,30	16,899	2257,33	5,03	0,18	0,95
2792,50	19,981	2796,68	4,18	0,15	1,17

Les incertitudes élargies mentionnées sont celles correspondant à deux écarts types. Les incertitudes-types ont été calculées en tenant compte des différentes composantes d'incertitudes: étalon de référence, moyens d'étalonnage, conditions d'environnement, contribution de l'instrument étalonné.



Responsable laboratoire
Sandrine LUCERINO

L'étalonnage du débitmètre de source chaude (sortie piquage) a été effectué par un organisme de métrologie agréé. Le certificat d'étalonnage de cet organisme, présenté plus haut, a permis d'établir le polynôme de mesure de ce débitmètre, permettant l'acquisition et la lecture des débits de fluide le traversant, présenté en Figure A6.2.

Tableau A6.2 : Données d'étalonnage du débitmètre source chaude (sortie piquage)

Intensité [mA]	Résistance de shunt de mesure [Ω]	Débit [$l.h^{-1}$]	Tension d'acquisition [V]
4,023	500	0	2,0115
7,233		560,35	3,6165
10,465		1125,60	5,2325
13,612		1676,90	6,8060
16,899		2252,30	8,4495
19,981		2792,50	9,9905

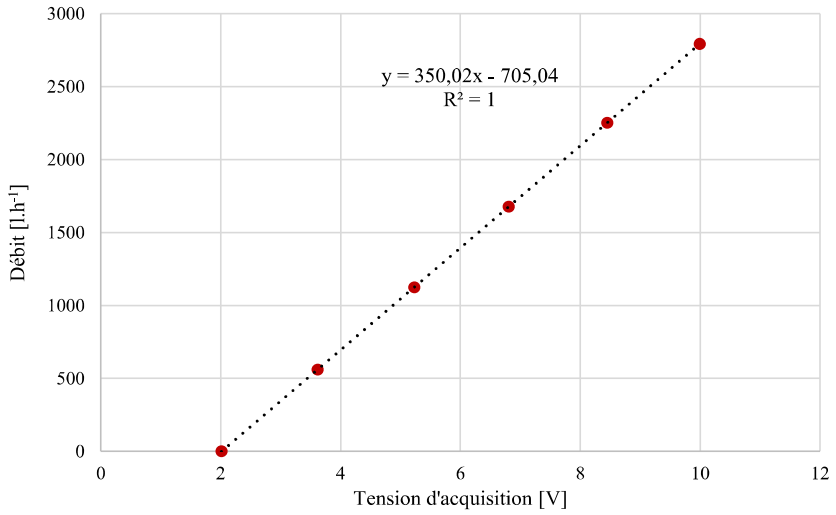


Figure A6.2 : Détermination du polynôme de mesure du débitmètre source chaude (sortie piquage)

Débitmètre source chaude (sortie préchauffeur) :

EMERSON

Magnetic 8732 Flowmeter Factory Configuration

Serial Number: *15028126* **Configuration Date:** 24-Oct-2017 **Time:** 8:32

Transmitter Order Information

Sales Order: *33338769*

Model: 8732EMT1A1M4C1YF
Customer: SERV INSTRUMENTATION SAS
Name Tag:
Message:
Descriptor:

Unit: *1*
Line: *1*
Board S/N: 1064560
Address 000

Configuration Information

SW Revision: 5.5.5

Tube Cal Number: 0981405709788011
(4-20mA) **PV:** 0 to 11 **m3/hr**

Pipe ID: 1.00 in.
Fixed Process Density: 9.27511e+02 kg/m3
Flow Damping: 2.0 Second(s)

Low Flow Cutoff: 0.04 **ft/sec**

Totalizers: Off

	Units	Direction	Reset Opt
Totalizer A:	m3	Forward	Non-Resettable
Totalizer B:	ft	Forward	Non-Resettable
Totalizer C:	ft	Forward	Non-Resettable

Totalizer Write Protect Start/Stop: Disabled
Totalizer Write Protect Reset: Disabled
Totalizer LOI Start/Stop: Disabled
Totalizer LOI Reset: Disabled

Pulse Output Factor: 0.03 m3/Pulse

Security: Off
Alarm: RMT Low
Analog Loop Power: Internal
Pulse Power: External

LOI Lang: French

Meter Verification: Disabled
Diagnostics Licensed: None
Diagnostics Enabled: Empty Pipe

DIO: Disabled
DIO1: In- PZR
DIO2: Out- Zero Flow

Sensor

Sensor S/N: 15028125
Flange: Wafer
Flange Material: Wafer
Operating Mode: Normal
Transmitter Gain: 100
Flowtube Gain: 100

Signal Processing: Off
No. of Samples: 090
Max % Limit: 002
Time Limit: 002
Coil Frequency: 5Hz
Coil Current: 500mA

Rev 2.02 Station: 15

EMERSON.

24 Oct, 2017

Emerson
Emerson 4 Industrial Park Tetarom 2
Cluj-Napoca 400641 ROMANIA

Certificate of Calibration - Consistent with ISO 10474 3.1 / EN 10204 3.1

Customer Information		Manufacturer Information	
Name:	CEA COMMISSARIAT A L ENERGIE ATOMIQUE ET AUX ENERGIES ALTERNATIVES	Sales Order:	33338769
PO No:	SO710166	Line:	1
Device Information		**Calibration Information**	
Device Type:	Magnetic Flowmeter	Calibration Lab:	Cluj-Napoca, Romania
Model:	8711SSA010UHQ4	Calibration Date:	Oct 24, 2017
Serial No:	15028125	Calibration Number:	0981405709786011
		Internal Ref#	20171024_035512_070101

Calibration Data - Velocity referenced to Schedule 40 pipe

Velocity ft/s	Velocity m/s	Flow Rate US gpm	Flow Rate m³/hr	Deviation % Rate
10.0	3.06	27.0	6.13	-0.01%
10.0	3.06	27.0	6.13	-0.05%
10.0	3.06	27.0	6.13	-0.12%
1.1	0.34	3.03	0.688	0.00%
1.1	0.34	3.03	0.688	0.00%
1.1	0.34	3.02	0.686	0.03%
3.0	0.92	8.13	1.85	0.20%
3.0	0.92	8.13	1.85	0.16%
3.0	0.92	8.14	1.85	0.23%

This certifies the Magnetic Flowmeter listed above meets applicable Rosemount product specifications. Measuring and test equipment used in the manufacture and inspection of the above flowmeter are traceable to International Standards. The calibration system was designed to meet the intent of ANSI Z540.3-2006.

Mihai Blaga
Precision Flow Quality Manager

This certificate is produced by an electronic data system and valid without signature.

Q4-Mag

Emerson Production Flow Facility Calibration Report

Emerson 4 Industrial Park Tetarom 2, Cluj-Napoca, 400641 ROMANIA

Model Number: **8711SSA010UHQ4**
Serial Number: **15028125**
Sales Order: **33338769**

Calibration Date: **Oct 24, 2017**
Calibration Number: **0981405709788011**

Pass/Fail: PASS

Run #	Flow Rate % FS[1]	Velocity ft/s	Velocity m/s	Flow Rate US gpm	Flow Rate m³/hr	Deviation % rate
1	100.2%	10.0	3.06	27.0	6.13	**-0.01%**
2	100.2%	10.0	3.06	27.0	6.13	**-0.05%**
3	100.2%	10.0	3.06	27.0	6.13	**-0.12%**
4	11.2%	1.1	0.34	3.03	0.688	**0.00%**
5	11.2%	1.1	0.34	3.03	0.688	**0.00%**
6	11.2%	1.1	0.34	3.02	0.686	**0.03%**
7	30.2%	3.0	0.92	8.13	1.85	**0.20%**
8	30.2%	3.0	0.92	8.13	1.85	**0.16%**
9	30.2%	3.0	0.92	8.14	1.85	**0.23%**

Calibration Conditions:

Water Temperature = 57.7 °F (14.3 °C), Water Conductivity > 200 µMho.
[1]100% Flow Rate = 10 ft/sec (3.05 m/s) in Schedule 40 pipe.

Measuring and test equipment used in the manufacture and inspection of the above flowmeter are traceable to International Standards. The calibration system was designed to meet the intent of ANSI Z540.3-2006.

v20160920

L'étalonnage du débitmètre de source chaude (sortie préchauffeur) a été directement effectué par le fournisseur de ce composant. Le certificat d'étalonnage, présenté plus haut, a permis d'établir le polynôme de mesure de ce débitmètre, permettant l'acquisition et la lecture des débits de fluide le traversant, présenté en Figure A6.3.

Tableau A6.3 : Données d'étalonnage du débitmètre source chaude (sortie préchauffeur)

Intensité [mA]	Résistance de shunt de mesure [Ω]	Débit [$l.h^{-1}$]	Tension d'acquisition [V]
5,792	500	688	2,896
8,832		1850	4,416
20,032		6130	10,016

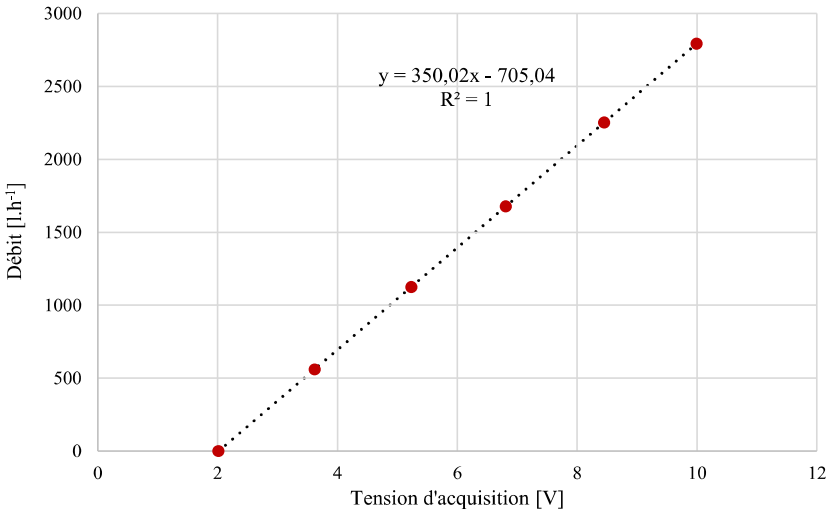
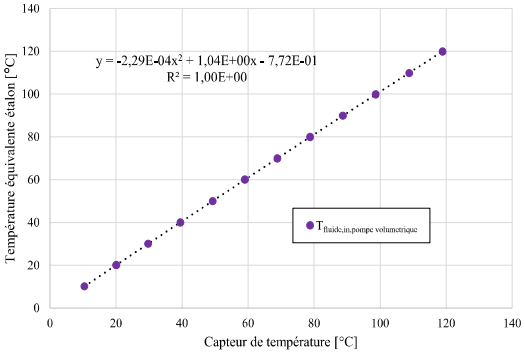


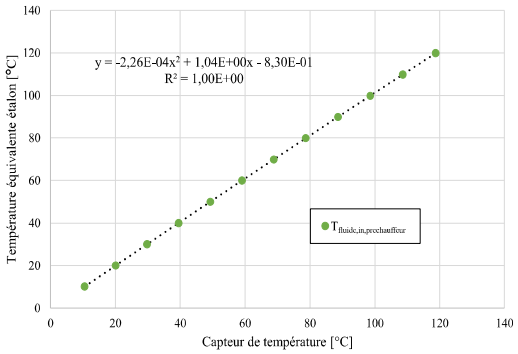
Figure A6.3 : Détermination du polynôme de mesure du débitmètre source chaude (sortie préchauffeur)

Annexe 7 : Données d'étalonnage des capteurs de température

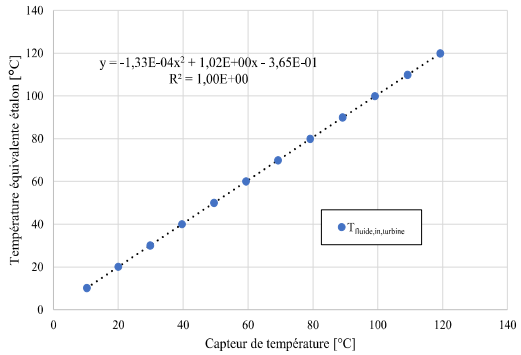
L'étalonnage des capteurs de température a été effectué directement au sein du laboratoire.



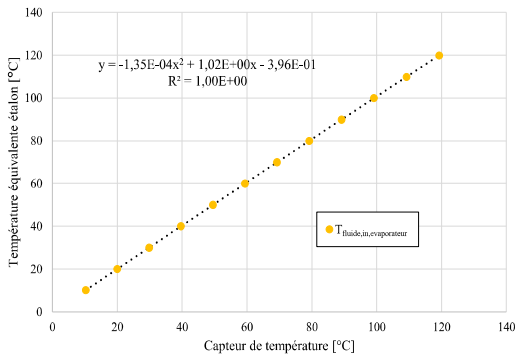
(a)



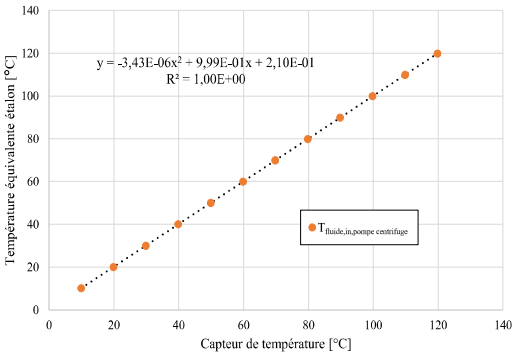
(b)



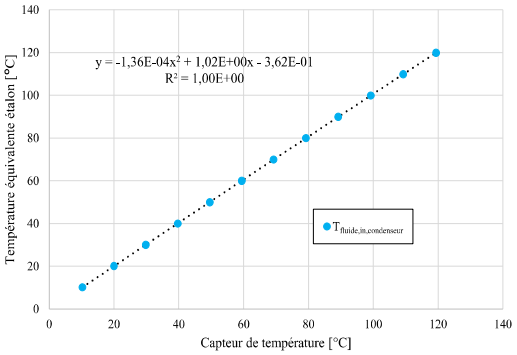
(c)



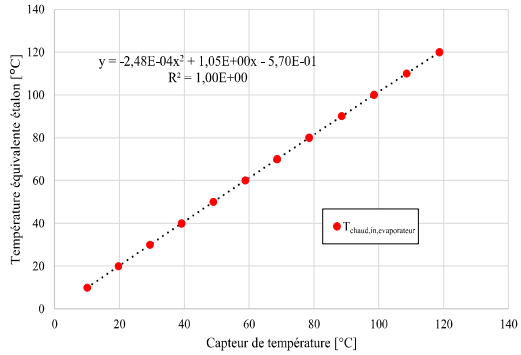
(d)



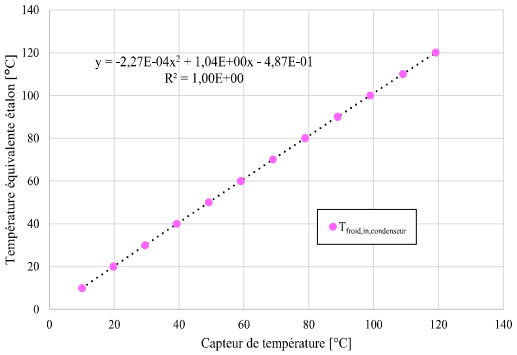
(e)



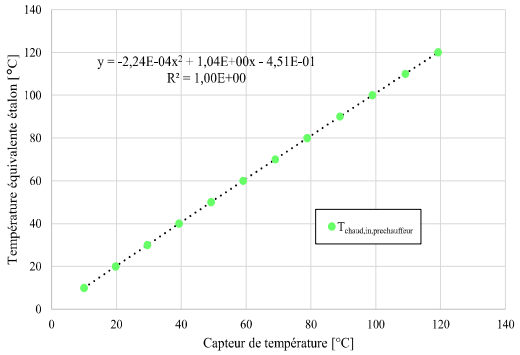
(f)



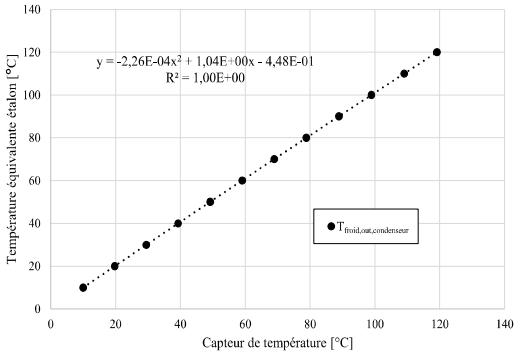
(g)



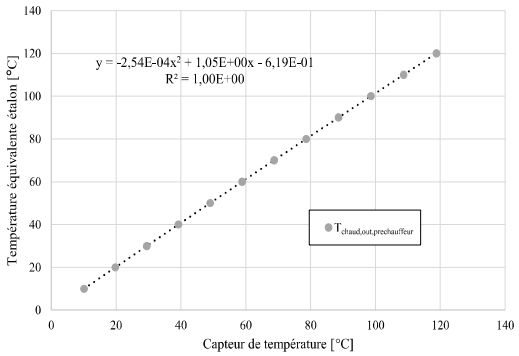
(h)



(i)



(j)



(k)

Figure A7.1 : Détermination des polynômes de mesure des capteurs de température (a) $T_{fluide,in,pompe\ volumetrique}$, (b) $T_{fluide,in,prechauffeur}$, (c) $T_{fluide,in,turbine}$, (d) $T_{fluide,in,evaporateur}$, (e) $T_{fluide,in,pompe\ centrifuge}$, (f) $T_{fluide,in,condenseur}$, (g) $T_{chaud,in,evaporateur}$, (h) $T_{froid,in,condenseur}$, (i) $T_{chaud,in,prechauffeur}$, (j) $T_{froid,out,condenseur}$, (k) $T_{chaud,out,prechauffeur}$

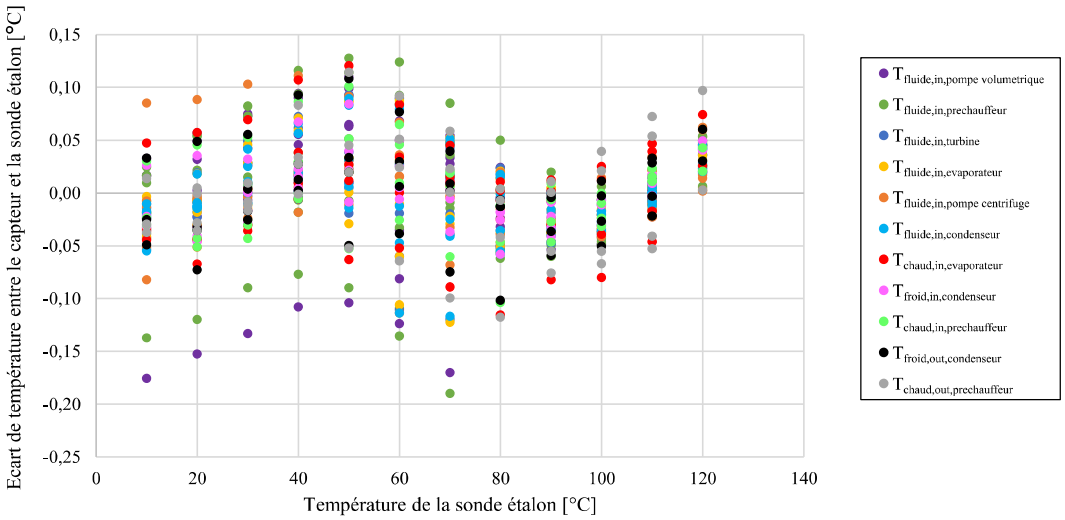


Figure A7.2 : Ecart de température entre les valeurs des capteurs et les valeurs de la sonde platine étalon

Annexe 8 : Facteurs de conversion des paramètres N_s et D_s

La vitesse spécifique N_s et le diamètre spécifique D_s sont deux nombres adimensionnels. Cependant, au sein de la cartographie de Baljé, ils sont exprimés de manière dimensionnelle et selon le système métrique anglo-saxon. Cette Annexe 8 présente la clarification de l'analyse dimensionnelle permettant d'exprimer, selon le système anglo-saxon et à partir du système SI, les paramètres N_s et D_s selon les unités de la cartographie de Baljé.

$$N_s = N_{rotor} \cdot \frac{\dot{q}_{out,is}{}^{0,5}}{\Delta h_{is}{}^{0,75}} = \frac{tr}{s} \cdot \frac{\left(\frac{m^3}{s}\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{J}{kg}\right)^{\frac{3}{4}}} \quad [SI]_{adimensionnel} \tag{A8.1}$$

$$N_s = \left(\frac{tr}{s} \cdot 60\right) \cdot \frac{\left(\frac{m^3}{s} \cdot 35{,}3134\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{J}{kg} \cdot 0{,}33455\right)^{\frac{3}{4}}} = \frac{tr}{min} \cdot \frac{\left(\frac{ft^3}{s}\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{ft \cdot lbf}{lbm}\right)^{\frac{3}{4}}} \quad [US]_{dimensionnel} \tag{A8.2}$$

$$D_s = D_{rotor} \cdot \frac{\Delta h_{is}{}^{0,25}}{\dot{q}_{out,is}{}^{0,5}} = m \cdot \frac{\left(\frac{J}{kg}\right)^{\frac{1}{4}}}{\left(\frac{m^3}{s}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad [SI]_{adimensionnel} \tag{A8.3}$$

$$D_s = (m \cdot 3{,}2808) \cdot \frac{\left(\frac{J}{kg} \cdot 0{,}33455\right)^{\frac{1}{4}}}{\left(\frac{m^3}{s} \cdot 35{,}3134\right)^{\frac{1}{2}}} = ft \cdot \frac{\left(\frac{ft \cdot lbf}{lbm}\right)^{\frac{1}{4}}}{\left(\frac{ft^3}{s}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad [US]_{dimensionnel} \tag{A8.4}$$

Les différents facteurs multiplicatifs utilisés pour les équations (A8.2) et (A8.4), permettant de passer du système SI au système anglo-saxon, sont directement issus ou déterminés à partir des facteurs de conversion présentés au sein de la Figure A8.

Conversion Factors

DIMENSION	METRIC	METRIC/ENGLISH
Acceleration	1 m/s^2 = 100 cm/s^2	1 m/s^2 = 3.2808 ft/s^2 1 ft/s^2 = 0.3048* m/s^2
Area	1 m^2 = 10^4 cm^2 = 10^6 mm^2 = 10^{-6} km^2	1 m^2 = 1550 in^2 = 10.764 ft^2 1 ft^2 = 144 in^2 = 0.09290304* m^2
Density	1 g/cm^3 = 1 kg/L = 1000 kg/m^3	1 g/cm^3 = 62.428 lbm/ft^3 = 0.036127 lbm/in^3 1 lbm/in^3 = 1728 lbm/ft^3 1 kg/m^3 = 0.062428 lbm/ft^3
Energy, heat, work, internal energy, enthalpy	1 kJ = 1000 J = 1000 N·m = 1 kPa·m^3 1 kJ/kg = 1000 m^2/s^2 1 kWh = 3600 kJ 1 cal† = 4.184 J 1 IT cal† = 4.1868 J 1 Cal† = 4.1868 kJ	1 kJ = 0.94782 Btu 1 Btu = 1.055056 kJ = 5.40395 psia·ft^3 = 778.169 lbf·ft 1 Btu/lbm = 25,037 ft^2/s^2 = 2.326* kJ/kg 1 kJ/kg = 0.430 Btu/lbm 1 kWh = 3412.14 Btu 1 therm = 10^5 Btu = 1.055 × 10^5 kJ (natural gas)
Force	1 N = 1 kg·m/s^2 = 10^5 dyne 1 kgf = 9.80665 N	1 N = 0.22481 lbf 1 lbf = 32.174 lbm·ft/s^2 = 4.44822 N
Heat flux	1 W/cm^2 = 10^4 W/m^2	1 W/m^2 = 0.3171 Btu/h·ft^2
Heat transfer coefficient	1 W/m^2·°C = 1 W/m^2·K	1 W/m^2·°C = 0.17612 Btu/h·ft^2·°F
Length	1 m = 100 cm = 1000 mm = 10^6 μm 1 km = 1000 m	1 m = 39.370 in = 3.2808 ft = 1.0926 yd 1 ft = 12 in = 0.3048* m 1 mile = 5280 ft = 1.6093 km 1 in = 2.54* cm
Mass	1 kg = 1000 g 1 metric ton = 1000 kg	1 kg = 2.2046226 lbm 1 lbm = 0.45359237* kg 1 ounce = 28.3495 g 1 slug = 32.174 lbm = 14.5939 kg 1 short ton = 2000 lbm = 907.1847 kg
Power, heat transfer rate	1 W = 1 J/s 1 kW = 1000 W = 1.341 hp 1 hp‡ = 745.7 W	1 kW = 3412.14 Btu/h = 737.56 lbf·ft/s 1 hp = 550 lbf·ft/s = 0.7068 Btu/s = 42.41 Btu/min = 2544.5 Btu/h = 0.74570 kW 1 boiler hp = 33,475 Btu/h 1 Btu/h = 1.055056 kJ/h 1 ton of refrigeration = 200 Btu/min
Pressure	1 Pa = 1 N/m^2 1 kPa = 10^3 Pa = 10^{-3} MPa 1 atm = 101.325 kPa = 1.01325 bars = 760 mm Hg at 0°C = 1.03323 kgf/cm^2 1 mm Hg = 0.1333 kPa	1 Pa = 1.4504 × 10^{-4} psia = 0.020886 lbf/ft^2 1 psi = 144 lbf/ft^2 = 6.894757 kPa 1 atm = 14.696 psia = 29.92 in Hg at 30°F 1 in Hg = 3.387 kPa
Specific heat	1 kJ/kg·°C = 1 kJ/kg·K = 1 J/g·°C	1 Btu/lbm·°F = 4.1868 kJ/kg·°C 1 Btu/lbmol·R = 4.1868 kJ/kmol·K 1 kJ/kg·°C = 0.23885 Btu/lbm·°F = 0.23885 Btu/lbm·R

*Exact conversion factor between metric and English units.

†Calorie is originally defined as the amount of heat needed to raise the temperature of 1 g of water by 1°C, but it varies with temperature. The international steam table (IT) calorie (generally preferred by engineers) is exactly 4.1868 J by definition and corresponds to the specific heat of water at 15°C. The thermochemical calorie (generally preferred by physicists) is exactly 4.184 J by definition and corresponds to the specific heat of water at room temperature. The difference between the two is about 0.06 percent, which is negligible. The capitalized Calorie used by nutritionists is actually a kilocalorie (1000 IT calories).

Figure A8 : Facteurs de conversion entre le système métrique impérial et le système métrique international

Annexe 9 : Coefficients polytropiques des fluides de travail de type HFE

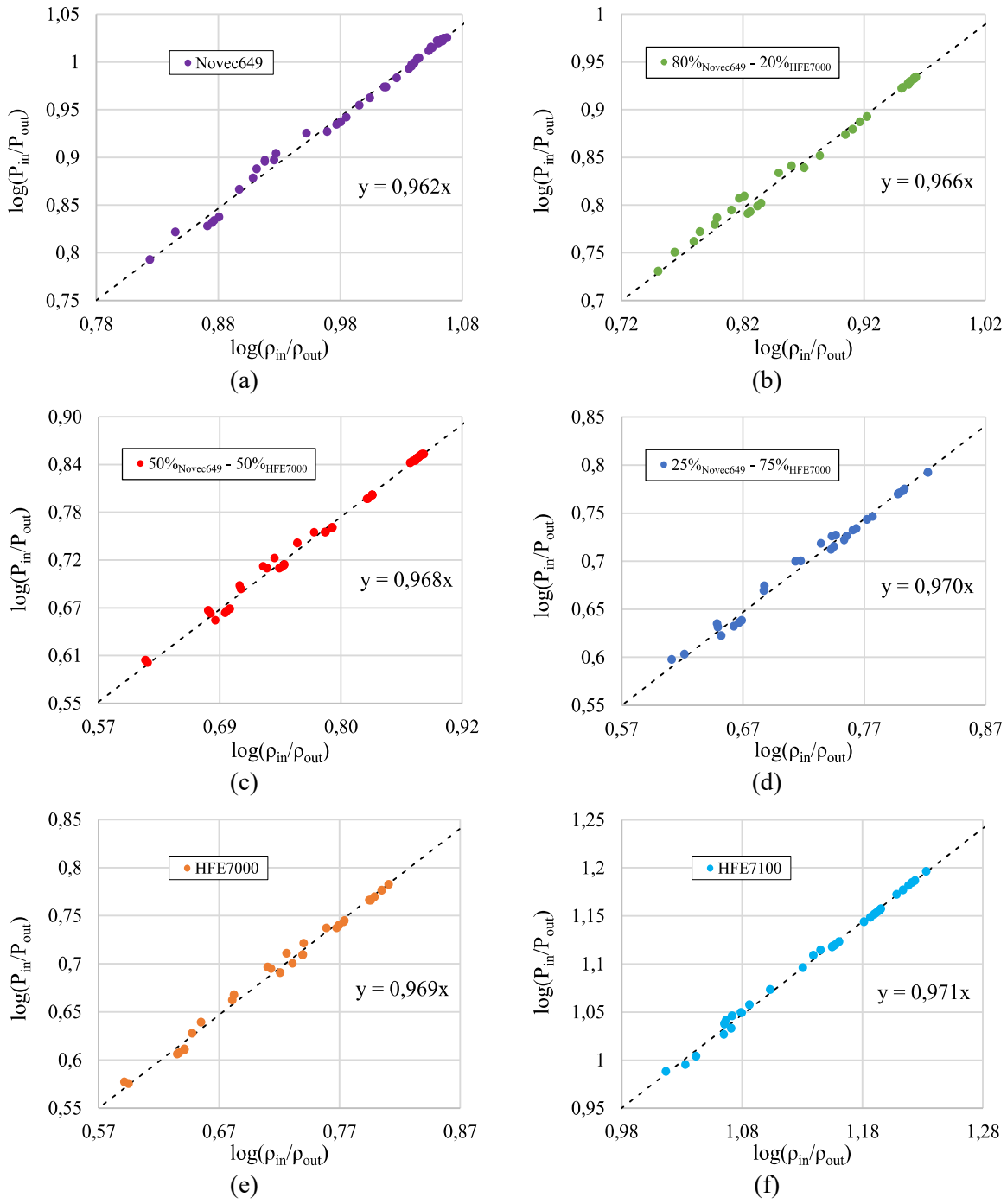


Figure A9 : Coefficients polytropiques des fluides de travail
(a) Novec649, (b) 80%$_{Novec649}$ - 20%$_{HFE7000}$, (c) 50%$_{Novec649}$ - 50%$_{HFE7000}$,
(d) 25%$_{Novec649}$ - 75%$_{HFE7000}$, (e) HFE7000, (f) HFE7100

Annexe 10 : Documentation et courbes caractéristiques de la pompe de circulation

DUPLEX II

DUPLEX II SERIES PUMPS

The Duplex II series of pumps incorporate the best technology and features developed by FLOJET. Everything from the back flow preventer, check valves, bearings and diaphragm assembly to the motor, have been designed to make this truly the most advanced and reliable diaphragm pump available. Higher efficiency of the pump is evident in the longer life of the motor pump unit. The new diaphragm design combined with the new valves makes the pump capable of pulling higher dry vacuum. Duplex II is available in various performance ranges, voltages and with a choice of elastomers, making it easily adaptable to a diverse range of applications.

SPECIAL FEATURES

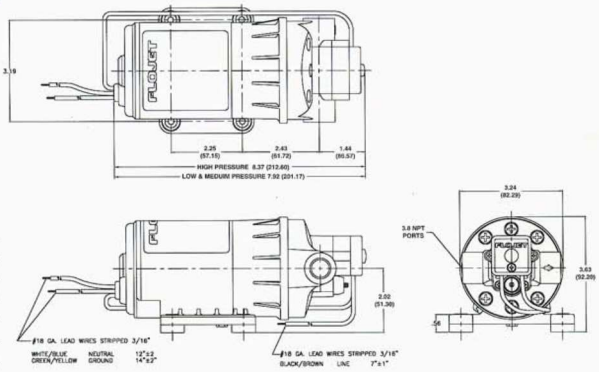
- Self priming up to 8 feet (2.4 m).
- Can run dry without damage.
- Chemical resistant material.
- Internal bypass standard.
- Built-in back flow preventer.
- Heavy duty ball bearing drive system.
- UL, CSA and CE models available.

SPECIFICATIONS

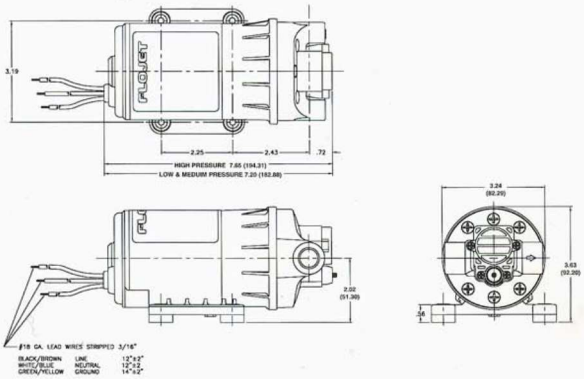
Pump: Positive Displacement two piston design
Flow Rate: 2.2 GPM (8.32 L/min) for high pressure models
1.6 GPM (6.05 L/min) for medium and low pressure models
Pressures: Up to 100 PSI (6.89 bar)
Ports: 3/8" NPT female
Motor: Permanent Magnet with solid state rectifier
Voltages: 12 & 24 V DC, 115 & 230 V AC
Cycle: 50/60 hertz for AC models
Ref. Flow Curves for amps at 115V AC
Dry Vacuum: Up to 8 feet
Pressure Switch Setting: 15, 30, 45, 60, 80, and 100 PSI
Maximum Operating Pressure: 100 PSI (6.8 bar)
Maximum Fluid Temperature: 140° F
Wetted Parts: Plolypropylene, Viton®, Buna or EPDM
Net Weight: 4 to 5 lbs. (2.28 kgs)

DIMENSIONS inches (mm)

Demand Pump



Bypass Pump



FLOJET®
20 Icon, Foothill Ranch,
CA 92610 USA
Tel: +1 949 859 4945 Fax: +1 949 859 1153

Unit 1, Avant Business Centre
Denbigh West Industrial Estate
Milton Keynes, Bucks, MK1 1DL UK
Tel: +44 (0)1908 370088 Fax: +44 (0)1908 373731

www.flojet.com

DUPLEX II

To choose a pump model number, fill in the desired voltage code for 'x' and the compatible elastomers code for 'y'. Hence for a medium pressure demand pump where a 115 V AC motor is required and Viton is chosen, the model number becomes D3631V5011.

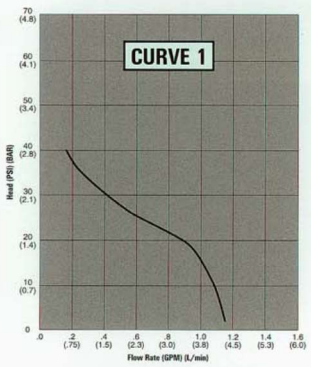
Duplex II Standard Models

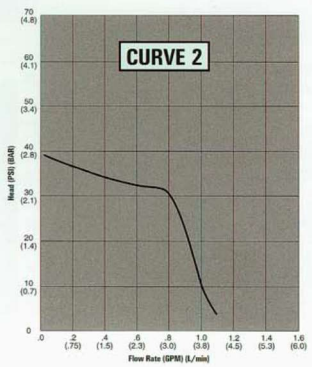
Low Pressure	Demand Pump	D3 ____ (x)	21 ____ (y)	3011	(Reference Curve #1)
	Bypass Pump	D3 ____ (x)	21 ____ (y)	1211	(Reference Curve #2)
Medium Pressure	Demand Pump	D3 ____ (x)	31 ____ (y)	5011	(Reference Curve #3)
	Bypass Pump	D3 ____ (x)	31 ____ (y)	1311	(Reference Curve #4)
High Pressure	Demand Pump	D3 ____ (x)	35 ____ (y)	7011	(Reference Curve #5)
	Bypass Pump	D3 ____ (x)	35 ____ (y)	1411	(Reference Curve #6)

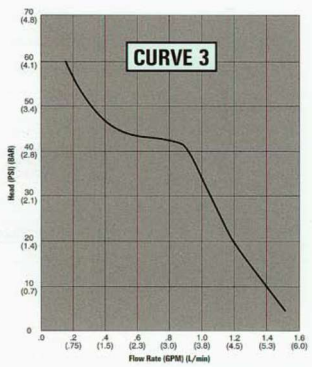
x ____ 1 for 12 VDC
6 for 115 VAC, 50/60 HZ
7 for 230 VAC, 50/60 HZ

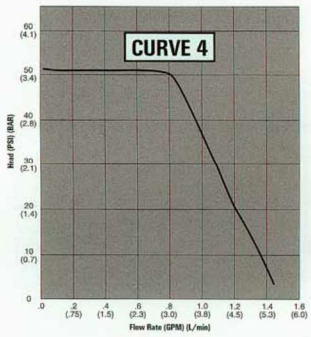
y ____ V for Viton® Check Valves and Viton® Diaphragm
B for Buna Check Valves and Buna Diaphragm
E for EPDM Check Valves and EPDM Diaphragm

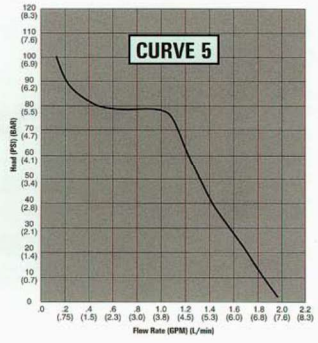
Note: All 230 V motors are available with partial suppression. Contact Flojet for full suppression availability.

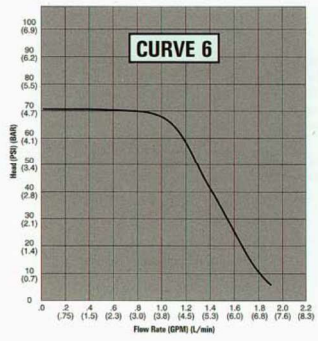












FLOJET®

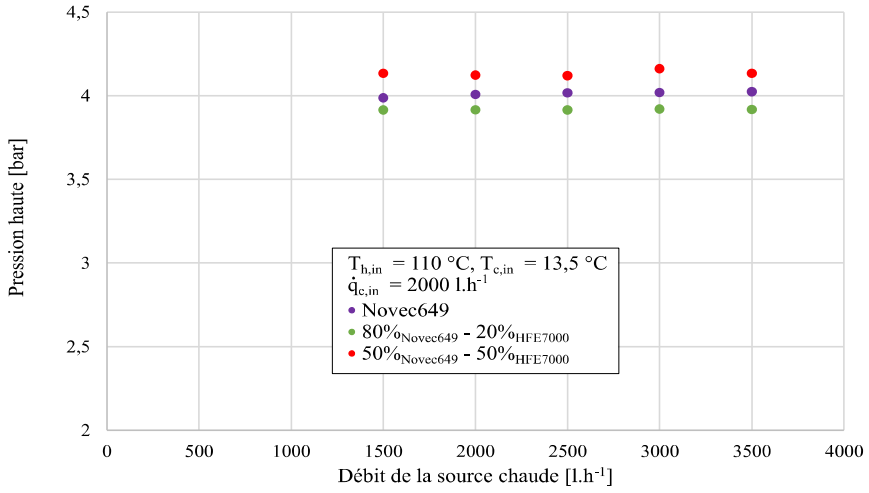
20 Icon, Foothill Ranch,
CA 92610 USA
Tel: +1 949 859 4945 Fax: +1 949 859 1153

Unit 1, Avant Business Centre
Denbigh West Industrial Estate
Milton Keynes, Bucks, MK1 1DL UK
Tel: +44 (0)1908 370088 Fax: +44 (0)1908 373731

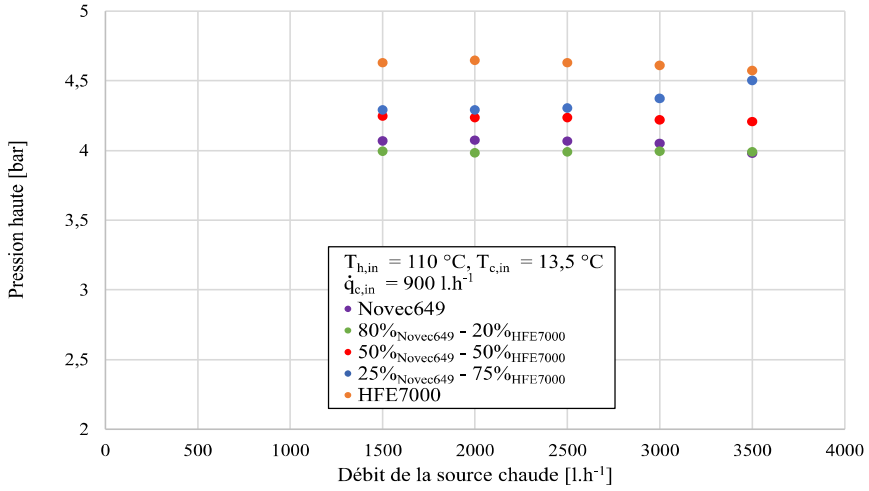
www.flojet.com

Annexe 11 : Variation de la pression haute du cycle ORC selon le débit de la source chaude pour différentes valeurs de débit froid

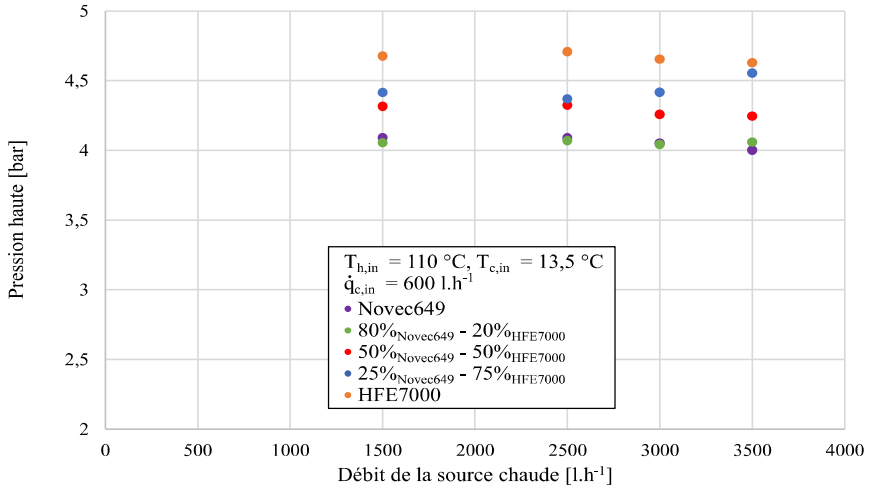
Les Figures A11 (a) à (d) présentent l'évolution de la pression haute du cycle ORC selon le débit chaud pour des débits froids fixés à 2000 $l.h^{-1}$, 900 $l.h^{-1}$, 600 $l.h^{-1}$ et 450 $l.h^{-1}$.



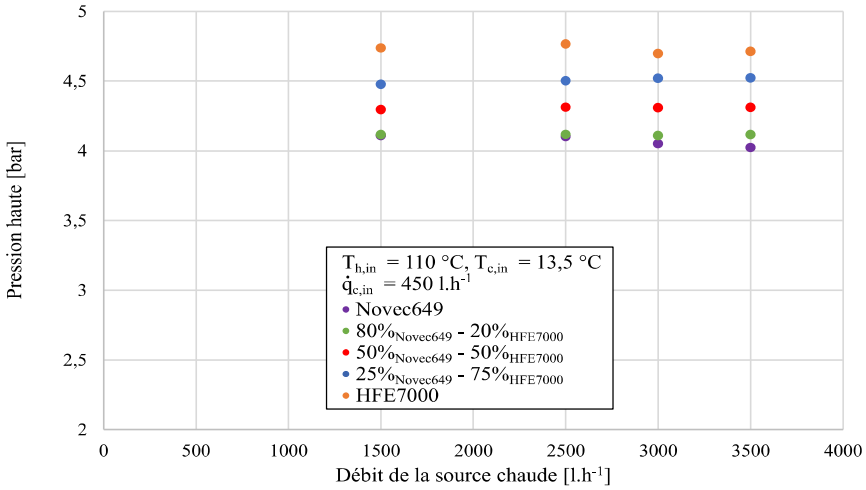
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure A11 : Evolution de la pression haute du cycle ORC selon le débit de la source chaude (a) Débit froid de 2000 $l.h^{-1}$, (b) Débit froid de 900 $l.h^{-1}$, (c) Débit froid de 600 $l.h^{-1}$, (d) Débit froid de 450 $l.h^{-1}$

Annexe 12 : Variation de la puissance échangée à la source chaude selon le débit de la source chaude

La Figure A12 présente l'évolution de la puissance cédée par la source chaude selon le débit chaud pour le débit froid fixé à 2500 $l.h^{-1}$.

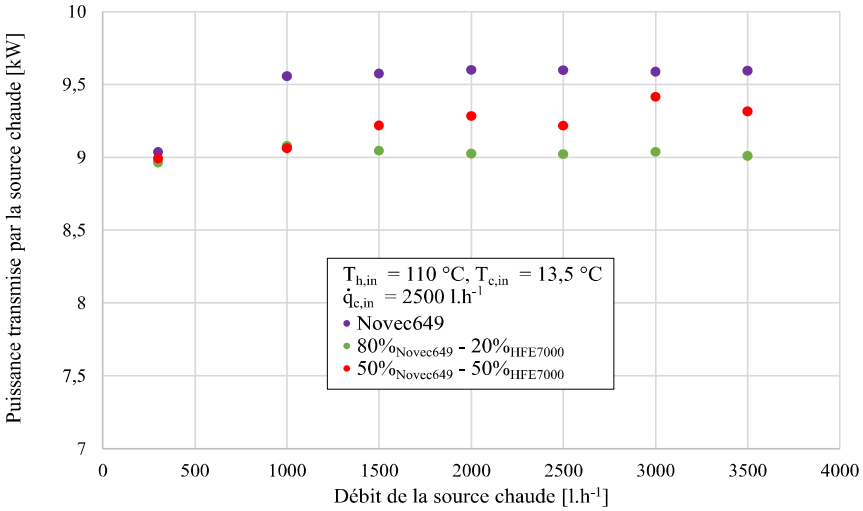


Figure A12 : Evolution de la puissance transmise par la source chaude selon le débit de la source chaude

Annexe 13 : Variation de la puissance échangée à la source froide selon le débit de la source chaude

La Figure A13 présente l'évolution de la puissance transmise à la source froide selon le débit chaud pour le débit froid fixé à 2500 $l.h^{-1}$.

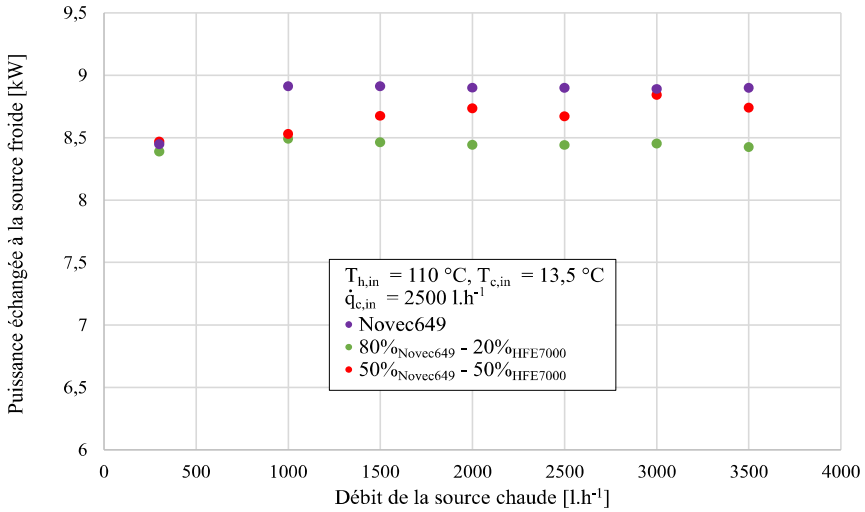
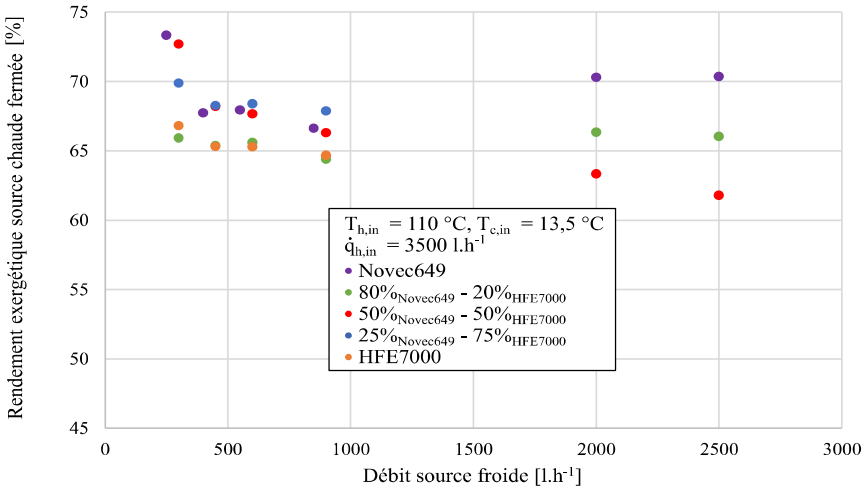


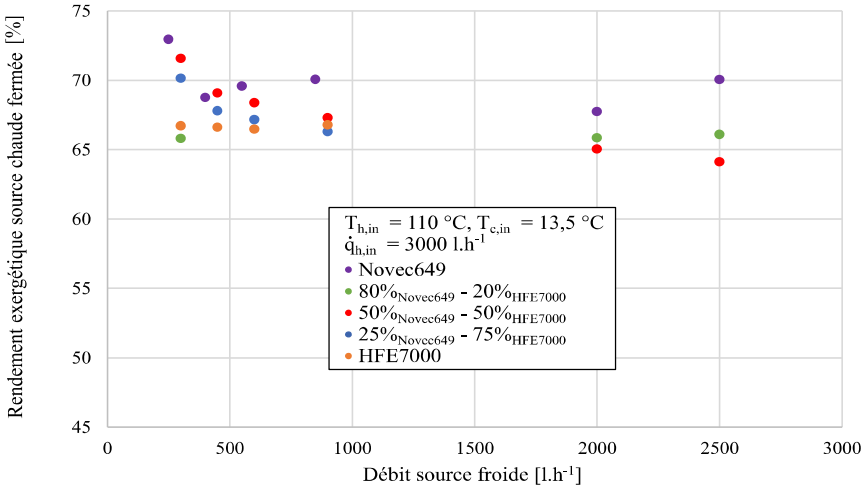
Figure A13 : Evolution de la puissance cédée à la source froide selon le débit de la source froide

Annexe 14 : Variation du rendement exergétique de la source chaude considérée fermée selon le débit de la source froide pour différentes valeurs de débit chaud

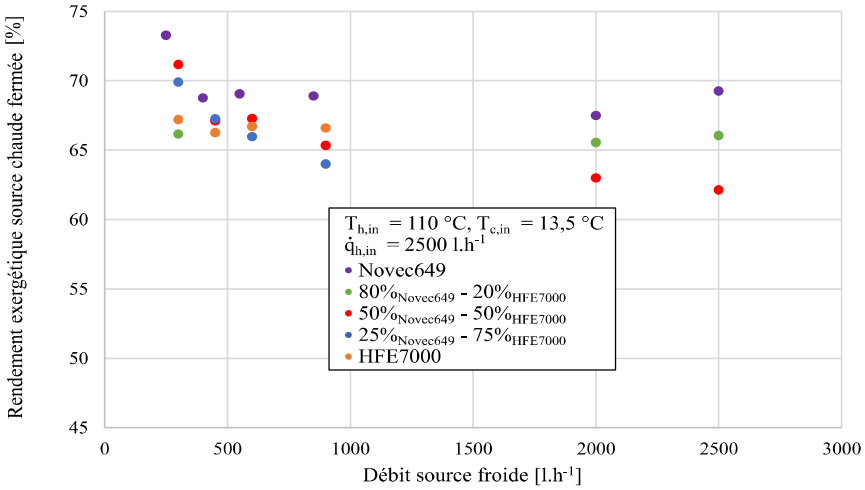
Les Figures A14 (a) à (d) présentent l'évolution du rendement second principe de la source chaude considérée fermée selon le débit froid pour des débits chauds fixés à 3500 $l.h^{-1}$, 3000 $l.h^{-1}$, 2500 $l.h^{-1}$ et 2000 $l.h^{-1}$.



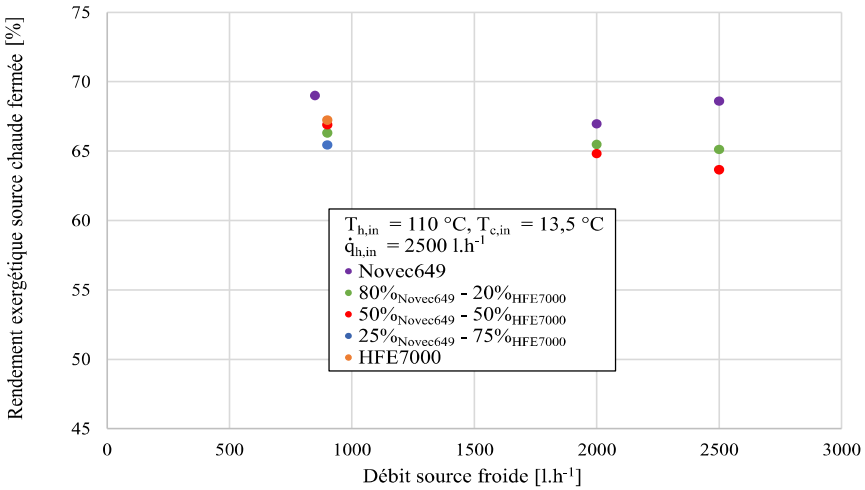
(a)



(b)



(c)

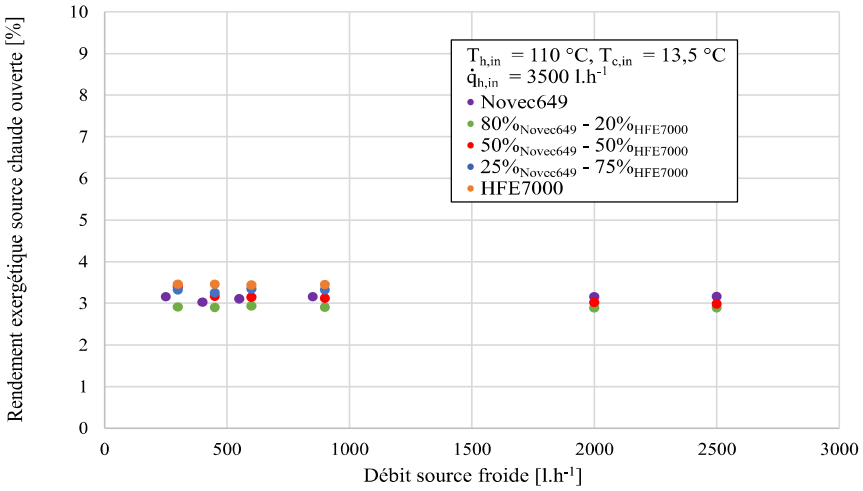


(d)

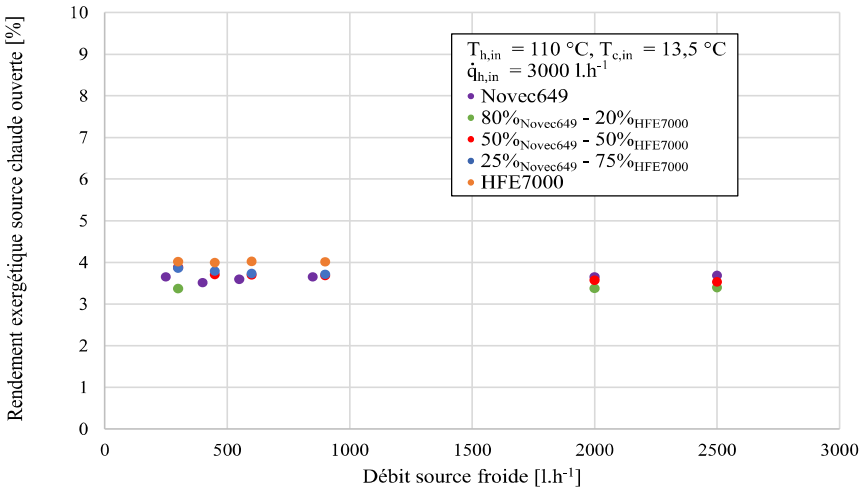
Figure A14 : Evolution des performances au sein de l'évaporateur en source fermée selon le débit de la source froide
(a) Débit froid de 3500 l.h^{-1}, (b) Débit froid de 3000 l.h^{-1}, (c) Débit froid de 2500 l.h^{-1}, (d) Débit froid de 2000 l.h^{-1}

Annexe 15 : Variation du rendement exergétique de la source chaude considérée ouverte selon le débit de la source froide pour différentes valeurs de débit chaud

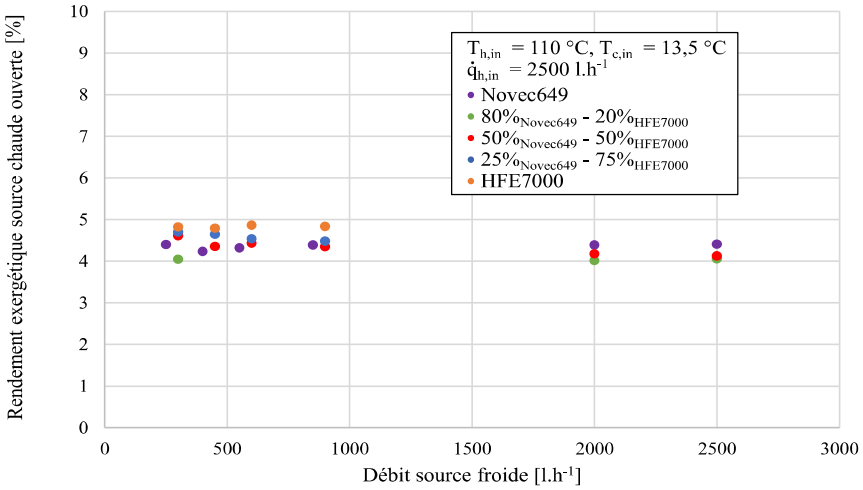
Les Figures A15 (a) à (d) présentent l'évolution du rendement second principe de la source chaude considérée ouverte selon le débit froid pour des débits chauds fixés à 3500 $l.h^{-1}$, 3000 $l.h^{-1}$, 2500 $l.h^{-1}$ et 2000 $l.h^{-1}$.



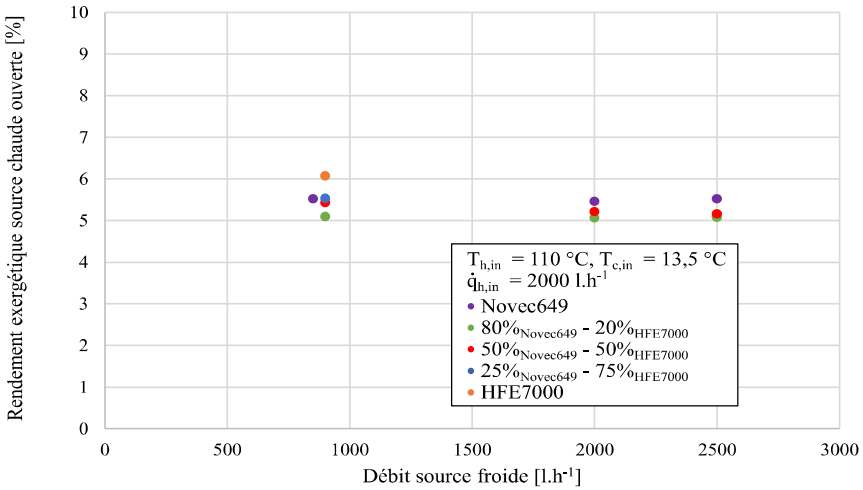
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure A15 : Evolution des performances au sein de l'évaporateur en source ouverte selon le débit de la source froide
(a) Débit froid de 3500 l.h^{-1}, (b) Débit froid de 3000 l.h^{-1}, (c) Débit froid de 2500 l.h^{-1}, (d) Débit froid de 2000 l.h^{-1}

Résumé

Les cycles de Rankine à fluides organiques (de l'anglais Organic Rankine Cycle, ORC) sont des machines thermodynamiques qui permettent de convertir de l'énergie thermique, notamment à basse température (inférieure à 120°C dans notre cas), en énergie électrique. Habituellement ce type de cycle thermodynamique utilise un fluide pur comme fluide de travail ; ici ce travail a également porté sur l'utilisation d'un mélange de plusieurs fluides. En effet, un type spécifique de mélange, les mélanges zéotropes, est pressenti pouvoir permettre un accroissement des performances des cycles ORC. Cependant, peu d'études expérimentales sur un cycle complet ont permis de confirmer cette tendance. Cette thèse a pour but d'étudier expérimentalement le comportement d'une machine thermodynamique avec différents fluides de travail (purs ou mélanges), et vise à en optimiser les performances. Ces travaux s'inscrivent également dans un contexte général de renouvellement de fluides frigorigènes, plus respectueux de l'environnement, dans le but de remplacer les fluides actuellement utilisés dans les machines thermodynamiques tels que les ORC.

Le présent document dresse en premier lieu une présentation des cycles organiques de Rankine et de la spécificité apportée par l'utilisation des mélanges zéotropes au regard des questions énergétiques et environnementales actuelles. Trois fluides purs, le Novec649, le HFE7000 et le HFE7100, ont été étudiés, ainsi que des mélanges de Novec649 et de HFE7000 de différentes proportions massiques. Tous ces fluides possèdent un indice de destruction de la couche d'ozone (ODP) nul et un faible indice de réchauffement climatique (GWP) en comparaison des fluides classiquement utilisés. Plusieurs campagnes expérimentales ont été menées sur un cycle ORC complet, permettant de valoriser une source de chaleur d'une dizaine de kilowatts thermiques à une température située entre 100°C et 110°C sur une configuration classique d'ORC, ainsi que sur une nouvelle architecture. Les essais ont été analysés à l'échelle du système global et à l'échelle des composants, préchauffeur, évaporateur, condenseur et turbine. Une nouvelle méthode de mesure de la composition circulante des mélanges a été conçue, développée et mise en pratique. Des modèles physiques des composants, reposant sur une approche semi-empirique, ont également été élaborés et programmés dans le logiciel EES couplé à la base de propriétés thermodynamiques REFPROP. Ces modèles (corrélations d'échange thermique diphasique, rendement isentropique, etc.) sont applicables à des fluides purs et des mélanges zéotropes de différentes compositions et ont été validés avec les mesures issues des campagnes expérimentales. L'analyse comparative globale de ces résultats a permis une meilleure compréhension du comportement des mélanges zéotropes, avec une possibilité d'optimisation des performances du cycle ORC grâce à eux.

Mots clefs : Chaleur fatale, Cycle Organique de Rankine, Mélanges zéotropes, Fluides à faibles GWP

Abstract

Organic Rankine Cycles (ORC) are thermodynamic machines that convert heat, especially at low temperatures (below 120°C in our case), into electricity. Usually this type of thermodynamic cycle uses a pure fluid as working fluid; here this work has also involved the use of a mixture of different fluids. Indeed, a specific type of mixture, the zeotropic mixtures, is expected to increase the performance of ORC cycles. However, few experimental investigations over a complete cycle have been done to confirm this trend. The aim of this thesis is to experimentally study the behavior of a thermodynamic machine with different working fluids (pure or mixtures), and aims at optimizing its performances. This work is also taking place in a general context of the renewal of refrigerants, which are more environmentally friendly, with the aim of replacing the fluids currently used in thermodynamic machines such as ORCs.

This document first presents the Organic Rankine Cycles and the specificity brought by the use of zeotropic mixtures with regard to current energy and environmental issues. Three pure fluids, Novec649, HFE7000 and HFE7100, were studied, as well as mixtures of Novec649 and HFE7000 of different mass proportions. All these fluids have a zero Ozone Depletion Potential (ODP) and a low Global Warming Potential (GWP) compared to the fluids conventionally used. Several experimental campaigns have been carried out over a complete ORC cycle, allowing the valorization of a heat source of about ten thermal kilowatts at a temperature between 100°C and 110°C on a classical ORC configuration, as well as on a new architecture. The tests were analyzed at the scale of the overall system and at the scale of the components, preheater, evaporator, condenser and turbine. A new measurement method for the composition of mixtures has been designed, developed and implemented. Physical models of the components, based on a semi-empirical approach, have also been developed and programmed in the EES software coupled with the thermodynamic property database REFPROP. These models (two-phase heat exchange correlations, isentropic efficiency, etc.) are relevant to pure fluids and zeotropic mixtures of different compositions and have been validated on measurements from experimental campaigns. The global comparative analysis of these results has allowed a better understanding of the behavior of zeotropic mixtures, with the possibility of a performances optimization of the ORC thanks to them.

Keywords : Waste heat, Organic Rankine Cycle, Zeotropic mixtures, Low GWP fluids