



**HAL**  
open science

# Etude d'un cycle organique de Rankine couplé à un système passif innovant : application aux réacteurs nucléaires avancés

Guillaume Lhermet

► **To cite this version:**

Guillaume Lhermet. Etude d'un cycle organique de Rankine couplé à un système passif innovant : application aux réacteurs nucléaires avancés. Génie des procédés. Université Grenoble Alpes [2020-..], 2023. Français. NNT : 2023GRALI110 . tel-04528850

**HAL Id: tel-04528850**

**<https://theses.hal.science/tel-04528850v1>**

Submitted on 2 Apr 2024

**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'UNIVERSITÉ GRENOBLE ALPES

École doctorale : I-MEP2 - Ingénierie - Matériaux, Mécanique, Environnement, Energétique, Procédés, Production

Spécialité : MEP - Mécanique des fluides Energétique, Procédés

Unité de recherche : CEA Grenoble / LITEN

### Etude d'un cycle organique de Rankine couplé à un système passif innovant: application aux réacteurs nucléaires avancés

### Study of an organic Rankine cycle associated to an innovative passive system : application to advanced nuclear power plant

Présentée par :

**Guillaume LHERMET**

#### Direction de thèse :

**Nicolas TAVERON**

Directeur de Recherche CEA-E6, Université Grenoble Alpes

Directeur de thèse

**Nadia CANEY**

DR CEA E5, Université Grenoble Alpes

Co-encadrante de thèse

#### Rapporteurs :

**Vincent LEMORT**

PROFESSEUR DES UNIVERSITES, Université de Liège

**Brice TREMEAC**

PROFESSEUR DES UNIVERSITES, Conservatoire National des Arts et Métiers

#### Thèse soutenue publiquement le **1 décembre 2023**, devant le jury composé de :

**Nicolas TAVERON**

DIRECTEUR DE RECHERCHE, CEA LITEN

Directeur de thèse

**Vincent LEMORT**

PROFESSEUR DES UNIVERSITES, Université de Liège

Rapporteur

**Brice TREMEAC**

PROFESSEUR DES UNIVERSITES, Conservatoire National des Arts et Métiers

Rapporteur

**Pablo RUBIOLLO**

PROFESSEUR DES UNIVERSITES, Université Grenoble Alpes

Président

**Paola BOMBARDA**

ASSISTANT PROFESSOR, Université polytechnique de Milan

Examinatrice

#### Invités :

**Nadia CANEY**

DIRECTEUR DE RECHERCHE, Université Grenoble Alpes

**Franck DAVID**

INGENIEUR, EDF R&D





## Remerciements

Voilà, l'aventure thésard est terminée ! J'aurais tendance à dire enfin, mais ce serait mentir. Parce que oui une thèse c'est long, mais quand on est bien encadré, ça passe vite. C'est d'ailleurs sur cette superbe transition que j'aimerais remercier mes directeurs de thèses Nicolas Tauveron et Nadia Caney. Merci à vous pour votre expertise, votre humanité et votre disponibilité.

Merci aussi à Franck Morin, notre expert nucléaire, pour son encadrement et sa bonne humeur tout au long de la thèse. Un suivi à distance n'était pas chose facile mais tu as su te rendre disponible dès que j'en avais le besoin.

Merci à l'équipe EDF pour leur implication dans le cadre de cette thèse, leur financement ainsi que leur suivi. Merci pour la confiance que vous avez accordée à cette thèse.

Je tiens à remercier l'ensemble des membres du jury d'avoir pris le temps de lire ce manuscrit, d'évaluer ces travaux de recherche et de vous être déplacés pour assister à la soutenance.

Merci à Frédéric Ducros et Maxime Perier-Muzet pour avoir participé à mon comité de suivi et pour vos nombreux conseils.

Je remercie le LCST pour son accueil et pour m'avoir permis de mener ce travail dans de très bonnes conditions. Merci à Stéphane Colasson pour ton humanité et ton accompagnement durant cette thèse en ta fonction de chef de laboratoire.

Je voudrais ensuite tout particulièrement remercier Lucas et Jérôme pour le temps passer seul, ou à mes côtés, sur la boucle expérimentale. Lucas, l'homme qui voit la vie en noir et blanc, et Jérôme, notre expert sport et politique, se fut un véritable plaisir de vous côtoyer. J'aimerais aussi remercier l'ensemble de l'équipe technique du LCST qui a toujours su prendre du temps pour m'aider sur le banc d'essais : Lulu, Olivier, Rémi, Alexis, Gilles et Franck.

Merci ensuite à Sirar et Benoit pour leur travail de stage. J'espère que ce stage aura été autant un plaisir pour vous qu'il en a été un pour moi. Je vous souhaite bonne chance pour vos thèses respectives.

Je voudrais maintenant remercier mes co-bureaux Adrien, Teddy et Alexis. Si ces 3 années se sont si bien déroulées c'est grandement grâce à vous. Je ne peux pas résumer ces 3 années de thèses juste en quelques exemples de moments passés avec vous, mais sachez qu'à part une ou deux défaites au tennis, c'était un véritable plaisir de vous côtoyer au quotidien. Vous êtes (au moins deux d'entre vous ...) des personnes formidables et je vous souhaite tout le meilleur pour les prochaines années.

*« Je remercie toute l'équipe des jeunes pour la bonne ambiance, c'est plus facile de se lever quand on sait que l'on va se marrer en arrivant au bureau »*<sup>1</sup>. Merci Robin, Titouan, Léa, William, Quentin, Jérémy, Tom, Igor, Amandine, Elie, Julien, Maïté, Antoinette, Carlotta, Awa, Mathilde et Louis. Vous savez à quel point je déteste les blancs pendant les pauses café mais avec vous il n'y en avait jamais. Un grand merci à tous !

J'aimerais aussi remercier les permanents du laboratoire pour ces moments partagés ensemble. Merci Pierre C., Arnaud, Fabrice, Franck P., Jérôme P., Sébastien, Pierre G., Benjamin, Pascal, Guillaume, Thian, Zoé, Bénédicte, ...

Merci à Nesrine et Joséphine pour le temps que vous m'avez accordé.

---

<sup>1</sup> Extrait de la thèse de Mr Robin Lioger-Arago. Je vous déconseille d'aller voir (ça parle d'ébullition en mini canaux ...).

Pour finir j'aimerais remercier mes amis, ma famille et ma Didine. J'ai vraiment de la chance de tous vous avoir !

Bon y'a plus qu'à trouver du travail maintenant ...

# Liste des publications

## ■ Articles de revues internationales

Lhermet, G.; Tauveron, N.; Caney, N.; Blondel, Q.; Morin, F. A Recent Advance on Partial Evaporating Organic Rankine Cycle: Experimental Results on an Axial Turbine. *Energies* **2022**, *15*, 7559. <https://doi.org/10.3390/en15207559>

Q. Blondel, N. Tauveron, G. Lhermet, N. Caney, Zeotropic mixtures study in plate heat exchangers and ORC systems, *Appl Therm Eng*, 219 (2023), p. 119418, 10.1016. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119418>

## ■ Conférences

*Poster conférence ESAT2021*; Guillaume Lhermet, Quentin Blondel, Nicolas Tauveron, Nadia Caney et Franck Morin, Experimental and numerical study of an organic Rankine cycle using Novec649, hfe7000, hfe7100 and mixtures as working fluids, 31<sup>e</sup> édition d'une série de rencontres autour de la thermodynamique appliquée, conférence en virtuelle, juillet 2021

*Article proceeding + poster SFT2022*; Guillaume Lhermet, Nicolas Tauveron, Nadia Caney et Franck Morin, Etude expérimentale et numérique d'un Cycle de Rankine à fluide Organique (ORC) appliqué aux Réacteurs à Eau Pressurisés (REP), 30<sup>ème</sup> congrès annuel de la Société Française de Thermique, Valenciennes, Juin 2022

*Article de proceeding + présentation orale HEFAT2022 (assurée par Tauveron N.)*; Tauveron N., Lhermet G. and Caney N., Experimental results of a partial evaporated organic Rankine cycle including a two-phase axial turbine, 16th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT2022), online conference, August 2022

*Article de proceeding + présentation orale ICAPP2023*; Guillaume Lhermet, Nicolas Tauveron, Nadia Caney et Franck Morin "Experimental results of an organic Rankine cycle (ORC) associated to a passive heat removal system for advanced Pressurized Water Reactors (PWR)", International Congress on Advances in Nuclear Power Plants (ICAPP), Corée du Sud, Avril 2023

*Article de proceeding + présentation orale conférence ORC2023 (assurée par Tauveron N.)*; Guillaume Lhermet, Nicolas Tauveron, Nadia Caney et Franck Morin "ORC technology used in a Heat Removal System for Advanced Nuclear Power Plants", 7<sup>th</sup> International Seminar on ORC Power Systems, Seville, Septembre 2023

## ■ Brevets

« Réacteur nucléaire à eau légère (REL), notamment à eau pressurisée (REP) ou à eau bouillante (REB), intégrant un système passif et autonome d'évacuation de la puissance résiduelle (EPUR) » - 2023 - EP4216233

« Réacteur nucléaire à eau légère (REL), notamment à eau pressurisée (REP) ou à eau bouillante (REB), à source froide au sol et intégrant un système autonome d'évacuation de la puissance résiduelle (EPUR) - 2023 - EP4216235

# Table des matières

Remerciements .....	3
Liste des publications .....	5
Liste des figures.....	10
Liste des tableaux .....	14
Nomenclature .....	15
Introduction .....	19
Chapitre 1 - Contexte nucléaire.....	21
1.1 Contexte général .....	21
1.2 Réacteur à eau légère .....	21
1.3 L'accident de Fukushima Daiichi (Mars 2011) .....	23
1.3.1 Systèmes de refroidissements du réacteur 1 .....	24
1.3.2 Déroulement de l'accident : perspective du réacteur numéro 1 .....	25
1.4 Les systèmes passifs .....	26
1.4.1 General.....	26
1.4.2 Les technologies de systèmes passifs dédiés à l'évacuation de puissance thermique....	27
1.4.2.1 Systèmes passifs de refroidissement du cœur (vapeur - liquide) .....	27
1.4.2.2 Systèmes passifs de refroidissement du cœur (vapeur – vapeur).....	29
1.4.2.3 Dépressurisation d'enceinte .....	29
1.5 Cas d'étude.....	31
Chapitre 2 – Les cycles de Rankine à fluide organique .....	35
2.1 Fonctionnement d'un cycle ORC.....	35
2.2 Les organes de l'ORC .....	36
2.2.1 Les échangeurs thermiques .....	36
2.2.1.1 Les échangeurs tubulaires .....	37
2.2.1.2 Les échangeurs à plaques .....	37
2.2.2 Les détendeurs .....	38
2.2.2.1 Les détendeurs volumétriques.....	38
2.2.2.2 Les turbomachines .....	41
2.3 Les ORC dans le monde .....	44
2.4 Fluide de travail .....	46
2.4.1 Les fluides de travail.....	46
2.4.2 Choix du fluide de travail.....	47
2.5 Le couplage ORC et systèmes passifs.....	49
2.5.1 Refroidissement du cœur d'un réacteur nucléaire à l'aide d'un ORC .....	49
2.5.2 Refroidissement d'une piscine combustible à l'aide d'un ORC .....	50

2.5.3 Refroidissement d'une piscine combustible à l'aide d'un ORC .....	51
2.5.4 Refroidissement des réacteurs calogène de type réacteur piscine et des SMR .....	52
2.5.4.1 Réacteurs Calogènes .....	52
2.5.4.2 Réacteurs SMR .....	54
2.6 Fiabilité des ORC .....	55
2.6.1 Variation température source froide .....	55
2.6.2 Encrassement des échangeurs .....	56
2.6.3 Fluide de travail en état diphasique en entrée de turbine .....	58
2.6.4 Charge en fluide de travail .....	58
2.7 Démarche scientifique .....	59
Chapitre 3 - Banc d'essais .....	61
3.1 Banc d'essais composants ORC : AMORCE_1 .....	61
3.1.1 Présentation du banc d'essais AMORCE_1 .....	61
3.1.2 Historique .....	63
3.1.3 Les fluides de travail .....	63
3.1.4 Paramètre expérimentaux .....	65
3.1.5 Instrumentation .....	66
3.2 Comportement de la piscine condenseur .....	66
3.2.1 Etude bibliographique .....	66
3.2.2 Etude CFD .....	70
3.2.2.1 Cuve de taille réduite .....	70
3.2.2.2 Cuve de taille expérimentale .....	73
3.3 Banc d'essais intégral : AMORCE_2 .....	75
3.3.1 La cuve d'AMORCE_2 .....	75
3.3.2 L'évaporateur immergé d'AMORCE_2 .....	77
3.3.2.1 Architecture .....	77
3.3.2.2 Instrumentation .....	78
3.3.3 Le circuit source chaude évaporateur à plaques .....	79
3.3.4 Paramètres expérimentaux .....	80
3.3.5 Instrumentation .....	81
3.3.6 Propagation d'incertitude .....	82
Chapitre 4 - Modèle ORC .....	83
4.1 Modèle condenseur .....	83
4.1.1 Hypothèses générales .....	83
4.1.2 Coefficient d'échange .....	86
4.1.2.1 Coefficient d'échange monophasique .....	86

4.1.2.2 Coefficient d'échange diphasique .....	87
4.2 Modèle évaporateur immergé .....	89
4.2.1 Coefficient d'échange .....	91
4.2.1.1 Coefficient d'échange monophasique en convection naturelle.....	91
4.2.1.2 Coefficient d'échange monophasique en convection forcée.....	94
4.2.1.3 Coefficient d'échange diphasique en convection forcée.....	95
4.2.2 Synthèse modèle évaporateur immergé .....	100
4.3 Modèle turbine .....	103
4.3.1 Fonctionnement général.....	103
4.3.2 Rendement isentropique.....	104
4.3.3 Calcul du débit à la turbine .....	106
4.3.4 Fluide diphasique en entrée de turbine .....	107
Chapitre 5 - Résultats .....	110
5.1 Fonctionnement nominal .....	110
5.2 Turbine.....	112
5.2.1 Résultats expérimentaux .....	112
5.2.2 Modèle turbine .....	117
5.3 Condenseur .....	122
5.3.1 Résultats expérimentaux .....	122
5.3.2 Modèle condenseur .....	129
5.4 Evaporateur immergé.....	131
5.4.1 Résultats expérimentaux .....	131
5.4.2 Modèle évaporateur immergé .....	136
5.5 Système complet : effet de la charge .....	142
5.6 Conclusion partielle .....	148
Chapitre 6 - Etude du système à l'échelle réelle .....	150
6.1 Le système à échelle réelle.....	150
6.2 Mise à l'échelle composant.....	152
6.2.1 Turbine.....	152
6.2.2 Echangeurs de chaleur .....	154
6.2.2.1 Evaporateur.....	155
6.2.2.2 Condenseur .....	156
6.2.3 Système complet .....	157
6.2.3.1 Etude des conditions off-designs .....	157
6.2.3.2 Etude paramétrique du fluide de travail.....	159
6.3 Fonctionnement avec évaporateur déporté .....	160

6.4 Utilisation et valorisation des travaux de recherche dans d'autres contextes .....	163
6.4.1 Piscine de refroidissement de combustibles nucléaires usagés .....	163
6.4.2 Piscine refroidissement au sol.....	164
Conclusion.....	166
Perspectives .....	168
Références .....	171
Annexes A – Etalonnage des capteurs de pression.....	181
Annexes B – Etalonnage des débitmètres .....	182
Annexes C – Etalonnage des thermocouples.....	189
Annexes D – Coefficients polytropiques du HFE7100 et du Novec649 <sup>TM</sup> .....	190
Annexes E – Tailles standards de tubes .....	191
Résumé .....	192
Abstract .....	193

## Liste des figures

Figure 1 : Machine à vapeur de Newcomen – 1712 [4].....	19
Figure 2 : Schéma simplifié du bâtiment réacteur d'un REP (inspiré de « World Nuclear association : Nuclear Power Reactors ») [8] .....	22
Figure 3 : Schéma simplifié du bâtiment réacteur d'un REB (inspiré de « World Nuclear association : Nuclear Power Reactors ») [8] .....	22
Figure 4 : Puissance résiduelle en fonction du temps depuis l'arrêt du réacteur sur une période de 3 jours.....	23
Figure 5 : Réacteurs nucléaires japonais à proximités de la zone du séisme [16] .....	24
Figure 6 : Schéma simplifié du bâtiment réacteur d'un REB intégrant un IC .....	25
Figure 7 : Système passif de refroidissement du réacteur HPR1000 [23] .....	28
Figure 8 : Système passif de refroidissement du réacteur VVER AES 2006 [22].....	28
Figure 9 : SMR NuScale [24] .....	28
Figure 10 : AP1000 [26] .....	29
Figure 11 : Passive containment colling system (PCCS) du réacteur AP1000 [27] .....	30
Figure 12 : Simplification des phénomènes physiques de dépressurization d'enceinte pour le réacteur AP1000 [28] .....	30
Figure 13 : Systèmes passifs du réacteur HPR1000 [20].....	31
Figure 14 : Schéma simplifié d'un REP couplé à un condenseur de sûreté.....	32
Figure 15 : Déroulement de l'accident Fukushima Daichii suivant la Nuclear Regulation Authority (NRA)[30] .....	32
Figure 16 : Schéma de principe du couplage entre un SACO et un ORC .....	33
Figure 17 : Diagramme T-s d'un cycle ORC utilisant le Novec649 <sup>TM</sup> comme fluide caloporteur (a) principe de fonctionnement d'un ORC (b) [31].....	35
Figure 18 : Carte des machines de conversion d'énergie selon la température de la source chaude et le puissance électrique produite [32], [33] .....	36
Figure 19 : Classification des échangeurs thermiques (à surface) en fonction de la technologie de fabrication [38].....	37
Figure 20 : Carte de répartition des organes de détente de cycles ORC expérimentaux de la littérature selon leur rendement électrique global et leur puissance électrique produite [33].....	38
Figure 21 : Carte de répartition des organes de détente de cycles ORC expérimentaux de la littérature selon leur vitesse de rotation et leur puissance électrique produite [39] .....	38
Figure 22 : Suivie du fluide dans un détendeur scroll [45] .....	39
Figure 23 : Principe de fonctionnement d'un détendeur à double vis [46].....	40
Figure 24 : Etapes de fonctionnement d'un détendeur à piston [47] .....	40
Figure 25 : Etape de fonctionnement d'un détendeur à palettes [40] .....	41
Figure 26 : Carte de répartition des turbomachines de cycles ORC expérimentaux de la littérature selon leur vitesse de rotation et leur puissance électrique produite [51] .....	42
Figure 27 : Radiale inflow turbine (RIT) [52] .....	43
Figure 28 : Radial outflow turbine (ROT) [52].....	43
Figure 29 : Vitesse de rotation des turbines axiales en fonction de leur diamètre pour différentes applications [53].....	43
Figure 30 : Evolution du marché des ORC (extrait de Wieland et al., 2021) .....	44
Figure 31 : Répartition des ORC dans le monde selon leur application (extrait de Wieland et al., 2021).....	45
Figure 32 : Nombre de publications contenant le mot ORC .....	45
Figure 33 : Date d'interdiction des fluides de travail selon le type de fluide .....	46

Figure 34 : Les neuf limites planétaires [65] .....	47
Figure 35 : Rendement exergetique en fonction de la pression critique pour différents fluides de travail [70] .....	48
Figure 36 : Fluides isentropique, humide et sec [69] .....	48
Figure 37 : Retrait chaleur résiduelle utilisant un ORC [74] .....	50
Figure 38 : Schéma de principe du refroidissement d'une piscine combustible [75] .....	51
Figure 39 : Schéma de principe d'un circuit de recirculation d'eau autonome pour piscine de refroidissement combustible [76] .....	52
Figure 40 : Schéma de principe d'un refroidissement passif d'une piscine réacteur basse température [78] .....	53
Figure 41 : Banc d'essais expérimental d'un système de refroidissement d'une piscine de réacteur calogène [79] .....	54
Figure 42 : Couplage entre le SACO piscine d'un SMR et une boucle de refroidissement passive [80] .....	55
Figure 43 : Température d'évaporation et de condensation, puissance électrique et rendement électrique pour deux localisation de fonctionnement du même ORC .....	56
Figure 44 : Schéma simplifié encrassement d'une paroi plane .....	57
Figure 45 : Erosion des pales d'une turbine [87] .....	58
Figure 46 : Schéma de l'érosion d'une surface à partir d'impact de gouttes liquides [87] .....	58
Figure 47 : Variation de la charge optimale de fluide en fonction de divers paramètres de l'ORC [89] .....	59
Figure 48: PID installation AMORCE_1 .....	61
Figure 49 : Photo du banc expérimental AMORCE_1 .....	61
Figure 50 : Photo et schéma de l'installation expérimental AMORCE présente au CEA (2019) [47] .....	63
Figure 51 : Diagramme T-s du Novec649 <sup>TM</sup> et du HFE7100 .....	64
Figure 52 : (a) Profil de température de la cuve suivant l'axe des x (x = 0 plaque chaude ; x = L plaque froide) ; (b) Profil des vitesses verticales suivant x et y [101] .....	67
Figure 53 : Mesure des vitesses de la cellule convective pour une cuve d'eau en ébullition d'une hauteur de 400 mm [103] .....	68
Figure 54 : Comparaison entre les profils de vitesses obtenues par Kim et al (2014) (a) et les résultats de simulation CFD obtenues par Graževičius et al (2020) (b) .....	70
Figure 55 : Visuel sur les bulles de vapeurs au travers de la fraction de vide (stage Sirar Chakaroun (2022) – Ecole ENSE3) .....	71
Figure 56 : Comparaison entre les profils de vitesses obtenues par Kim et al (2014) (a) et les résultats de simulation CFD obtenues par Graževičius et al (2020) (b) et notre simulation CFD (c) .....	72
Figure 57 : Taux de vide - Echelle expérimentale .....	73
Figure 58 : Vitesse dans la cuve - Echelle expérimentale .....	74
Figure 59 : PID AMORCE_2 .....	75
Figure 60 : Cuve AMORCE_2 .....	76
Figure 61 : Intérieur de la cuve AMORCE_2 .....	77
Figure 62 : Photo de l'injecteur double plaque de l'évaporateur immergé .....	78
Figure 63 : Instrumentation de l'évaporateur immergé .....	79
Figure 64 : Circuit d'eau cuve - évaporateurs à plaques .....	79
Figure 65 : Configuration évaporateur déporté .....	80
Figure 66 : Zones de modélisation du condenseur .....	84
Figure 67 : Discrétisation de l'étape de condensation selon le titre vapeur du fluide de travail .....	85
Figure 68 : Géométrie des plaques corruguées [109] .....	87
Figure 69 : Dépendance en maillage de l'étape de condensation .....	89

Figure 70 : Découpage de l'évaporateur immergé.....	90
Figure 71 : Schéma simplifié du fonctionnement d'une turbine axiale.....	103
Figure 72 : Modélisation CFD de l'évolution du nombre de Mach au sein d'une turbine axiale [48]	104
.....	104
Figure 73 : Cartographie de Baljé [156] .....	105
Figure 74 : Diagramme T-s d'un cycle PEORC [158] .....	108
Figure 75 : Diagramme T-s d'un cycle QLC (n-pentane) [159] .....	108
Figure 76 : Diagramme T-s d'un cycle QLC (MM) [159].....	108
Figure 77 : Evolution du titre vapeur et du nombre de mach dans le stator d'une turbine axial [160]	109
.....	109
Figure 78 : Carte du rendement exergetique en fonction de la puissance produite à l'ORC [33].	111
Figure 79 : Diagramme T-s cycle ORC Novvec649 <sup>TM</sup> .....	111
Figure 80 : Variation du titre vapeur calculé à l'évaporateur en fonction du débit fluide de travail et incertitude associée.....	113
Figure 81 : Débit théorique calculé à la turbine en fonction du débit expérimental mesuré .....	114
Figure 82 : Comparaison des méthodes de détermination du titre vapeur .....	115
Figure 83 : Puissance électrique produite à la turbine en fonction du débit fluide de travail (monophasique-diphasique) .....	115
Figure 84 : Pression haute en fonction du débit fluide de travail.....	116
Figure 85 : Rendement turbo-génératrice en fonction du débit fluide de travail .....	117
Figure 86 : Rendement « théorique » de la turbo-génératrice en fonction du rendement expérimental de la turbo-génératrice (essais monophasiques) .....	119
Figure 87 : Rendement théorique turbo-génératrice en fonction du rendement expérimental de la turbo-génératrice (essais monophasique et diphasique) .....	121
Figure 88 : Variation de la puissance électrique produite en fonction de la température source froide .....	122
.....	122
Figure 89 : Variation de la pression basse du cycle PEORC en fonction de la température de source froide .....	123
.....	123
Figure 90 : Variation du débit fluide de travail en fonction de la température de source froide ..	123
Figure 91 : Quantité de chaleur lors du sous-refroidissement du fluide de travail en sortie de condenseur en fonction de la température de source froide .....	124
Figure 92 : Rendement global de l'ORC en fonction de la température de source froide.....	124
Figure 93 : Rendement exergetique en fonction de la température de source froide.....	125
Figure 94 : Rendement turbo-génératrice en fonction de la température de la source froide .....	126
Figure 95 : Rendement exergetique en fonction de la température de source froide - comparaison AMORCE en HFE7100 et Liu et al. (2023).....	127
Figure 96 : Rapport de puissance entre la production maximale produite et la puissance produite à la température de source froide donnée - comparaison AMORCE en HFE7100 et Liu et al. (2023).	128
Figure 97 : Rendement ORC en fonction de la température de source froide (Novvec649 <sup>TM</sup> et HFE7100).....	129
Figure 98 : Rendement Carnot en fonction de la température de source froide (NOVEC649 <sup>TM</sup> et HFE7100).....	129
Figure 99 : Rendement exergetique en fonction de la température de source froide (Novvec649 <sup>TM</sup> et HFE7100).....	129
Figure 100 : Puissance au condenseur modélisée en fonction de la puissance condenseur mesurée .....	130
.....	130
Figure 101 : Température modélisée en sortie de condenseur en fonction de la température mesurée en sortie de condenseur .....	130
Figure 102 : Puissance électrique produite en fonction de la puissance des cannes chauffantes..	132

Figure 103 : Ecart de température entre le haute et le bas de l'évaporateur immergé en fonction de la puissance de chauffe.....	133
Figure 104 : Delta de température en fonction du rapport de puissance entre l'élément chauffant et la puissance de chauffe.....	134
Figure 105 : Variation de la puissance thermique échangé en fonction de la puissance des cannes chauffantes.....	135
Figure 106 : Coefficient d'échange thermique entre l'eau et la paroi des tubes en fonction de la puissance des cannes chauffantes.....	136
Figure 107 : Incertitude de mesure sur le coefficient d'échange de l'eau en fonction de la différence de température entre l'eau et la paroi.....	137
Figure 108 : Coefficient d'échange théorique en fonction du coefficient d'échange expérimental (Warrier et al. (2002)) .....	140
Figure 109 : Coefficient d'échange théorique en fonction du coefficient d'échange expérimental (Warrier et al. (2002) - modifié).....	141
Figure 110 : Puissance évaporateur modèle théorique en fonction des résultats expérimentaux .	141
Figure 111: Comparaison entre le titre vapeur théorique en sortie d'évaporateur et le température réelle (PEORC – HFE7100).....	142
Figure 112 : Comparaison entre la température vapeur théorique en sortie d'évaporateur et le température réelle (ORC - NOVEC649 <sup>TM</sup> ) .....	142
Figure 113 : Production électrique en fonction de la charge de fluide de travail .....	143
Figure 114 : Variation du taux de pression en fonction de la charge en fluide de travail.....	144
Figure 115 : Variation du rendement électrique de l'ORC en fonction du taux de pression.....	144
Figure 116 : Variation de la pression haute en fonction de la charge .....	145
Figure 117 : Variation de la pression basse en fonction de la charge .....	145
Figure 118 : Variation du débit de fluide de travail en fonction de la charge.....	146
Figure 119 : Puissance thermique échangée à l'évaporateur en fonction de la charge.....	147
Figure 120 : Puissance thermique échangé au condenseur en fonction de la charge.....	147
Figure 121 : Point de design de la turbine sur la cartographie de Baljé [156].....	152
Figure 122 : Second point de design de la turbine sur la cartographie de Baljé [156] .....	153
Figure 123 : Impact de la variation de puissance résiduelle sur la longueur de l'évaporateur .....	156
Figure 124 : Pompe à vis excentrée du banc d'essais AMORCE_2 .....	161
Figure 125 : Brevet architecture ORC au sol.....	165
Figure 126 : Polynôme d'acquisition du capteur haute pression .....	181
Figure 127 : Polynôme d'acquisition du capteur basse pression .....	181
Figure 128 : Coefficients polytropiques du fluide de travail HFE7100.....	190
Figure 129 : Coefficients polytropiques du fluide de travail Novec649 <sup>TM</sup> .....	190

## Liste des tableaux

Tableau 1 : Répartition des différents réacteurs dans le monde (inspiré de « World Nuclear association : Nuclear Power Reactors ») [8] .....	21
Tableau 2 : Caractéristique des échangeurs .....	62
Tableau 3 : Propriétés physico-chimiques du Novec649 <sup>TM</sup> et du HFE7100.....	65
Tableau 4: Paramètres expérimentaux étudiés.....	65
Tableau 5 : Caractéristique des éléments de mesures .....	66
Tableau 6 : Qualité du maillage .....	70
Tableau 7 : Schémas de résolutions .....	71
Tableau 8 : Maillage cuve expérimentale .....	73
Tableau 9 : Dimension de l'évaporateur immergé.....	78
Tableau 10: Paramètres expérimentaux étudiés sur AMORCE_2.....	81
Tableau 11 : Caractéristiques des organes de mesure sur AMORCE_2.....	81
Tableau 12 : Constantes d'échanges thermiques monophasiques en évaporateur à plaques corrugués [110] .....	87
Tableau 13 : Corrélation évaporateur immergé .....	101
Tableau 14 : Fonctionnement nominal ORC en Novec649 <sup>TM</sup> .....	110
Tableau 15 : Nombre d'essais par fluide de travail .....	118
Tableau 16 : Comparaison rendement littérature et modèle .....	120
Tableau 17 : Coefficient d'échange du modèle condenseur en Novec649 et en HFE7100.....	131
Tableau 18 : Valeurs du coefficient d'échange de convection naturelle en eau pour l'évaporateur immergé.....	138
Tableau 19 : Rapport entre le coefficient d'échange théorique et le coefficient d'échange expérimental .....	139
Tableau 20 : Temporalité de démarrage de l'ORC .....	151
Tableau 21 : Dimension de l'évaporateur immergé pour 4 types de tubes différents.....	155
Tableau 22 : Dimensionnement du condenseur à plaques .....	156
Tableau 23 : Eléments de comparaison mise à l'échelle ORC en conditions off-design.....	157
Tableau 24 : Fonctionnement de l'ORC en évaporation partielle selon un design fixe.....	158
Tableau 25 : Etude paramétrique des fluides de travail .....	159
Tableau 26 : Point expérimental en fonctionnement évaporateur à plaques.....	161
Tableau 27 : Comparaison ORC en fonctionnement évaporateur immergé et ORC en fonctionnement évaporateur à plaques .....	162
Tableau 28 : Dimensionnement ORC pour piscine combustible.....	164
Tableau 29 : Tableau des pressions maximum en bar pour des tubes en acier inoxydables – 316 L (Entreprise INOXTUBE) .....	191

# Nomenclature

## Symboles

$A$	[m <sup>2</sup> ]	Section de passage
$A^*$	[m <sup>2</sup> ]	Section de passage critique inter-aubes
$Bo$	[-]	Nombre d'ébullition
$c$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Vitesse du son
$Co$	[-]	Nombre de convection
$Cp$	[J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	Chaleur spécifique massique
$d$	[s]	Durée de fonctionnement du cœur
$D_h$	[m]	Diamètre hydraulique
$D_s$	[-]	Diamètre spécifique
$e$	[m]	Epaisseur
$F$	[-]	Facteur d'accroissement
$Fr$	[-]	Nombre de Froude
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Constante d'accélération gravitationnelle
$\dot{G}$	[kg.s <sup>-1</sup> .m <sup>-2</sup> ]	Débit massique surfacique
$Gr$	[-]	Nombre de Grashoff
$h$	[W.kg <sup>-1</sup> ]	Enthalpie
$\dot{m}$	[kg.s <sup>-1</sup> ]	Débit massique
$M$	[kg.mol <sup>-1</sup> ]	Masse molaire
$Ns$	[-]	Vitesse spécifique
$i$	[W.kg <sup>-1</sup> ]	Enthalpie de changement de phase
$k$	[-]	Coefficient de Baumann
$L$	[m]	Longueur
$Ma$	[-]	Nombre de Mach
$Nu$	[-]	Nombre de Nusselt
$P_0$	[W]	Puissance nominale thermique
$P_{résiduelle}$	[W]	Puissance résiduelle
$\dot{q}$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	Débit volumique
$\dot{Q}$	[W]	Puissance thermique
$q''$	[W.m <sup>-2</sup> ]	Puissance surfacique
$Per$	[m]	Périmètre
$Pr$	[-]	Nombre de Prandtl
$R$	[m <sup>2</sup> .K.W <sup>-1</sup> ]	Résistance thermique
$Ra$	[-]	Nombre de Rayleigh
$\overline{Ra}$	[-]	Nombre de Rayleigh modifié
$Re$	[-]	Nombre de Reynolds
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Surface
	[-]	Facteur de suppression des sites de nucléation
$SP$	[-]	Paramètre de taille
$T$	[°K]	Température

$t$	[s]	Temps depuis l'arrêt du cœur
$U$	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]	Coefficient d'échange global
$V_r$	[-]	Rapport volumique
$We$	[-]	Nombre de Weber
$x$	[-]	Titre vapeur
$X_{tt}$	[-]	Coefficient de Lockhart–Martinelli
$Y$	[-]	Fraction de masse moyenne

### Symboles grecs

$\alpha$	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]	Coefficient d'échange thermique
$\beta$	[K <sup>-1</sup> ]	Coefficient de dilatabilité volumique
$\Delta T$	[°K]	Différence de température
$\eta$	[-]	Rendement
$\gamma$	[-]	Coefficient polytropique
$\lambda$	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	Conductivité thermique
$\mu$	[Pa.s]	Viscosité Dynamique
$\psi$	[-]	Facteur d'accroissement
$\pi$	[-]	Taux de pression
$\rho$	[kg.m <sup>-3</sup> ]	Densité
$\sigma$	[N.m <sup>-1</sup> ]	Tension superficielle

### Indices

0	Etat total (ou état de stagnation)
c	Chaud
cl	Chaleur latente
cond	Condenseur
conv	Convection
crit	Critique
cs	Chaleur sensible
cv	Ebullition convective
diph	Diphasique
elec	Electrique
eq	Equivalent
evap	Evaporateur
ex	Exergétique
exp	Expérimentale
ext	Extérieur
ft	Fluide de travail
H	Haute
in	Entrée
int	Intérieur
is	Isentropique
l	Liquide

lo	Liquid only
lv	Liquide vapeur
meca	Mécanique
mono	Monophasique
nb	Ebullition nucléée
out	Sortie
p	Paroi
sc	Source chaude
sf	Source froide
turb	Turbine
vap	Vapeur

### Abréviations

ASG	Alimentation de secours des générateurs de vapeur
AT	Axial turbine
BP	Basse pression
CFC	Chlorofluorocarbures
CFD	Computational fluid dynamics
DTLM	Différence de Température Moyenne Logarithmique
EES	Engineering equation solveur
EPR	Réacteur à eau pressurisé européen
GV	Générateur de vapeur
GWP	Potentiel de réchauffement climatique
HC	Hydrocarbures
HCFC	Hydrochlorofluorocarbures
HFC	Hydrofluorocarbures
HFE	Hydrofluoroethers
HFO	Hydrofluoroléfine
HP	Haute pression
HPCI	High pressure coolant injection
IC	Isolation condenser
IAEA	Agence internationale de l'énergie atomique
IRWST	In-containment refuelling water storage tank
ODP	Potentiel de destruction de la couche d'ozone
ORC	Cycle de Rankine à fluide organique
PCCS	Passive containment colling systeme
PEORC	Cycle de Rankine à fluide organique à évaporation partielle
RCIC	Reactor Core Isolation Cooling
PFC	Perfluorocarbons
REB	Réacteur à eau bouillante
REL	Réacteur à eau légère
REP	Réacteur à eau pressurisée
RIT	Radial inflow turbine

ROT	Radial outflow turbine
SACO	Safety Condenseur
SBO	Station blackout
SMR	Small modular reactor
VOF	Volume of fluid

## Introduction

En 1712, Thomas Newcomen conçut et commercialisa une machine à vapeur, dont l'objectif était de pomper de l'eau accumulée au fond des mines de charbon et d'étain [1]. Cette machine est basée sur le moteur à vapeur de Denis Papin, ainsi que sur la machine à vapeur de Thomas Savery [2], [3]. Le rendement de la machine à vapeur de Newcomen était de 0,5 % pour une puissance produite d'environ 4 kW [4]. Le fonctionnement de la machine à vapeur de Newcomen repose sur le principe du balancier. Tout commence par la production de vapeur grâce à la combustion d'un combustible. Cette vapeur exerce une force de poussée sur un piston, lequel est attaché à l'extrémité d'une poutre. Cette poutre, articulée en son centre via une liaison pivot, est reliée à l'autre extrémité à un contrepoids. Ce contrepoids est connecté linéairement à une pompe qui fonctionne en effectuant un mouvement de traction. Ensuite, de l'eau est injectée dans la chambre du piston, ce qui a pour effet de condenser la vapeur déjà présente. Cette condensation entraîne une chute de pression, induisant ainsi le mouvement du piston en sens inverse. Ce mouvement alternatif se poursuit de manière continue, permettant ainsi de maintenir la pompe à eau en action, assurant ainsi le pompage et l'évacuation efficace de l'eau. Un schéma de l'installation est visible en Figure 1.

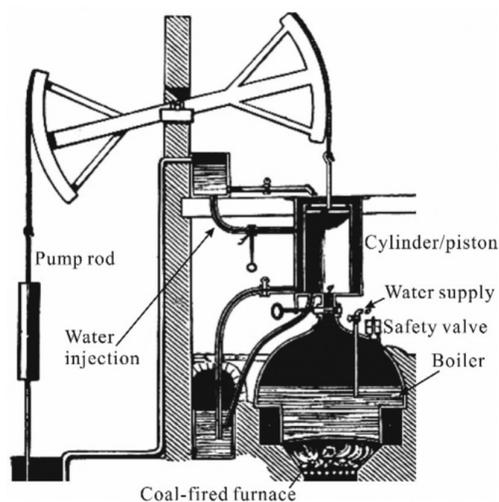


Figure 1 : Machine à vapeur de Newcomen – 1712 [4]

Cette machine à vapeur de Newcomen, considérée comme l'une des premières machines à vapeur utilisées à des fins pratiques, avait pour objectif principal de pomper de l'eau. À l'époque, contrairement aux contraintes d'efficacité actuelles, l'abondance de combustibles incitait les exploitants à ne pas se concentrer sur les rendements, mais uniquement sur le bon fonctionnement du système. En effet, l'extraction de charbon dépendait étroitement du bon fonctionnement de la machine à vapeur. Cette préoccupation peut être illustrée par les propos de Carnot : « *L'économie du combustible n'est qu'une des conditions à remplir par les machines à feu ; dans beaucoup de circonstances, elle n'est que secondaire, elle doit souvent céder le pas à la sûreté, à la solidité, à la durée de la machine, au peu de frais de son établissement, etc.* » [5]. Ainsi, un des points sur lequel Carnot met l'accent est la nécessité d'assurer le bon fonctionnement d'un système sans défaillance, c'est-à-dire sur la fiabilité d'un système. Cette problématique sera l'élément central de cette thèse.

Lors de l'arrêt de la réaction nucléaire au sein du cœur du réacteur, les produits de fission présents dans le cœur continuent de produire de la chaleur : il s'agit de la puissance résiduelle du cœur du

réacteur. Une solution pour évacuer cette puissance consiste à utiliser une grande quantité d'eau placée en hauteur, qui par convection naturelle, évacue cette chaleur résiduelle : on parle de condenseurs passifs de sûreté. On dispose ainsi de volumes d'eau très importants qui s'échauffent jusqu'à ébullition, pendant une durée relativement longue. L'idée motrice de cette thèse est d'utiliser une partie de l'énergie stockée dans ce volume d'eau bouillante pour servir de source chaude à un cycle thermodynamique au travers d'un échangeur de chaleur immergé. La puissance générée par le cycle sera utilisée pour alimenter de manière autonome une pompe, garantissant un remplissage continu des volumes d'eau en hauteur. Une solution possible pour exploiter cette chaleur est l'utilisation d'un cycle de Rankine à fluide organique (ORC), système mis en œuvre tant à l'échelle du laboratoire qu'à l'échelle industrielle depuis plusieurs dizaines d'années. Le contexte nucléaire de cette thèse oblige à une exigence de fiabilité et de robustesse de ce cycle ORC. Nous retombons sur une contrainte de fiabilité propre aux exigences de la machine de Newcomen : réussir à pomper de l'eau de la manière la plus fiable possible. Bien sûr, le changement d'époque ainsi que de technologie oblige à l'ajout de nouvelles problématiques. Ainsi, une première singularité de ce travail réside dans la nature de la source chaude et le fonctionnement en convection naturelle de l'évaporateur du cycle ORC (côté source chaude). Cette difficulté majeure s'ajoute aux contraintes habituellement demandées à ce type de cycle : maximisation de la performance énergétique, respect de l'environnement et minimisation de l'encombrement.

Afin de répondre à cette problématique scientifique, le présent manuscrit débutera par le chapitre 1, consacré à une étude bibliographique des condenseurs de sûreté. L'objectif de ce chapitre est de mettre en lumière les exigences de sûreté du secteur nucléaire et d'introduire les objectifs de fiabilité dans des situations diverses d'un couplage entre un condenseur de sûreté et un ORC.

Le chapitre 2 se centrera sur les ORC en expliquant leur fonctionnement, en examinant les technologies des composants existants et en présentant diverses configurations de couplage entre des réservoirs d'eau et des cycles thermodynamiques. De plus, ce chapitre examinera les situations hors nominales qui peuvent affecter les performances et l'intégrité des ORC.

Le chapitre 3 décrira l'installation ORC mise en place au laboratoire. Il débutera par un rappel sur la conception et l'exploitation du banc d'essais dont une partie pré-existait au démarrage de la thèse, fournissant ainsi un aperçu de la base de données du banc et des travaux réalisés. En outre, ce chapitre abordera une analyse CFD dont les résultats ont motivé une partie de l'instrumentation de la cuve. Enfin, il présentera le banc d'essais dans sa version évaporateur immergé ainsi que son instrumentation.

Le chapitre 4 se penchera sur les modèles mis en place sur le logiciel de thermodynamique EES pour l'évaporateur, le condenseur et la turbine. Il exposera les différentes hypothèses ayant conduit à la création de ces modèles basés sur des nombres adimensionnels en vue d'une mise à l'échelle.

Le chapitre 5 présentera les résultats des campagnes expérimentales, tant au point nominal que dans des situations hors nominales. L'objectif de ces résultats hors nominaux sera de quantifier leur impact sur les performances de l'ORC et d'identifier les conditions entraînant un arrêt de la production de puissance. De plus, ce chapitre comparera les résultats expérimentaux avec les modèles théoriques.

Enfin, le chapitre 6 abordera la mise à l'échelle du système en envisageant un dimensionnement de l'installation à taille réelle. Il se concentrera aussi sur le choix du fluide de travail et de l'architecture du couplage entre l'ORC et le condenseur de sûreté.

# Chapitre 1 - Contexte nucléaire

## 1.1 Contexte général

L'énergie nucléaire a commencé son développement dans les années 1940. Bien qu'originellement développée à des fins militaires, pendant la seconde guerre mondiale, l'objectif a évolué dans les années 1950, pour inclure le contrôle de la réaction en chaîne en vue de la production d'énergie, tant pour la propulsion nucléaire maritime que pour la production électrogène.

Actuellement, l'énergie nucléaire produit 10% de l'électricité mondiale, à partir de 440 centrales nucléaires répartie sur 32 pays [6], [7]. Il existe de nombreux types de réacteurs nucléaires. Les réacteurs les plus répandus sont les réacteurs à eau pressurisée (REP) et les réacteurs à eau bouillante (REB) (Tableau 1). Ces deux types de réacteurs appartiennent à la catégorie des réacteurs à eau légère (REL).

Tableau 1 : Répartition des différents réacteurs dans le monde (inspiré de « World Nuclear association : Nuclear Power Reactors ») [8]

Type de réacteur	Pays principaux	Nombre	Puissance (GWe)
Réacteur à eau pressurisée	USA, France, Japon, Russie, Chine, Corée du Sud	308	294,8
Réacteur à eau bouillante	USA, Japon, Suède	61	61,9
Réacteur à eau lourde pressurisée	Canada, Inde	47	24,3
réacteur de grande puissance à tubes de force	Russie	11	7,4
Réacteur avancé refroidi au gaz	Royaume Unie	8	4,7
Réacteur à neutrons rapides	Russie	2	1,4
Réacteur nucléaire à très haute température	Chine	1	0,2
Total		438	394,3

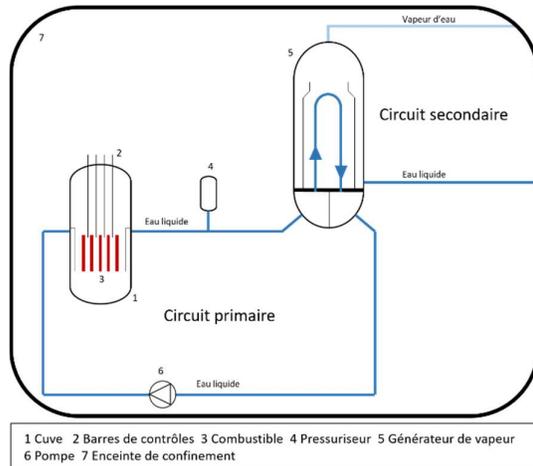
## 1.2 Réacteur à eau légère

Que ce soit pour les REP ou les REB, le principe de fonctionnement est identique : l'objectif est de transformer la chaleur issue d'une réaction nucléaire en énergie mécanique, puis en énergie électrique par divers procédés de transformation d'enthalpie. La différence entre ces deux types de réacteurs réside principalement dans le nombre de circuits.

Dans le cas des REP, la chaleur dégagée par les réactions de fission permet d'augmenter la température de l'eau circulant dans le cœur. Cette eau à haute pression (~ 155 bar) et haute température (~ 330 °C) est à l'état liquide sous saturé ; elle circule au sein du circuit primaire. Cette eau rentre ensuite dans un générateur de vapeur (GV), où son énergie thermique est transmise au circuit secondaire, utilisant lui aussi de l'eau comme fluide caloporteur. Cette eau, à une pression plus basse d'environ 70 bar, subit une transition de l'état liquide à l'état vapeur, puis est détendue à travers une turbine couplée à un alternateur.

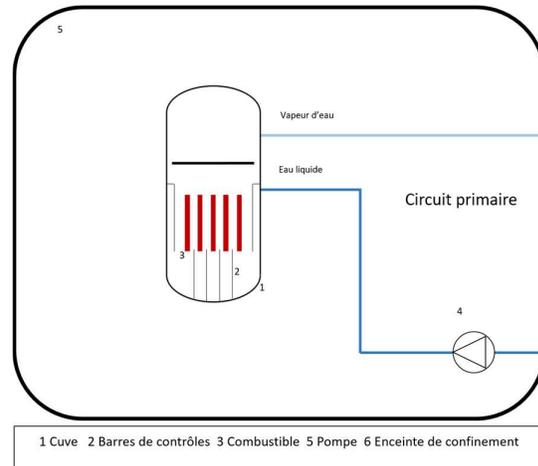
L'énergie de la détente est transformée en énergie mécanique puis en énergie électrique. Un schéma simplifié du bâtiment réacteur d'un REP est présenté en Figure 2.

Les REB fonctionnent de manière très similaire aux REP, à la différence notable que dans les REB, le cœur du réacteur et la turbogénératrice sont intégrés dans un même circuit, formant ainsi un cycle direct. La pression du circuit primaire est plus faible que pour un REP (~ 75 bar). L'eau du circuit primaire (~ 285 °C) est sous forme liquide en entrée du cœur et passe à l'état vapeur en sortie du cœur. Un schéma simplifié du bâtiment réacteur d'un REB est présenté en Figure 3.



1 Cuve 2 Barres de contrôles 3 Combustible 4 Pressuriseur 5 Générateur de vapeur 6 Pompe 7 Enceinte de confinement

Figure 2 : Schéma simplifié du bâtiment réacteur d'un REP (inspiré de « World Nuclear association : Nuclear Power Reactors ») [8]



1 Cuve 2 Barres de contrôles 3 Combustible 5 Pompe 6 Enceinte de confinement

Figure 3 : Schéma simplifié du bâtiment réacteur d'un REB (inspiré de « World Nuclear association : Nuclear Power Reactors ») [8]

Que ce soit pour un REB ou un REP, le contrôle du flux neutronique et donc l'arrêt du cœur de réacteurs, est provoqué par l'insertion des barres de commandes. Cependant, même une fois la réaction en chaîne arrêtée par insertion des barres de commandes, le cœur du réacteur continue de produire de la chaleur : on parle de puissance résiduelle [9].

Pour estimer la valeur de cette puissance résiduelle, différentes méthodes existent. La plus facile à implémenter consiste à se baser sur des lois statistiques pour décrire le taux de puissance résiduelle [10]. Cette méthode permet une précision de 60% des valeurs fournies avec des procédés plus complets [10].

Suivant cette méthode statistique, la puissance résiduelle dépend de la puissance nominale du cœur, de sa durée de fonctionnement ainsi que du temps écoulé depuis l'arrêt du cœur [11]. Plusieurs formules basées sur cette méthode existent [12]. On peut notamment citer la formule de Way and Wigner [13] (eq (1)) ou encore la formule de Shure and Dudziak [14] (eq (2)):

$$P_{residuelle} = 0,0622 \cdot P_0 \cdot [t^{-0.2} - (t + d)^{-0.2}] \quad (1)$$

$$P_{residuelle} = P_0 \cdot \left(\frac{A}{100}\right) \cdot [t^{-a} - (t + d)^{-a}] \quad (2)$$

Suivant

$$10^{-1} < t < 10 : A = 6,02 \text{ et } a = 0.0639$$

$$10 < t < 1,5 \cdot 10^2 : A = 7,66 \text{ et } a = 0,1807$$

$$1,5 \cdot 10^2 < t < 4 \cdot 10^6 : A = 13,01 \text{ et } a = 0,2834$$

Avec  $P_0$  la puissance nominale thermique du cœur de réacteur,  $d$  la durée de fonctionnement du réacteur et  $t$  le temps depuis l'arrêt du cœur.

Suivant ces équations, il est possible de tracer la puissance résiduelle pour un réacteur de nouvelle génération de type réacteur à eau pressurisé européen (EPR), d'une puissance thermique nominale d'environ 4500 MWth et ayant fonctionné sur une période de 1 an. On obtient la Figure 4 :

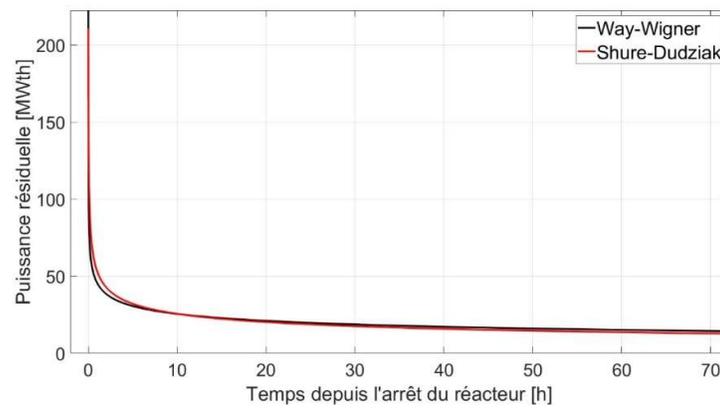


Figure 4 : Puissance résiduelle en fonction du temps depuis l'arrêt du réacteur sur une période de 3 jours

On remarque que pour les 2 formules, les résultats obtenus sur une gamme de 0 à 3 jours sont très proches. Il est important de noter que 2 heures après l'arrêt du réacteur, la puissance produite par le cœur du réacteur est de l'ordre de 1% de sa puissance nominale thermique. Au bout de 3 jours, cette puissance est toujours de l'ordre de 0,5 %.

Ainsi, pour éviter tout risque de surchauffe et donc de fusion du cœur du réacteur, il est primordial d'extraire la puissance thermique générée au sein du combustible, et de l'évacuer vers une source froide finale. Pour ce faire, il existe différents moyens basés sur des systèmes passifs ou actifs. Cependant, dans le cadre de cette thèse, la situation étudiée est une situation dites de station blackout (SBO). En d'autres termes, la centrale est totalement déconnectée de tout apport de puissance externe.

### 1.3 L'accident de Fukushima Daiichi (Mars 2011)

Le 11 Mars 2011, un séisme survient à proximité des côtes japonaises. Ce séisme est suivi d'un tsunami qui s'abat sur les côtes Nord-Est du Japon (Figure 5). En plus des dégâts humains et matériels extrêmement conséquents, ce tsunami dévaste le site de la centrale nucléaire de Fukushima Daiichi [15].



Figure 5 : Réacteurs nucléaires japonais à proximité de la zone du séisme [16]

Les réacteurs de la centrale de Fukushima sont des REB. Au moment de l'accident, sur les 6 réacteurs présents, seulement les réacteurs 1, 2 et 3 sont en fonctionnement. Nous nous concentrerons sur le réacteur numéro 1 de la centrale car il est le seul équipé d'un système passif de refroidissement du cœur.

Il est important de souligner que les réacteurs 2 et 3 étaient pourvus d'un système de refroidissement appelé RCIC (Reactor Core Isolation Cooling). Ce système repose sur le principe d'une turbopompe, laquelle extrait de l'eau provenant d'un réservoir tampon du condenseur, puis de la chambre de condensation. La turbopompe est maintenue en mouvement par la vapeur générée par la cuve du réacteur [15].

### 1.3.1 Systèmes de refroidissements du réacteur 1

Les REB de la centrale de Fukushima ont une enceinte de confinement proche du REB présenté en Figure 3. On peut cependant ajouter que, pour le réacteur 1 de Fukushima, l'enceinte du réacteur est de type Mark1 et est composée de deux éléments : la chambre sèche (drywell) qui abrite la cuve réacteur et la chambre de condensation (wetwell) qui contient de l'eau liquide [17].

Ces deux chambres sont reliées par plusieurs conduits. La chambre de condensation a comme mission de condenser la vapeur qu'elle reçoit en cas de montée en pression de la chambre sèche. On parle de piscine de suppression de pression [15].

En cas de situation accidentelle, des systèmes de refroidissements de secours permettent de retirer la puissance résiduelle du cœur. Ces systèmes peuvent être de types actifs ou passifs. Le réacteur 1 est connecté à deux systèmes de refroidissement de secours :

- Un système actif, le high pressure coolant injection system (HPCI). Il permet de pomper de l'eau par turbopompe. Ce système possède plusieurs vannes dont une vanne de régulation et une vanne d'arrêt.
- Un système passif : l'isolation condenser (IC). Ce système, de par sa passivité, ne nécessite le fonctionnement d'aucun matériel tournant. Le fonctionnement de l'IC est basé sur la convection naturelle : la vapeur du cœur du réacteur, chaude, monte naturellement jusqu'à l'échangeur immergé dans une réserve d'eau froide formant l'IC. La vapeur est ainsi condensée, et retourne par convection naturelle sous forme liquide dans le cœur du réacteur [15]. L'IC est composé de

deux voies de circulations pour des questions de diversification de moyen d'activation. Chaque voie possède deux jeux de vannes : pilotés en DC à l'extérieur de l'enceinte et en AC à l'intérieur. Ce choix est provoqué par la capacité des vannes AC à résister à la haute température et la haute pression. Il est important de noter que ce système est dimensionné pour permettre un refroidissement du cœur sur une période de 10 heures [17]. La Figure 6 reprend la Figure 3 en intégrant ce système de refroidissement.

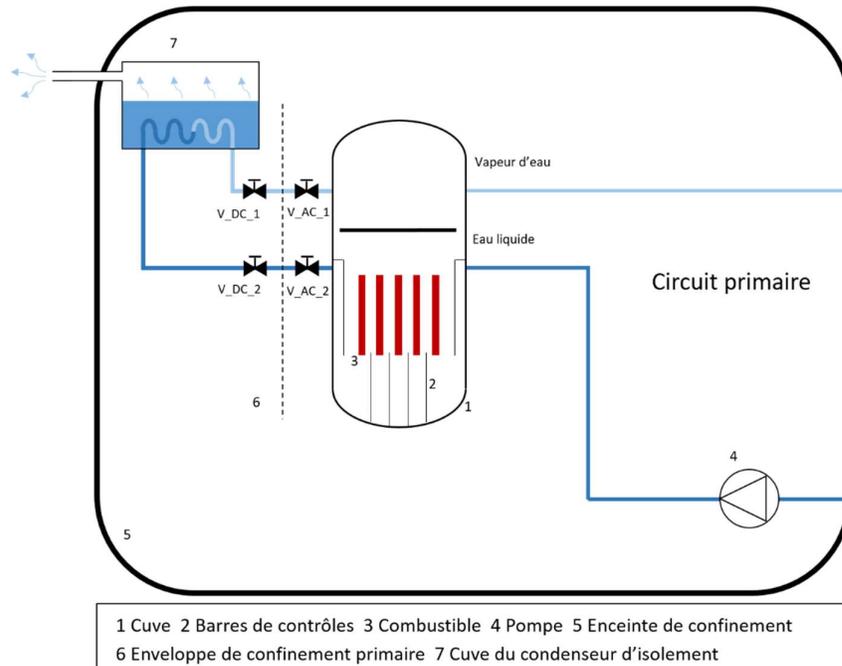


Figure 6 : Schéma simplifié du bâtiment réacteur d'un REB intégrant un IC

D'autres systèmes de sûreté basés sur des systèmes actifs existent, mais ne seront pas détaillés dans ce rapport. En effet, dans le cadre de cette thèse, c'est le système de refroidissement d'IC qui nous intéresse le plus.

### 1.3.2 Déroulement de l'accident : perspective du réacteur numéro 1

Le jour de l'accident, le réacteur 1 fonctionne à pleine puissance. Le séisme provoque l'arrêt du cœur, c'est-à-dire l'insertion des barres de contrôle dans le cœur. De plus, la centrale se retrouve coupée des alimentations électriques externes conduisant à l'isolation de la cuve du réacteur (fermeture des vannes turbine). L'augmentation de la pression dans le cœur provoque le démarrage de l'IC qui réduit immédiatement la pression suivant le pilotage des opérateurs. Les opérateurs pilotent manuellement l'IC afin de réguler la vitesse de refroidissement du cœur. Pour se faire, la première voie de ce système est fermée, tandis que la deuxième est fermée puis ré-ouverte à plusieurs reprises. L'état du cœur est pour l'instant sous contrôle.

Environ une heure après le séisme, un tsunami d'une hauteur supérieure aux digues de protection frappe la centrale. Cette vague provoque :

- L'endommagement des stations de pompages qui contiennent les pompes de refroidissement.

- Perte des groupes électrogènes de secours.

La perte de l'ensemble des alimentations électriques provoque l'indisponibilité des capteurs en salle de commande. Cette indisponibilité empêche les opérateurs de connaître l'état de refroidissement du cœur. Les complexités liées au pilotage des vannes de l'IC sans indicateurs de la salle des machines, ajouté à une méconnaissance des opérateurs des indicateurs visuels externes des IC (vapeur en sortie de bâtiment), provoque la perte de refroidissement du réacteur 1 [18]. Cette perte de refroidissement sur une durée de huit heures provoquera la fusion du cœur [15].

La suite des événements après les huit premières heures d'accident ne seront pas détaillées dans ce rapport.

L'étude de l'accident de Fukushima Daichii soulève un point de réflexions central pour la suite de la thèse. Un système passif peut assurer un rôle prépondérant face à ce type d'évènements extrêmes, à condition toutefois que les organes actifs de mise en route du système soient fiables, et qu'un minimum d'instrumentation et de contrôle soient encore opérationnels après un événement initiateur de toute sorte. Le maintien en fonctionnement de ce système passif n'aurait de toute façon pas permis de repousser significativement l'entrée en fusion du réacteur, du fait du dimensionnement initial de la source froide affiliée à l'IC (10 heures). Il aurait été nécessaire de prévoir un dispositif additionnel autonome ou du moins simple à mettre en place par des moyens externes sur site pour pouvoir remplir à nouveau le réservoir en source froide. C'est dans ce contexte de production électrique de secours en situation accidentelle que s'inscrit cette thèse.

## 1.4 Les systèmes passifs

### 1.4.1 General

L'IAEA définit les systèmes passifs selon quatre catégories [19]:

La Catégorie A correspond à un système ne possédant :

- Pas de signaux d'entrées « intelligent »
- Pas de source de puissance externe
- Pas de mouvements mécaniques
- Pas de mouvement de fluide

Des exemples de système passifs de catégorie A sont les barrières physiques du réacteur tel que les gaines ou encore l'enceinte de confinement. Un autre exemple fondamental de système passif de catégorie A pour un réacteur nucléaire concerne l'effet de contre réaction neutronique vis-à-vis d'un échauffement thermique, comme l'effet Doppler, ou l'effet de dilatation du modérateur.

La catégorie B repose sur la même structure que la catégorie A, la seule différence étant la possibilité d'avoir des mouvements de fluides. L'exemple typique concerne une boucle de circulation naturelle d'un fluide, transportant de la puissance thermique depuis une source chaude vers une source froide, sans éléments ou organes de fermeture.

La catégorie C reprend les mêmes critères de passivités que la catégorie B, mais avec des organes mécaniques sans apport d'énergie externe et notamment une énergie d'activation. On peut ainsi prendre l'exemple d'une soupape de dépressurisation, son activation se faisant par différence de pression entre deux zones et la détente d'un ressort mécanique.

Pour finir, la catégorie D correspond à des systèmes passifs pouvant utiliser un système intelligent pour initier le démarrage. Cette phase d'activation doit se faire par un système de contrôle alimenté par batterie. Les composants actifs doivent se limiter à des instrumentations et des vannes de contrôles pour

initier le système passif, avec donc un ordre et mouvement unique. Toute initiation manuelle est exclue. Dans cette catégorie rentrent les systèmes de refroidissement du cœur de réacteur basé sur la convection naturelle enclenché par un jeu de vanne piloté par batterie.

#### 1.4.2 Les technologies de systèmes passifs dédiés à l'évacuation de puissance thermique

Dans cette partie nous parlerons des systèmes passifs qui ont pour objectif de refroidir, ou de dépressuriser le circuit primaire d'un réacteur. Les systèmes passifs ayant pour objectif d'agir sur le contrôle de la réactivité ne seront pas abordés.

Les systèmes de refroidissement passifs du cœur sont, dans leur grande majorité, basés sur le principe de convection naturelle : la présence d'une source froide en hauteur vis-à-vis de la source chaude est donc nécessaire. Les différentes variantes sont liées à l'état de l'eau refroidie (liquide ou vapeur) ainsi qu'au type de source froide.

Dans une architecture de réacteur type REP, le refroidissement du cœur se fait par le circuit primaire (exclusivement liquide) ou par le circuit secondaire en utilisant le GV comme échangeur intermédiaire (vapeur - liquide). Dans cette seconde configuration, l'eau refroidie passant de l'état vapeur à l'état liquide, on parle de condenseur de sûreté (SACO). Dans le cas d'un REB, le refroidissement du cœur se fait exclusivement en vapeur.

##### 1.4.2.1 Systèmes passifs de refroidissement du cœur (vapeur - liquide)

Dans la configuration où le SACO est connecté au circuit secondaire, un jeu de vanne permet de passer d'un fonctionnement nominal, où l'ensemble de la vapeur générée dans les GV se dirige vers la turbine puis le condenseur, à un fonctionnement de repli destiné à alimenter les condenseurs de sûreté. Ce type de système passif rentre donc dans la catégorie D. Dans cette configuration la source froide peut être de l'eau, comme dans le cas des réacteurs chinois HPR1000 et CPR1000 [20], [21], ou de l'air comme dans le réacteur russe VVER AES 2006 [22]. Ces deux types de SACO sont présentés en Figure 7 et Figure 8. Dans le cas d'une source froide à eau, le point négatif réside dans l'autonomie de fonctionnement avant perte de source froide. Quant à la source froide en air, le point négatif réside dans les faibles performances d'échange conduisant à un dimensionnement extrêmement important des échangeurs et des conduites associées de tirage d'air.

Une étude réalisée sur le réacteur HPR1000 montre qu'un refroidissement sur une durée de 72h nécessite un volume d'eau de 2300 m<sup>3</sup> d'eau [23]. Pour le réacteur HPR1000, sa puissance nominale thermique est de l'ordre de 3050 MWth pour une puissance électrique nominale de 1090 MWe, soit du même ordre de puissance que les réacteurs de 2<sup>ème</sup> génération présents en France [20].

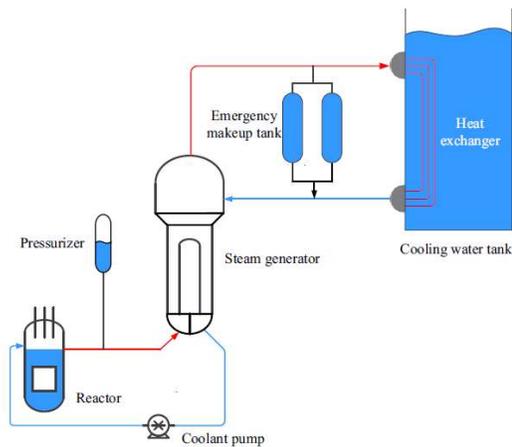


Figure 7 : Système passif de refroidissement du réacteur HPR1000 [23]

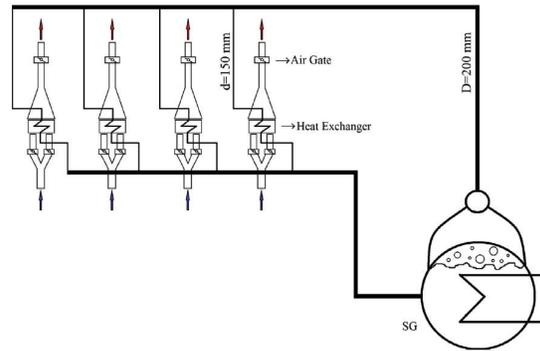


Figure 8 : Système passif de refroidissement du réacteur VVER AES 2006 [22]

On peut retrouver ce type de systèmes passifs dans des projets de small modular reactor (SMR) comme le réacteur américain VOYGR de la société NuScale. Dans ce design, présenté en Figure 9, le principe de refroidissement reste le même que celui présenté précédemment : en situation accidentelle, un jeu de vannes isole le circuit secondaire de la turbine et ouvre le circuit de refroidissement. Ce circuit de refroidissement, par convection naturelle, extrait la puissance thermique du primaire à travers le GV, et donc du cœur du réacteur du fait des performances de circulation naturelle du circuit primaire. Dans cette architecture de réacteur, la source froide finale enveloppe directement la cuve réacteur primaire, ainsi que la cuve de confinement. Un avantage de ce système d'immersion est qu'il évite la présence d'eau en hauteur qui pose des problèmes de génie civil.

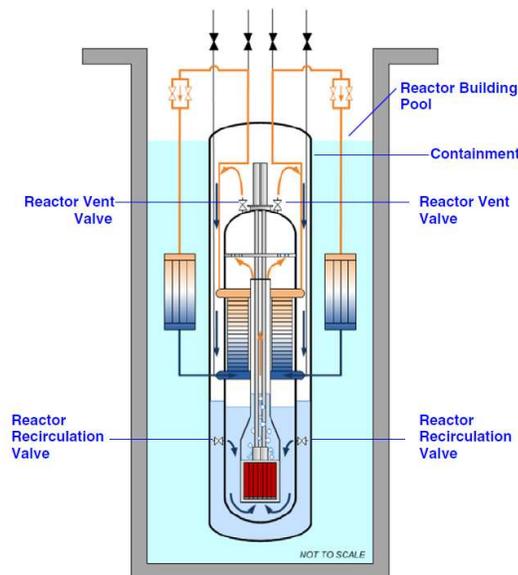


Figure 9 : SMR NuScale [24]

### 1.4.2.2 Systèmes passifs de refroidissement du cœur (vapeur – vapeur)

De la même manière que l'IC décrits dans la section 1.3.1 , les systèmes de sauvegarde passifs peuvent être connectés directement sur le circuit primaire comme dans le cas du réacteur américain AP1000 ou du réacteur chinois CAP1400 (inspiré de l'AP1000) [25], [26]. Dans cette architecture, la puissance résiduelle est évacuée du cœur vers une piscine dite in-containment refuelling water storage tank (IRWST). L'IRWST est placé dans l'enceinte de confinement. De la même manière que pour un SACO, l'activation du système passif nécessite l'activation et la fermeture d'un jeu de vannes. On retrouve sur un système passif de catégorie D. La Figure 10 montre le réacteur américain AP1000.

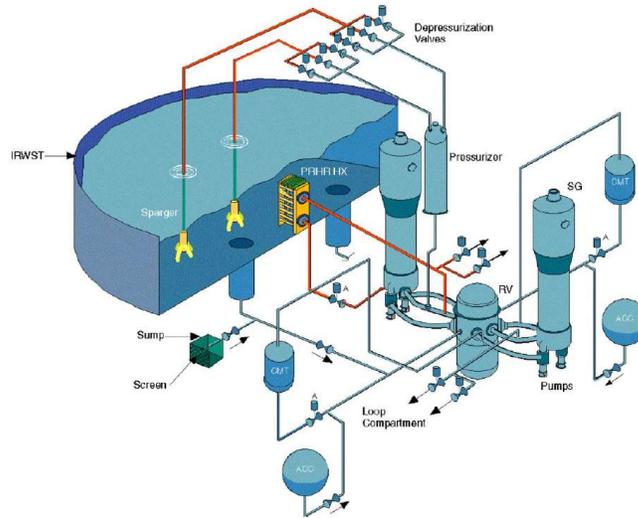


Figure 10 : AP1000 [26]

Dans le cas de l'AP1000, le refroidissement de la ligne primaire par l'IRWST oblige à la présence d'un grand volume d'eau à l'intérieur de l'enceinte réacteur. La taille de l'IRWST est de fait limitée par le coût de construction du bâtiment réacteur et des contraintes de tenue en pression de dimensionnement. Cette limite sur le volume de source froide impacte le temps de refroidissement. De plus, la vapeur formée par l'ébullition de l'eau de l'IRWST augmente la pression au sein de l'enceinte réacteur : il est donc nécessaire de réduire cette pression à l'aide d'un mode de refroidissement de l'enceinte métallique formant la troisième barrière de confinement du réacteur.

### 1.4.2.3 Dépressurisation d'enceinte

Dans le cas de l'AP1000, la dépressurisation de l'enceinte réacteur se fait au travers de deux moyens présentés en Figure 11. Le premier consiste en une dépressurisation d'enceinte par circulation d'air. L'air au contact de la paroi réacteur externe, capte la chaleur du bâtiment réacteur, chauffe et circule au travers d'une cheminée située au-dessus du bâtiment réacteur. Des entrées d'air présentent sur les côtés de l'enceinte assurent le tirage ascendant optimum pour l'échange thermique avec la paroi chaude métallique. Le refroidissement de la vapeur à l'intérieur de l'enceinte permet sa condensation. Les condensats sont ensuite réacheminés dans l'IRWST. L'activation de ce système ne demandant aucun mouvement mécanique, ou de signal extérieur, c'est un système passif

de catégorie B. Ce système ne permet cependant pas de retirer de grande quantité de calories de par le faible coefficient d'échange de l'air.

Ainsi, dans le cas de l'AP1000, ce système est couplé avec un second système basé sur l'injection en spray d'eau à l'extérieur de l'enceinte réacteur, et dédié à une meilleure extraction thermique et refroidissement de l'enceinte pendant les premières heures du transitoire accidentel. En effet, des volumes d'eau sont stockés en hauteur et permettent d'arroser la surface extérieure de l'enceinte. L'enceinte extérieure du bâtiment réacteur est ainsi recouverte d'un film d'eau qui améliore significativement les performances de refroidissement de l'enceinte métallique, grâce à l'évaporation du film liquide ruisselant. Ce système se déclenche par un jeu de vannes, ce qui en fait un système passif de catégorie D.

Les phénomènes physiques opérants avec ces systèmes de dépressurisation d'enceinte sont décrits en Figure 11.

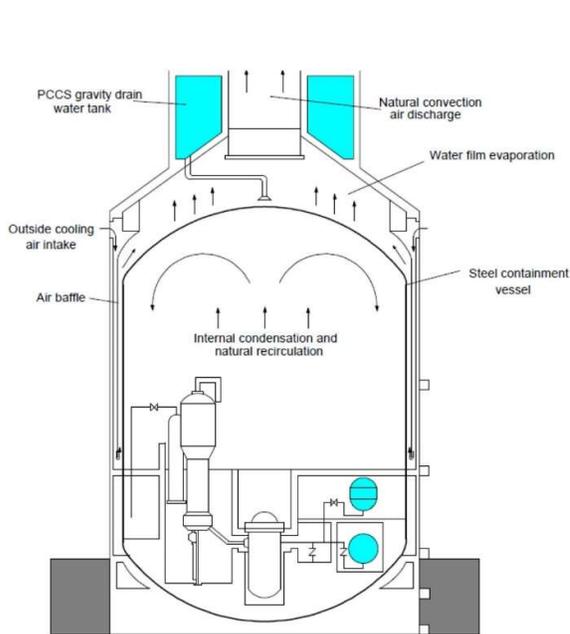


Figure 11 : Passive containment cooling system (PCCS) du réacteur AP1000 [27]

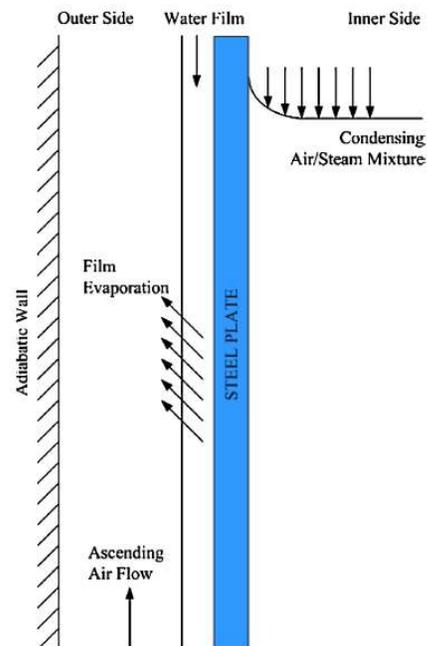


Figure 12 : Simplification des phénomènes physiques de dépressurisation d'enceinte pour le réacteur AP1000 [28]

D'autres systèmes de dépressurisation, basés sur des volumes d'eau en hauteur existent. On peut notamment citer le passive containment heat removal de l'HPR1000 visible en Figure 13. Une cuve d'eau, placée en hauteur à l'extérieur du bâtiment réacteur, contient un échangeur immergé. Cet échangeur est connecté à un second échangeur à l'intérieur du bâtiment réacteur appelé Wall Condenser. La vapeur présente dans le bâtiment réacteur est ainsi condensée en contact avec l'échangeur. La calorie est alors transmise à l'eau de la piscine par circulation naturelle au sein de la boucle entre les deux échangeurs. De la même manière que pour le SACO présenté précédemment, le temps de refroidissement est lié à la quantité d'eau placée en hauteur.

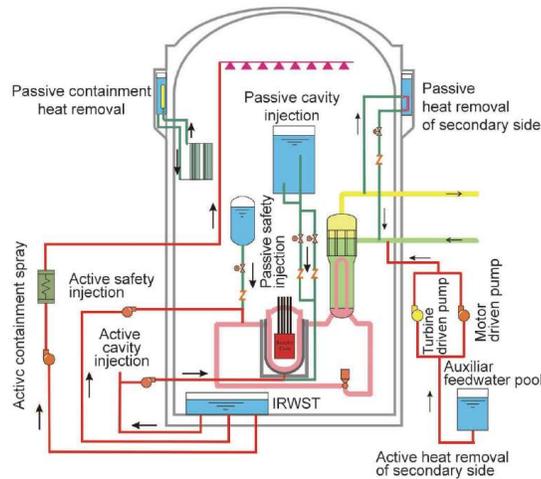


Figure 13 : Systèmes passifs du réacteur HPR1000 [20]

Ainsi, dans le cas des systèmes passifs dédiés à l'évacuation de puissance thermique utilisant l'eau comme source froide, le problème principal réside dans le compromis entre temps de refroidissement et faisabilité technique d'installation de source froide (protégée) en hauteur.

## 1.5 Cas d'étude

L'accident de la tranche 1 de la centrale de Fukushima Daishii a montré que même avec la présence de systèmes passifs, un maintien du refroidissement du cœur sur une longue période n'est pas assuré. L'agence internationale de l'énergie atomique (IAEA) a lancé dès 2011 des réévaluations des réacteurs de recherche suivant les enseignements de l'accident de Fukushima. L'objectif est d'assurer une cohérence des approches envisagées par les différents pays comme base aux réévaluations de sûreté à venir. Une des conclusions de ces réévaluations se concentre sur la mise en place d'alimentation électrique d'ultime secours en plus des alimentations électriques existantes (groupe électrogène mobile ou batteries de secours) [29]. C'est dans ce contexte de production d'électricité supplémentaire de manière autonome sur la centrale en situation accidentelle que s'inscrit cette thèse. Notre étude se base donc sur un accident type SBO. Dans ce scénario les sources électriques de secours sont encore disponibles, mais limitées.

Notre cas d'étude est basé sur un EPR d'une puissance électrique de 1600 MWe, sa puissance résiduelle sur une période de 72h suit donc la courbe de puissance présentée en Figure 4. Dans notre étude, ce réacteur est composé d'un SACO par boucle secondaire connecté au GV (de la même manière que sur l'HPR1000 présenté en Figure 7). La figure du REP présentée en Figure 2 est modifiée en Figure 14 pour permettre l'ajout du condenseur de sûreté.

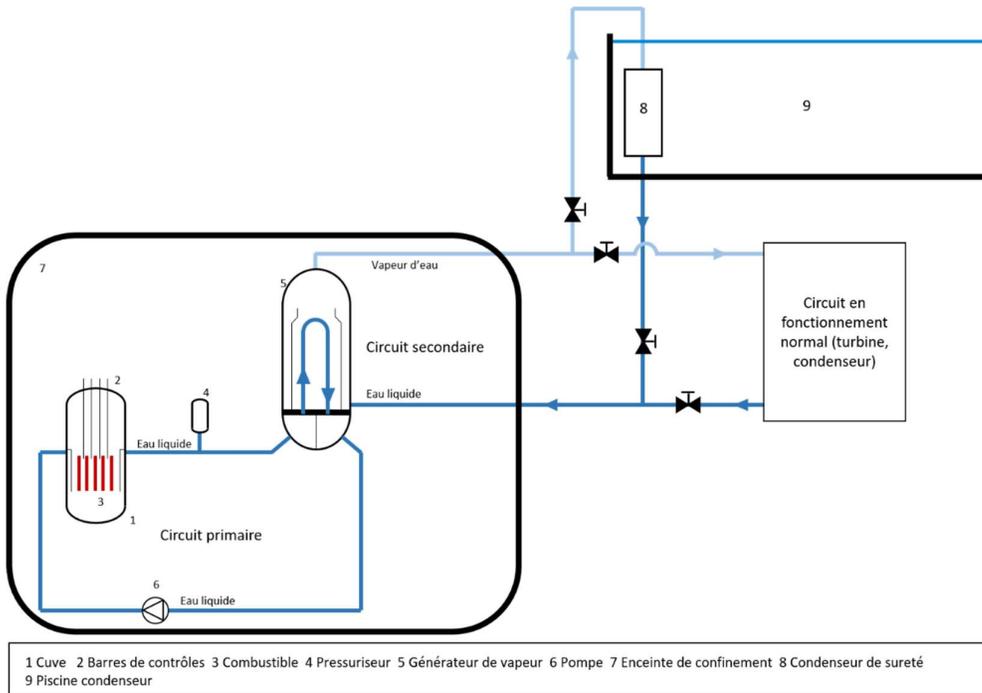


Figure 14 : Schéma simplifié d'un REP couplé à un condenseur de sûreté

En effet, notre étude ne peut pas se baser sur un accident type Fukushima Daiichi, car comme nous avons vu précédemment et comme on peut le voir sur la Figure 15 résumant l'accident en 7 étapes, le tsunami a provoqué la perte des sources électriques de secours (ii - Figure 15). Or, comme expliqué dans la section 1.4.1, les systèmes passifs de catégorie D ont besoin d'un signal électrique pour démarrer. De plus, comme nous l'avons vu avec la description de l'accident de Fukushima Daichii, le pilotage des systèmes de sauvegardes, passifs ou non, nécessitent le maintien des contrôles commandes, et donc un apport électrique minimum.

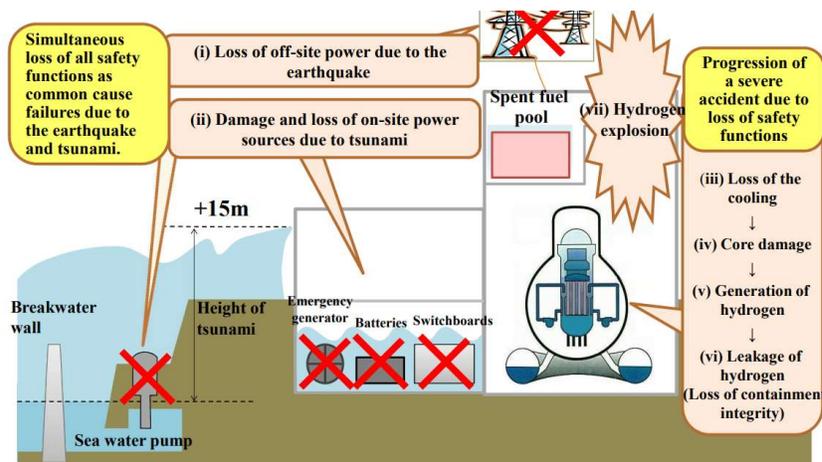


Figure 15 : Déroulement de l'accident Fukushima Daichii suivant la Nuclear Regulation Authority (NRA)[30]

Ainsi, dans ce scénario le condenseur de sûreté permet de retirer la puissance résiduelle du cœur suivant le volume d'eau présent en hauteur. Cependant, comme présenté précédemment, la présence de grands volumes d'eau en hauteur pose des problèmes de coût, de génie civil et de complexité de réalisation, pour résister aux évènements extrêmes de type séisme ou chute d'avion.

Pour permettre de diminuer le volume de ces piscines de refroidissement, l'objectif est d'utiliser cette eau à saturation comme source chaude pour un cycle thermoélectrique. L'électricité produite par ce cycle permettrait donc d'alimenter sa propre pompe de fonctionnement ainsi qu'une pompe annexe de remplissage de la cuve. Ce couplage donnerait la possibilité de réduire le volume d'eau en hauteur, et d'avoir un temps de refroidissement largement augmenté.

Dans ce contexte de valorisation de source chaude à 100°C, notre choix s'est porté sur les cycles de Rankine à fluide organique (ORC) suivant l'architecture présentée en Figure 16. Les éléments numérotés 10, 11, 12 et 13 correspondent aux quatre organes caractéristiques d'un cycle de Rankine. Le numéro 14 correspond à une bache d'eau supposée infinie, et la pompe 15 à une pompe à eau permettant d'acheminer l'eau de la bache jusqu'à la piscine condenseur.

La force de ce couplage réside dans son autonomie de fonctionnement. En effet, l'ORC, bien que nécessitant un apport de puissance pour démarrer, consomme sa production électrique pour alimenter sa propre pompe (organe 13) et la pompe de réalimentation de la piscine condenseur (organe 15). Bien qu'autonome, ce couplage n'est bien entendu pas passif car composé de machine tournante.

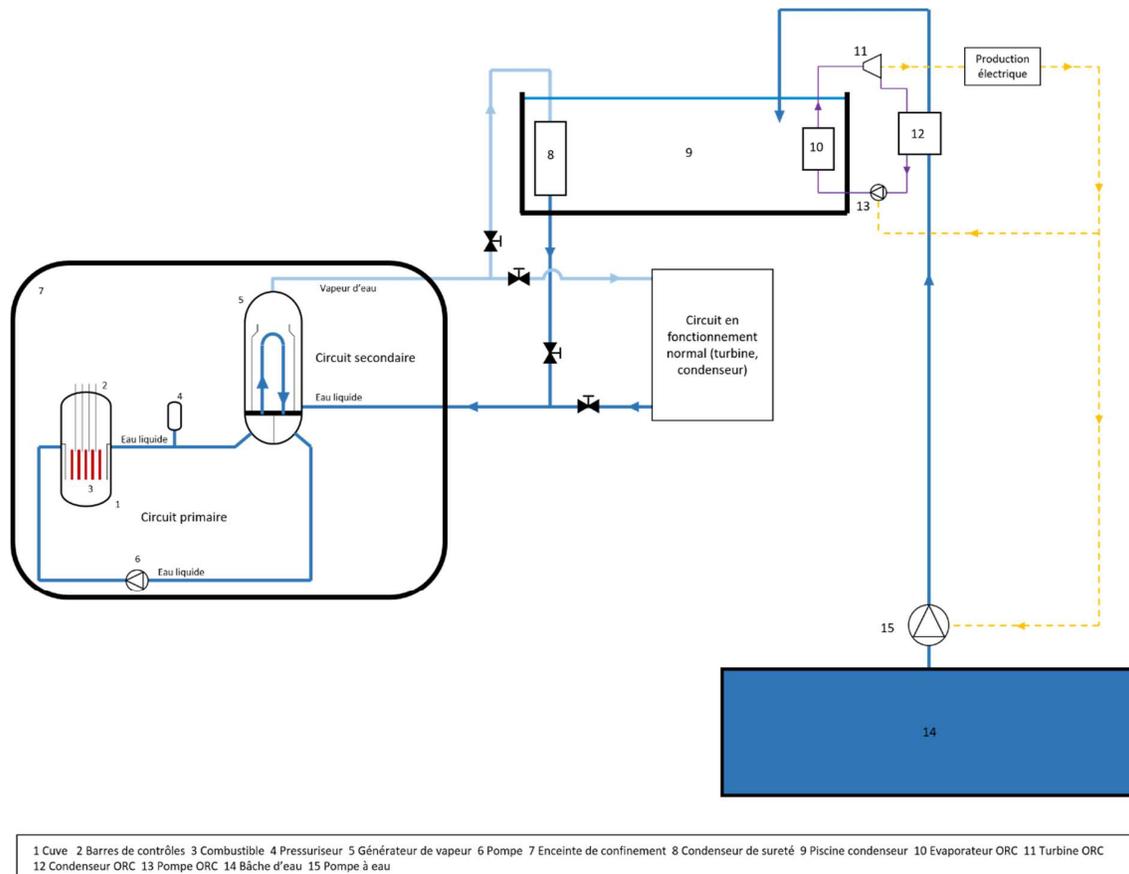


Figure 16 : Schéma de principe du couplage entre un SACO et un ORC

L'objectif de la thèse est donc de montrer les forces et limites de ce couplage. L'utilisation d'un ORC dans ce contexte nucléaire oblige à une démonstration de fiabilité : il faut être sûr qu'il puisse démarrer quelques soient les conditions extérieures. Cette étude sur la fiabilité de l'ORC doit se faire parallèlement à un travail de dimensionnement de l'installation. En effet, l'étude de fiabilité impactera de manière inévitable la taille des composants de l'ORC et donc son dimensionnement. Le dimensionnement de l'ORC n'a pas pour objectif un dimensionnement unique, mais une gamme de dimension basée sur des compromis entre différents critères tel que la puissance produite, le fluide utilisé et le volume de l'installation.

## Chapitre 2 – Les cycles de Rankine à fluide organique

Dans un contexte de transition énergétique, les cycles de Rankine à fluide organique (ORC) sont une technologie clef de valorisation de chaleur. Leur fonctionnement est basé sur le principe des cycles de Rankine : un cycle thermodynamique capable de transformer la chaleur en puissance mécanique puis en puissance électrique via une turbogénératrice.

### 2.1 Fonctionnement d'un cycle ORC

La Figure 17 permet de suivre l'évolution du fluide dans un circuit ORC au travers de sa variation de température et d'entropie. La circulation du fluide est assurée par une pompe, qui permet de faire passer le fluide de la basse à la haute pression (4). Ce fluide, sous haute pression, entre dans l'évaporateur, dans lequel il récupère l'enthalpie d'une source chaude pour se préchauffer, s'évaporer et éventuellement se surchauffer (1). Cette vapeur, sous haute pression et haute température, est ensuite détendue par la turbine qui transforme la différence d'enthalpie créée par la détente en énergie mécanique (2). Cette énergie mécanique est ensuite transformée en énergie électrique via une génératrice. Ce fluide, à basse pression mais toujours à haute température, est ensuite refroidi, liquéfié et éventuellement sous-refroidi, dans le condenseur grâce à une source froide (3). Il retourne ensuite dans la pompe.

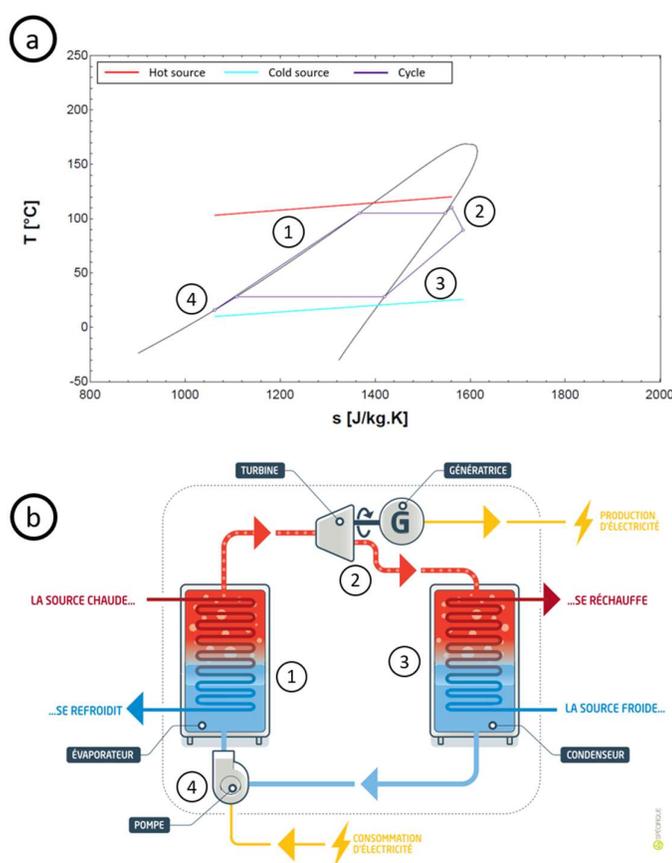


Figure 17 : Diagramme T-s d'un cycle ORC utilisant le Novec649<sup>TM</sup> comme fluide caloporteur (a) principe de fonctionnement d'un ORC (b) [31]

La grande force de ce cycle réside dans sa capacité à valoriser de la chaleur dite à basse et moyenne température, soit inférieure à 300 °C [32], [33]. En effet, contrairement à un cycle de Rankine classique qui utilise l'eau comme fluide de travail, les ORC utilisent des fluides dit organiques. Ces fluides ont la caractéristique de s'évaporer à une plus basse température, pour des pressions équivalentes, que l'eau. Il est ainsi possible de valoriser des sources chaudes comprises entre 20-29 °C dans le cadre des systèmes de conversion d'énergie de la mer par exemple [34].

Sur la Figure 18 représentant la température de la source chaude en fonction de la production électrique pour différents systèmes de conversion d'énergie on observe que pour une source chaude de 100°C, soit de l'eau bouillante à pression atmosphérique, les ORC sont les systèmes de conversion d'énergie les plus répandus.

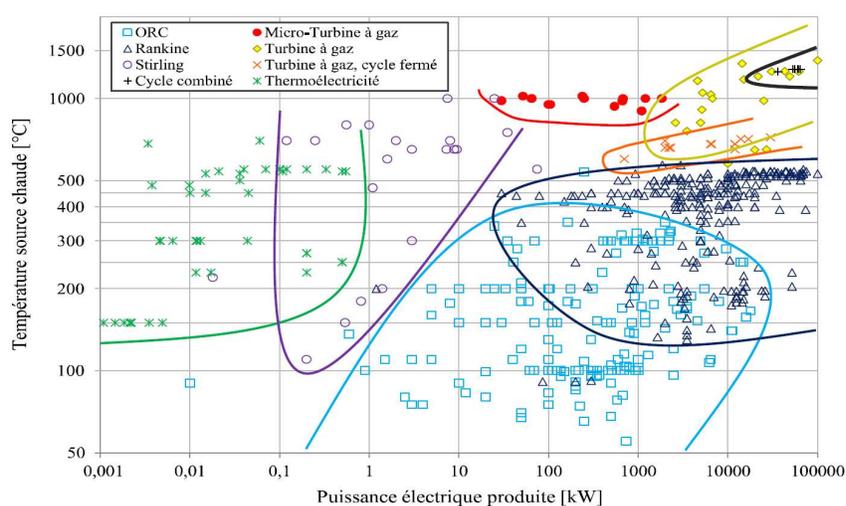


Figure 18 : Carte des machines de conversion d'énergie selon la température de la source chaude et la puissance électrique produite [32], [33]

Cette capacité à valoriser des sources de chaleur de plus basse température que les cycles de Rankine classiques a permis aux ORC d'être aujourd'hui bien implantés dans le mix énergétique mondial. En effet, depuis les premiers ORC construits dans les années 1825 – 1826 [35], les ORC ont su se répandre et évoluer.

## 2.2 Les organes de l'ORC

Comme expliqué précédemment, un ORC est composé de 4 organes principaux : le détendeur, l'évaporateur, le condenseur et la pompe. Pour chacun de ces organes, différentes technologies existent en fonction de critères liés à la production électrique et l'implantation de l'ORC.

### 2.2.1 Les échangeurs thermiques

L'objectif d'un échangeur thermique de chaleur est de transférer la chaleur d'une source à un puit. La source et le puit peuvent être deux fluides, ou un solide et un fluide. Dans tous les cas, l'échange se fait au travers d'une paroi d'échange [36].

Chaque utilisation a des contraintes spécifiques qui conduisent à privilégier certaines technologies d'échangeur. Dans cette partie, nous nous intéresserons aux technologies d'échangeurs les plus répandues dans les ORC, que ce soit dans le cas des évaporateurs ou des condenseurs : les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques [37]. La Figure 19 représente les principaux types d'échangeurs thermiques à surface en fonction de leur technologie de fabrication.

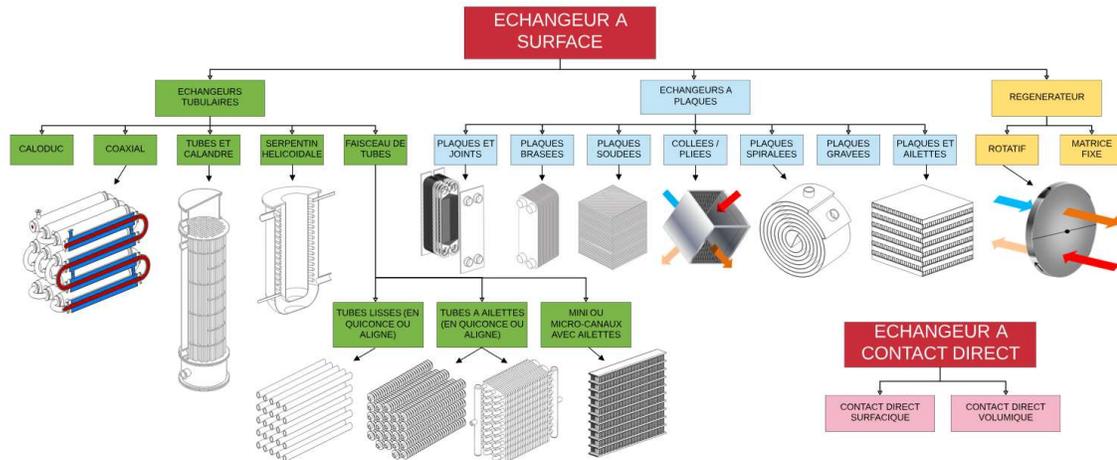


Figure 19 : Classification des échangeurs thermiques (à surface) en fonction de la technologie de fabrication [38]

### 2.2.1.1 Les échangeurs tubulaires

Le grand avantage des échangeurs tubulaires réside dans leur facilité de conception et de maintenance. Ils permettent aussi de fonctionner sur une plage de puissance extrêmement étendue. Les échangeurs tubulaires sont ainsi les échangeurs les plus répandus dans l'industrie. On peut distinguer ce type d'échangeur en trois catégories [37] :

- Les échangeurs monotubes, par exemple l'échangeur serpentin hélicoïdale de la Figure 19.
- Les échangeurs bitubes ou coaxiaux comme l'échangeur coaxial de la Figure 19.
- Les échangeurs multitubes comme les échangeurs tubes et calandre ou en faisceau de tubes de la Figure 19.

La technologie d'évaporateur tubulaire dépend du domaine d'application ainsi que de la surface d'échange souhaitée. Il est ainsi possible de modifier la surface d'échange suivant le nombre de tubes, la présence d'ailettes ...

### 2.2.1.2 Les échangeurs à plaques

Les échangeurs à plaques correspondent à un empilement de plaques qui forment des canaux. La composition de ces canaux alterne entre fluide chaud et fluide froid. Ainsi, ces évaporateurs possèdent un excellent rapport entre la taille d'installation et l'efficacité thermique. Ils ont cependant l'inconvénient d'avoir de fortes pertes de charges.

Selon le type d'échangeur à plaques, le type de plaques peut être différent. Il est ainsi possible d'avoir des plaques lisses, mais aussi des plaques corruguées ou encore nervurées. Ces spécificités architecturales modifient les surfaces de contact ainsi que l'écoulement entre les plaques et donc la qualité des échanges entre les fluides.

## 2.2.2 Les détendeurs

Le détendeur est l'organe de l'ORC qui permet de convertir l'énergie thermique du fluide de travail en énergie mécanique. Cette énergie mécanique peut ensuite être transformée en énergie électrique au moyen d'une génératrice. La production électrique étant la fonction centrale d'un ORC, une attention toute particulière est donnée à cet organe. Le détendeur est défini selon sa méthode de détente. On sépare ainsi les détendeurs en deux grandes familles : les détendeurs volumétriques et les turbomachines.

Le choix du type de détendeur est principalement porté par la puissance électrique souhaitée. Ainsi, Landelle et al. (2017) et Zhao et al. (2019) ont cartographié le type de turbine utilisé en fonction de leur puissance de production (Figure 20 et Figure 21) [33], [39]. On y observe que les machines volumétriques sont utilisées pour des puissances maximales de l'ordre de 400 kW. Au-dessus de ces puissances, seules les turbomachines sont représentées. On observe aussi que bien que permettant des productions électriques de l'ordre du MW, les turbomachines sont aussi représentées pour des faibles puissances, descendant même sous le kW.

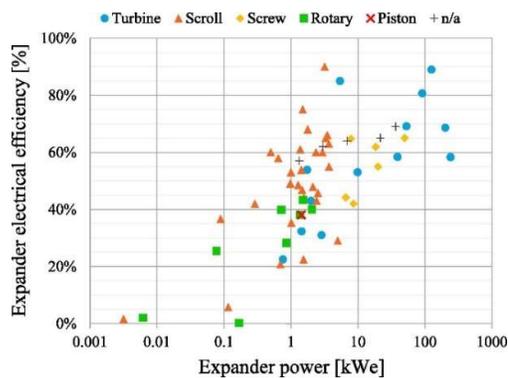


Figure 20 : Carte de répartition des organes de détente de cycles ORC expérimentaux de la littérature selon leur rendement électrique global et leur puissance électrique produite [33]

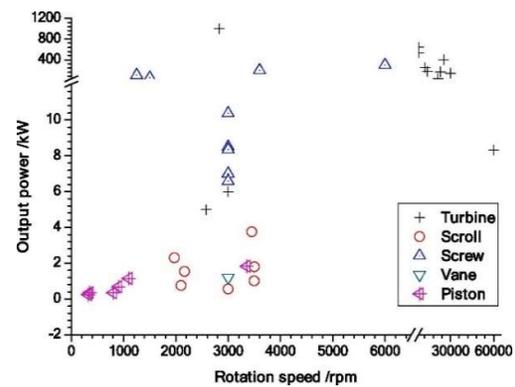


Figure 21 : Carte de répartition des organes de détente de cycles ORC expérimentaux de la littérature selon leur vitesse de rotation et leur puissance électrique produite [39]

### 2.2.2.1 Les détendeurs volumétriques

Les détendeurs volumétriques sont classés dans quatre catégories : scroll, à vis, rotatifs à palettes ou à piston. Le fonctionnement de ces détendeurs est basé sur le changement de volume d'enceinte du fluide de travail. Ce changement de volume d'enceinte permet une chute de pression et donc la création d'un mouvement mécanique. Ces détendeurs fonctionnent donc avec un rapport volumique fixe, suivant un mouvement continu du fluide [40].

#### Détendeurs scroll

Un détendeur scroll se compose de deux spires orbitales : l'une mobile, appelée le rotor, et l'autre fixe, appelée le stator. Le fluide pénètre au centre des deux spires à haute pression. Cette pression élevée engendre la mise en rotation du rotor. Cette rotation permet la formation d'un volume plus important, et ainsi la possibilité au fluide de se détendre progressivement tout au long de son parcours à travers le détendeur scroll et de maintenir la rotation ininterrompue du rotor (Figure 22).

Le détendeur scroll possède plusieurs avantages, tels qu'une faible vitesse de rotation, un nombre réduit de pièces mobiles ainsi qu'une tolérance au diphasique. Ces avantages font du détendeur scroll un excellent candidat pour les systèmes ORC à petite échelle, allant de 0,1 kW à 10 kW [41], [42].

Ainsi, comme mentionné précédemment, un des avantages de ces détendeurs, réside dans leur capacité à accepter la présence de gouttelettes de fluide sous forme liquide en entrée de turbine. Cet avantage est commun avec la technologie à des détendeurs à vis, Cette tolérance permet d'accroître leur fiabilité ainsi que d'éviter la surchauffe du fluide en entrée de turbine. Ces types de turbines sont ainsi de très bon candidats pour des cycles thermodynamiques tels que les ORC à évaporation partielle (PEORC) [43]. Dans leurs travaux, Xia et al. (2015) mesurent les effets d'un fluide diphasique en entrée du détendeur scroll. Ils ont ainsi montré que la diminution du titre vapeur provoque une baisse de production électrique. Cependant, ils ont aussi montré que les meilleures performances de rendements sont atteintes pour les titres vapeurs les plus faibles (de l'ordre de 0,2) [44].

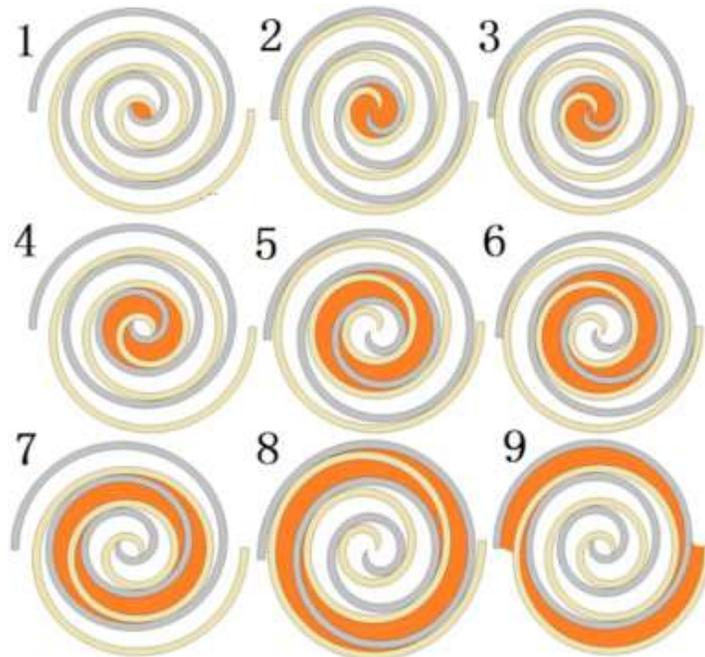


Figure 22 : Suivie du fluide dans un détendeur scroll [45]

### Détendeurs à vis

Le principe de fonctionnement d'un détendeur à vis est basé, de la même manière que pour les détendeurs scroll, sur la détente du fluide de travail tout au long de son passage dans le détendeur par augmentation de volume. La détente du fluide provoque ainsi la mise en mouvement des pièces tournantes. Le fonctionnement d'un détendeur à double vis selon la pression et le volume du fluide de travail est présenté en Figure 23.

Il existe plusieurs technologies de détendeurs à vis, on peut ainsi distinguer les détendeurs à simple vis [44] ou encore double vis [46]. Le grand intérêt des détendeurs à simple ou double vis réside dans la vitesse de rotation des rotors. Ces grandes vitesses de rotation permettent d'atteindre des puissances de l'ordre du MW [40].

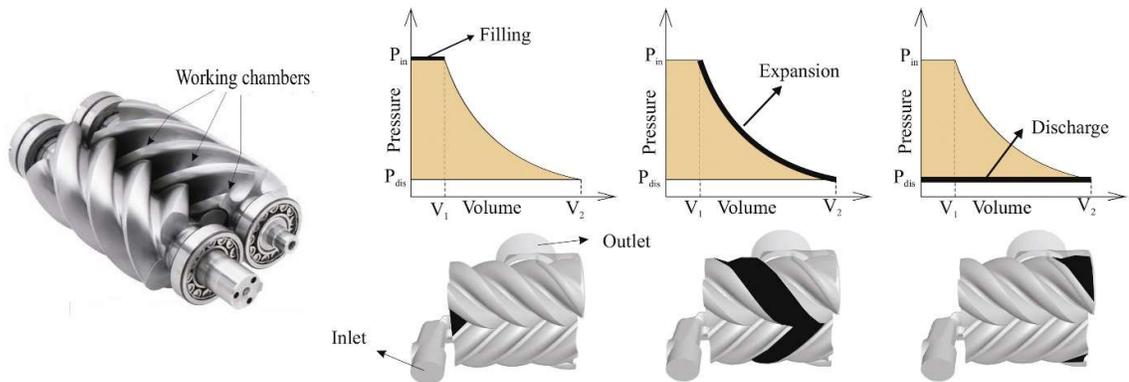


Figure 23 : Principe de fonctionnement d'un détendeur à double vis [46]

### Détendeurs à piston

Les détendeurs à piston fonctionnent selon un jeu de clapet et de piston. Leur fonctionnement est décrit selon les 4 étapes de la Figure 24. Ainsi, le fluide à haute pression rentre dans la chambre d'admission par la soupape d'admission lorsque le piston est en position haute (a). La pression du fluide pousse le piston (b) jusqu'à sa position basse (c). Le mouvement linéaire du piston est converti en mouvement circulaire grâce à une bielle et un vilebrequin. Ce mouvement circulaire repousse ensuite le piston jusqu'à sa position haute, ce qui a pour effet de pousser le fluide à l'extérieur de la chambre d'admission grâce à une soupape de sortie (d).

Ce type de détendeur est de moins en moins utilisé dans le domaine des ORC de par la complexité de pilotage des soupapes, du grand nombre de pièces, de son poids élevé et de l'exigence d'équilibrage du poids [40].

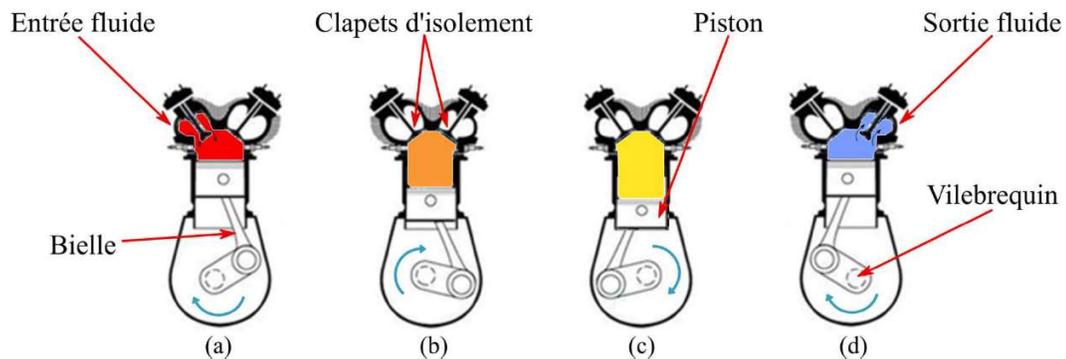


Figure 24 : Etapes de fonctionnement d'un détendeur à piston [47]

### Les détendeurs à palettes

Les détendeurs à palettes sont composés d'un premier cylindre fixe à épaisseur non variable faisant office de stator. Ce cylindre est composé d'un second cylindre faisant office de rotor contenant des pales mobiles. La circulation du fluide au sein de l'organe de détente est illustrée en Figure 25. Le fluide rentre ainsi à l'intérieur du stator (1) et se coince entre deux palettes du rotor (2). Ce fluide à haute pression, entraîne la rotation du rotor. Cette rotation permet l'agrandissement de la chambre où est piégée le fluide

par désaxage du rotor (3). Les palettes étant amovibles, l'étanchéité de la chambre est garantie. Le fluide, à basse pression sort ensuite de l'enceinte du stator (4).

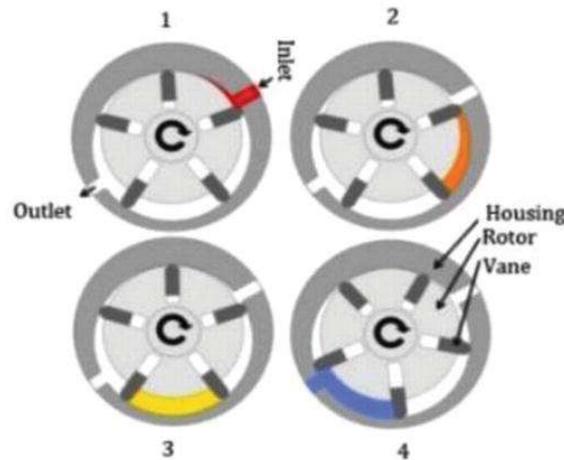


Figure 25 : Etape de fonctionnement d'un détendeur à palettes [40]

Ainsi, malgré des performances plus faibles que pour les autres turbines volumétriques type scroll ou vis, la force de ce système réside dans son architecture simple et donc son faible coût [40].

#### 2.2.2.2 Les turbomachines

Contrairement au détendeur volumétrique, la chute de pression du fluide de travail dans les turbomachines n'est pas provoquée par une augmentation du volume de la chambre du détendeur, mais par une augmentation de la vitesse du fluide. On parle ainsi d'une détente dynamique. Ainsi, dans le cas des turbomachines, l'énergie cinétique du fluide de travail est transformée en énergie mécanique par contact avec les pales du rotor.

En effet, une turbomachine est, pour toute architecture composée d'au moins deux organes : le stator et le rotor. Le stator a pour objectif de transformer la chute de pression du fluide en vitesse : convertir l'énergie potentielle du fluide en énergie cinétique. Si la totalité de la chute de pression est réalisée dans le stator, on parle d'une turbine à action. Le rotor est lui, la partie tournante de la turbine. Il permet de capter la vitesse du fluide pour la transformer en énergie mécanique au travers de pales : convertir l'énergie cinétique du fluide en énergie mécanique. Si une partie de la chute de pression du fluide de travail a lieu dans le rotor, on parle de turbine à réaction. Enfin, le fluide quitte le rotor à basse pression.

On peut différencier les turbomachines en deux familles selon la circulation de la vapeur dans la turbine. On distingue les turbines axiales et radiales. Les critères de sélection entre une turbine axiale et une turbine radiale restent relativement confus, surtout si on considère les turbines axiales à admission partielle [48]. Il ressort cependant de la littérature que pour de fortes puissances, les turbines axiales seraient plus efficaces [49]. A l'inverse dans le cas des ORC de faibles volumes et puissances, les turbines radiales seraient plus efficaces [50].

Ainsi, parmi les turbomachines présentes dans la littérature, Wang et Peng (2023) ont cartographié leur puissance de production électrique en fonction de leur vitesse de rotation et de leur type [51]. Les résultats sont visibles en Figure 26. Sur cette figure les turbines radiales sont représentés par RIT (radial inflow turbine) et ROT (radial outflow turbine), tandis que les turbines axiales sont représentées par AT

(axial turbine). On y observe une répartition en puissance entre les turbine radiales et axiales, ou les hautes puissances ( $< 1\text{MW}$ ) sont représentés par les turbines axiales. On remarque aussi que les turbines axiales sont aussi représentées dans les faibles puissances. En terme de représentation, le nombre de turbines radiales est bien supérieur au nombre de turbines axiales. Une manière plus scientifique de classer les turbomachines est d'utiliser certains nombres adimensionnels tels que la diamètre spécifique ( $D_s$ ) ou encore la vitesse spécifique ( $N_s$ ). Cette méthode, ainsi que les nombres adimensionnels, sont explicités en section 4.3 .

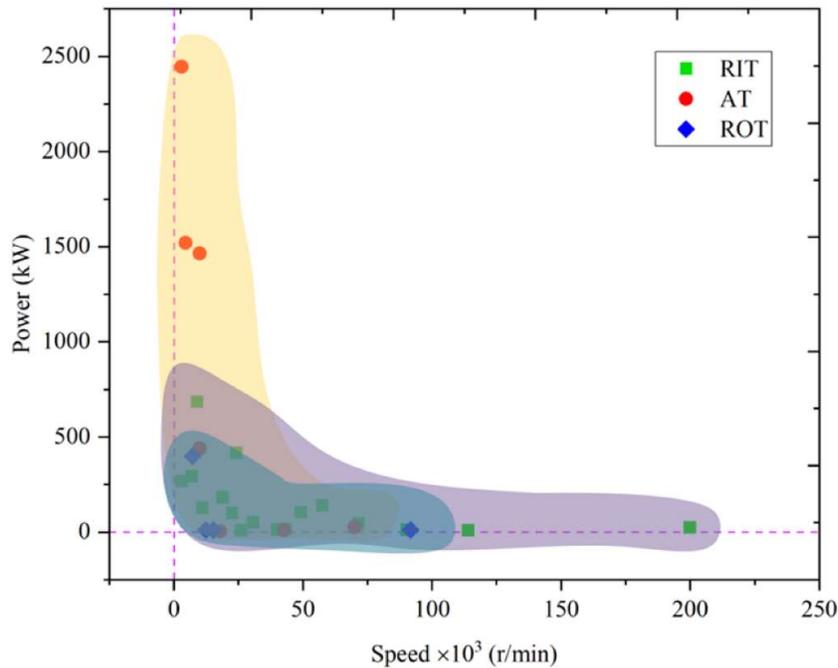


Figure 26 : Carte de répartition des turbomachines de cycles ORC expérimentaux de la littérature selon leur vitesse de rotation et leur puissance électrique produite [51]

### Les turbines radiales

Comme vu précédemment, les turbines radiales sont les turbines les plus représentées dans les ORC. Sur la Figure 26, on peut voir que les turbines radiales sont séparées en deux sous-catégories : les RIT et les ROT avec une prédominance des RIT. Cette distinction est régie par le sens d'admission du fluide au sein de la turbine. Si l'admission du fluide se fait perpendiculairement à l'axe de rotation du rotor, on parle de RIT (Figure 27). A l'inverse si cette admission est réalisée parallèlement, on parle de ROT (Figure 28).

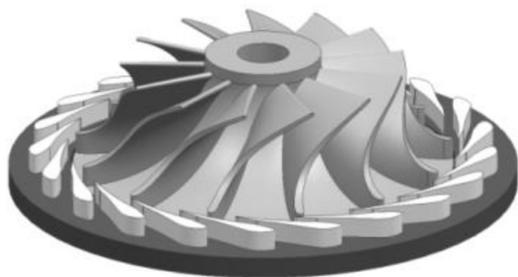


Figure 27 : Radiale inflow turbine (RIT) [52]

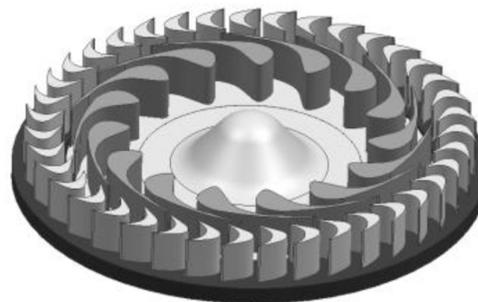


Figure 28 : Radial outflow turbine (ROT) [52]

La plupart des RIT ont un rendement isentropique d'environ 80 %, pouvant même atteindre 91,75 % [51]. Ces forts rendements leur permettent d'être très compétitives sur le marché et expliquent leur prédominance. Les ROT quant à eux sont arrivés que plus tard sur le marché, et ont un rendement moyen plus faible que pour les RIT [40]. De manière générale, les turbines radiales possèdent l'avantage d'être résistantes de par leur fabrication en peu de pièces distinctes, de conserver des rendements acceptables pour des tailles de machines de l'ordre de la micro-turbine ainsi qu'un bon comportement en off design.

### Les turbomachines axiales

Les turbines axiales sont les turbines les plus répandues pour la production de puissance. Environ 90% de la production électrique mondiale provient de turbines axiales [53]. Dans le cadre des ORC, comme expliqué précédemment, les turbines axiales sont les seules turbines capables de produire une puissance de l'ordre du MW, tout en pouvant produire de plus faibles puissances. Cette capacité à produire sur une grande plage de puissances est illustrée en Figure 29. On y observe que les turbines axiales, dans le cadre des ORC, peuvent avoir un diamètre de l'ordre du mètre, couplé à de faibles vitesses de rotation, ou encore des diamètres de l'ordre du décimètre couplé à des vitesses de rotation de 10 000 tours par minute dans le cadre des micro-turbines.

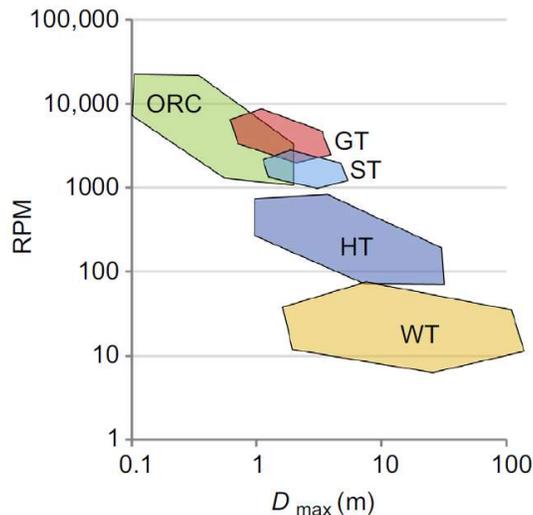


Figure 29 : Vitesse de rotation des turbines axiales en fonction de leur diamètre pour différentes applications [53]

Pour des raisons de faisabilité technique, il n'est pas envisageable de réduire excessivement le diamètre du rotor, ce qui restreint l'utilisation des turbines axiales pour la production d'électricité à très faible puissance. Ainsi pour pallier ce problème, une solution est de limiter le nombre de sections de passage au sein de la turbine. De ce fait, le débit dans les sections restantes est augmenté et peut être couplé à des diamètres de rotor acceptables. On parle alors de turbine axiale à admission partielle. Cette admission partielle du débit provoque cependant une chute du rendement [54].

La turbomachine étudié dans cette thèse est une micro turbine axiale à admission partielle. Son principe de fonctionnement sera détaillé dans la section 4.3 .

## 2.3 Les ORC dans le monde

L'histoire des ORC remonte au XIX<sup>e</sup> siècle [55]. Selon la littérature, l'idée d'utiliser un fluide différent de l'eau dans un cycle thermodynamique date de 1826 avec un brevet de T. Howard utilisant l'éther comme fluide de travail [56]. A la fin des années 1800, des progrès sur les ORC ont lieu, que ce soit via un brevet sur un détendeur posé par Ofeldt [57], ou encore un moteur inventé par A. Yarrow [58]. Il faudra cependant attendre les années 1950 pour voir la commercialisation du premier ORC, utilisant la géothermie (eau à 91°C) comme source chaude [55].

Depuis cette date, l'évolution des ORC est soutenue et permet d'avoir aujourd'hui près de 4.1 GW de puissance cumulée installée à travers le monde en 2020 [59]. Cette augmentation de la puissance produite par les ORC à travers le temps est illustrée en Figure 30. On peut voir que le marché global de l'ORC est à la hausse, avec depuis 2016 une augmentation de la production électrique par ORC de 40%.

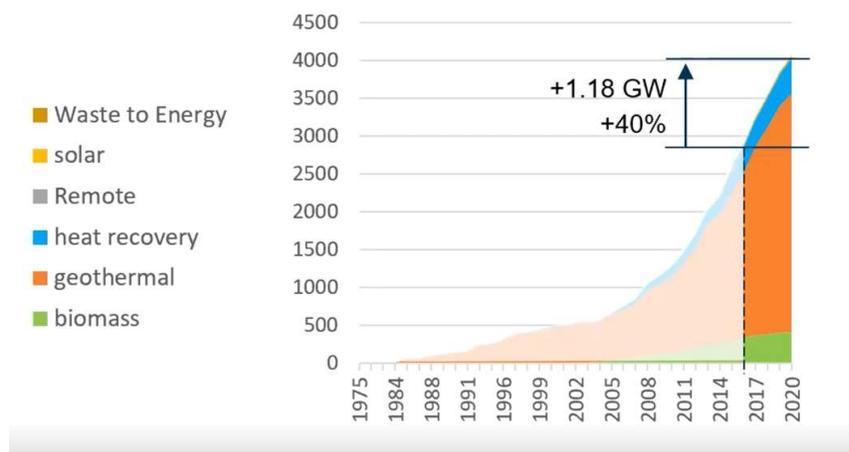


Figure 30 : Evolution du marché des ORC (extrait de Wieland et al., 2021)

Comme vu en Figure 18, l'ORC est une option viable pour les puissances inférieures à 2 MWe, avec des intérêts majeurs pour les basses températures. Les applications naturelles sont donc l'énergie solaire, la géothermie, la récupération de la chaleur fatale, et la production d'électricité pour des sites isolés. En terme de puissance cumulée, la principale source de chaleur de ces installations repose sur la géothermie avec près de 77.4 %, suivie de la valorisation de chaleur fatale avec 11.6% et de la biomasse avec 10.1 %. Cependant, en termes de nombre d'installations cumulées installées dans le monde, 34.5% concerne la valorisation de chaleur fatale tandis que 32.3 % concerne les sites isolés [59]. Cette

répartition des ORC au travers de leur puissance et de leur nombre, selon les pays est visible en Figure 31. Il est important de noter que malgré le nombre important d'ORC en Russie, leur puissance cumulée reste très faible.

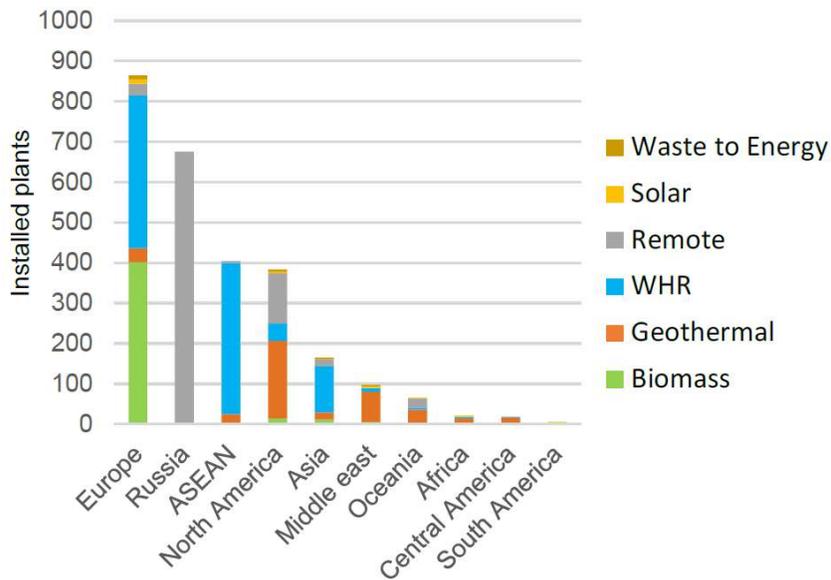


Figure 31 : Répartition des ORC dans le monde selon leur application (extrait de Wieland et al., 2021)

Parallèlement à l'augmentation du marché de l'ORC, le nombre de publications sur les ORC est lui aussi en augmentation comme on peut le voir sur la Figure 32 qui montre le nombre relatif de publications sur les ORC dans le temps.

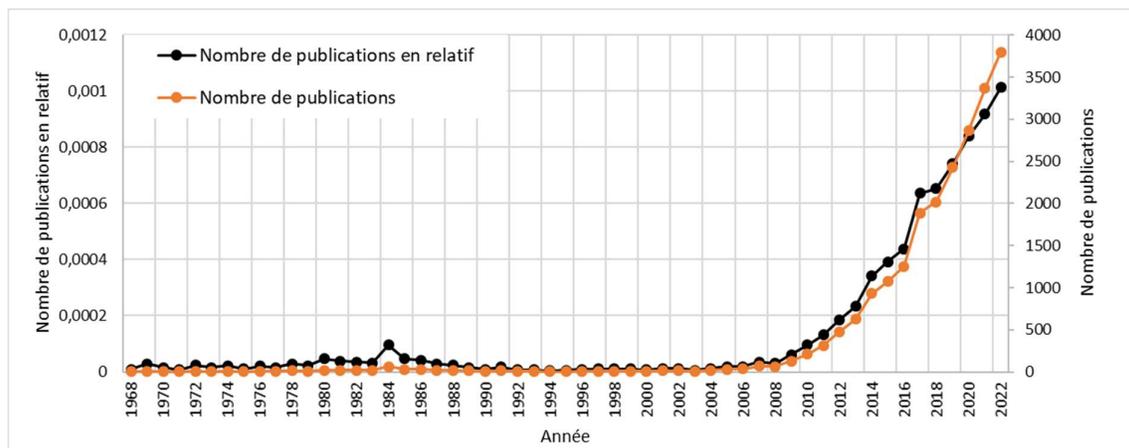


Figure 32 : Nombre de publications contenant le mot ORC

Une grande partie des articles sur les ORC se concentre sur l'étude des fluides organiques suivant un consensus entre production électrique, critères chimiques et normes environnementales [47], c'est l'objet de la partie suivante.

## 2.4 Fluide de travail

### 2.4.1 Les fluides de travail

Historiquement, dans les années 1980, les fluides de travail les plus répandus étaient des Chlorofluorocarbures (CFC). Ces fluides de travail fluorés, possédaient un potentiel de destruction de la couche d'ozone (ODP – ozone depletion potential) très élevé ainsi qu'un fort potentiel de réchauffement climatique (GWP – global warming potential). A titre d'exemple, 1 kg de CFC-12 a le même impact qu'un parcours de 90 000 km en berline ou que 10 900 kg de CO<sub>2</sub> [60]. Ainsi, suite à la découverte d'un trou dans la couche d'ozone, le protocole de Montréal en 1987 avait pour objectif d'interdire des fluides possédant un fort potentiel de destruction de la couche d'ozone (ODP) d'ici 1996 [61]. Les Hydrochlorofluorocarbures (HCFC) possédant un ODP non nul, mais proches de 0, furent eux aussi concernés par ces réglementations.

Afin de remplacer ces fluides de travail, les études se portèrent sur les Hydrofluorocarbures (HFC) et les perfluorocarbures (PFC). Ces fluides, bien que possédant un ODP nul, possédaient un GWP généralement très élevé. Ainsi, le protocole de Kyoto en 1995 et les accords de Paris en 2015, visant eux à limiter la production et l'utilisation de fluide à fort potentiel de réchauffement climatique (GWP) [60], [62], [63]. Enfin, l'accord de Kigali en 2016, un amendement au Protocole de Montréal, prévoit l'abandon progressif des HFC [60]. On peut résumer ces réglementations sur les fluides de travail suivant la Figure 33.

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	-

Figure 33 : Date d'interdiction des fluides de travail selon le type de fluide

Il est important de préciser que ces réglementations, et principalement le protocole de Montréal, ont eu un effet bénéfique sur la préservation de la couche d'ozone. En effet, une des neuf limites planétaires identifiées concerne l'appauvrissement de l'ozone stratosphérique [64]. Grace aux respects des protocoles gouvernementaux mise en place, l'appauvrissement de la couche d'ozone reste, et devrait rester sous la limite planétaire [65].

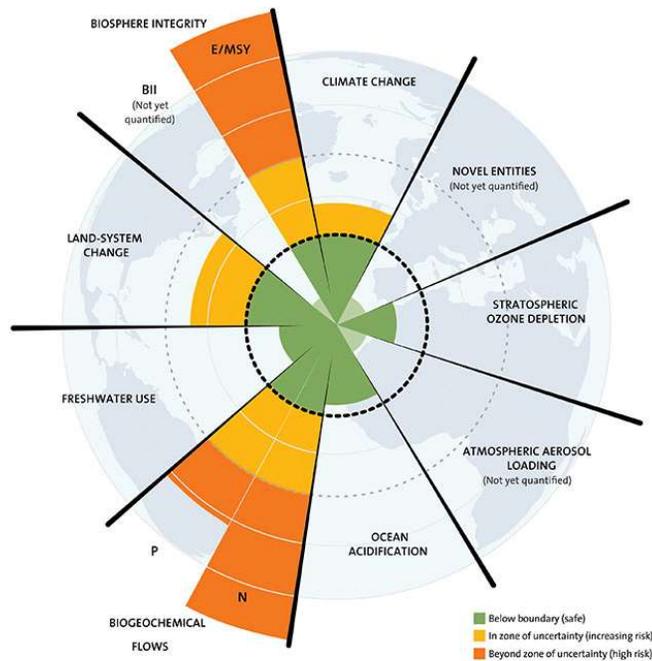


Figure 34 : Les neuf limites planétaires [65]

Suite à ces protocoles, l'intérêt s'est porté sur trois types de fluides dit de remplacement : les Hydrofluoroléfines (HFO), les Hydrofluoroethers (HFE) et les Hydrocarbures (HC).

#### 2.4.2 Choix du fluide de travail

Le fluide de travail est un élément central pour la production d'un ORC. Les performances de l'ORC dépendent grandement des propriétés du fluide de travail [66]. Cependant, son choix ne se fait pas seulement au travers de critères de performance [67]. On peut ainsi orienter le choix d'un fluide à travers différents critères alliant température de source froide, de source chaude, température ambiante, performance, adéquation avec le lubrifiant de la turbine, facteur écologique et environnementaux, facilité de manutention, disponibilité et prix [68], [69].

La performance de l'ORC est souvent l'élément central dans le choix d'un fluide : une étude préliminaire de production de puissance est donc essentielle pour choisir un fluide adapté. Les principaux critères liés à la performance sont le plus souvent liés au couplage pression de saturation et température des sources froide et chaude. Certaines études ont également montré que le choix optimal du fluide travail peut inclure certaines propriétés intrinsèques des fluides comme la température critique (Figure 35).

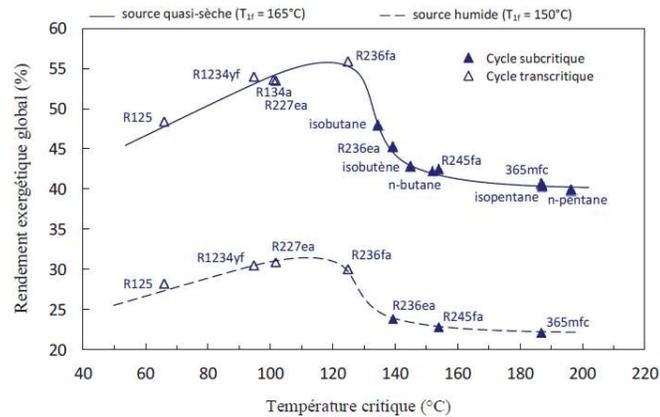


Figure 35 : Rendement exergetique en fonction de la pression critique pour différents fluides de travail [70]

Il faut cependant prendre en compte que le fluide choisi aura un impact dans le dimensionnement de l'installation, indépendamment de son impact sur la production électrique. Par exemple, un fluide avec une forte masse moléculaire et une haute pression critique nécessite de grandes surfaces d'échange avec l'évaporateur et donc de grands volumes d'échangeur [68], [71]. De la même manière, une pression haute trop importante aura une incidence sur le choix de l'organe de détente. Un compromis entre taille de l'installation et production électrique est donc primordial.

Ensuite, la forme de la courbe de rosée du fluide aura aussi une influence sur le dimensionnement de l'installation. En effet, on peut séparer les fluides en trois catégories suivant leur courbe de rosée : fluides isentropique, humide et sec (Figure 36). Les fluides humides possèdent une pente de courbe de rosée négative ( $\partial T/\partial s < 0$ ). Cette caractéristique oblige à surchauffer le fluide avant de le détente pour éviter tout risque de rentrée de fluide en diphasique dans la turbine. Les fluides isentropiques possèdent une pente de rosée nulle ( $\partial T/\partial s = 0$ ), tandis que les fluides secs possèdent une pente de rosée positive ( $\partial T/\partial s > 0$ ). Dans ce dernier cas, il n'est pas nécessaire de surchauffer le fluide de travail car il n'y a pas de risque de condensation lors de la détente. Le type de fluide de travail a donc un impact sur le volume de l'évaporateur et donc de l'installation.

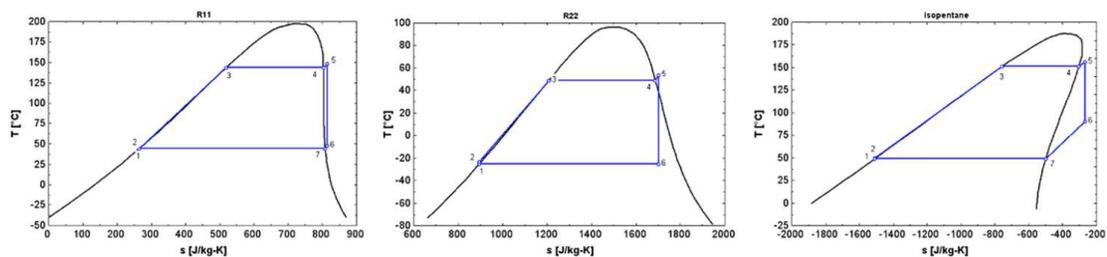


Figure 36 : Fluides isentropique, humide et sec [69]

Même si le fluide choisi permet un bon compromis entre taille d'installation et performance, il faut s'assurer de sa disponibilité. Certains fluides sont concernés par des régulations internationales et nationales. Pour finir, il reste aussi à vérifier que le fluide de travail ne mette pas en danger l'opérateur et ne soit pas trop contraignant en terme d'utilisation. Pour se faire il est nécessaire de vérifier sa toxicité ainsi que son inflammabilité. On peut utiliser des indicateurs comme ceux de l'ASHRAE [72].

Ainsi, pour résumer le choix d'un fluide doit se faire selon différents critères [67]–[69], [73] :

- Performances de l'ORC
- Pressions de fonctionnement
- Pression à température ambiante
- Propriétés thermodynamiques et physiques
  - o Type de fluide (sec, humide ou isentropique)
  - o Chaleurs latente et sensible
  - o Capacité thermique massique
  - o Densité
  - o Couplage température critique et température source chaude (la température maximale atteinte dans le cycle doit toujours être 10°C plus faible que la température critique)
- Stabilité et compatibilité du fluide avec les organes de l'ORC (compatibilité avec les joints, l'huile de lubrification ...)
- Critères environnementaux
- Sécurité et facilité de manutention
- Considérations économiques
- Disponibilité

La prise en compte de l'ensemble de ces critères permet de mettre en place une analyse multicritère sur le choix d'un fluide de travail.

## 2.5 Le couplage ORC et systèmes passifs

L'idée de coupler une piscine de refroidissement, ou encore une piscine de dépressurisation, avec un cycle thermodynamique avec pour objectif le remplissage de cette même piscine de refroidissement paraît être une idée nouvelle dans la bibliographie. Des idées proches ont cependant été rencontrées.

### 2.5.1 Refroidissement du cœur d'un réacteur nucléaire à l'aide d'un ORC

La référence la plus proche, présentée en Figure 37 est issue d'un brevet. L'eau d'une bache numéroté 1, supposée infinie, est pompée jusqu'au condenseur d'un ORC numéroté 15. Cette eau récupère ensuite la chaleur du cœur au travers d'un échangeur, numéroté 4, connecté au circuit primaire. La chaleur du cœur est ainsi transmise à ce circuit d'eau. Une partie de cette énergie est ensuite transmise à l'ORC via un évaporateur numéroté 8. L'énergie produite par l'ORC est transmise sous forme d'énergie mécanique et électrique pour assurer l'autonomie du circuit.

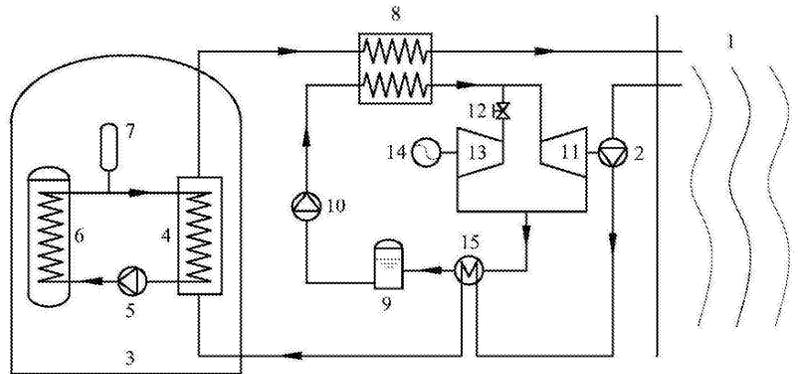


Figure 37 : Retrait chaleur résiduelle utilisant un ORC [74]

Ce système, bien que basé sur la même idée que le système étudié dans cette thèse, c'est-à-dire la valorisation de la chaleur résiduelle du cœur pour permettre son refroidissement, est très différent. En effet, dans le système présent, l'ORC vient en complément du système SACO sans le dé-fiabiliser. L'objectif de l'ORC est seulement d'alimenter la piscine SACO qui est la source froide de récupération de la puissance résiduelle réacteur, et non à directement refroidir le GV du réacteur nucléaire et extraire les calories. De plus, les puissances en jeu dans la Figure 37 sont soumises à de très grandes fluctuations car l'échangeur 8 est directement alimenté par une tuyauterie provenant du GV. Dans cette thèse, la piscine est à une température constante de 100°C sous une pression de 1 bar permettant justement de tempérer les fluctuations. Le système que nous proposons offre de ce fait un gain en fiabilité très important.

Deux autres brevets, basés sur le refroidissement des piscines combustibles possèdent des similitudes avec le système étudié dans cette thèse.

### 2.5.2 Refroidissement d'une piscine combustible à l'aide d'un ORC

De la même manière que pour les SACO piscine, le temps de refroidissement du combustible dans une piscine combustible est directement lié à la quantité d'eau. Pour trouver une solution à cette problématique, Il est possible de retirer une partie de l'énergie accumulée dans la piscine via un échangeur. Cet échangeur est ensuite utilisé comme évaporateur pour un cycle ORC. Cette technologie utilise la puissance produite par la turbine (couplage turbine-génératrice) de l'ORC pour alimenter la pompe de l'ORC, faisant de cette technologie un système autonome permettant d'évacuer une partie de la chaleur stockée dans la piscine. Ce nouveau circuit récupère une partie de l'énergie stockée sous forme de chaleur dans la piscine (en l'évacuant/valorisant dans un circuit dédié). Il limite ainsi la quantité d'eau évaporée et ainsi prolonge la durée de refroidissement par la piscine. Un brevet suivant cette idée a été posé par l'entreprise Holtec International [75].



systèmes (en complément des calories soustraites à la piscine, d'intérêt limité, comme vu au paragraphe précédent) :

- Une pompe qui sert à diriger l'eau de la réserve au niveau d'un ventilateur, placé en hauteur, pour la refroidir.
- Une pompe qui est utilisée pour amener l'eau d'une autre source pour pallier l'évaporation de l'eau de la réserve.

Ainsi grâce à ce système de pompage d'eau, il n'y a plus de lien direct entre la notion de durée de refroidissement et de volume de piscine puisque la pompe permet un apport d'eau constant à la piscine.

Les sources froides de l'ORC ou du cycle de Stirling sont des échangeurs à air. Cependant, cette architecture possède plusieurs faiblesses. En effet, les échangeurs vers la source froide du cycle de Stirling ou de l'ORC sont des échangeurs à air, et donc comme expliqué précédemment, des échangeurs qui peuvent être d'un volume très important (et situés en partie haute pour notre application). De la même manière que pour le brevet précédent, ce système reste réellement efficace pour des puissances résiduelles de la centaine de kW.

Enfin, les échangeurs à air ont la caractéristique de dépendre fortement de la température extérieure et donc de sa variabilité. Pour assurer leur fiabilité il est nécessaire que le système puisse s'adapter aux variations de température de la zone géographique de la centrale.

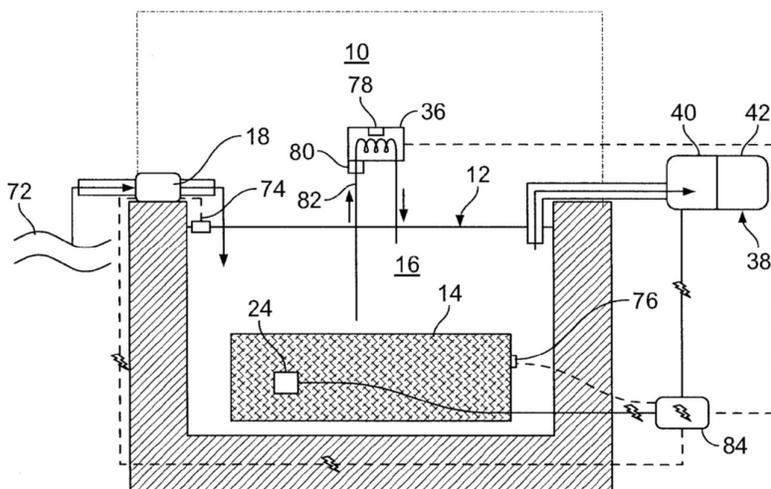


Figure 39 : Schéma de principe d'un circuit de recirculation d'eau autonome pour piscine de refroidissement combustible [76]

## 2.5.4 Refroidissement des réacteurs calogène de type réacteur piscine et des SMR

### 2.5.4.1 Réacteurs Calogènes

Les réacteurs calogènes de type réacteur piscine à basse température (<100°C) permettent un chauffage urbain [77]. Sans rentrer dans le détail du fonctionnement du cœur, le fonctionnement de ces réacteurs est basé sur l'immersion du cœur de réacteur dans la piscine réacteur. Cette piscine d'eau chauffée, à maximum 100°C dans le cas des piscines basses température, peut ensuite servir pour le chauffage urbain. La puissance de ces réacteurs est de l'ordre de la centaine de MW.

Un des systèmes de sûreté de ces réacteurs piscine est présenté en Figure 40. Le principe de fonctionnement est très proche des systèmes présentés en partie 2.5.2 : un évaporateur immergé dans l'eau de la piscine transmet la chaleur résiduelle à un condenseur à air par convection naturelle. Comme expliqué dans la partie 2.5.2 et 2.5.3 , ce type de refroidissement ne peut pas être adapté pour des réacteurs de puissance nominale de plusieurs GW thermiques, mais peut s'appliquer pour un cœur de puissance nominale de l'ordre de la centaine de MW thermiques.

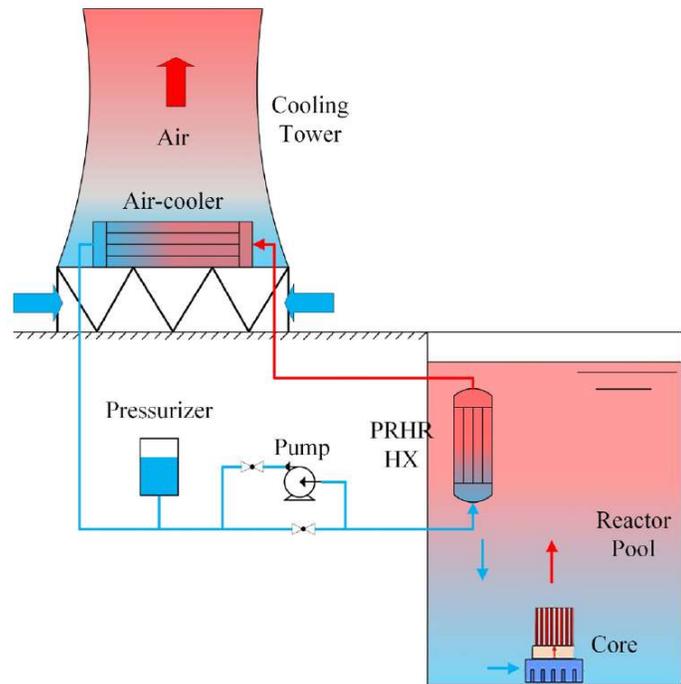


Figure 40 : Schéma de principe d'un refroidissement passif d'une piscine réacteur basse température [78]

Afin d'étudier ce système de refroidissement, Xu et al. (2022) ont mis en place un banc d'essais expérimental présenté en Figure 41. La cuve d'eau est d'une dimension d'environ 20 m<sup>3</sup> et a une température variant entre 70 et 88°C. Cette gamme de température est relativement proche de notre gamme d'étude (100 °C). Les résultats de cet article se concentrent sur l'efficacité de l'évaporateur immergé et sera un article clé que nous utiliserons dans la phase de dimensionnement de notre évaporateur immergé.

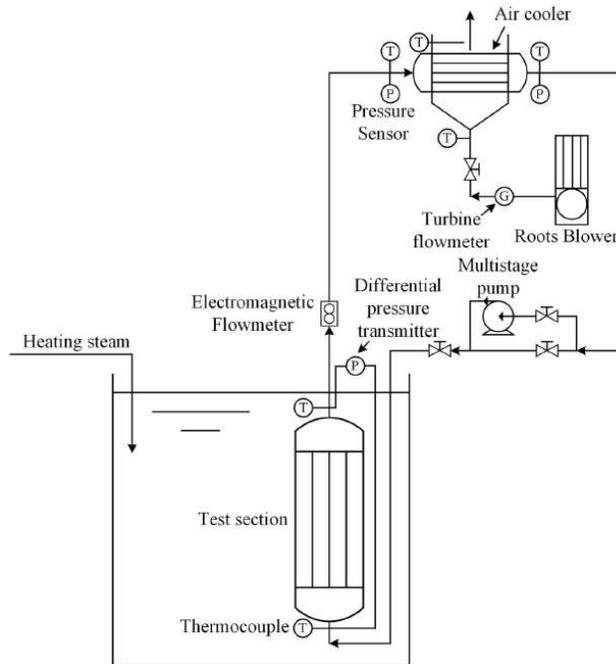


Figure 41 : Banc d'essais expérimental d'un système de refroidissement d'une piscine de réacteur calogène [79]

#### 2.5.4.2 Réacteurs SMR

Un système de refroidissement très proche du système présenté en Figure 40 a été conçu dans le cadre d'un projet de SMR. Dans cette architecture, un SACO couplé à une piscine de refroidissement permet de retirer la puissance résiduelle du cœur [80]. Un second circuit d'échangeur permet ensuite de retirer une partie, voir l'ensemble de la chaleur stockée dans la cuve via un évaporateur immergé et une tour aéro-réfrigérante. Ce système de refroidissement, passif, a été dimensionné pour un SMR de puissance nominale d'environ 300 MW, soit une puissance résiduelle de l'ordre de quelques MW au maximum. Cette étude est réalisée au travers d'une simulation en transitoire utilisant le MARS-KS Code.

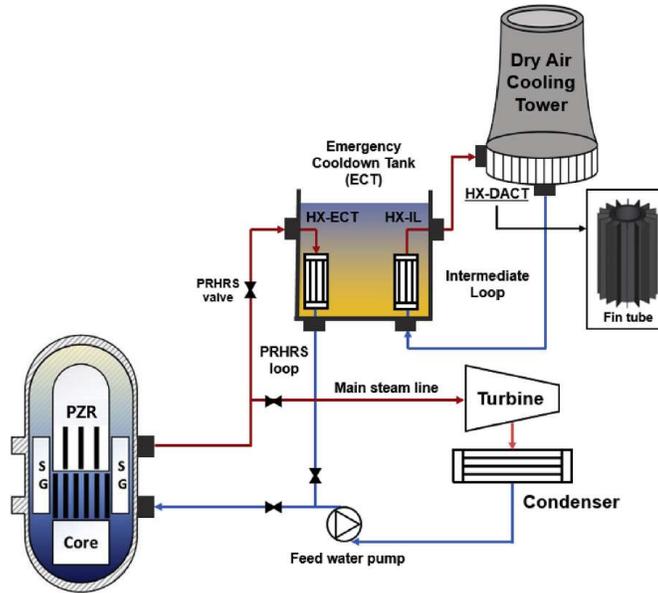


Figure 42 : Couplage entre le SACO piscine d'un SMR et une boucle de refroidissement passive [80]

Les conclusions de cette étude montrent les effets de la température extérieure sur les performances du cycle de refroidissement de la piscine. En effet, pour une température extérieure de 40°C, le niveau de l'eau tombe sous le niveau des évaporateurs pour un temps de refroidissement supérieur à 72h, alors que pour une température de 50°C, les évaporateurs sont dénoyés à partir de 56h de refroidissement.

L'importance de la température extérieure dans ce type de circuit de refroidissement rentre dans une étude de fiabilité de ce système. Cette même question de fiabilité se pose, aussi, sur le système considéré dans cette thèse et basé sur un ORC. De manière générale, il est nécessaire de connaître les situations défavorables au bon fonctionnement d'un ORC afin de définir une dimension ainsi qu'une gamme de fonctionnement.

## 2.6 Fiabilité des ORC

L'utilisation d'un ORC dans un contexte nucléaire pose des contraintes de fiabilité spécifiques. En effet, il faut s'assurer que dans n'importe quelle condition l'ORC puisse démarrer et produire une puissance suffisante au bon fonctionnement du couplage ORC - pompe à eau. Or, certains éléments externes ou internes à l'ORC peuvent venir dégrader son efficacité, voire son intégrité. Parmi ces éléments, on peut notamment citer la variation de la température de source froide, l'encrassement des échangeurs, la présence de fluide en diphasique en entrée turbine ou encore la charge en fluide de travail.

### 2.6.1 Variation température source froide

D'après le rendement de Carnot, le rendement moteur d'un cycle thermodynamique, même dans le cas d'une réversibilité, ne peut pas dépasser [5] :

$$\eta = 1 - \frac{T_{sf}}{T_{sc}} \quad (1)$$

Avec  $T_{sf}$  et  $T_{sc}$  désignant la température de la source froide et de la source chaude.

Le rendement de Carnot indique que plus l'écart entre la température de source froide et chaude est faible, plus le rendement maximum du cycle sera faible.

Pour traduire cette chute du rendement et donc de la production en fonction du rendement, Liu et al. (2023), ont comparé les performances d'un même ORC à deux emplacements géographiques différents [81]. Leurs résultats sont présentés en Figure 43. On y observe que pour une température de source chaude presque constante, et une température de source froide qui varie d'environ 20°C, la puissance produite par l'ORC chute de 960W à 440W. Cette chute de production de puissance se répercute sur le rendement global qui passe de 3.1% à 2.9%.

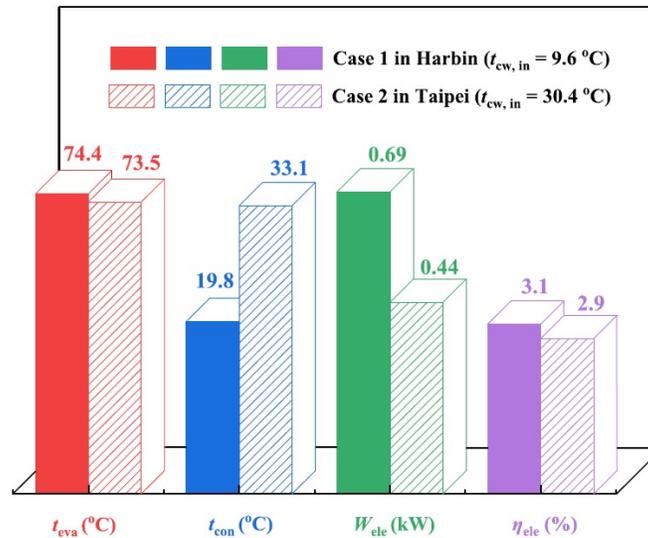


Figure 43 : Température d'évaporation et de condensation, puissance électrique et rendement électrique pour deux localisation de fonctionnement du même ORC

Il est donc nécessaire de prendre en compte la chute du rendement global de l'ORC avec l'augmentation de la température de source froide lors du dimensionnement de notre ORC. En effet, on ne peut pas connaître en avance la température extérieure et donc la température de la bache d'eau, le jour ou le système devait être utilisé. Ainsi, il nous sera nécessaire de dimensionner l'ORC dans le cas d'une température de source froide la plus défavorable possible.

## 2.6.2 Encrassement des échangeurs

L'encrassement des échangeurs est défini, de manière générale, comme le dépôt de matériaux ou de substances indésirables sur une paroi. Six types d'encrassement différents sont définis [82]:

- Encrassement particulaire
- Corrosion

- Entartrage
- Encrassement biologique
- Encrassement par réaction chimique
- Encrassement par solidification

Cet encrassement, qui peut avoir lieu sur la paroi interne ou externe de l'évaporateur, va donc venir limiter l'échange thermique entre la source chaude et l'ORC. Il est représenté comme une résistance thermique supplémentaire lors de l'échange de chaleur entre la source et le fluide de travail :

$$R_{global} = R_{conv\_int} + R_{encrassement\_int} + R_{conduction} + R_{encrassement\_ext} + R_{conv\_ext} \quad (2)$$

Avec  $R_{conv\_int}$  et  $R_{conv\_ext}$  la résistance thermique de convection entre le fluide froid et la paroi et le fluide chaud et la paroi ;  $R_{conduction}$  la résistance thermique de conduction ;  $R_{encrassement\_ext}$  et  $R_{encrassement\_int}$  respectivement la résistance thermique liée à l'encrassement externe et interne de la paroi en  $\frac{m^2.K}{W}$ .

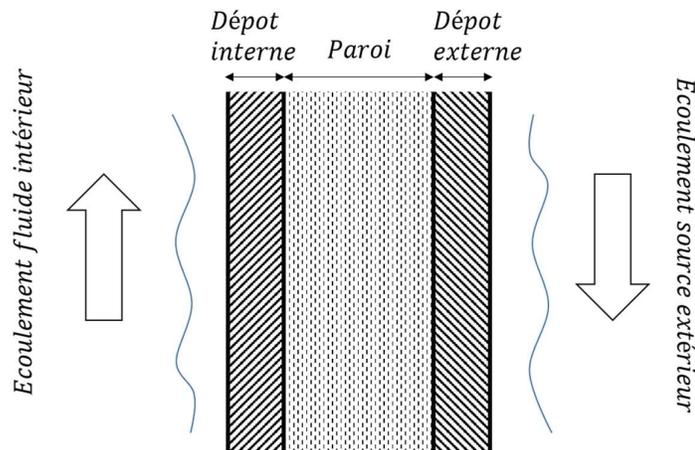


Figure 44 : Schéma simplifié encrassement d'une paroi plane

En 2014, l'encrassement des échangeurs a coûté aux Etats Unis 14 milliard de dollars à cause de la perte de production, du nettoyage, du traitement des fluides et de l'achat de matériel supplémentaire [83]–[85].

La diminution du coefficient d'échange à la paroi, et donc la baisse de la quantité de chaleur transmise au fluide peut empêcher le fluide d'être complètement sous forme vapeur en sortie d'évaporateur et donc en entrée de turbine. Cette présence de fluide en diphasique en entrée de turbine est un élément défavorable à la production de puissance pour une turbine.

### 2.6.3 Fluide de travail en état diphasique en entrée de turbine

Dans le cas des turbines à vapeur d'eau, la présence de fluide en diphasique en entrée de turbine provoque avec le temps une baisse du rendement de la turbine ainsi qu'une perte de sa durée de vie [66], [86].

Cette perte de durée de vie et de performance de la turbine est causée par l'impact entre les gouttes de fluides sous forme liquide et les aubes de la turbine. Ces impacts répétés provoquent une perte de matériel solide à la surface des aubes de la turbine (Figure 46). Un exemple d'érosion de pales de turbine est visible en Figure 45.

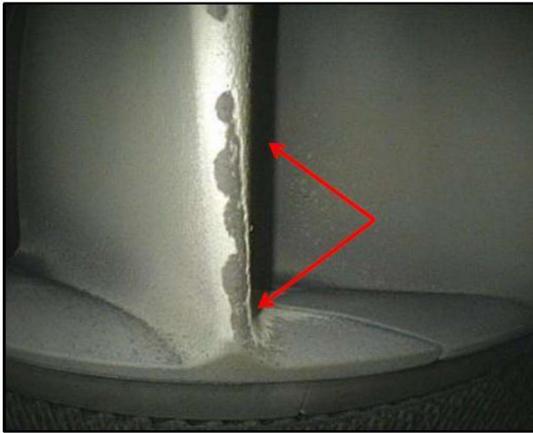


Figure 45 : Erosion des pales d'une turbine [87]

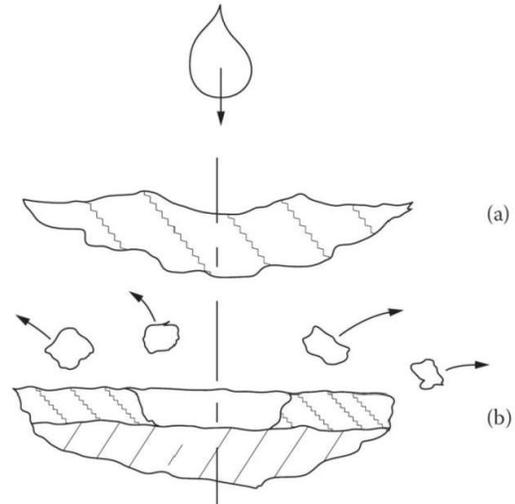


Figure 46 : Schéma de l'érosion d'une surface à partir d'impact de gouttes liquides [87]

Des études récentes sur le fonctionnement des turbines axiales montrent qu'il est possible d'opérer en évaporation partielle avec un fluide de travail de type sec, sans endommager les pales de la turbine. Ce point sera abordé dans la section 4.3 .

### 2.6.4 Charge en fluide de travail

La charge en fluide d'un ORC correspond à la quantité de fluide de travail présent dans l'ORC. La charge du fluide de travail est un sujet très étudié pour les pompes à chaleur avec pour objectif de trouver le bon compromis entre quantité de fluide et performance [88].

Dans le cas des ORC, la charge a une influence directe sur la production d'électricité par son influence sur la basse pression et le sous refroidissement [89]. En général une charge optimale semble exister. La charge de fluide optimale est impactée par de nombreux facteurs interne ou externe à l'ORC tel que le débit du fluide de travail ou encore la température de la source chaude (Figure 47).

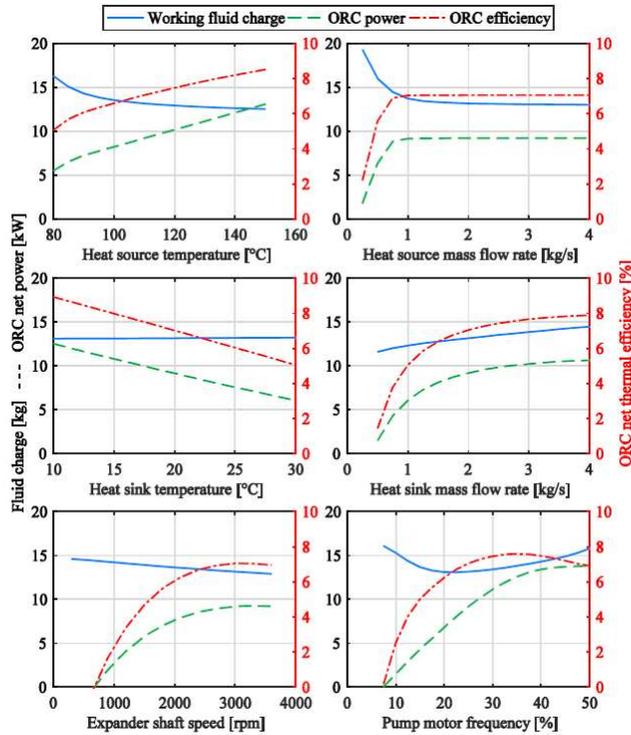


Figure 47 : Variation de la charge optimale de fluide en fonction de divers paramètres de l'ORC [89]

Dans le cas de l'utilisation d'un ORC dans un contexte nucléaire, la perte de production électrique de l'ORC en fonction de la charge doit être prise en compte. En effet, que ce soit à cause d'une perte de fluide lié à un problème d'étanchéité de l'ORC ou pour une autre raison (erreur de manutention), il est nécessaire de bien connaître les effets de la charge sur la production du système.

L'ensemble des éléments défavorables au bon fonctionnement d'un ORC présentés précédemment ne sont pas tous décorrélés les uns des autres, mais à l'inverse s'impactent les uns les autres. En effet, dans le cas d'un encrassement de l'échangeur par exemple, la répercussion d'une diminution de quantité de chaleur échangée avec l'ORC peut être la présence de diphasique en entrée turbine. De la même façon, une surcharge de fluide dans l'ORC peut provoquer une incapacité de l'évaporateur à évaporer l'ensemble du fluide et donc provoquer, de la même manière, la présence de fluide en diphasique en entrée turbine. Il est donc nécessaire de voir tous ces éléments défavorables comme un ensemble.

## 2.7 Démarche scientifique

L'objectif de la thèse s'articule sur plusieurs axes. Le premier correspond simplement à la faisabilité technique de l'utilisation d'un ORC avec comme source chaude une cuve d'eau bouillante. En effet, cette architecture peu courante, alliant convection naturelle coté eau et convection forcée coté fluide de travail est très peu répandue dans la littérature. Ainsi, afin de démontrer expérimentalement les performances de ce couplage, un banc d'essais doit être mis en place. Ce banc d'essais s'appuie sur un ORC existant, ce qui impose certains organes de l'ORC tels que la pompe, le condenseur et la turbine. L'évaporateur ainsi que l'instrumentation et l'architecture de la cuve doivent eux être dimensionnés afin de permettre, comme expliqué, une étude nominale mais aussi une étude hors nominale des

performances du couplage ORC et cuve d'eau à saturation. Cette étude permettra de démontrer la fiabilité des ORC, et donc leur intérêt dans un contexte de sûreté nucléaire.

Afin de dimensionner ce couplage ORC et cuve d'eau bouillante, un modèle à échelle expérimentale, d'abord concentré sur les organes de l'ORC puis sur l'installation complète est mis en place. Ce modèle permet ainsi de dimensionner un évaporateur immergé pour un comportement de cuve d'eau et une gamme de puissance d'ORC donnée. Le modèle est mis en place grâce aux corrélations de la littérature et de résultats expérimentaux obtenus sur l'ORC en configuration évaporateur à plaques.

L'étude expérimentale off-design de l'ORC s'appuiera sur plusieurs situations connues comme dégradant les performances d'un ORC. On peut notamment citer l'augmentation de la température de la source froide, une mauvaise charge de fluide de travail dans l'ORC, l'entrée de fluide en diphasique dans la turbine ou encore un fort encrassement de l'ORC. Cette étude off-design s'accompagnera d'une étude de performances du couplage ORC et cuve d'eau à saturation basée sur la position de l'évaporateur immergé dans la cuve ou en variant la puissance de chauffe des éléments chauffants de la cuve. Certaines études expérimentales en situations dégradées, basées sur l'étude spécifique de certains organes comme la turbine ou le condenseur peuvent être réalisées en configuration évaporateur à plaques.

Une fois les essais expérimentaux, en situation nominale et off-design réalisés, l'objectif est de valider les modèles à cette même échelle expérimentale. Un travail de mise à l'échelle sur le modèle à l'échelle expérimental pourra alors être réalisé afin de permettre un dimensionnement de l'ORC à l'échelle réelle. Ce dimensionnement doit prendre en compte les résultats de l'étude hors nominale afin d'assurer la production électrique demandée sur la plus grande gamme de situations défavorables possibles.

L'objectif de la thèse n'est pas seulement d'apporter un dimensionnement à l'échelle 1 de l'ORC mais aussi une expertise sur comment augmenter la fiabilité d'un ORC. Ainsi, ce modèle à l'échelle 1 permettrait de réaliser différentes études notamment sur l'analyse de l'architecture ORC et de la cuve d'eau bouillante ou encore sur le choix du fluide de travail au travers d'une étude multicritère alliant performance, respect de l'environnements, propriétés intrinsèques du fluide, sécurité de l'opérateur ...

C'est au travers de cette démarche scientifique que ce manuscrit de thèse est articulé. En effet le chapitre 1 a permis d'introduire le principe de fonctionnement des REL. Ensuite, il s'est concentré sur les systèmes de sûretés passifs et notamment les condenseurs de sûretés utilisant l'eau pour refroidir le cœur. Ensuite, ce chapitre qui se termine a permis d'introduire les ORC au travers d'une description générale ainsi que via le prisme de leur utilisation dans un contexte nucléaire. Leur utilisation dans ce contexte nucléaire oblige à la démonstration d'une certaine fiabilité et donc la connaissance des situations défavorables à la production électrique des ORC. Le chapitre 3 se concentrera ainsi à décrire le banc d'essais expérimental mis en place durant cette thèse. Ce chapitre montrera comment en partant d'un ORC à plaques (AMORCE\_1), au travers de la connaissance de la phénoménologie d'une cuve d'eau à ébullition il a été possible de mettre en place un ORC à évaporateur immergé (AMORCE\_2). Le chapitre 4, quant à lui explique le modèle qui a permis le dimensionnement d'AMORCE\_2 et qui permettra ensuite la mise à l'échelle de l'ORC. Les résultats expérimentaux, et donc la validation des modèles théoriques seront montrés dans le Chapitre 5. Ce chapitre aura pour objectif de démontrer la faisabilité technique de cette architecture ainsi que sa gamme de fonctionnement au travers de l'étude des situations dégradées. Pour finir, le Chapitre 6 exploitera ce modèle à échelle 1 et permettra de conclure sur les points forts et faibles de l'utilisation de l'ORC dans ce contexte nucléaire.

# Chapitre 3 - Banc d'essais

Les travaux expérimentaux menés tout au long de cette thèse ont été réalisés sur deux bancs d'essais nommés AMORCE\_1 et AMORCE\_2. AMORCE\_1 correspond à un ORC avec évaporateur à plaques. Cet ORC était fonctionnel dès le début de la thèse. AMORCE\_2 correspond au couplage entre un ORC et une cuve d'eau à saturation. Le complément a été dimensionné, conçu et réalisé pendant la thèse.

## 3.1 Banc d'essais composants ORC : AMORCE\_1

### 3.1.1 Présentation du banc d'essais AMORCE\_1

Les premiers essais expérimentaux ont été réalisés sur le banc d'essais AMORCE\_1. Le PID de l'installation est visible en Figure 48. Ce banc d'essais est composé de trois circuits : le circuit du fluide de travail, le circuit de la source froide et le circuit de la source chaude.

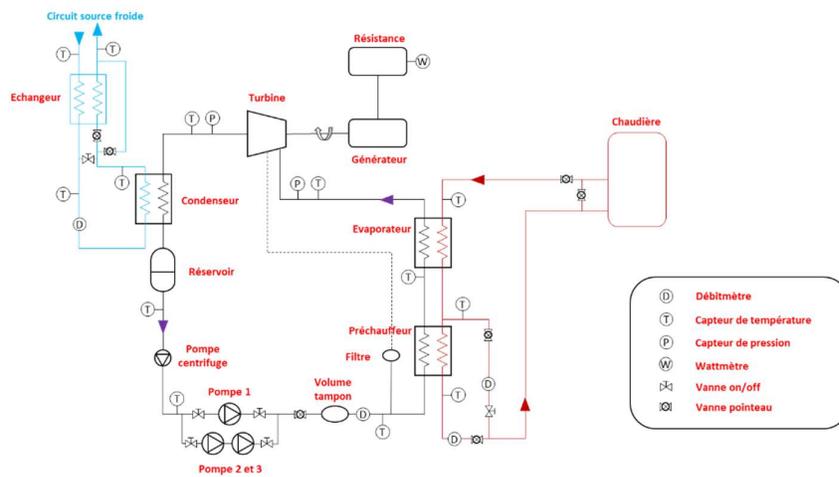


Figure 48: PID installation AMORCE\_1



Figure 49 : Photo du banc expérimental AMORCE\_1

Le circuit fluide de travail, ou plus simplement le circuit ORC, est le circuit permettant la production électrique avec la turbo génératrice. Le fluide de travail, à basse pression sous forme liquide, est d'abord légèrement comprimé par la pompe centrifuge. Cette pompe assure le rôle d'une pompe de gavage, c'est à dire qu'elle augmente légèrement la pression du fluide pour éviter tout risque de cavitation dans la pompe de circulation. Dans notre circuit, un jeu de vannes permet de passer soit de la pompe 1 aux pompes 2 et 3 montées en série. Ce montage en parallèle, permet de réaliser des essais sur une grande gamme de débit/pression. Ces pompes de circulation sont suivies d'une vanne pointeau qui augmente la perte de charge et donc régule le débit si nécessaire. Le fluide sous forme liquide à haute pression entre ensuite dans un ballon tampon qui limite les fluctuations dues à la pompe volumétrique avant de rentrer dans le débitmètre. En sortie de débitmètre, un by-pass en direction de la turbine, permet à une fraction minimale du fluide d'assurer la lubrification de la turbine avec le fluide ORC. Ce système de by-pass évite la présence d'un lubrifiant spécifique, tel qu'une huile, dans le circuit.

Le fluide de travail, à haute pression, est ensuite préchauffé, évaporé et (en général) surchauffé dans le préchauffeur et l'évaporateur, via deux échangeurs à plaques montés en série. La division de l'évaporateur en deux organes sépare l'étape de préchauffé du fluide (chaleur sensible) et l'étape d'évaporation (chaleur latente). En outre, cette dissociation joue un rôle essentiel dans la gestion de la source de chaleur, notamment en permettant la création de deux sources distinctes à des températures différentes. De plus, elle régule efficacement la quantité de chaleur qui pénètre dans le circuit en modulant le débit provenant des échangeurs thermiques. La chaudière chauffe l'eau du circuit à une température maximum de 150 °C suivant une puissance maximale de 20kW. Deux vannes pointeaux, ainsi qu'un système de by-pass permettent de réguler le débit de cette source chaude.

Le fluide de travail, sous forme de vapeur surchauffée (en condition nominale) à haute pression, est ensuite détendu dans une micro turbine axiale à admission partielle. Le fluide est ainsi détendu de sa pression haute à sa pression basse. La puissance générée par cette chute de pression est convertie en puissance mécanique grâce à la turbine, puis en puissance électrique via une turbo génératrice. Le fonctionnement de la turbo génératrice est expliqué plus en détail en section 4.3 .

Le fluide de travail à basse pression, mais toujours sous forme vapeur, est ensuite refroidi, condensé et sous-refroidi via un condenseur. La source froide de l'ORC correspond à un réseau d'eau froide, maintenue à 13°C pour une pression de 6 bar dans la halle d'essais. Une vanne pointeau permet de réguler son débit. Après le condenseur, un réservoir servant de volume tampon, est noyé en fluide sous forme liquide. Ce fluide à basse pression retourne ensuite dans la pompe de gavage.

Tableau 2 : Caractéristique des échangeurs

Data		Préchauffeur	Evaporateur	Condenseur
Type	[-]	Plaques brasées	Plaques brasées	Plaques brasées
Model	[-]	SWEPB10TH	SWEPB16H	SWEPB12H
Nombre de plaques	[-]	20	30	40
Hauteur	[mm]	376	289	287
Largeur	[mm]	119	119	117
Nombre de passes	[-]	1	1	1

Dans le cadre de cette thèse, AMORCE\_1 a permis de caractériser certains organes de l'ORC indépendamment de leur couplage avec une cuve d'eau bouillante. De plus, cette boucle était fonctionnelle dès le début de la thèse, ce qui a permis de réaliser les premiers essais expérimentaux sans

avoir dimensionné le couplage évaporateur immergé et cuve d'eau. Il a ainsi été possible de caractériser certains organes de l'ORC tels que la turbine ou le condenseur, qui resteront identiques dans l'installation AMORCE\_2. Ce travail de caractérisation a aussi été un premier élément utile pour le dimensionnement d'AMORCE\_2.

### 3.1.2 Historique

Historiquement, cette boucle a été dimensionnée en collaboration avec la société ENOGIA avec pour objectif d'avoir un ORC d'une grande compacité pouvant produire 1 kW d'électricité à partir d'une source chaude comprise entre 90 et 110°C. Le volume de l'ORC, armoire électrique comprise, est de 0.25 m<sup>3</sup>. Le fluide de travail dimensionné pour l'installation est le Novec649<sup>TM</sup>. Une photo ainsi qu'un schéma de l'ORC sont visibles en Figure 50.

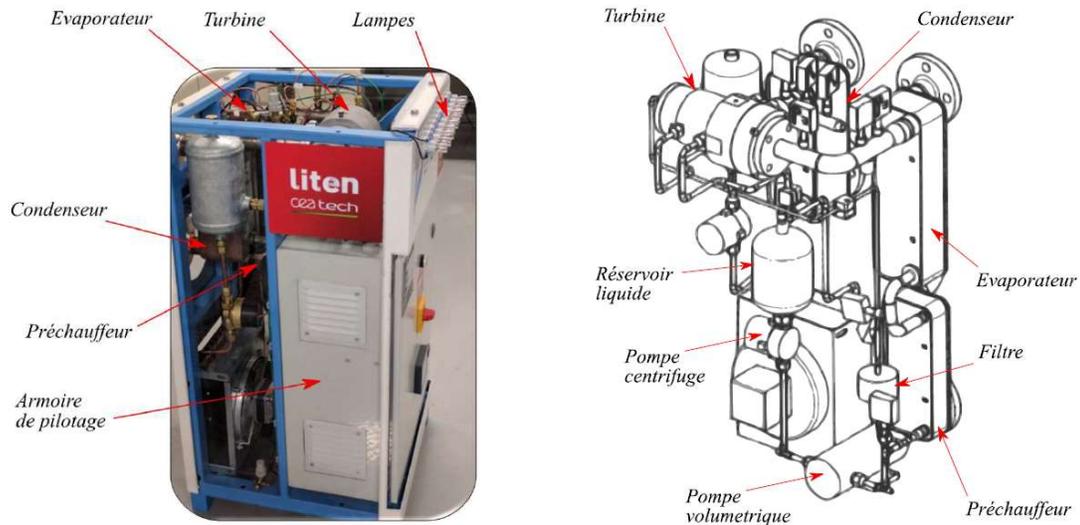


Figure 50 : Photo et schéma de l'installation expérimentale AMORCE présente au CEA (2019) [47]

Des travaux expérimentaux, ayant pour objectifs l'étude et l'optimisation énergétique des mélanges zéotropes, ont été réalisés sur cette boucle durant la thèse de Quentin Blondel [47]. Ses travaux expérimentaux portaient sur 3 fluides purs : le Novec49<sup>TM</sup>, le HFE7000 et le HFE7100 ainsi que sur des mélanges, dans différentes proportions, de Novec649<sup>TM</sup> et de HFE7000. Ces résultats donnent accès à une base de donnée expérimentale sur le banc d'essais.

### 3.1.3 Les fluides de travail

Dans le cadre de cette thèse, deux fluides de travail sont utilisés : le Novec649<sup>TM</sup> et le HFE7100. Le diagramme T-s de ces deux fluides est visible en Figure 51. Leurs propriétés physico-chimiques sont décrites dans le Tableau 3.

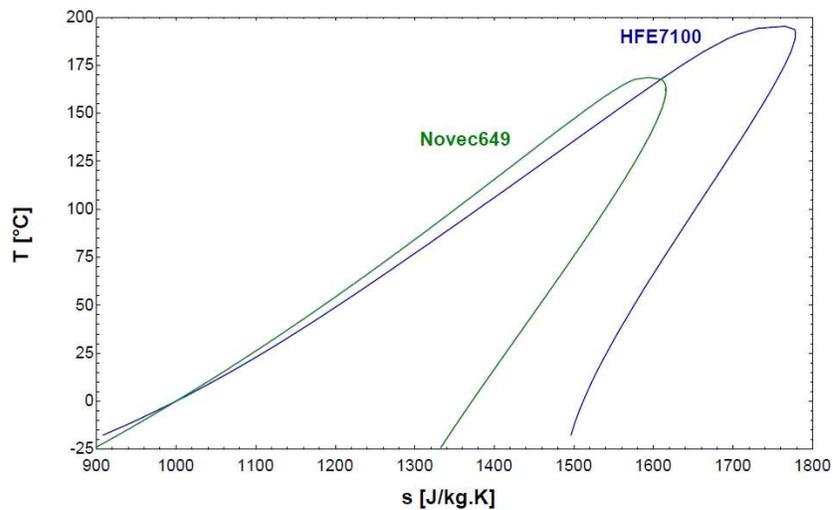


Figure 51 : Diagramme T-s du Novec649™ et du HFE7100

Comme présentés dans le chapitre 2, le choix de ces deux fluides s'est basé sur des critères alliant performances, modèles des propriétés physico-chimiques, environnement et sécurité.

Le HFE7100, Hydrofluoroether, est un fluide de remplacement des fluides de type CFC et HCFC comme présenté dans le chapitre 2. Ce fluide a d'abord été choisi pour ses performances. En effet, dans le cadre de production de petite puissance, soit proche de 1kWe, Kaczmarczyk et Żywica (2022), Jradi et al. (2014) et Zygmunt Kaczmarczyk (2021) ont obtenu, respectivement, un rendement d'installation de 5.97%, 5.7% et 3.31% avec comme organe de détente un détendeur scroll, une turbine radiale et deux détendeur scroll en série [90]–[92]. De plus, d'après des travaux antérieurs réalisés sur le banc d'essais AMORCE, le HFE7100 est le fluide qui a permis d'obtenir les meilleures performances [47].

Ensuite, comme on peut le voir au Tableau 3, ce fluide possède un ODP nul et un GWP relativement faible (~ 320). Sa faible toxicité et son inflammabilité assurent la sécurité des utilisateurs. La température de saturation du fluide à pression atmosphérique est de 61°C, ce qui entraîne la dépression du fluide lorsque l'ORC est à l'arrêt. Cette dépression garantit la conservation du fluide dans l'ORC en cas de non étanchéité de la boucle. Sa pression de saturation à 100°C est d'environ 3.17 bar, ce qui limite les contraintes physiques exercées sur les composants de l'ORC. L'ensemble de ces critères sont des premiers éléments qui indiquent que ce fluide de travail est adapté à l'application visée.

Sa valeur de GWP restant tout de même non négligeable, ce fluide n'est pas assuré de ne pas être concerné par des prochaines restrictions nationales et internationales. Dans ce contexte, un autre fluide de travail avec un GWP de 1 a été testé : le Novec649™.

Le Novec649™ est un Fluoroketone très proche structurellement et chimiquement des HFE. Suivant des conditions de fonctionnement avec une température de source chaude < 120°C, une température de source froide de 40°C, et une production électrique de 170 W, Dong et Jeong (2020) ont obtenu un rendement de cycle de 4.5% [93]. Scaccabarozzi et al. (2018) ont théoriquement comparé les performances de fluides de types HFC et des HFE. Les résultats montrent que le Novec649™ fait partie des fluides permettant d'obtenir le meilleur rendement du cycle [94]. Ces critères de performances, ajoutés à sa non toxicité, son inflammabilité et son impact quasi nul sur l'environnement font du Novec649™ un excellent candidat. De plus, de la même manière que pour le HFE7100, le Novec649™ est en dépression lorsque l'ORC est à l'arrêt et sa pression haute à 100°C ne dépasse pas 4.5 bar.

Tableau 3 : Propriétés physico-chimiques du Novec649<sup>TM</sup> et du HFE7100

Propriétés		Novec649	HFE7100
Type de fluide	[-]	Sec	Sec
Masse molaire	[g.mol-1]	316	250
Température saturation à P <sub>atm</sub>	[°C]	49,1	61
Chaleur latente à P <sub>atm</sub>	[kJ.kg-1]	88,1	116,4
Température critique	[C]	168,7	195,3
Pression de saturation à 100°C	[bar]	4,47	3,17
Pression critique	[bar]	18,7	22,3
Masse volumique critique	[kg.m-3]	606,8	555
ODP	[-]	0	0
GWP	[-]	1	320
Inflammabilité	[-]	Non	Non
Toxicité	[-]	Nulle	Faible

### 3.1.4 Paramètre expérimentaux

L'objectif d'AMORCE\_1 est de caractériser en situations nominale et hors nominale les organes de l'ORC qui resteront identiques lors de l'ajout de l'évaporateur immergé et de la cuve d'eau. Suivant cet objectif de caractérisation, il a été possible de faire varier différents paramètres expérimentaux afin d'étudier les composants turbine et condenseur ainsi que la détermination de rendements du cycle dans sa globalité.

Pour réaliser ces campagnes d'essais, les paramètres expérimentaux qu'on a pu faire varier concernant la source chaude et la source froide :

- Le débit source
- La température

Et concernant le fluide de travail :

- Le débit du fluide travail
- Le type de fluide

Le Tableau 4 récapitule l'ensemble des gammes et des paramètres de variation mis en œuvre expérimentalement sur AMORCE\_1 :

Tableau 4: Paramètres expérimentaux étudiés

Paramètres variant		Gamme de variation	
Source chaude	Température	100 - 110	°C
	Débit	1000 - 3500	l.h <sup>-1</sup>
Source froide	Température	13 - 35	°C
	Débit	500 - 2500	l.h <sup>-1</sup>
Fluide de travail	Type de fluide	HFE7100 - Novec649 <sup>TM</sup>	
	Debit global	100 - 360	kg.h <sup>-1</sup>

Au total sur AMORCE\_1, 106 essais ont été réalisés. La grande majorité des essais ont été effectués en Novec649<sup>TM</sup> (100 essais).

L'ensemble de ces essais sur AMORCE\_1 ont notamment permis d'étudier le comportement de la turbine et du condenseur en situation dégradée. Les résultats de ces campagnes d'essais seront détaillés dans le chapitre 5.

### 3.1.5 Instrumentation

L'ensembles des équipements de mesure présents sur AMORCE\_1 sont visibles sur le PID de l'installation en Figure 48. Les caractéristiques de l'ensemble de ces éléments de mesures sont présentées dans le Tableau 5.

Tableau 5 : Caractéristique des éléments de mesures

Variable de mesure	Equipement	Gamme de mesure		Incertitude	
				Equipement	Mesure
Puissance électrique	Wattmètre			± 0,30 %	± 0,30 %
Débit volumique source chaude	Débitmètre électromagnétique	0-3500	l.h <sup>-1</sup>	± 0,23 %	± 0,23 %
Débit volumique source froide	Débitmètre électromagnétique	0-2500	l.h <sup>-1</sup>	± 0,33 %	± 0,33 %
Débit massique fluide de travail	Débitmètre Coriolis	50-500	kg.h <sup>-1</sup>	± 0,30 %	± 0,30 %
Température	Thermocouple type-T	0-1100	°C	± 0,1 °C	± 0,1 °C
Pression	Capteur de pression absolu	0-7	bar	± 1 %	± 1 %
Fréquence turbine	Pince amperemétrique	15-1000	Hz	± 1 %	± 1 %

L'ensemble des thermocouples présents sur la boucle ORC sont en contact direct avec le fluide de travail. Au niveau des sources chaude et froide, les thermocouples sont en contact avec la paroi selon la méthode du doigt de gant.

Afin de coupler l'ORC et une cuve d'eau, il est important de connaître la phénoménologie d'une cuve d'eau bouillante chauffée par un élément interne. Ainsi une étude bibliographique et des calculs CFD sur une cuve d'eau bouillante ont été réalisés.

## 3.2 Comportement de la piscine condenseur

### 3.2.1 Etude bibliographique

Le couplage entre l'ORC et le SACO piscine se fait au travers d'un élément central : l'évaporateur immergé. Contrairement à son utilisation dans le contexte des SMR ou des piscines combustibles, son objectif n'est pas de retirer de la puissance thermique à la piscine. Dans notre cas le SACO sert indirectement à alimenter un ORC en source chaude. Le couplage entre l'évaporateur immergé de l'ORC et la piscine avec son SACO est central et pose de nombreuses questions d'optimisation notamment autour de la position de l'évaporateur dans la piscine liée aux phénomènes physiques d'ébullition et de convection.

Pour répondre à cette problématique de position de l'évaporateur dans la cuve il est nécessaire de s'intéresser à la dynamique de la cuve à saturation chauffée par un condenseur de sûreté. De nombreux articles se concentrent sur le transitoire de montée en température de cette cuve que ce soit expérimentalement [95], [96] ou numériquement [97]–[100]. Ces articles concluent sur une montée en température de façon stratifiée (verticalement) de l'eau de la piscine. Ces études renseignent également sur le régime d'écoulement de la piscine pour passer de sa température initiale à sa température de saturation. Cependant l'étude du régime transitoire n'est pas réellement pertinente dans le cadre de notre étude. En effet, l'ORC ne démarre que lorsque la piscine est entièrement à saturation, c'est-à-dire quand le niveau d'eau de la cuve baisse. Ces articles concluent aussi que la température de la cuve d'eau est homogène une fois à saturation.

La bibliographie montrant que la température de la cuve était homogène, on a cherché à mieux caractériser l'écoulement dans la cuve en se concentrant sur les boucles de recirculation. En effet, la vitesse ainsi que la forme de ces boucles auront forcément un impact sur le fonctionnement de l'évaporateur immergé. L'étude bibliographique nous renseigne sur cette phénoménologie : on distingue différents types de chauffe dans une cuve d'eau bouillante. Ces types de chauffés sont classés en trois groupes [101]:

- Chauffé par la plaque la plus basse de la cuve (plaque horizontale)
- Chauffé par une plaque latérale à l'intérieur de la cuve (plaque verticale)
- Chauffé par un élément chauffant dans la cuve

Dans le cas d'une chauffe par plaque verticale, un exemple est l'expérience de Rayleigh-Bénard. Ces études concluent sur une relation directe entre nombres de Nusselt et de Rayleigh [102]. La position des éléments chauffants dans la cuve étant très différente de notre cas d'étude, il est délicat de faire un parallèle avec une cellule de Rayleigh-Bénard.

En ce qui concerne la chauffe par une plaque horizontale, un exemple pertinent est l'étude de Kumar et Dewan (2016) [101]. Cependant, comme on peut le voir sur la Figure 52, la cuve est aussi refroidie à la paroi opposée de la plaque chaude. Ce refroidissement empêche la montée en température de la cuve et donc l'ébullition au niveau de l'élément chauffant. Cette absence d'ébullition, couplée à la présence d'une source froide de la même puissance que la source chaude empêche de faire un parallèle avec notre étude.

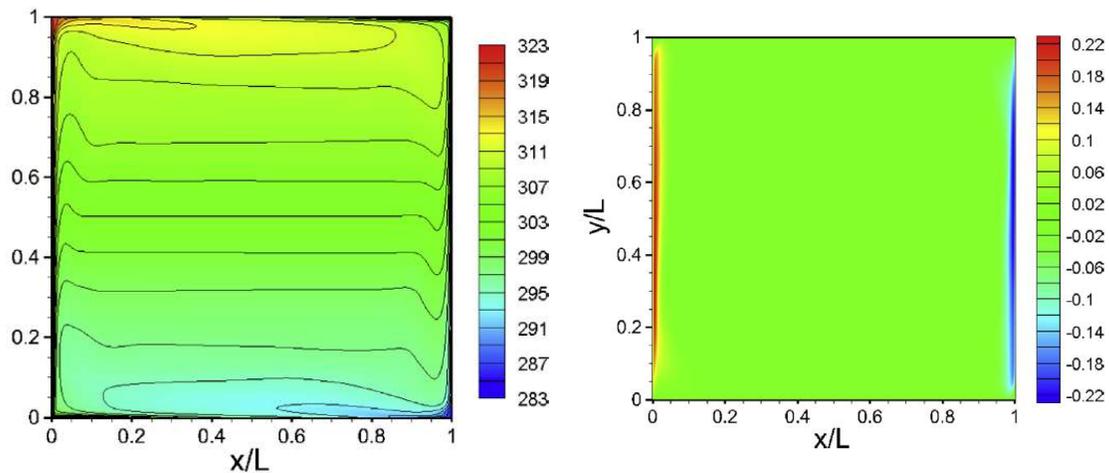


Figure 52 : (a) Profil de température de la cuve suivant l'axe des  $x$  ( $x = 0$  plaque chaude ;  $x = L$  plaque froide) ; (b) Profil des vitesses verticales suivant  $x$  et  $y$  [101]

Pour finir, dans le cas d'un élément chauffant dans une cuve, cas qui se rapproche le plus de notre cas d'étude, la plupart des études se concentrent sur la montée en température de l'eau de la cuve. Les études expérimentales en régime diphasique existantes se concentrent sur des volumes d'eau de dimension vraiment très réduite, ce qui empêche une extrapolation à plus grande échelle [103], [104].

Cette première étude bibliographique du comportement de la piscine condenseur ne permet pas de conclure sur les dimensions d'une cellule convective à l'intérieur de la cuve. Cette cellule permettrait de créer un mouvement de fluide dans la cuve et donc au niveau de la paroi des tubes de l'évaporateur ORC. Ces mouvements de fluide permettraient d'augmenter le coefficient d'échange entre l'évaporateur et l'eau. Ainsi pour obtenir des éléments plus pertinents sur une cellule de recirculation, une étude CFD a été réalisée. Elle est basée sur les travaux expérimentaux de Kim et al. (2017) et les travaux CFD de Graževičius et al. (2020) [103], [105].

Kim et al. (2017) ont étudié expérimentalement une cuve d'eau chauffée par un élément interne. Ils ont utilisé la méthode PIV pour permettre une mesure en direct de la vitesse et du mouvement de l'eau. Le volume de la cuve est de 11,2 litres ce qui représente une réduction d'échelle de 1/910 par rapport à la piscine condenseur étudiée dans l'article. Le volume d'eau présent dans la cuve est de 7,2 litres. L'élément chauffant dans la cuve, représentant un condenseur de sûreté, est un cylindre vertical d'une longueur de 150 mm et d'un diamètre de 19,05 mm. Sa puissance de chauffe est de 600 W au maximum, soit une puissance surfacique d'environ 7 W/cm<sup>2</sup>. Cette puissance surfacique est représentative des puissances typiques des condenseurs de sûreté [106].

Les résultats expérimentaux des mesures de vitesse de la cellule convective pour une hauteur d'eau de 400 mm sont représentés en Figure 53. Dans cette figure nous pouvons visualiser la phénoménologie de la cuve à saturation dans le cas d'une chauffe par élément interne. On observe que la vitesse la plus importante est atteinte au niveau de l'élément chauffant, là où a lieu la montée des bulles de vapeur. Cette vitesse, suivant la montée des bulles est dans la direction ascendante. A l'inverse à l'opposé de la cuve, au niveau de la paroi, la vitesse de l'eau est en direction descendante avec une valeur de vitesse plus faible qu'au niveau de l'élément chauffant. On observe aussi qu'au niveau du centre de la cuve les vitesses sont quasi nulles.

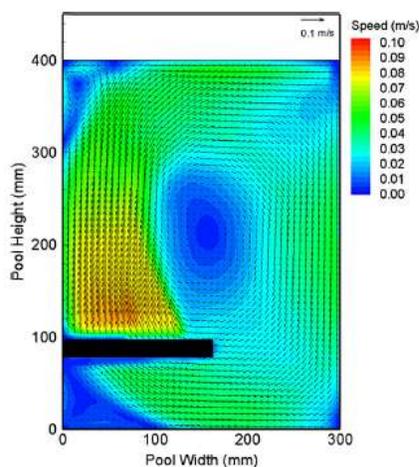


Figure 53 : Mesure des vitesses de la cellule convective pour une cuve d'eau en ébullition d'une hauteur de 400 mm [103]

Cet article expérimental ne nous permet cependant pas de conclure sur le comportement d'une cuve d'un volume plus important. Ainsi, pour permettre une extrapolation des observations de cet article, notre idée a été de réaliser un modèle CFD reproduisant le comportement de cette cuve d'eau bouillante de taille identique et ensuite d'extrapoler cette étude à une échelle plus pertinente.

Graževičius et al. (2020) ont réalisé un modèle CFD, sous le logiciel Ansys fluent, du comportement en diphasique de cette même cuve [105]. Cette modélisation a été réalisée en utilisant le modèle multiphasique Volume Of Fluids (VOF). Ce modèle permet de simuler deux ou plusieurs fluides non miscibles en résolvant une seule équation de quantité de mouvement pour les deux fluides et en suivant une fraction de volume de chaque fluide dans l'ensemble du domaine. Le modèle de turbulence SST  $k - \omega$  a été utilisé. Il comprend deux équations de transport pour représenter les propriétés turbulentes de l'écoulement. Les équations sont présentées dans l'article de Graževičius et al. (2020) [105].

Une série d'hypothèses a été posée afin de permettre la mise en place de conditions initiales et aux limites.

En conditions initiales :

- La température de l'air et des parois est originellement de 14°C ;
- La température de l'eau est originellement de 32°C.

En conditions aux limites :

- Le coefficient d'échange entre l'air et la paroi est de 18,95 W.m<sup>-2</sup>.K.

Les résultats CFD obtenus par Graževičius et al. (2020) comparés aux résultats expérimentaux de Kim et al. (2017) sont présentés en Figure 54. On observe la présence d'une cellule convective suivant une forme relativement proche de celle obtenue expérimentalement. On observe cependant que les vitesses au niveau supérieur de l'élément chauffant (partie diphasique) sont supérieures aux vitesses observées expérimentalement. Ce fait peut être causé par l'utilisation de la méthode VOF avec un maillage assez grossier : chaque bulle ne peut pas être correctement simulée. En conséquence, à l'échelle sous-maille, il existe un mélange liquide-vapeur décrit avec une seule vitesse, sans pouvoir différencier la vitesse de la partie liquide de celle de la partie vapeur. Les bulles entraînent le liquide mais on néglige le glissement entre les deux phases : nécessairement cela conduit à surestimer la vitesse du mélange. La méthode de mesure expérimentale par PIV permet quant à elle de voir la vitesse de l'eau sous forme liquide. Il est donc difficile de comparer très précisément les vitesses de la cellule convective entre CFD et expérimental au niveau de la zone ascendante.

Au niveau de la zone descendante, les résultats CFD donnent une gamme de vitesse légèrement surestimée par rapport aux résultats expérimentaux avec une vitesse maximum de 0,09 m/s comparée à 0,06 m/s. De plus, la forme de la cellule convective obtenue par modélisation diffère sur plusieurs points de celle de la cellule obtenue expérimentalement. En effet, la cellule convective obtenue par CFD est plus compacte et ne s'étend pas jusqu'aux parois de la cuve. Cette différence au niveau de la phénoménologie de la cuve pourra avoir un impact sur le choix de la position optimale de l'évaporateur immergé de notre ORC.

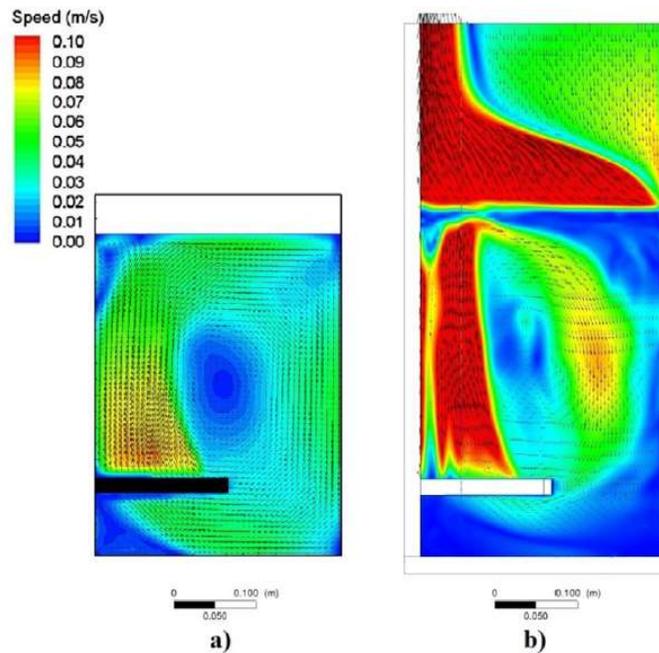


Figure 54 : Comparaison entre les profils de vitesses obtenues par Kim et al (2014) (a) et les résultats de simulation CFD obtenues par Graževičius et al (2020) (b)

Ainsi, malgré les différences entre l'étude CFD réalisée par de Graževičius et al. (2020) et l'étude expérimentale de référence, cette étude constitue un excellent point de départ pour réaliser notre propre étude CFD. Une fois notre étude validée grâce au cas de référence expérimental, il nous sera possible, en gardant le même modèle, de réaliser une mise à l'échelle pour observer la phénoménologie de la cuve expérimentale.

### 3.2.2 Etude CFD

#### 3.2.2.1 Cuve de taille réduite

Afin de reproduire l'étude numérique réalisée par Graževičius et al. (2020), un maillage suivant la géométrie de la cuve expérimentale de Kim et al. (2017) a été réalisé. Les paramètres du maillage sont présentés dans le Tableau 6.

Tableau 6 : Qualité du maillage

	Valeur minimale	Valeur maximale	Valeur moyenne
Orthogonal Quality	0.23	1	0.95
Element quality	0.3	1	0.96
Aspect Ratio	1.04	7.56	1.23
Skewness	0	0.766	0.068

Il est important de préciser que plusieurs éléments de simulation n'étaient pas explicités dans l'article de Graževičius et al. (2020). On peut notamment citer l'intensité de backflow ou les schémas de discrétisations de certains termes de l'équations de mouvement. Ainsi, dans notre étude, le backflow est fixé à 5%. Les schémas de discrétisation utilisés dans le modèle sont présentés dans le Tableau 7.

Tableau 7 : Schémas de résolutions

Discretization	Scheme
Gradient	Least Squares Cell Based
Pressure	PRESTO
Density	Second Order Upwind
Momentum	Second Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind
Specific Dissipation Rate	Second Order Upwind
Energy	Second Order Upwind
Volume Fraction	Geo-Reconstruct

Afin de vérifier qualitativement que le modèle reproduit correctement l'ébullition au niveau de l'élément chauffant, le taux de vide dans la cuve est présenté en Figure 55. On y observe la présence de bulles de vapeur au-dessus de l'élément chauffant, confirmant ainsi l'ébullition au sein de la cuve.

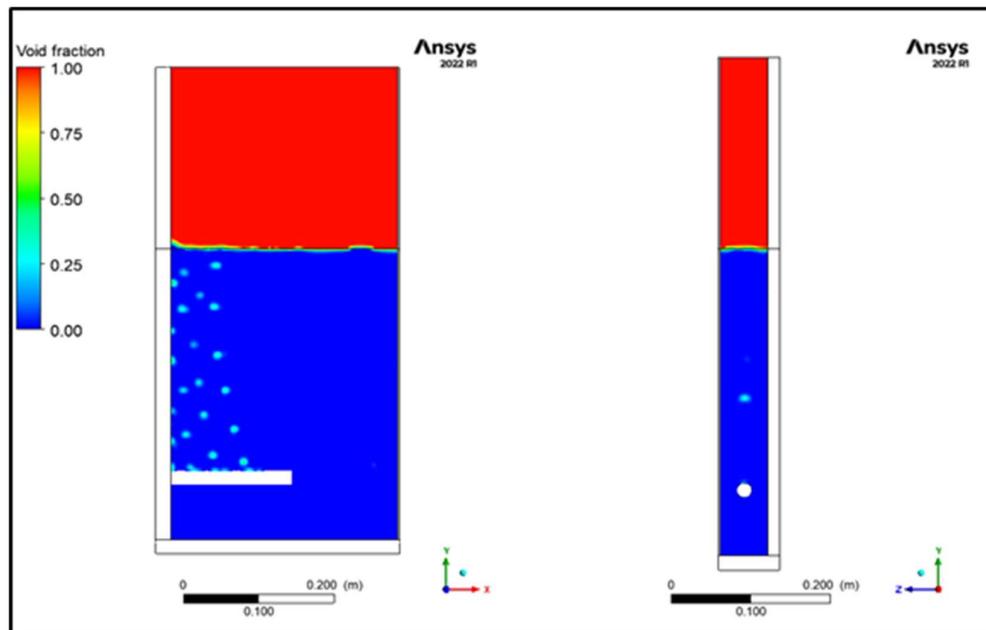


Figure 55 : Visuel sur les bulles de vapeurs au travers de la fraction de vide (stage Sirar Chakaroun (2022) – Ecole ENSE3).

La Figure 56 compare les profils des vitesses, pour une cuve à saturation, des résultats expérimentaux de Kim et al. (2017), de l'étude CFD réalisée par Graževičius et al. (2020) et de notre étude CFD (stage Sirar Chakaroun (2022) – Ecole ENSE3).

On observe que notre étude CFD est cohérente avec celle de Graževičius et al. (2020). En outre la surestimation de la vitesse du fluide au-dessus de l'élément chauffant (zone diphasique) est cohérente avec ce qui vient d'être expliqué. Dans notre étude, la vitesse de la cellule, côté monophasique, est très proche des résultats CFD déjà obtenus et cohérente avec les valeurs expérimentales.

Cependant, notre étude permet de gommer quelques irrégularités présentées précédemment sur le modèle de Graževičius et al. (2020). En effet, la forme de la cellule convective est très proche de la forme de la cellule obtenue expérimentalement. Au niveau de la paroi opposée à l'élément chauffant la cellule vient se coller à la paroi. De plus, la cellule vient toucher le fond de la cuve jusqu'à rejoindre l'élément chauffant de la même manière que sur l'étude expérimentale.

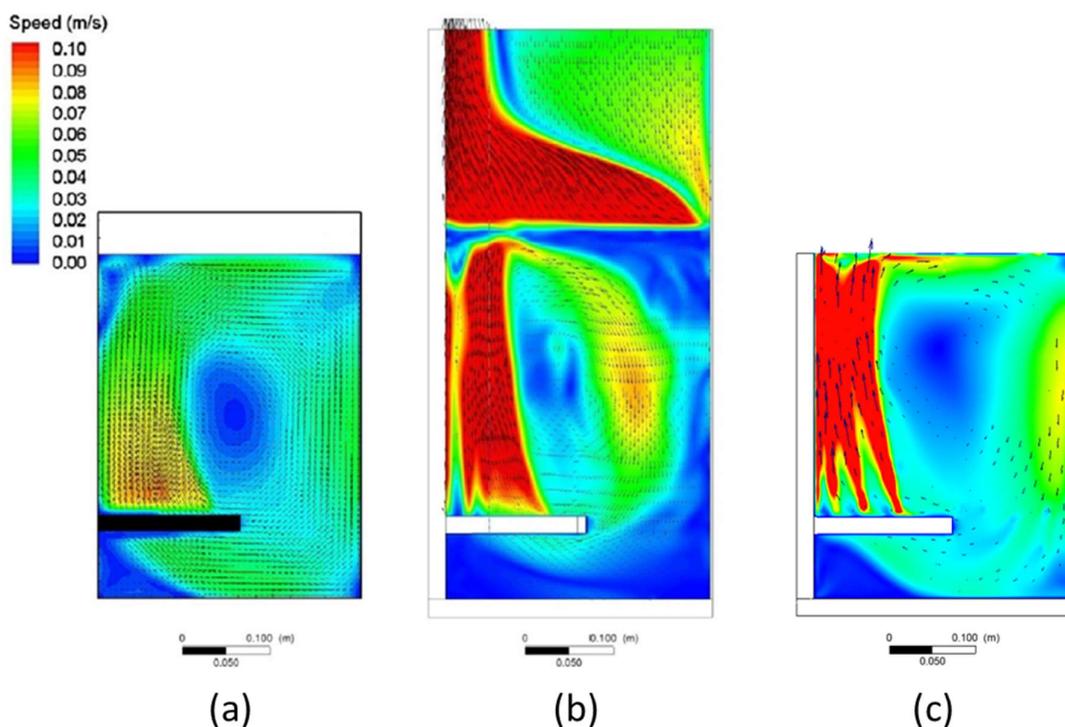


Figure 56 : Comparaison entre les profils de vitesses obtenues par Kim et al (2014) (a) et les résultats de simulation CFD obtenues par Graževičius et al (2020) (b) et notre simulation CFD (c)

Ce point de concordance sur la forme de la cellule entre l'étude expérimentale et notre étude CFD est central pour la suite des travaux. En effet, un des objectifs de cette étude CFD est de connaître la phénoménologie de la cuve afin d'obtenir des premiers éléments de réponses afin de placer judicieusement l'évaporateur immergé dans la cuve.

L'objectif du changement d'échelle va être, en conservant le même modèle sur une piscine de la taille de la cuve expérimentale, de réaliser la même étude sur les cellules convectives. L'objectif sera de vérifier si les conclusions sur la forme de cette cellule faites à échelle réduite peuvent être extrapolées à l'échelle de la cuve expérimentale.

### 3.2.2.2 Cuve de taille expérimentale

Les éléments chauffants présents dans la cuve expérimentale d'AMORCE\_2 sont des cannes chauffantes verticales. Pour des raisons de simplicité de géométrie, une seule canne de 20 kW de puissance a été modélisée. Sa puissance surfacique est la même que celle de l'étude précédente : 7 W/cm<sup>2</sup>.

L'accroissement du volume de la cuve provoque une complexification dans la mise en place du maillage. En effet, il n'est pas envisageable de maintenir la même finesse de maillage qui avait été précédemment établie, car cela entraînerait une quantité excessive de mailles, prolongeant ainsi considérablement le temps nécessaire pour les calculs. D'un autre côté, il est également déconseillé d'augmenter trop significativement la taille des mailles, car cette modification provoquerait une perte importante de la précision de la modélisation, notamment au niveau de la zone diphasique.

Ainsi, après une étude de dépendance au maillage, la qualité de maillage présenté dans le Tableau 8 a été obtenue. Ce maillage, composé de 2,3 millions d'éléments, est majoritairement composé d'hexaèdres ainsi que de tétraèdres au niveau de l'élément chauffant.

Tableau 8 : Maillage cuve expérimentale

	Valeur minimale	Valeur maximale	Valeur moyenne
Orthogonal Quality	0,19	1	0,96
Element quality	0,26	1	0,97
Aspect Ratio	1	8,3	1,16
Skewness	0	0,81	0,039

Le taux de vide obtenu est montré sur la Figure 57. On observe bien la présence de bulles de vapeur au niveau de l'élément chauffant.

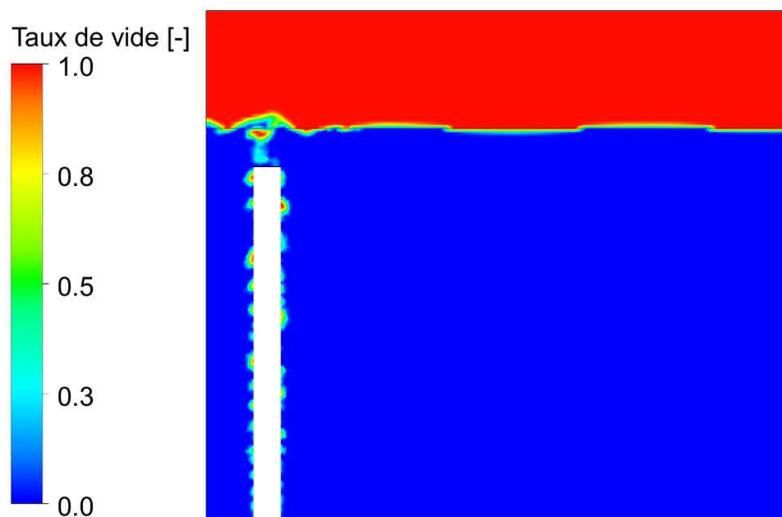


Figure 57 : Taux de vide - Echelle expérimentale

La Figure 58 représente la vitesse de l'eau dans la cuve à l'échelle expérimentale. Afin de permettre une visualisation correcte de la vitesse de l'eau sur la paroi opposée à l'élément chauffant, l'échelle a été maximisée à 0,05 m/s. Cette maximisation d'échelle provoque une saturation au niveau de l'élément chauffant. Cette saturation n'a néanmoins aucune incidence sur l'analyse des données, car la vitesse de l'eau dans cette zone de la cuve n'est pas pertinente dans le cadre de cette étude.

Dans la cuve, on observe bien la présence d'une cellule de recirculation de l'eau. La vitesse de cette cellule, au niveau de la paroi, à l'opposé de l'élément chauffant est d'une valeur d'environ 0,03 m/s. Cette valeur est plus faible que la valeur obtenue expérimentalement et numériquement pour une cuve à plus petite échelle.

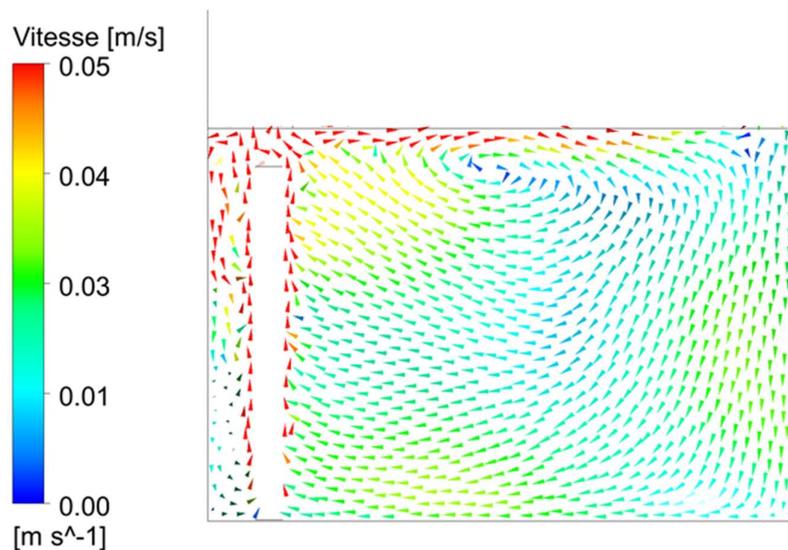


Figure 58 : Vitesse dans la cuve - Echelle expérimentale

La vitesse de cette cellule convective, obtenue dans le cadre de cette étude, s'applique donc uniquement aux conditions spécifiques d'une cuve de 1,5 mètres de longueur et d'une puissance de chauffe de 20 kW. Une étude similaire sur une cuve à l'échelle réelle de plusieurs centaines de mètres cubes reste à faire. Cependant, cette étude nécessiterait de connaître avec précision la géométrie du SACO. Cette étude demanderait aussi la mise en place d'un maillage très spécifique afin de conserver une bonne qualité de maillage sur une cuve de plusieurs centaines de m<sup>3</sup> d'eau.

De plus, nous n'avons pas réussi à établir une relation entre la puissance de chauffe, le volume de la cuve et la vitesse de la cellule convective. Par conséquent, il n'est pas possible d'extrapoler ces résultats pour conclure sur la vitesse de l'eau en cas de changement d'échelle.

Néanmoins, grâce à cette étude CFD, nous avons pu confirmer la présence d'une cellule convective dans la cuve. Par conséquent, l'un des objectifs de l'étude expérimentale consistera à évaluer les performances de l'évaporateur et donc de l'ORC, en fonction des variations de la position des cannes chauffantes. Étant donné l'impossibilité de déplacer les éléments chauffants, y compris l'évaporateur immergé dans la cuve, nous avons mis en place un jeu de 10 cannes chauffantes. La méthodologie de cette instrumentation de la cuve sera détaillée dans la section suivante.

### 3.3 Banc d'essais intégral : AMORCE\_2

Le point central d'intérêt du banc AMORCE\_2 est le couplage entre l'évaporateur immergé et la cuve d'eau à saturation. Ce banc d'essais a comme objectifs de mesurer les performances du couplage à l'échelle expérimentale, de réaliser une étude de fiabilité et de comprendre la phénoménologie de la cuve ainsi que les phénomènes physiques influant sur les échanges thermiques de l'évaporateur immergé.

Le PID d'AMORCE\_2 est présenté en Figure 59. On remarque que la structure d'AMORCE\_1 a été conservée et qu'un système de by-pass permet de passer de la configuration évaporateur à plaques (AMORCE\_1) à la configuration évaporateur immergé (AMORCE\_2). Ce système de by-pass permet de changer facilement de configuration. La conservation de la structure d'AMORCE\_1 permet de valoriser les essais expérimentaux déjà réalisés notamment sur la turbine et le condenseur.

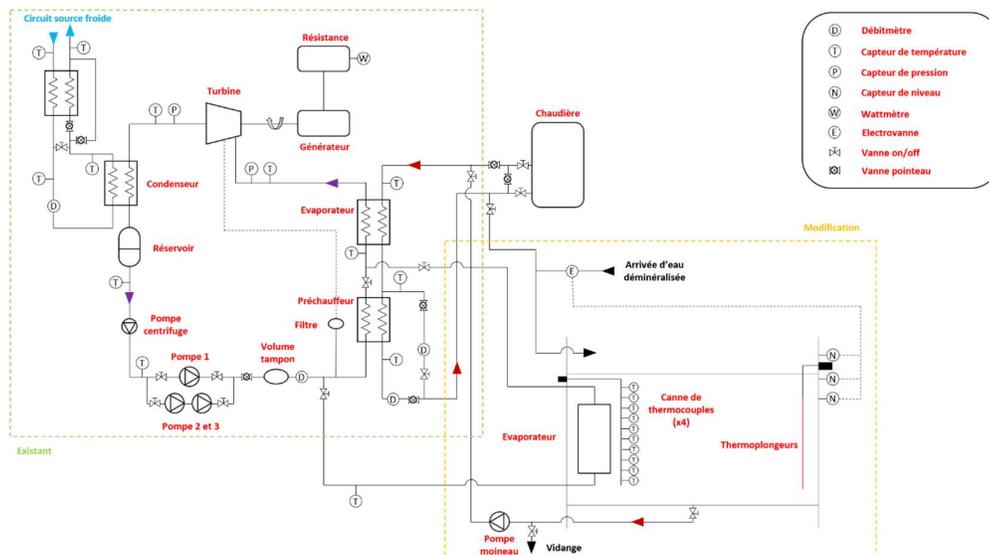


Figure 59 : PID AMORCE\_2

#### 3.3.1 La cuve d'AMORCE\_2

La mise en place de la cuve d'AMORCE\_2 a été réalisée en alliant l'objectif de reproduire le comportement d'une piscine condenseur et les contraintes techniques liées à l'implantation de la cuve dans une halle de bâtiment (contraintes de puissance, de charge au sol ...).

La cuve d'AMORCE\_2, visible en Figure 60, est composée de 3 parties : une cuve inox, un capot de protection et un couvercle raccordé à un système d'extraction de vapeur.

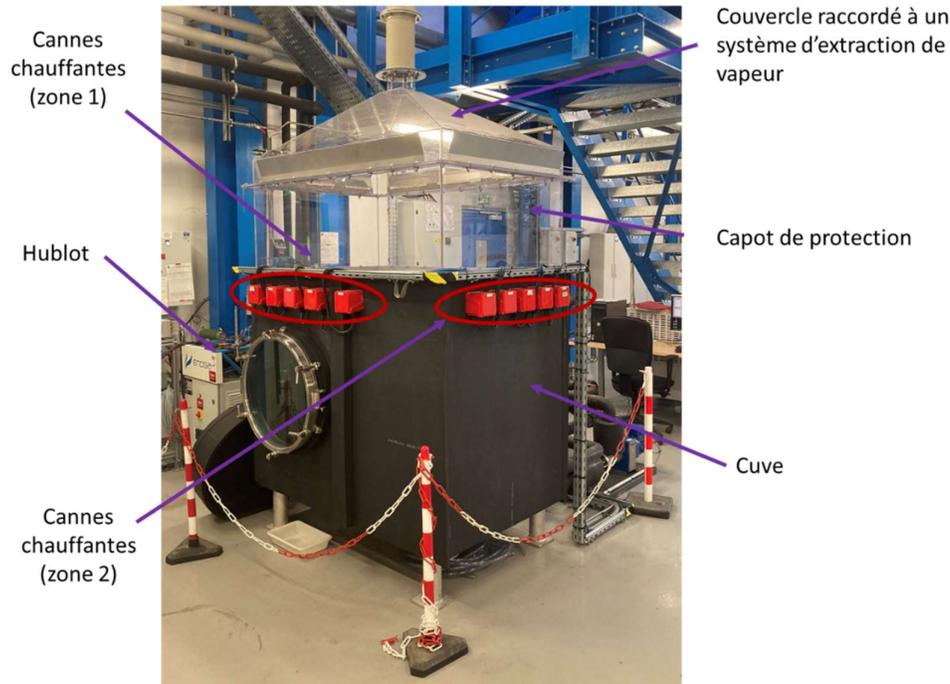


Figure 60 : Cuve AMORCE\_2

La cuve d'une hauteur de 1,3 m (sans les pieds), d'une longueur de 1,5 m et d'une largeur de 1 m permet de contenir un volume de 1,5 m<sup>3</sup> d'eau. La chauffe de l'eau se fait au travers de 10 cannes chauffantes, d'une puissance unitaire de 20 kW. Ces cannes sont réparties équitablement sur 2 surfaces de la cuve : zone 1 et zone 2. La chauffe maximale dans l'eau est de 4 cannes (soit 80 kW). Sachant que la puissance maximale de l'évaporateur de l'ORC est de l'ordre de 10 kW, l'objectif est d'avoir une capacité de chauffe bien plus importante que la puissance captée à l'ORC. Il n'est pas possible d'allumer des cannes de la zone 1 et la zone 2 simultanément. La puissance surfacique de ces cannes est de 10.1 W/cm<sup>2</sup>, soit une puissance surfacique du même ordre de grandeur que les condenseur de sûreté [106]. Ce parallèle de puissance surfacique est central dans un objectif final de mise à l'échelle du banc d'essais à l'échelle réelle.

Sur la Figure 61, représentant une photo de l'intérieur de la cuve, on peut voir la présence de 3 capteurs de niveaux. Ces capteurs permettent de réguler la quantité d'eau présente dans la cuve. Si le capteur le plus haut est noyé, cela signifie que la quantité d'eau dans la cuve est trop importante, la vanne de remplissage de la cuve doit alors se fermer. Si le capteur le plus bas se retrouve dénoyé, cela signifie que le remplissage de la cuve ne se fait plus correctement. Il y a alors un risque que les cannes chauffantes se retrouvent dénoyées. L'automate ordonne alors l'arrêt de l'alimentation électrique du banc d'essais. Le dernier capteur de niveau, situé entre les deux autres capteurs, est connecté à la vanne de remplissage et permet de réguler le niveau de la cuve en ouvrant ou fermant la vanne selon son état, soit respectivement, dénoyé ou noyé.

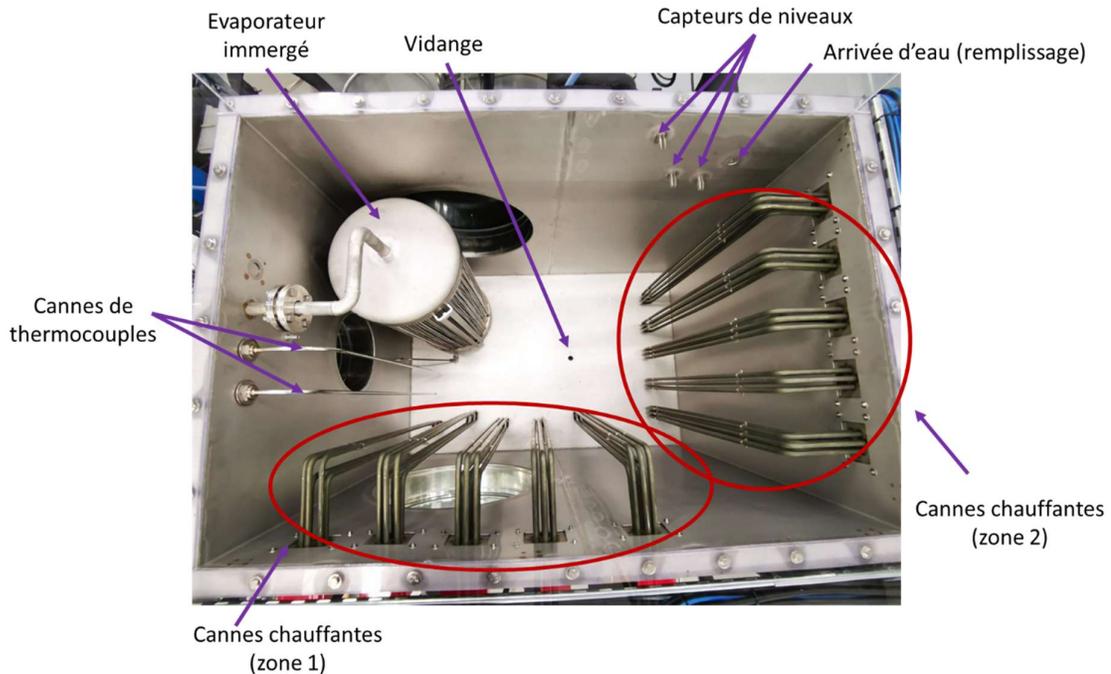


Figure 61 : Intérieur de la cuve AMORCE\_2

Deux cannes de thermocouples présentes dans la cuve permettent de mesurer la température de l'eau sur la hauteur. Ces cannes sont équipées de dix thermocouples chacune, répartis de manière homogène sur la hauteur.

3 hublots sont répartis sur 3 faces différentes de la cuve au niveau de l'évaporateur immergé. Deux hublots, d'un diamètre de 600 mm sont présents sur les longueurs de la cuve, tandis qu'un troisième hublot d'un diamètre de 300 mm est présent sur la largeur. Ces hublots offrent un visuel de l'intérieur de la cuve et donnent un indicateur visuel sur le fonctionnement de la cuve lorsque celle-ci est en chauffe.

Le capot de protection, en polyéthylène transparent, permet lui, à l'inverse, de voir l'intérieur de la cuve lorsque celle-ci est à l'arrêt. De plus, ce capot protège l'opérateur de toute projection d'eau bouillante.

Le couvercle, relié à un canal d'extraction, achemine la vapeur d'eau aspirée par la hotte à l'extérieur du bâtiment. Des ouvertures présentes sur le côté du couvercle permettent l'aspiration d'un mélange de vapeur d'eau et d'air afin d'assurer le bon fonctionnement de la hotte. Son débit d'aspiration est fixé à 500 m<sup>3</sup>/h, valeur fixée par le service technique du CEA.

La cuve est remplie en eau déminéralisée pour éviter tout risque de dépôt de calcaire non maîtrisé sur les éléments chauffants ou encore l'évaporateur de l'ORC.

### 3.3.2 L'évaporateur immergé d'AMORCE\_2

#### 3.3.2.1 Architecture

Le dimensionnement de l'évaporateur immergé a été réalisé via un modèle EES 1D présenté en section 4.2. Les dimensions de l'évaporateur sont données dans le Tableau 9.

Tableau 9 : Dimension de l'évaporateur immergé

Paramètres	Unité	Valeur
Hauteur	[mm]	800
Distance entre les tubes (bord à bord)	[mm]	18
Diamètre d'un tube	[mm]	3.17
Epaisseur d'un tube	[mm]	0.89
Nombre de tube	[-]	551
Diamètre de l'évaporateur	[mm]	406.4

De par son architecture particulière, l'évaporateur immergé a été intégralement conçu et mis en fabrication en interne au cours de cette thèse. Le fluide rentre dans l'évaporateur immergé sous forme liquide dans un tube de diamètre intérieur 8 mm. Ce faible diamètre couplé à un débit fluide de 180 kg/h provoque des vitesses de fluide de l'ordre de 0.6 m/s en Novec649<sup>TM</sup>. Cette vitesse de fluide peut provoquer une répartition inhomogène du fluide au sein des tubes de l'évaporateur immergé. Ainsi, afin de réduire l'énergie cinétique du fluide et permettre la bonne répartition du fluide au sein des tubes de l'évaporateur immergé, un injecteur inspiré des injecteurs présents dans les stockage thermique a été dimensionné [107]. L'injecteur dimensionné est un injecteur double plaque visible en Figure 62.



Figure 62 : Photo de l'injecteur double plaque de l'évaporateur immergé

### 3.3.2.2 Instrumentation

Afin de mesurer la température en paroi de l'évaporateur immergé, deux tubes de l'évaporateur ont été instrumentés grâce à 5 thermocouples en paroi placés à équidistance (Figure 63). Cette instrumentation est basée sur l'hypothèse que le débit dans chacun des tubes de l'évaporateur est identique.

Cette hypothèse sur le comportement du fluide à l'intérieur des tubes de l'évaporateur immergé est couplée à l'hypothèse que la température de la cuve est constante selon l'axe horizontal. Cette hypothèse permet au cannes de TC d'être représentatives de la température de l'eau à proximité des tubes et nous a permis de finaliser l'instrumentation de la cuve.

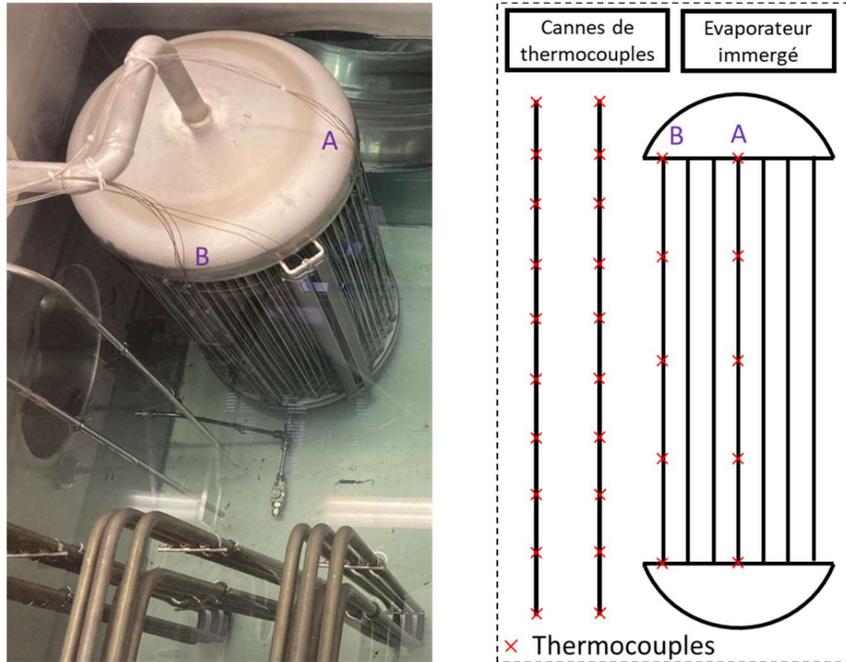


Figure 63 : Instrumentation de l'évaporateur immergé

### 3.3.3 Le circuit source chaude évaporateur à plaques

Comme expliqué précédemment, la configuration AMORCE\_1 avec évaporateur à plaques a été conservée lors de la mise en place d'AMORCE\_2. Le fait de conserver les évaporateurs à plaques nous a permis de mettre en place un système de by-pass basé sur le pompage de l'eau de la cuve. Dans cette configuration, l'eau de la cuve est pompée au niveau de sa zone de vidange jusqu'aux évaporateurs à plaques, via le circuit de la chaudière, pour ensuite retourner dans la cuve au niveau de la zone de remplissage. Un jeu de vannes permet d'isoler la chaudière dans cette configuration. Cette configuration est visible en Figure 64.



Figure 64 : Circuit d'eau cuve - évaporateurs à plaques

Cette configuration a pour but de reproduire une configuration annexe à la configuration évaporateur immergé présenté en chapitre 1. Dans cette nouvelle architecture, présenté en Figure 65, l'évaporateur de l'ORC n'est plus un évaporateur tubulaire immergé dans la cuve mais un évaporateur à plaques déporté. Dans cette configuration, une pompe, numérotée 16 en Figure 65, permet de pomper de l'eau de la cuve jusqu'à l'évaporateur déporté. Cette eau rejoint ensuite le circuit de remplissage de la cuve. Cette nouvelle configuration est abordée plus en détail en section 6.3 .

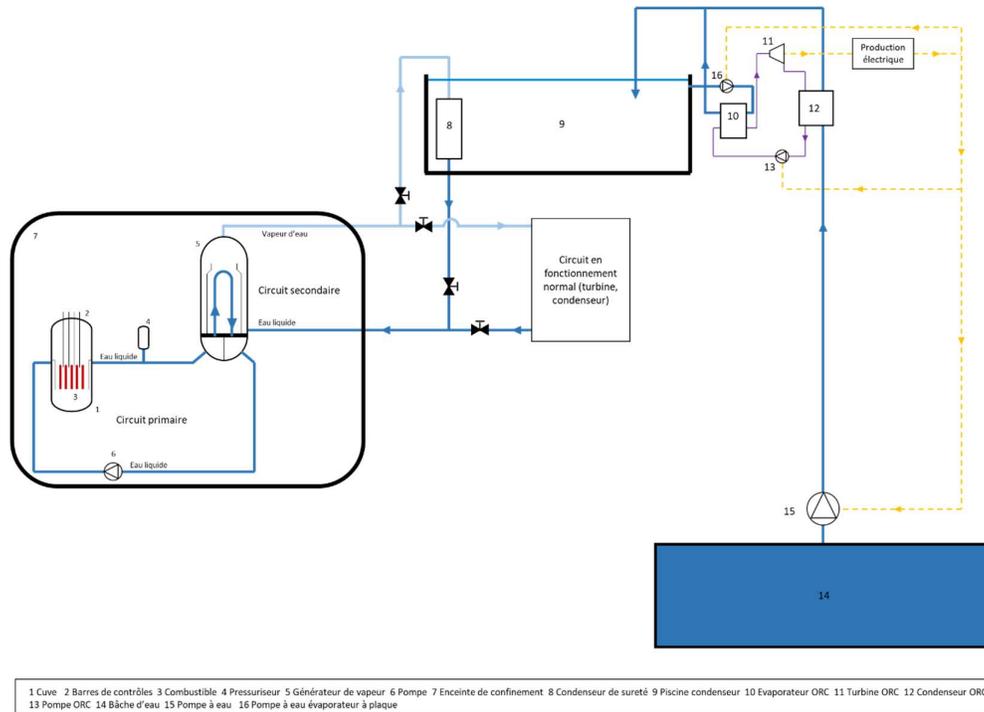


Figure 65 : Configuration évaporateur déporté

### 3.3.4 Paramètres expérimentaux

Afin d'étudier le couplage entre une piscine d'eau à ébullition et un condenseur immergé, les axes d'études se concentrent d'abord sur la caractérisation de la cuve d'eau et de son effet sur la production de l'ORC. Pour ce faire, sont l'objet de variations :

- La puissance de chauffe de la source de chaude.
- La zone de chauffe des cannes chauffantes au travers de deux zones 1 et 2 (visible en Figure 60)

Ensuite, afin de caractériser le fonctionnement de l'ORC, différents paramètres internes ou externes, de la même manière que sur AMORCE\_1, sont ajustés :

- Le débit et la température de la source froide
- Le débit du fluide de travail
- Le type de fluide de travail
- La charge de fluide de travail

Les paramètres variant ainsi que la gamme de variation sont résumés dans le Tableau 10.

Tableau 10: Paramètres expérimentaux étudiés sur AMORCE\_2

Paramètres variant		Gamme de variation	
Source chaude	Puissance des cannes	20 - 80	kW
	Positionnement des éléments chauffants	Zone 1 ou 2	[-]
Source froide	Température	13 - 35	°C
	Débit	500 - 2500	l.h <sup>-1</sup>
Fluide de travail	Type de fluide	HFE7100 - Novec649 <sup>TM</sup>	[-]
	Débit global	150 - 180	kg.h <sup>-1</sup>
	Charge	16 - 25	kg

Au total sur AMORCE\_2, 110 essais ont été réalisés avec 38 en Novec649<sup>TM</sup> et 72 en HFE7100.

### 3.3.5 Instrumentation

Une grande partie des éléments de mesure présents sur AMORCE\_1 ont été conservés. Il est cependant intéressant de noter que le débitmètre de la source chaude a été remplacé car il n'est pas possible de mesurer un débit d'eau déminéralisé avec un débitmètre électromagnétique.

Les éléments de mesure ajoutés sont regroupés dans la cuve et correspondent à des thermocouples. Il est important de prendre en compte que la méthode de mesure de la température de la paroi des tubes se faisant par contact entre le thermocouple et la surface des tubes, dans un bain immergé, l'incertitude de mesure a été fixée à  $\pm 0.50$  °C. Dans un contexte équivalent, une même valeur d'incertitude a été fixée dans la littérature [79].

La précision de certains organes de mesure propres au fonctionnement et à la régulation de l'installation (tels que les capteurs de niveaux) n'influent pas sur les résultats, ne seront pas détaillés.

Tableau 11 : Caractéristiques des organes de mesure sur AMORCE\_2

Variable de mesure	Equipement	Gamme de mesure		Incertitude	
				Equipement	Mesure
Puissance électrique	Wattmètre			$\pm 0.30$ %	$\pm 0.30$ %
Débit volumique source chaude (évaporateur immergé)	Débitmètre vortex	0-1800	l.h <sup>-1</sup>	$\pm 0,23$ %	$\pm 0,23$ %
Débit volumique source froide	Débitmètre électromagnétique	0-2500	l.h <sup>-1</sup>	$\pm 0,33$ %	$\pm 0,33$ %
Débit massique fluide de travail	Débitmètre Coriolis	50-500	kg.h <sup>-1</sup>	$\pm 0.30$ %	$\pm 0.30$ %
Température fluide de travail	Thermocouple type-T	0-1100	°C	$\pm 0.1$ °C	$\pm 0.1$ °C
Température évaporateur immergé	Thermocouple type-T	0-1100	°C	$\pm 0.1$ °C	$\pm 0.5$ °C
Canne de thermocouple	Thermocouple type-T	0-1100	°C	$\pm 0.1$ °C	$\pm 0.1$ °C
Pression	Capteur de pression absolu	0-7	bar	$\pm 1$ %	$\pm 1$ %
Fréquence turbine	Pince ampèremétrique	15-1000	Hz	$\pm 1$ %	$\pm 1$ %

L'incertitude d'équipement des différents capteurs, couplée à leur incertitude de mesure, permet de connaître l'incertitude d'une valeur expérimentale mesurée. Les étalonnages des capteurs de pression, débit et température sont données en annexe A, B et C.

### 3.3.6 Propagation d'incertitude

Lors de l'utilisation d'une ou de plusieurs valeurs expérimentales dans une équation, il est essentiel de prendre en compte l'ensemble des incertitudes associées à ces valeurs pour déterminer l'incertitude du résultat final. Dans le cadre de cette thèse, la méthode de propagation de l'incertitude est mise en œuvre en suivant la méthodologie définie par Taylor et Kuyatt (1994) [108]. Cette méthode est définie en équation (3). Elle repose sur le principe que l'incertitude  $U_y$  d'une variable  $Y$  est calculée comme une fonction des incertitudes  $U_{X_i}$  de chacune des variables  $X_i$  dont elle dépend.

$$U_y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i}\right)^2 \cdot U_{X_i}^2} \quad (3)$$

Pour conclure cette section sur le banc d'essais expérimentaux, il est nécessaire de rappeler que son objectif, dans un premier temps, est de caractériser le couplage entre la cuve d'eau à saturation et l'ORC en fonctionnement nominal. Ensuite, les campagnes d'essais expérimentales se concentreront sur ce même couplage, mais dans différentes situations dégradées et off-design décrites en section 2.6 . L'ensemble de ces résultats expérimentaux permettra de valider un modèle de l'ORC et de la cuve à l'échelle expérimentale. Ces modèles devront être basés sur des nombres adimensionnels afin de permettre une mise à l'échelle du système à l'échelle réelle. Ce modèle sera présenté dans le prochain chapitre.

## Chapitre 4 - Modèle ORC

Le modèle ORC est basé sur le couplage des 4 organes principaux du cycle ORC : le condenseur, l'évaporateur, la turbine et la pompe. Son objectif premier consiste à reproduire de manière optimale les résultats expérimentaux en privilégiant l'utilisations de nombres adimensionnels. La validation de ces modèles à l'échelle expérimentale permettra, grâce à la préservation des nombres adimensionnels, une mise à l'échelle de la connexion entre ces composants.

### 4.1 Modèle condenseur

#### 4.1.1 Hypothèses générales

Comme vu dans le chapitre 3, le condenseur du banc d'essais expérimental, ainsi que le condenseur à l'échelle 1, est un condenseur à plaques. La méthode de modélisation du condenseur est basée sur la méthode du DTLM (Différence de Température Moyenne Logarithmique). Cette méthode permet, à partir d'une géométrie d'échangeur connue, de déterminer les températures de sortie côtés source et fluide.

Afin de modéliser le condenseur, une série d'hypothèses a été posée :

- Aucune perte thermique dans la transmission de chaleur entre le fluide de travail et la source
- Aucune dégradation de l'intégrité du fluide de travail en circulation
- Les transferts de chaleur se font en régime établi
- La température et la vitesse du fluide sont homogènes pour chaque section de passage
- Les pertes de charges au sein de l'échangeur sont négligées
- Il n'y a pas de transmission de chaleur par conduction dans la partie liquide du fluide
- L'épaisseur des parois est homogène sur toute leur longueur

Afin d'assurer la correspondance entre les hypothèses du modèle et les essais expérimentaux, il a fallu s'assurer de différents éléments :

- L'isolation thermique du condenseur
- Ne pas dépasser certaines vitesses de fluide, et donc des débits, pour éviter les pertes de charges trop importantes. Typiquement, il ne faut pas dépasser une vitesse de fluide de 1 m/s.
- Afin d'assurer d'être en régime permanent une vérification sur les valeurs est réalisée pendant les essais expérimentaux. Ensuite, en aval des essais expérimentaux, la stabilité de chaque valeur est vérifiée pour être sûr de ne pas interpréter des essais non établis.

Le rôle du condenseur est de condenser le fluide avec un certain sous refroidissement afin d'éviter tout risque de cavitation dans la pompe. Le condenseur comporte donc trois zones d'échange correspondant à des phénomènes physiques différents. En effet, dans le cas de la condensation, on parle de variation de chaleur latente tandis que pour le refroidissement et le sous-refroidissement du fluide on parle de chaleur sensible. De plus, dans le cas du refroidissement et du sous-refroidissement, les coefficients d'échanges sont différents. De ce fait, 3 zones sont différenciées dans le modèle : le refroidissement, la condensation et le sous refroidissement (Figure 66).

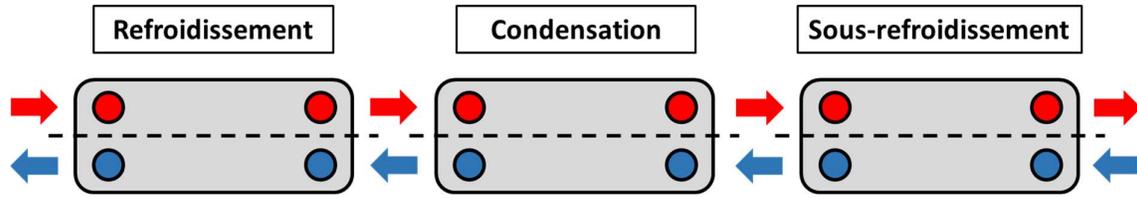


Figure 66 : Zones de modélisation du condenseur

Ainsi, suivant l'hypothèse que les échanges thermiques entre le fluide de travail et la source froide sont réalisés sans pertes thermiques, et selon la méthode du DTLM, il est possible d'écrire le bilan suivant entre les équations (4), (5) et (6) sur chacune des zones du condenseur :

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot (h_{c,in} - h_{c,out}) \quad (4)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ft} \cdot (h_{ft,out} - h_{ft,in}) \quad (5)$$

$$\dot{Q} = U \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \quad (6)$$

Avec  $S$  la surface d'échange entre la source chaude et fluide de travail. Dans le cas des échangeurs à plaques cette surface est identique côté fluide et côté source.

$U$  correspond au coefficient d'échange global, prenant en compte les échanges côtés fluide et sources ainsi que la conduction au travers de la paroi. Dans le cas des échangeurs à plaques il peut être défini comme :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{ft}} \quad (7)$$

Avec  $e$  l'épaisseur de la plaque entre la source et le fluide de travail,  $\lambda$  la conductivité thermique du matériau,  $\alpha_c$  le coefficient d'échange de la source chaude et  $\alpha_{ft}$  le coefficient d'échange du fluide de travail.

L'épaisseur de paroi et la conductivité thermique du matériau décrivent la résistance thermique de la paroi. On comprend ainsi selon l'équation (7) que pour maximiser le coefficient d'échange  $U$ , il faut minimiser l'épaisseur de la paroi tandis qu'il faut maximiser la conductivité thermique du matériau.

Ensuite, les coefficient d'échanges des fluides permettent de caractériser les échanges thermiques côté fluide. De l'équation (7) ressort aussi la notion de fluide dimensionnant. En effet, si un des deux fluides, que ce soit côté fluide chaud ou froid, possède un coefficient d'échange bien inférieur à l'autre fluide, le coefficient d'échange global sera majoritairement défini par ce fluide. Le coefficient d'échange thermique du fluide intervient sous la forme d'un paramètre adimensionnel tel que :

$$Nu = \alpha \cdot \frac{D_h}{\lambda} \quad (8)$$

Avec  $Nu$  le nombre de Nusselt,  $D_h$  la longueur caractéristique et  $\lambda$  la conductivité thermique du fluide.

Le nombre de Nusselt peut être défini comme le rapport entre le transfert thermique par convection et le transfert par conduction. Plus ce nombre est élevé, plus la convection prévaut sur la conduction.

Dans l'équation (6),  $\Delta T_{LM}$  se définit comme :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (9)$$

Avec, dans le cas d'un échangeur contre-courant :

$$\Delta T_1 = T_{c,in} - T_{f,out} \quad (10)$$

$$\Delta T_2 = T_{c,out} - T_{f,in} \quad (11)$$

L'étape de condensation du fluide de travail étant très sensible au titre vapeur du fluide de travail, une discrétisation selon ce même titre a été mise en place pour permettre une meilleure précision des résultats. Un schéma explicatif de la discrétisation en fonction du titre vapeur, selon  $n$  mailles, est présenté en Figure 67.

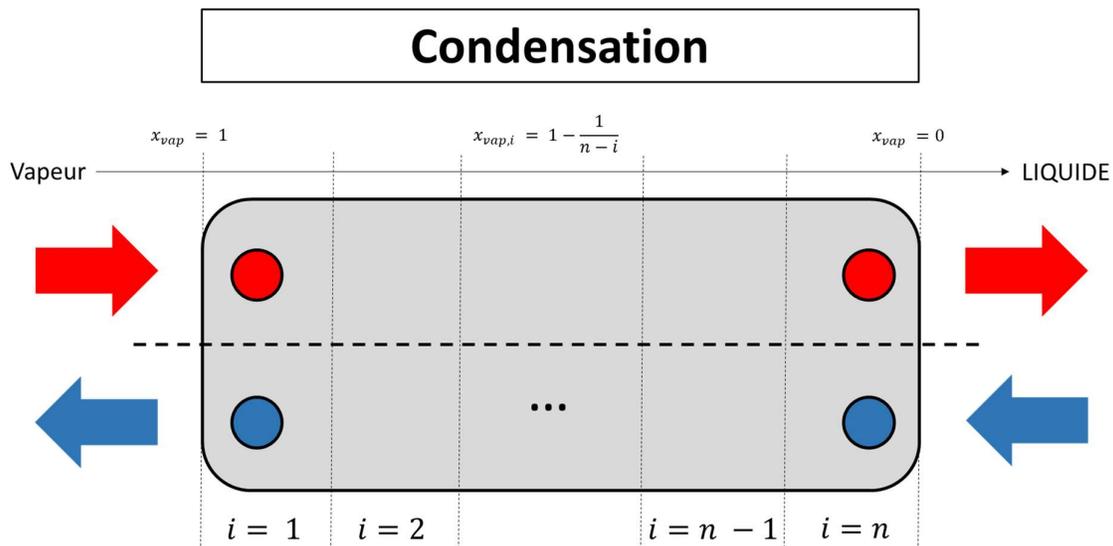


Figure 67 : Discrétisation de l'étape de condensation selon le titre vapeur du fluide de travail

Ainsi, selon le découpage du condenseur en 3 zones, avec un maillage plus fin pour la zone de condensation, le coefficient d'échange global  $U$  présenté en équation (7) est calculé. Pour ce faire, il est

nécessaire de calculer les coefficients d'échanges monophasiques coté source et fluide, et diphasiques coté fluide pendant l'étape de condensation.

#### 4.1.2 Coefficient d'échange

##### 4.1.2.1 Coefficient d'échange monophasique

Dans le condenseur à plaques expérimental, la source froide correspond à de l'eau à 6 bar avec une température d'entrée fixée par un groupe froid vers 13°C. Son débit est toujours supérieur d'un coefficient presque 10 au débit fluide de travail. Son état est donc toujours sous forme monophasique liquide. Il en est de même pour l'eau de remplissage à l'échelle 1. De plus, comme vu précédemment, le fluide de travail est sous forme monophasique pendant l'étape de chauffe et de surchauffe.

Le groupement pour la recherche sur les échangeurs thermiques (GRETh), définit dans son volume sur les « perte de pression et transfert de chaleur dans les échangeurs à plaques en simple phase » une méthode de calcul du Nusselt en monophasique selon l'équation [109] :

$$Nu = a.Re^b.Pr^{1/3} \quad (12)$$

Avec  $Re$  le nombre de Reynolds,  $Pr$  le nombre de Prandtl et  $a$  et  $b$  des constantes selon la géométrie de l'évaporateur à plaques.

Ainsi, dans l'équation (12), il ressort que le coefficient d'échange thermique dépend de l'écoulement du fluide dans les canaux et de la géométrie de l'échangeur.

Le nombre de Reynolds, défini en équation (13), correspond à un nombre adimensionnel qui permet, selon la vitesse, la viscosité et la géométrie d'un canal, de définir l'écoulement d'un fluide :

$$Re = \dot{G} \cdot \frac{D_h}{\mu} \quad (13)$$

Avec  $\dot{G}$  le débit surfacique,  $\mu$  la viscosité dynamique et  $D_h$  la longueur caractéristique du canal.

$$\dot{G} = \frac{\dot{m}}{A} \quad (14)$$

Avec  $\dot{m}$  le débit massique et  $A$  la section de passage du fluide dans l'échangeur.

Le nombre de Prandtl est un nombre adimensionnel caractérisant le rapport entre la viscosité cinématique d'un fluide et sa diffusivité thermique. Il est défini selon l'équation

$$Pr = \mu * \frac{C_p}{\lambda} \quad (15)$$

Avec  $C_p$  la capacité thermique massique et  $\lambda$  la conductivité thermique du fluide.

Les plaques, d'un échangeur à plaques, sont caractérisées par des corrugations. Ces corrugations ont un angle, une hauteur ainsi qu'un pas (Figure 68). Des constantes  $a$  et  $b$  de l'équation (13) ont été définies expérimentalement selon la géométrie des plaques [110].

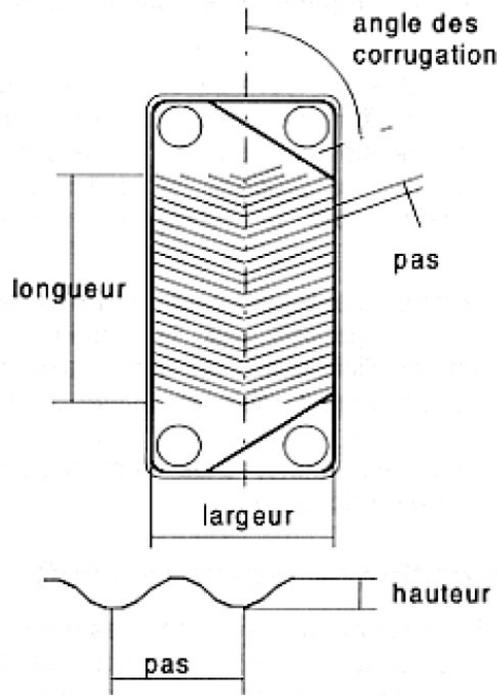


Figure 68 : Géométrie des plaques corruguées [109]

Les valeurs des constantes  $a$  et  $b$  pour notre géométrie d'échangeur à plaques corruguées sont présentées dans le Tableau 12. Ces valeurs ont été choisies selon un angle de corrugation de  $45^\circ$  et un rapport entre le pas et la hauteur de corrugation de 3,33.

Tableau 12 : Constantes d'échanges thermiques monophasiques en évaporateur à plaques corruguées [110]

Reynolds	a	b
$50 < Re < 14600$	0,347	0,653

#### 4.1.2.2 Coefficient d'échange diphasique

Il existe de nombreuses corrélations de transfert thermique en condensation dans un condenseur à plaques [111]. Or, une étude de comparaison de corrélation en condensation réalisé sur le même ORC en amont de la thèse, a conclu que la corrélation qui permet d'obtenir les meilleurs résultats est la corrélation de Shon [112], [113]

La corrélation de Shon, présentée dans l'équation (16), est issue de données expérimentales en R-1233zd(e). Sa gamme de validité est de  $500 < Re_{eq} < 2500$  et  $4,8 < Pr_l < 5,3$ .

$$Nu_{Shon} = 2,337 \cdot Re_{eq}^{1,024} \cdot Re_{lo}^{-0,294} \cdot Bo_{eq}^{0,361} \cdot Pr_l^{0,333} \quad (16)$$

Avec  $Re_{eq}$  le nombre de Reynolds équivalent,  $Re_{lo}$  le nombre de Reynolds liquide en diphasique,  $Bo_{eq}$  le nombre d'ébullition équivalent et  $Pr_l$  le nombre de Prandtl en liquide.

Le  $Re_{eq}$ , défini en équation (17), correspond à un nombre de Reynolds modifié prenant en compte le débit surfacique équivalent,  $G_{eq}$ , défini en équation (19), utilisant la valeur du titre vapeur. Le  $Bo_{eq}$ , défini en équation (18), est originellement utilisé dans l'analyse du transfert de chaleur en ébullition [114]. Il est cependant utilisé par Shon (2018) pour inclure l'effet de la variation du flux de chaleur sur le coefficient d'échange diphasique.

$$Re_{eq} = G_{eq} \cdot \frac{D_h}{\mu_l} \quad (17)$$

$$Bo_{eq} = \frac{q''}{G_{eq} \cdot i_{lv}} \quad (18)$$

$$G_{eq} = \dot{G} \cdot \left[ 1 - x + x \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (19)$$

Avec  $q''$  la puissance surfacique,  $i_{lv}$  la chaleur latente du fluide,  $x$  le titre vapeur du fluide et  $\rho_l$  et  $\rho_v$  respectivement la densité du fluide liquide et vapeur.

Dans l'équation de Shon, le titre vapeur du fluide tient une place majeure dans le calcul du coefficient d'échange. Or, la discrétisation de l'étape de condensation utilise le titre vapeur comme moyen de découpage des mailles. Ainsi, chaque maille possède la même puissance thermique avec un titre vapeur centré et donc un coefficient d'échange diphasique et une longueur de maille différents.

Selon une étude de sensibilité du maillage, sur un essai représentatif, un découpage de la zone de condensation en 35 mailles a été choisi. En effet, ce nombre de maille permet de s'affranchir de la dépendance en maillage sur le modèle du condenseur (Figure 69). Au-delà de 35 mailles, plus qu'une absence de répercussion sur le résultat final, une augmentation du nombre de mailles aura un effet négatif sur le temps de calcul.

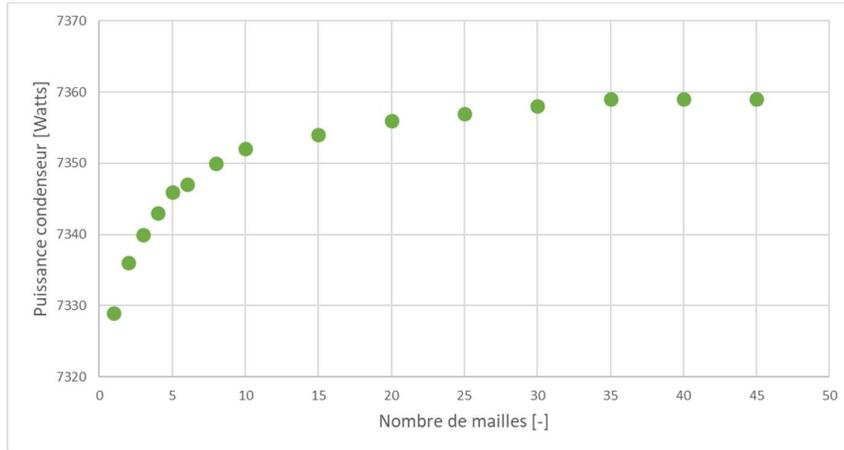


Figure 69 : Dépendance en maillage de l'étape de condensation

Comme vu dans le chapitre 2, un des objectifs de la thèse est de démontrer la fiabilité de l'ORC sous certaines situations dites off-design. Une de ses situations correspond à la variation de la température de source froide. Cette variation a pour effet direct de monter la pression basse du cycle et donc de diminuer la puissance produite par le cycle ORC. Cette variation de température de source doit donc être prise en compte par le modèle, qui doit démontrer une flexibilité de fonctionnement en off-design. Cette flexibilité permettra, lors de la mise à l'échelle, de dimensionner un condenseur pouvant remplir son rôle même en situation défavorable.

## 4.2 Modèle évaporateur immergé

La méthode de modélisation de l'évaporateur immergé est, de la même manière que pour le condenseur, basée sur la méthode du  $\Delta T_{LM}$  à contre-courant. L'hypothèse du contrecourant peut être posée grâce à l'étude de la phénoménologie de la cuve d'eau dans le chapitre 3. De plus, il est possible d'utiliser la méthode du  $\Delta T_{LM}$  en posant l'hypothèse qu'il y a un gradient thermique au niveau des tubes de l'évaporateur lorsque celui-ci est en fonctionnement. L'estimation de ce gradient selon la puissance de chauffe ainsi que la position des cannes dans la cuve fait l'objet d'une étude en section 5.4.1 .

Même avec la présence d'un gradient thermique, et donc d'une différence d'enthalpie de l'eau entre la partie haute et basse de l'évaporateur immergé, l'étude CFD ne nous a pas permis de connaître la vitesse de l'eau à la paroi de l'évaporateur immergé. Sans connaître la vitesse il nous est impossible de poser une hypothèse sur un débit d'eau circulant au niveau des tubes de l'évaporateur. Il nous est donc impossible de transposer la démarche classique utilisée pour le condenseur.

Cependant, la configuration de l'évaporateur, étant immergé dans la cuve, nous conduit à poser l'hypothèse que l'ensemble des échanges thermiques entre le fluide de travail et l'eau se font par convection. On peut ainsi écrire le bilan suivant sur l'évaporateur immergé :

$$\dot{Q} = \dot{m}_f \cdot (h_{ft,out} - h_{ft,in}) \quad (20)$$

$$\dot{Q} = U \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \quad (21)$$

$$\dot{Q} = \alpha_{eau} \cdot S \cdot (T_{eau} - T_p) \quad (22)$$

Avec  $\alpha_{eau}$  le coefficient d'échange de l'eau,  $T_{eau}$  la température de l'eau proche de la paroi et  $T_p$  la température de la paroi à l'extérieur du tube.

La méthode de résolution du bilan est la même que celle présentée dans la partie condenseur. La différence majeure réside dans les corrélations utilisées pour calculer les coefficients d'échanges thermiques.

De la même manière que pour le condenseur, l'évaporateur immergé est découpé en 3 zones selon l'état du fluide. On peut ainsi distinguer une maille de préchauffe, une maille d'évaporation et une maille de surchauffe. Ce découpage en 3 zones est visible en Figure 70.

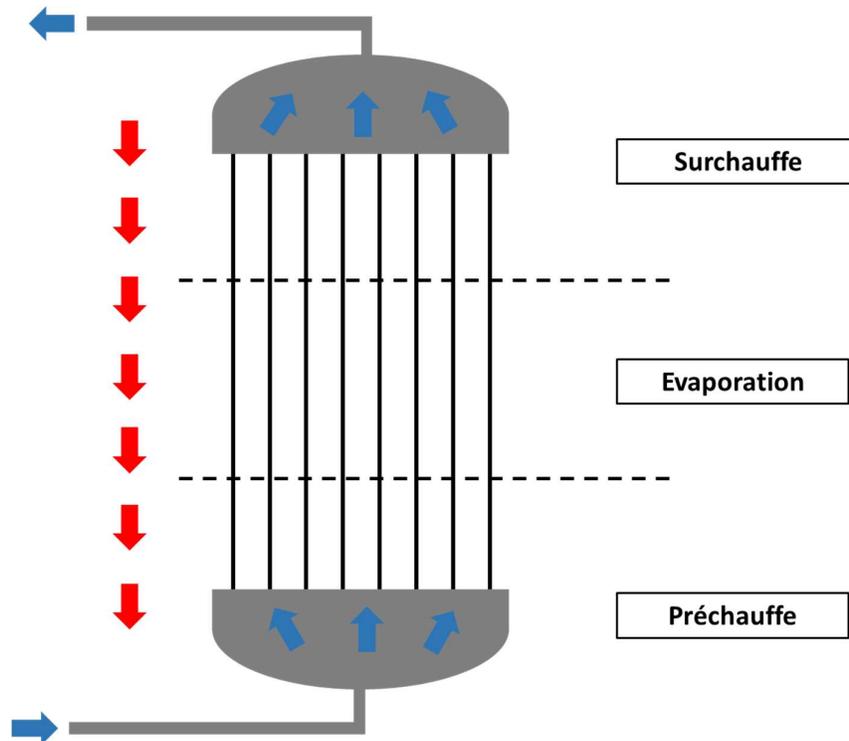


Figure 70 : Découpage de l'évaporateur immergé

La géométrie de l'échangeur immergé étant tubulaire, la surface d'échange à l'extérieure des tubes et à l'intérieure des tubes est différente. De plus, le comportement du flux de chaleur dans un tube doit prendre en compte cette variation de surface. Le calcul du coefficient d'échange global devient ainsi :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_c} + \frac{d_{tube,out}}{2 \cdot \lambda} \ln \left( \frac{d_{tube,out}}{d_{tube,in}} \right) + \frac{d_{tube,out}}{\alpha_{ft} \cdot d_{tube,in}} \quad (23)$$

Suivant ce découpage, un calcul des coefficients d'échanges en convection naturelle monophasique coté source, ainsi qu'en convection forcée monophasique et diphasique coté fluide de travail est nécessaire.

#### 4.2.1 Coefficient d'échange

##### 4.2.1.1 Coefficient d'échange monophasique en convection naturelle

Les échanges convectifs par immersion dans un bain d'eau sont très largement étudiés dans la littérature, avec des études concernant, par exemple, les condenseurs de sûreté [115]. Cependant, dans notre cas d'étude, la source chaude est de l'eau à saturation et non un élément chaud placé dans un fluide. Ainsi, il n'est pas immédiat de faire un parallèle avec les coefficients d'échanges en convection naturelle de la littérature et une étude plus précise est nécessaire.

Le calcul du coefficient d'échange en convection naturelle est basé sur 3 nombres adimensionnels :

- **Le nombre de Prandtl** défini dans la section 4.1.2.1 .

- **Le nombre de Grashof :**

Le nombre de Grashof caractérise le mouvement d'un fluide dans un phénomène de convection naturelle [116]. Il peut être défini de plusieurs manières selon les hypothèses.

Si la température de paroi est définie comme constante, le nombre de Grashof peut s'écrire :

$$Gr = \rho^2 \cdot g \cdot \beta \cdot (T_{eau} - T_p) \cdot \frac{D_{ext,tube}^3}{\mu^2} \quad (24)$$

Avec  $Gr$  le nombre de Grashof,  $g$  l'accélération due à la pesanteur,  $\beta$  le coefficient de dilation thermique et  $D_{ext,tube}$  le diamètre extérieur d'un tube de l'évaporateur.

Le coefficient de dilation thermique  $\beta$  est défini comme :

$$\beta = \frac{1}{T_{eau} - T_p} \cdot \left( \frac{\rho_{eau} - \rho_p}{\rho_p} \right) \quad (25)$$

Avec  $\rho_p$  la masse volumique de l'eau à la paroi.

A flux thermique constant, le nombre de Grashof peut être défini comme :

$$Gr^* = \rho^2 \cdot g \cdot \beta \cdot q'' \cdot \frac{D_{ext,tube}^4}{\lambda \cdot \mu^2} \quad (26)$$

Avec  $q''$  la puissance surfacique.

- **Le nombre de Rayleigh :**

Le nombre de Rayleigh caractérise la convection naturelle, et permet de définir le régime d'écoulement. Il est défini comme :

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (27)$$

Avec  $Gr$  le nombre de Grashof qui peut être défini selon l'hypothèse de température de paroi constante (équation (24)), ou l'hypothèse de flux thermique constant (équation (26)).

Les expériences de convection naturelle montrent que si le « critère d'élanement » (tiré de l'anglais slenderness criterion) est satisfait, le nombre de Rayleigh doit tenir compte de la surface du tube, c'est-à-dire de la longueur et du diamètre du tube [79]. Ce « critère d'élanement », peut être défini comme [117], [118]:

$$Gr_L^{\frac{1}{4}} \cdot \frac{D}{L} < 35 \quad (28)$$

Avec  $Gr_L$  défini selon la longueur du tube et non son diamètre.

Dans notre gamme d'étude, le « critère d'élanement » est respecté puisque le résultat de l'équation (28) est d'environ 13.

Selon ce critère, le Rayleigh peut être redéfini comme [79], [119]:

$$\overline{Ra} = Gr \cdot Pr \cdot \frac{D}{L} \quad (29)$$

Avec  $\overline{Ra}$  le Rayleigh modifié selon les critères de surfaces.

Notre gamme d'étude correspond à un  $\overline{Ra}$  d'environ  $10^3$ .

Suivant ces nombres adimensionnels, de nombreuses corrélations existent afin de calculer le coefficient d'échange convectif selon la gamme de Rayleigh classique  $Ra$  et la géométrie étudiée. Notre nombre de Rayleigh, dans la cuve à échelle expérimentale, est de l'ordre de  $10^6$ , ce qui correspond à un écoulement en régime laminaire ( $< 10^9$ ) [116].

En écoulement laminaire en tube vertical, la plupart des corrélations sont de la forme [116]:

$$Nu = C \cdot Ra^{\frac{1}{4}} \quad (30)$$

On peut ainsi citer la corrélation de Ostrach (1953) (équation (31)) ou encore la corrélation de McAdams laminaire (1954) (équation (32)) [120], [121].

$$Nu = 0,555. Ra^{\frac{1}{4}} \quad (31)$$

$$Nu = 0,53. Ra^{\frac{1}{4}} \quad (32)$$

Avec  $10^3 < Ra < 10^9$ .

Dans le cas d'une étude expérimentale sur les condenseurs de sûreté, la corrélation de McAdams a permis d'obtenir pour des tubes horizontaux des coefficients d'échange de l'ordre de  $1000 W.m^2.K$  [122]

Le MARS Code, (de l'anglais Multi-dimensional analysis of reactor safety), est un code mise en place par l'institut coréen de recherche sur les énergies avancées (KAERI) avec pour objectif de produire un code d'analyse réaliste des systèmes thermo hydrauliques avec une capacité d'analyse multidirectionnelle [123]. Dans ce code, la corrélation utilisée pour calculer le coefficient d'échange en convection naturelle pour des tubes verticaux est la corrélation de Churchill et Chu (1975) [124], [125]:

$$Nu = \left( 0,825. \frac{0,387. Ra^{\frac{1}{6}}}{\left( 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \quad (33)$$

Avec  $Ra > 10^{-1}$ .

Cette corrélation est donc utilisée à la fois pour de la convection naturelle en écoulement laminaire et turbulent. Dans le cas d'une étude expérimentale sur les condenseurs de sûreté, cette corrélation a permis d'obtenir des coefficients d'échanges de l'ordre de  $1000 W.m^2.K$  [122].

Dans, un contexte similaire à notre étude, de valorisation de chaleur d'une cuve d'eau, Xu et al (2021) et Lu et al (2016), utilisent la définition du Rayleigh modifié proposée en équation (29) avec une série de corrélations en convection naturelle [79], [119]. On peut notamment citer la corrélation de Churchill and Chu présentée précédemment en équation (33) mais aussi la corrélation de Nagendra et al. (1969) présentée en équation (34) ou encore la corrélation de Yang (1980) présentée en équation (35) [126], [127].

$$Nu = 0,57. \overline{Ra}^{\frac{1}{4}} \quad (34)$$

$$Nu = 0,59. \overline{Ra}^{\frac{1}{4}} + 0,52 \quad (35)$$

Avec pour Nagendra et al. (1969)  $\overline{Ra} > 10^4$  et pour Yang (1980)  $0,0001 < \overline{Ra} < 1,05.10^6$ .

La corrélation de Nagendra et al. (1969) a été établie pour une gamme de nombre de Rayleigh légèrement supérieure à notre gamme d'étude. Cette différence n'étant que très faible, cette corrélation a été retenue dans l'étude. D'autres corrélations telles que McAdams (1954) en turbulent ou encore Fuji

et al (1970) ont été testées par Xu et al. (2021) et Lu et al. (2016), mais leur gamme de validité étant trop éloignée de notre cas d'étude, elles ne seront pas détaillées [121], [128].

#### 4.2.1.2 Coefficient d'échange monophasique en convection forcée

Beaucoup d'éléments extérieurs ont contraint le dimensionnement de l'évaporateur immergé à l'échelle expérimentale. En effet, afin d'éviter une charge au sol trop importante, la hauteur d'eau dans la cuve, et donc la hauteur de l'évaporateur, a été limitée à 1 m. De plus, comme expliqué dans le chapitre 3, l'évaporateur tubulaire immergé s'est greffé à un ORC existant, c'est-à-dire avec une gamme de débit fluide de travail fixée.

Ainsi, afin de compenser le faible coefficient d'échange de l'eau en convection naturelle il a fallu maximiser la surface d'échange. Or, selon ces contraintes de hauteur d'eau, le meilleur moyen pour maximiser la surface d'échange a été l'implantation d'une grande quantité de tubes. Cette grande quantité de tubes couplée au débit fixé circulant dans l'installation a conduit à de faibles vitesses de fluide liquide à l'intérieur des tubes. Ces faibles vitesses, bien que permettant de grandement limiter les pertes de charge, provoquent un écoulement laminaire à l'intérieur des tubes : la valeur du Reynolds de fluide liquide est toujours inférieure à 2300.

Selon ces valeurs de Reynolds laminaire, la littérature propose de considérer la valeur du nombre de Nusselt comme une constante. Cette valeur est fixée selon l'hypothèse que la longueur du tube est suffisante pour avoir des profils de vitesse et de température établis. Dans ce contexte couplé à un flux de chaleur uniforme à la paroi, on peut poser [129] :

$$Nu_l = 4.36 \quad (36)$$

Cette valeur de Nusselt peut donc s'appliquer pour tous les essais liquides monophasique du fluide de travail.

En monophasique vapeur, le régime d'écoulement dans les tubes devient turbulent. Suivant ce régime d'écoulement la valeur du Nusselt est calculée selon la corrélation de Dittus Boelter (1930) [129], [130] :

$$Nu_v = 0,0243 \cdot Re_v^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (37)$$

Avec  $Re_{vap}$  le nombre de Reynolds en phase vapeur.

Cette corrélation nous permet donc de calculer le coefficient d'échange monophasique vapeur de l'ensemble des essais.

### 4.2.1.3 Coefficient d'échange diphasique en convection forcée

#### 4.2.1.3.1 Général

Lors de l'évaporation d'un fluide, deux phénomènes distincts interviennent. Le flux de chaleur échangé est alors décomposé en deux composants [131]:

- L'ébullition nucléée est définie par l'apparition de gouttes de vapeur qui vont permettre des échanges thermiques.
- L'ébullition convective, caractérisée par les paramètres d'écoulement, correspond au changement de phase d'un fluide par échauffement à la paroi.

De manière plus générale, il existe 6 catégories de modèles afin de modéliser les échanges thermiques [132], [133]. Les modèles utilisés dans cette thèse pour l'estimation des coefficients d'échanges sont regroupés dans trois catégories : les modèles de superposition, asymptotiques et d'intensification [131].

Le modèle asymptotique, proposé par Kutateladze (1961), permet de combiner les modèles d'ébullition nucléée et convective selon des coefficients [134]. L'ordre du modèle est caractérisé par le nombre  $n$ . Il peut s'écrire de la forme :

$$\alpha_{diph} = (S\alpha_{nb}^n + F\alpha_{cv}^n)^{\frac{1}{n}} \quad (38)$$

Dans le cas où  $n = 1$ , on obtient le modèle de superposition. Ce modèle peut ainsi s'écrire de la forme :

$$\alpha_{diph} = S\alpha_{nb} + F\alpha_{cv} \quad (39)$$

Dans le cas de ces deux modèles, il faut tenir compte d'un facteur de suppression  $S$  sur l'ébullition nucléée et d'un facteur de d'accroissement  $F$  sur l'ébullition convective.

Le modèle d'intensification est quant à lui basé sur le coefficient d'échange monophasique liquide, et fait intervenir un coefficient d'intensification fonction des conditions de chauffe et d'écoulement. Ce modèle, défini par Shah (1976), s'écrit sous la forme [135] :

$$\alpha_{diph} = \Psi \cdot \alpha_{liq} \quad (40)$$

Ces modèles sont appliqués au travers de diverses corrélations détaillées dans la prochaine section du manuscrit.

#### 4.2.1.3.2 Corrélations de coefficient d'échange en évaporation

Horak et al. (2021) ont comparé des corrélations de calcul du coefficient d'échange du fluide en diphasique dans le cas de tubes verticaux avec un écoulement à très faible débit [136]. Ces corrélations

sont utilisées pour calculer le coefficient d'échange diphasique du R134a, du R404A et du R407C. Parmi ces corrélations, deux nous intéressent pour notre cas d'étude : Sun et Mishima (2009) et Kim et Mudawar (2013) [137], [138].

**Corrélation de Lazarek et Black (1982), de Tran et al. (1996) et de Sun et Mishima (2009)**

La corrélation de Sun et Mishima (2009), est issue des travaux de Lazarek et Black (1982), présentés en équation (41). Lazarek et Black ont montré que le coefficient d'échange avait une plus grande dépendance au flux de chaleur qu'au titre vapeur [139].

$$Nu_{Lazarek} = 30 \cdot Re_{lo}^{0,857} \cdot Bo^{0,714} \quad (41)$$

Avec  $Re_{lo}$  le nombre de Reynolds en liquide only et  $Bo$  le nombre d'ébullition présenté en équation (44).

$$Re_{lo} = G_{lo} \cdot \frac{D_h}{\mu} \quad (42)$$

Avec  $G_{lo}$  le débit surfacique en phase liquide.

$$G_{lo} = \frac{\dot{m}}{A} \quad (43)$$

Et le nombre d'ébullition  $Bo$  :

$$Bo = \frac{q''}{\dot{G} \cdot i_{lv}} \quad (44)$$

Tran et al. (1996), et ensuite Yu et al. (2002), ont posé l'hypothèse que le mécanisme de nucléation était plus important que le mécanisme de convection. Ils ont ainsi remplacé le nombre de Reynolds par le nombre de Weber :

$$We_l = \frac{\dot{G}^2 \cdot D_h}{\sigma \cdot \rho_l} \quad (45)$$

Avec  $\sigma$  la tension superficielle.

Cette nouvelle hypothèse a permis à Tran et al. (1996) de mettre en place la corrélation suivante [140]:

$$\alpha_{Tran} = 8,4 \cdot 10^5 \cdot Bo^{0,6} \cdot We_l^{0,3} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{-0,4} \quad (46)$$

Ainsi, en couplant les conclusions de Lazarek et Black (1982) aux résultats de Tran et al. (1996) et de Yu et al. (2002) qui ont montré que le nombre de Weber, présenté en équation (45), était beaucoup plus dépendant du flux de chaleur qu'au titre vapeur, Sun et Mishima (2009) ont mis en place une nouvelle corrélation présentée en équation (47) [140], [141], [137].

$$Nu_{Sun} = \frac{6 \cdot Re_{lo}^{1,05} \cdot Bo^{0,54}}{We_l^{0,191} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,142}} \quad (47)$$

Avec  $We_l$  le nombre de Weber en phase liquide.

### Corrélation de Kim and Mudawar (2013)

La corrélation de Kim and Mudawar (2013) est quant à elle, basée sur le modèle asymptotique. Elle s'écrit sous la forme :

$$\alpha_{Kim} = \left(\alpha_{nb,Kim}^2 + \alpha_{cv,Kim}^2\right)^{\frac{1}{2}} \quad (48)$$

Avec :

$$\alpha_{nb,Kim} = \left[2345 \cdot \left(Bo \cdot \frac{Per_{ext}}{Per_{int}}\right)^{0,7} \cdot \frac{P_h}{P_{crit}} \cdot (1-x)^{-0,51}\right] \cdot \alpha_{liq} \quad (49)$$

$$\alpha_{cv,Kim} = \left[5,2 \cdot \left(Bo \cdot \frac{Per_{ext}}{Per_{int}}\right)^{0,08} \cdot We_l^{-0,54} + 3,5 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0,94} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,25}\right] \cdot \alpha_{liq} \quad (50)$$

Avec  $Per$  le périmètre du tube,  $P_h$  la pression haute de l'ORC,  $P_{crit}$  la pression critique du fluide de travail,  $\alpha_{liq}$  le coefficient d'échange monophasique liquide du fluide calculé selon la corrélation de Dittus Boelter présenté en équation (37) et  $X_{tt}$  le coefficient de Lockhart–Martinelli en liquide turbulent et vapeur turbulent, présente en équation (51). Ce coefficient dépend du régime d'écoulement des phases vapeur et liquide [142].

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \quad (51)$$

Dans leur article, Kim et Mudawar (2013) comparent leur corrélation avec de nombreuses corrélations classiques de la littérature. Dans notre cas d'étude d'évaporation en tube vertical à faible débit, certaines de ces corrélations sont applicables. On peut notamment citer la corrélation de Shah (1982), de Cooper (1984), de Gungor et Winterton (1986), de Liu et Winterton (1991) et enfin de Warrier et al. (2002) [140], [143]–[147].

### **Corrélation de Shah (1982)**

La corrélation de Shah (1982), basée sur le modèle d'intensification, permet de calculer le coefficient d'échange thermique en ébullition pour des tubes horizontaux ou verticaux selon un régime d'écoulement ascendant ou descendant. Le calcul du coefficient d'intensification dépend du régime d'ébullition dans le tube [131]. Le régime d'ébullition peut être défini selon trois nombres adimensionnels : le nombre de convection, présenté en équation (52), le nombre d'ébullition, présenté en équation (44), et le nombre de Froude, présenté en équation (53) [143].

$$Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \quad (52)$$

$$Fr_l = \frac{m^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot D_h} \quad (53)$$

Le coefficient d'accroissement est ainsi calculé en fonction de ces trois nombres, comme montré en équation (54). Ce manuscrit ne détaillera pas la méthode de calcul du facteur d'accroissement.

$$\psi = \frac{\alpha_{diph,Shah}}{\alpha_{liq}} = f(Co; Bo; Fr_l) \quad (54)$$

Le coefficient d'échange monophasique liquide est calculé selon la corrélation de Dittus Boelter (1930) présenté en équation (37).

### **Corrélation de Cooper (1984), de Gungor et Winterton (1986) et de Liu et Winterton (1991)**

La corrélation de Cooper (1984) a été mise en place pour représenter l'ébullition d'un fluide sur une paroi dans un volume de fluide suffisamment grand pour éviter tout effet de sillage [148]. Dans le cas d'une plaque verticale, cette corrélation s'écrit sous la forme [144]:

$$\alpha_{Cooper} = 55 \cdot \left(\frac{P_h}{P_{crit}}\right)^{0,12} \cdot \left[-\log_{10}\left(\frac{P_h}{P_{crit}}\right)\right]^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot q''^{0,67} \quad (55)$$

Avec  $M$  la masse molaire du fluide de travail.

La corrélation de Gungor et Winterton (1986), présentée en équation (56), est basée sur le modèle de superposition. Elle a été utilisée dans la littérature pour étudier l'évaporation du Novec649<sup>TM</sup> [149].

$$\alpha_{Gungor} = S_{Gungor} \cdot \alpha_{Cooper} + F_{Gungor} \cdot \alpha_{Dittus,l} \quad (56)$$

Avec le facteur de suppression  $S_{Gungor}$  et le facteur de d'accroissement  $F_{Gungor}$  définis comme :

$$F_{Gungor} = 1 + 24000 \cdot Bo^{1,16} + 1,37 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0,86} \quad (57)$$

$$S_{Gungor} = \left(1 + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot F_{Gungor}^2 \cdot Re_l^{1,17}\right)^{-1} \quad (58)$$

Avec  $Re_l$  le nombre de Reynolds calculé à la phase liquide en diphasique. Les propriétés du fluide sont prises à saturation.

$$Re_l = \dot{G}_l \cdot \frac{D_h}{\mu} \quad (59)$$

Avec  $\dot{G}_l$  le débit surfacique de la phase liquide.

$$\dot{G}_l = \frac{m}{A} * (1 - x) \quad (60)$$

Cette corrélation utilise comme coefficient de transfert d'ébullition nucléée la corrélation de Cooper (1984) présentée en équation (55) et comme coefficient de transfert convectif la corrélation de Dittus Boelter (1930). Cette équation de Dittus Boelter est cependant légèrement différente de celle présentée en équation (37) car cette fois le nombre de Reynolds est calculé pour la phase liquide en diphasique et non pour la phase liquide seule, de la même manière que pour l'équation (59).

Très proche de la corrélation de Gungor et Winterton (1986), la corrélation de Liu et Winterton (1991) calcule son coefficient de transfert d'ébullition nucléée selon la corrélation de Cooper (1984) présentée en équation (55). Le coefficient de transfert convectif est quant à lui calculé selon la corrélation de Dittus Boelter (1930) en monophasique liquide, comme présenté en équation (37). Cette corrélation a été utilisée pour caractériser les échanges diphasiques du HFE7100 [150].

Cette corrélation est construite selon un modèle asymptotique d'ordre 2 :

$$\alpha_{Liu} = ((S_{Liu} \cdot \alpha_{Cooper})^2 + (F_{Liu} \cdot \alpha_{Dittus,lo})^2)^{\frac{1}{2}} \quad (61)$$

Avec :

$$F_{Liu} = \left[1 + x \cdot Pr_l \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1\right)\right]^{0,35} \quad (62)$$

$$S_{Liu} = \left(1 + 0,055 \cdot F_{Liu}^{0,1} \cdot Re_{lo}^{0,16}\right)^{-1} \quad (63)$$

### **Corrélation de Warrier et al. (2002)**

Warrier et al., (2002) ont mis en place une corrélation qui ne dépend que du nombre d'ébullition et du titre vapeur du fluide. Cette corrélation, basée sur des résultats expérimentaux en FC-84 dans des sections d'essais de petites tailles, s'écrit de la forme [147]:

$$\alpha_{Warrier} = \left(1 + 6 \cdot Bo^{\frac{1}{16}} - 5,3 \cdot (1 - 855 \cdot Bo) \cdot x^{0,65}\right) \cdot \alpha_{lo} \quad (64)$$

### **Corrélation de Akhavan et al. (2011)**

Akhavan-Behabadi et al., (2011) ont mis en place une corrélation d'évaporation du fluide basée sur des résultats expérimentaux en R134a dans un micro tube pour différents angles d'inclinaison. Ainsi, pour un tube purement vertical, la corrélation peut s'écrire de la forme [151]:

$$Nu_{Akhavan} = 4,05 \cdot 10^{-3} \cdot Re_l^{0,98} \cdot F_{Akhavan}^{0,38} \cdot (1,55 - x)^{0,96} \cdot \left(\frac{Pr_l}{X_{tt}}\right)^{1,09} \quad (65)$$

Avec  $F_{Akhavan}$  pour un tube vertical et un titre vapeur moyen inférieur à 0,7 :

$$F_{Akhavan} = 1 + 0,5 \cdot (1 - x)^{0,6} \quad (66)$$

Ce modèle a permis dans le cas de l'étude expérimentale d'Akhavan et al. (2011) d'obtenir des résultats à +/- 10% des résultats expérimentaux [151].

### **Corrélation de Gullapalli (2013)**

Dans leurs travaux Blondel et al. (2023) ont démontré, dans le cas d'un évaporateur à plaques avec de très faibles Reynolds, en Novec649<sup>TM</sup> et en HFE7100, que la corrélation de Gullapalli (2013) permet d'obtenir les meilleurs résultats [112], [152]. Basé sur les travaux de Yan et Lin (1999), la corrélation de Gullapalli (2013) s'écrit de la forme [153]:

$$Nu_{Gullapalli} = 1,926 \cdot Bo_{eq}^{0,3} \cdot \left[ (1 - x) + x \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,5} \right] \cdot Re_l^{0,5} \cdot Pr_l^{\frac{1}{3}} \quad (67)$$

Avec  $Bo_{eq}$  le nombre d'ébullition équivalent présenté en équation (18).

#### 4.2.2 Synthèse modèle évaporateur immergé

Le modèle évaporateur immergé se base ainsi sur une série de corrélations en convection forcée et naturelle. L'objectif est donc, à partir des résultats expérimentaux, de définir un couplage de corrélation optimale pour permettre l'obtention d'un modèle le plus précis possible. La comparaison de l'ensemble

de ces corrélations permet, plus que de définir une corrélation optimale pour une transposition d'échelle, de comprendre les phénomènes physiques prédominants à l'intérieur des tubes.

L'ensemble des corrélations présentées pour le modèle évaporateur est répertorié dans le tableau suivant :

Tableau 13 : Corrélation évaporateur immergé

<b><u>Evaporateur</u></b>		
<b>Convection naturelle (côté eau)</b>		
<b>Rayleigh de la forme :</b>		
$Ra = Gr \cdot Pr$	Ostrach (1953)	$Nu = 0,555 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$
	McAdams laminaire (1954)	$Nu = 0,53 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$
	Churchill and Chu (1975)	$Nu = \left( 0,825 \cdot \frac{0,387 \cdot Ra^{\frac{1}{6}}}{\left( 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2$
$\overline{Ra} = Gr \cdot Pr \cdot \frac{D}{L}$	Nagendra et al (1969)	$Nu = 0,57 \cdot \overline{Ra}^{\frac{1}{4}}$
	Yang (1980)	$Nu = 0,59 \cdot \overline{Ra}^{\frac{1}{4}} + 0,52$
	Churchill and Chu (1975)	$Nu = \left( 0,825 \cdot \frac{0,387 \cdot \overline{Ra}^{\frac{1}{6}}}{\left( 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2$
<b>Convection forcée (côté fluide organique) (Monophasique) :</b>		
<b>Liquide</b>	Flux de chaleur uniforme	$Nu_{liq} = 4,36$
<b>Vapeur</b>	Dittus Boelter (1930)	$Nu_{vap} = 0,0243 \cdot Re_{vap}^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$
<b>Convection forcée (Diphasique) :</b>		
	Lazarek et Black (1982)	$Nu_{Lazarek} = 30 \cdot Re_{lo}^{0,857} \cdot Bo^{0,714}$

Tran et al. (1996)	$\alpha_{Tran} = 8,4.10^5 \cdot Bo^{0,6} \cdot We_l^{0,3} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{-0,4}$
Sun et Mishima (2009)	$Nu_{Sun} = \frac{6 \cdot Re_{lo}^{1,05} \cdot Bo^{0,54}}{We_l^{0,191} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,142}}$
Kim and Mudawar (2013)	$\alpha_{Kim} = (\alpha_{nb,Kim}^2 + \alpha_{cv,Kim}^2)^{\frac{1}{2}}$ Avec : $\alpha_{nb,Kim} = \left[ 2345 \cdot \left(Bo \cdot \frac{Per_{ext}}{Per_{int}}\right)^{0,7} \cdot \frac{P_h}{P_{crit}} \cdot (1 - x)^{-0,51} \right] \cdot \alpha_{liq}$ $\alpha_{cb,Kim} = \left[ 5,2 \cdot \left(Bo \cdot \frac{Per_{ext}}{Per_{int}}\right)^{0,08} \cdot We_l^{-0,54} + 3,5 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0,94} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,25} \right] \cdot \alpha_{liq}$
Shah (1982)	$\psi = \frac{\alpha_{diph,Shah}}{\alpha_{liq}} = f(Co; Bo; Fr_l)$
Cooper (1984)	$\alpha_{Cooper}$ $= 55 \cdot \left(\frac{P_h}{P_{crit}}\right)^{0,12} \cdot \left[-\log_{10}\left(\frac{P_h}{P_{crit}}\right)\right]^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot q''^{0,67}$
Gungor et Winterton (1986)	$\alpha_{Gungor} = S_{Gungor} \cdot \alpha_{Cooper} + F_{Gungor} \cdot \alpha_{Dittus,l}$ Avec : $F_{Gungor} = 1 + 24000 \cdot Bo^{1,16} + 1,37 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0,86}$ $S_{Gungor} = (1 + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot F_{Gungor}^2 \cdot Re_l^{1,17})^{-1}$
Liu et Winterton (1991)	$\alpha_{Liu} = ((S_{Liu} \cdot \alpha_{Cooper})^2 + (F_{Liu} \cdot \alpha_{Dittus,lo})^2)^{\frac{1}{2}}$ Avec : $F_{Liu} = \left[ 1 + x \cdot Pr_l \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} - 1\right) \right]^{0,35}$ $S_{Liu} = (1 + 0,055 \cdot F_{Liu}^{0,1} \cdot Re_{lo}^{0,16})^{-1}$
Warrier et al. (2002)	$\alpha_{Warrier} = \left( 1 + 6 \cdot Bo^{\frac{1}{16}} - 5,3 \cdot (1 - 855 \cdot Bo) \cdot x^{0,65} \right) \cdot \alpha_{lo}$
Akhavan et al. (2011)	$Nu_{Akhavan} = 4,05 \cdot 10^{-3} \cdot Re_l^{0,98} \cdot F_{Akhavan}^{0,38} \cdot (1,55 - x)^{0,96} \cdot \left(\frac{Pr_l}{X_{tt}}\right)^{1,09}$ Avec : $F_{Akhavan} = 1 + 0,5 \cdot (1 - x)^{0,6}$

---

Gullapalli  
(2013)

$$Nu_{Gullapalli} = 1,926 \cdot Bo_{eq}^{0,3} \left[ (1 - x) + x \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \right] \cdot Re_l^{0,5} \cdot Pr_l^{\frac{1}{3}}$$

---

## 4.3 Modèle turbine

### 4.3.1 Fonctionnement général

Comme présenté dans le chapitre 3, la turbine de l'ORC AMORCE est une micro turbine axiale à admission partielle. Son fonctionnement est basé sur la conversion de l'énergie potentielle du fluide de travail en énergie cinétique, puis en énergie mécanique par contact avec les pales du rotor (comme explicité en Figure 71).

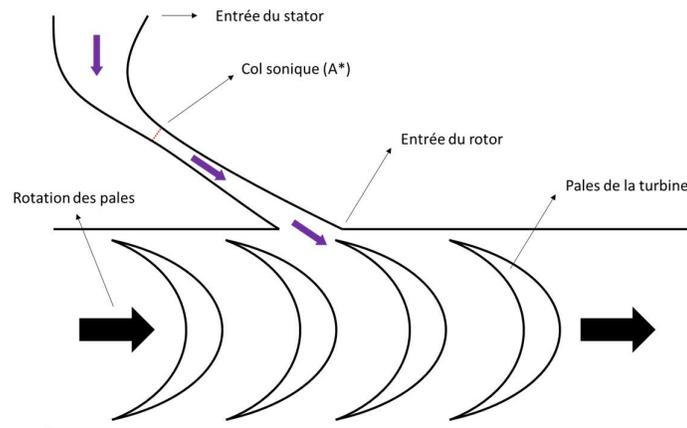


Figure 71 : Schéma simplifié du fonctionnement d'une turbine axiale

Le fluide de travail rentre dans le stator à haute pression. Son écoulement est alors accéléré. Cette augmentation de la vitesse du fluide provoque sa chute en pression jusqu'à sa pression basse. Ce type de turbine étant à action, l'ensemble de la chute de pression a lieu au sein du stator.

Afin de bien comprendre l'évolution de cette vitesse au sein du stator, on s'intéresse à une étude CFD réalisée par Wang et al. (2021). Dans cette étude, de l'eau sous forme vapeur est détendue dans une turbine à admission partielle d'une puissance de 75 kW. La Figure 72 montre ainsi l'évolution du nombre de Mach au sein du stator et du rotor. Le nombre de Mach ( $Ma$ ) représente le rapport entre la vitesse du fluide de travail et la vitesse du son dans ce même fluide de travail. Si le nombre de Mach est supérieur à 1, le fluide de travail dépasse la vitesse du son : on parle de vitesse supersonique. Sur la Figure 72, on observe que le fluide de travail est accéléré par rétrécissement de section jusqu'à atteindre le colsonique de la turbine. Au niveau de ce colsonique, la valeur du nombre de Mach devient égale à 1. Passé ce col, la vitesse du fluide continue d'augmenter suivant l'augmentation de la section de passage du fluide. Ce fluide de travail à haute vitesse rentre ensuite en contact avec les pales du rotor où cette énergie cinétique est transformée en énergie mécanique par la mise en rotation du rotor. Cette

transmission d'énergie induit la chute de la vitesse du fluide de travail, visible par une chute du nombre de Mach après contact avec les pales de la turbine.

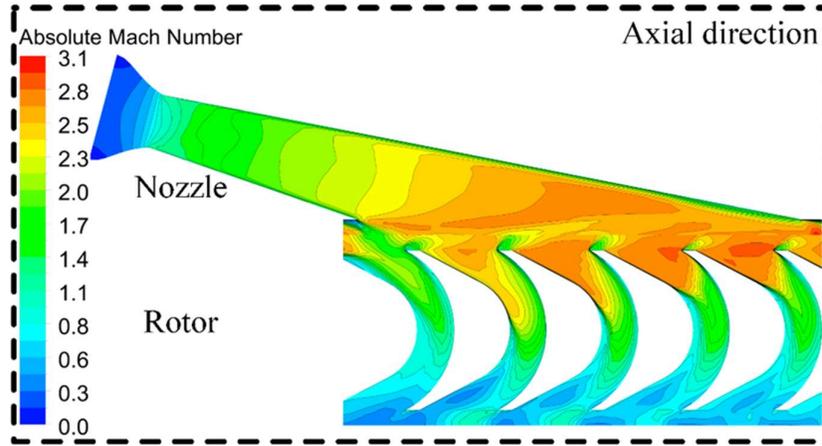


Figure 72 : Modélisation CFD de l'évolution du nombre de Mach au sein d'une turbine axiale [48]

Ainsi afin d'atteindre les meilleures performances, une turbine est dimensionnée au travers d'un point de design. Ce point de design permet, à partir des caractéristiques d'écoulement du fluide de travail (débit, température, pression), de dimensionner une turbine couplée à sa génératrice électrique.

#### 4.3.2 Rendement isentropique

Dans un cas idéal, la détente du fluide de travail à la turbine est à la fois adiabatique et réversible (sans frottement): on parle alors de détente isentropique. Cependant, toute production de travail crée des pertes et génère de la chaleur qui empêche la réversibilité de la détente jusqu'au point d'origine. La prise en compte de cette irréversibilité à la turbine est décrite via le rendement isentropique. Il peut être défini comme :

$$\eta_{is} = \frac{h_{in,turb} - h_{out,turb}}{h_{in,turb} - h_{out,turb,is}} = \frac{W_{reel}}{W_{is}} \quad (68)$$

Avec  $h_{in,turb}$  et  $h_{out,turb}$  l'enthalpie d'entrée et de sortie réelle du fluide de travail à la turbine,  $h_{out,turb,is}$  l'enthalpie isentropique du fluide de travail en sortie turbine,  $W_{reel}$  la puissance réel du fluide de travail et  $W_{is}$  la puissance isentropique.

Une autre manière de définir le rendement isentropique est de définir l'ensembles des pertes à la turbine. On peut ainsi écrire le rendement isentropique de la forme [154]:

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_{is} - \Delta h_{perte}}{\Delta h_{is}} \quad (69)$$

Avec  $\Delta h_{perte}$  l'ensemble des pertes à la turbine.

Les pertes à la turbine peuvent être modélisées en additionnant les coefficients de perte : les pertes au stator, les pertes d'incidence, les pertes de passage, les pertes au bord de fuite, les pertes de jeu et enfin les pertes à la rotation [155]. Cette méthode nécessitant le calcul de chaque coefficient de perte de manière indépendante ainsi qu'une connaissance détaillée de la géométrie de la turbine est compliquée à mettre en place, sachant que nous n'avons pas accès à la géométrie interne.

Une autre solution pour estimer le rendement isentropique de manière théorique est d'utiliser la théorie de la similitude. Celle-ci a été largement utilisée pour décrire le point de design d'une turbine. Ce point de design correspond au point où le rendement isentropique est maximal. Celui-ci dépend de nombreux critères prenant en compte à la fois l'architecture de la turbine mais aussi l'écoulement du fluide de travail. En 1962, Baljé a cartographié les performances isentropique des turbines selon deux nombres adimensionnels : la vitesse spécifique ( $N_s$ ) et le diamètre spécifique ( $D_s$ ) défini en équation (70) et (71) [156].

$$N_s = N_{rotor} \cdot \frac{q_{out, is}^{0,5}}{\Delta h_{turb, is}^{0,75}} \quad (70)$$

$$D_s = D_{rotor} \cdot \frac{\Delta h_{turb, is}^{0,25}}{q_{out, is}^{0,5}} \quad (71)$$

Avec  $N_{rotor}$  la vitesse de rotation du rotor,  $q_{out, is}$  le débit volumique isentropique du fluide de travail en sortie turbine,  $\Delta h_{turb, is}$  la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de la turbine en condition isentropique et  $D_{rotor}$  la diamètre du rotor.

La Figure 73 représente la cartographie de Baljé où le  $N_s$  et le  $D_s$  sont définis selon le système d'unités impérial et non le système international.

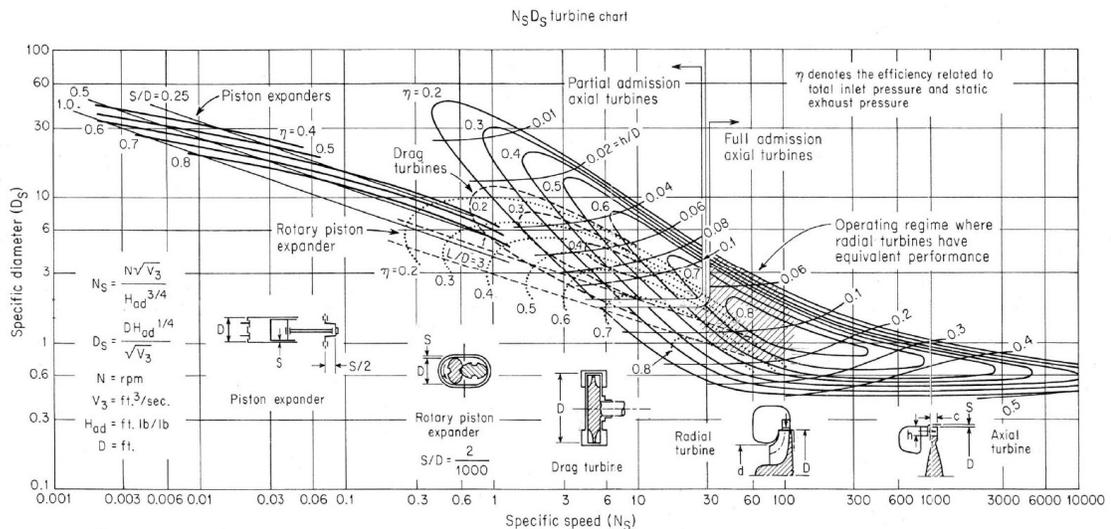


Figure 73 : Cartographie de Baljé [156]

La cartographie de Baljé est donc une approche qui permet de définir un rendement isentropique théorique de turbine à partir de la vitesse spécifique ( $N_s$ ) et le diamètre spécifique ( $D_s$ ).

Macchi et Astolfi (2017) proposent une corrélation afin de définir le rendement isentropique selon le  $N_s$  et deux autres nombres adimensionnels classiques des turbomachines : le rapport volumique ( $V_r$ ) et le paramètre de taille ( $SP$ ) [53].

$$V_r = \frac{\dot{q}_{out, is}}{\dot{q}_{in}} \quad (72)$$

$$SP = \frac{D_{rotor}}{D_s} \quad (73)$$

Dans leur modèle, Macchi et Astolfi (2017) définissent ainsi une méthode de calcul du rendement isentropique pour une turbine axiale simple, bi ou tri étagée. Dans le cas d'une turbine axiale à simple étage, la corrélation proposée est basée sur 15 coefficients polynomiaux faisant intervenir les nombres adimensionnels :  $N_s$ ,  $V_r$  et  $SP$ . Cette corrélation permet d'obtenir une estimation du rendement isentropique relativement précise par rapport à un rendement calculé en CFD, puisqu'ils obtiennent un degré de confiance intéressant ( $R^2$  de 0,997) [53]. On peut cependant reprocher à cette corrélation son grand nombre de paramètres et sa comparaison CFD.

Ainsi, un des objectifs du modèle turbine sera de présenter une démarche de description du rendement de la turbine en minimisant le nombre de paramètres.

#### 4.3.3 Calcul du débit à la turbine

Lors de son passage au sein du col sonique de la turbine, le fluide de travail subit un blocage sonique et son nombre de Mach est alors égale à 1. Dans cette situation, il est possible de définir la valeur du débit à ce col sonique comme étant [157]:

$$\dot{m}_{vap} = A^* \cdot \rho_{0, in, turb} \cdot c_{0, in, turb} \cdot \left[ \frac{2}{\gamma + 1} \right]^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad (74)$$

Avec  $\rho_{0, in, turb}$  et  $c_{0, in, turb}$  respectivement la densité totale et la vitesse du son totale du fluide de travail à l'entrée de la turbine définies en équation (75) et (76) et  $\gamma$  le coefficient polytropique défini en équation (78).

$$\rho_{0, in, turb} = \rho_{in, turb} \cdot \left( \frac{P_{in, turb}}{P_{0, in, turb}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (75)$$

$$c_{0, in, turb} = \sqrt{\frac{\gamma \cdot P_{0, in, turb}}{\rho_{0, in, turb}}} \quad (76)$$

Avec  $P_{0, in, turb}$  la pression totale du fluide définie comme pour  $Ma = 1$  :

$$P_{0,in,turb} = P_{in,turb} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{\gamma - 1}{2} \right) \cdot Ma^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (77)$$

Le coefficient polytropique est défini suivant le modèle barotrope. Autrement dit, la variation de densité du fluide est uniquement induite par la variation de pression. On peut définir le coefficient polytropique suivant l'équation (78). La méthode de détermination du coefficient polytropique est présentée en annexe D.

$$\frac{P_{in,turb}}{\rho_{in,turb}^{\gamma}} = \frac{P_{out,turb}}{\rho_{out,turb}^{\gamma}} \quad (78)$$

La section de passage au col sonique de la turbine  $A^*$  étant connue, ce modèle estime à partir de l'équation (74) un débit de fluide vapeur circulant au sein de la turbine.

#### 4.3.4 Fluide diphasique en entrée de turbine

Un des objectifs majeurs de la thèse est de démontrer la fiabilité de l'ORC. Cette démonstration de fiabilité se traduit par la capacité de l'ORC à continuer de produire une puissance électrique, même en situation défavorable. Dans le chapitre 2, une des situations off-design de l'ORC mise en avant correspond à l'entrée de fluide en diphasique dans la turbine. En effet, il est normalement déconseillé de faire rentrer des gouttelettes de fluide liquide dans la turbine afin d'éviter la dégradation des pales. Cependant, des travaux ont démontré que dans certaines conditions il était possible de rentrer du fluide sous forme diphasique à l'entrée du stator. En 1982, Elliot a montré qu'en couplant un fluide sec ( $dT/ds > 0$ ) avec une tuyère, l'accélération du fluide et donc sa brusque chute de pression peut permettre le passage du fluide de l'état diphasique à monophasique [158]. Dans ces travaux, Elliot (1982) utilise le toluène comme fluide de travail. Le diagramme T-s des travaux de Elliot (1982) est présenté en Figure 74. Eliott (1982) conclut que grâce à ce couplage tuyère et fluide sec, le rendement global du cycle est de 19 %, là où en monophasique le rendement maximal est de 14%.

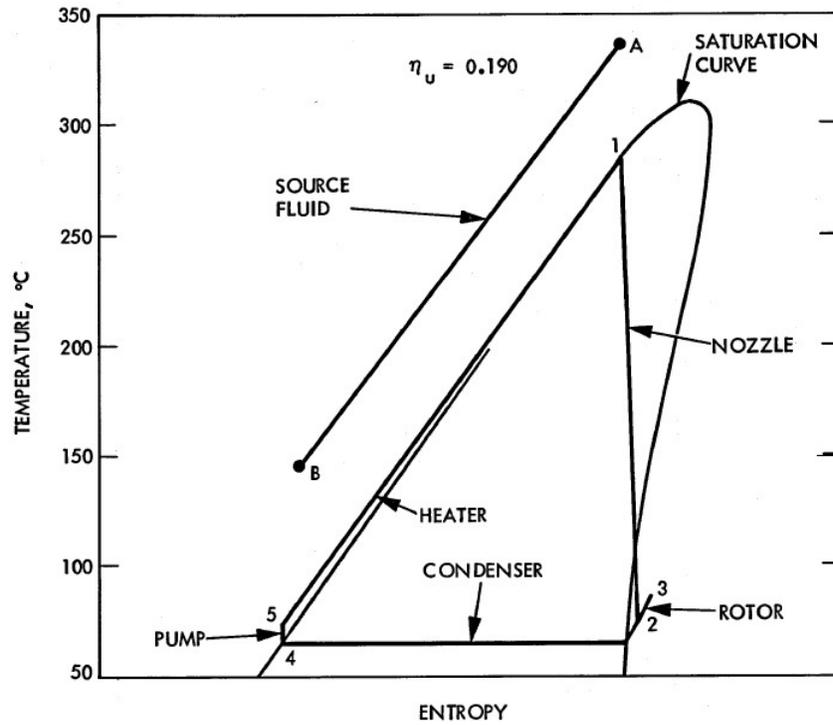


Figure 74 : Diagramme T-s d'un cycle PEORC [158]

Malgré les résultats de Elliot (1982) peu de travaux ont fait suite. On peut cependant citer Lai et Fischer (2012) qui ont étudié les power flash cycles (PFC) [159]. Les PFC correspondent à un regroupement de cycle où le fluide en entrée du détendeur est sous forme liquide saturé. Ce regroupement comprend les trilateral cycles (TLC) où le fluide termine sa détente en diphasique et les quadrilateral cycle (QLC) où le fluide termine sa détente en monophasique. Les QLC sont ainsi réalisables seulement avec des fluides secs, soit ici le n-pentane et le MM (Figure 75 et Figure 76). La turbine modélisée est de type scroll ou à vis. L'article conclut sur le fait que les PFC ont un meilleur rendement de production électrique que les ORC avec cependant un plus grand débit volumique en sortie de détendeur.

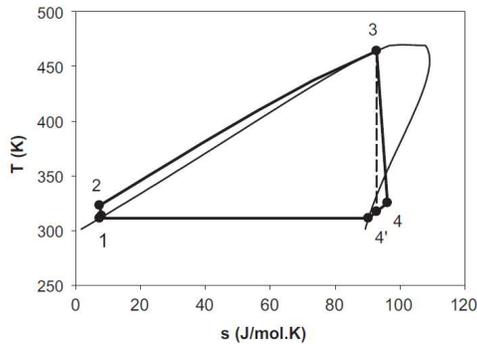


Figure 75 : Diagramme T-s d'un cycle QLC (n-pentane) [159]

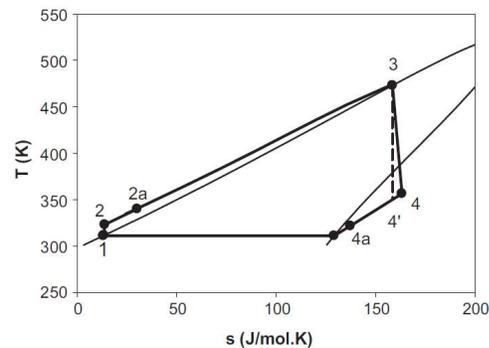


Figure 76 : Diagramme T-s d'un cycle QLC (MM) [159]

En 2021, White (2021) réalise une simulation CFD d'une turbine axiale fonctionnant avec un fluide sec diphasique en entrée de turbine [160]. Dans cet article, le Novec649<sup>TM</sup> est cité comme fluide de travail candidat pour ce type de détente. White (2021) conclut que l'ensemble du changement de phase du fluide a lieu dans le stator. Cette vaporisation a ainsi lieu parallèlement à l'augmentation du nombre de Mach (Figure 77). Le stator fait ici office de tuyère.

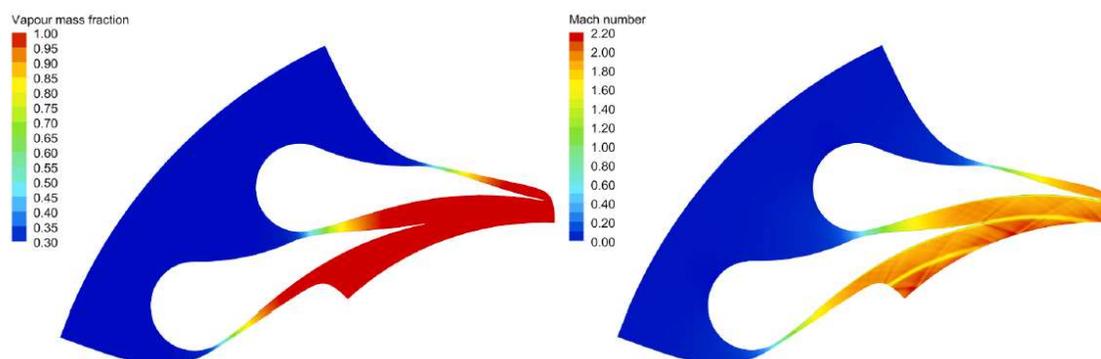


Figure 77 : Evolution du titre vapeur et du nombre de mach dans le stator d'une turbine axiale [160]

Pour ces modélisations, White (2021) utilise une valeur de titre vapeur en entrée de turbine de 0,3. Sans pour autant descendre jusqu'à une valeur aussi basse, l'objectif des essais expérimentaux sera de démontrer la viabilité d'une détente d'un fluide diphasique dans une turbine axiale. Le modèle turbine mis en place dans cette thèse devra être capable de prendre en compte l'entrée de fluide à l'état diphasique.

Ce chapitre a donc permis de détailler les modèles ainsi que les hypothèses utilisées pour les établir. Il a été détaillé en particulier la démarche adimensionnelle ainsi que les nombres utilisés pour mettre en place les modèles du condenseur, de l'évaporateur et de la turbine. La section suivante (chapitre 5) présentera les résultats expérimentaux obtenus durant cette thèse, à la fois en conditions nominales et en conditions off-design. Ces résultats serviront de fondement à la validation de tous les modèles présentés. Une fois validés, ces modèles feront l'objet d'un processus de mise à l'échelle, en conservant les nombres adimensionnels appropriés.

# Chapitre 5 - Résultats

## 5.1 Fonctionnement nominal

Le fluide de dimensionnement du cycle ORC en évaporateur immergé (AMORCE\_2) est le Novec649<sup>TM</sup>. Son point de fonctionnement nominal est présenté dans le Tableau 14.

Tableau 14 : Fonctionnement nominal ORC en Novec649<sup>TM</sup>

	Unité	Novec649 <sup>TM</sup>
Rendement ORC	[%]	1,87
Puissance électrique	[W]	138
Pression haute	[Bar]	3,25
Pression basse	[Bar]	0,36
Vitesse de rotation turbine	[RPM]	5652
Débit fluide de travail	[kg.h <sup>-1</sup> ]	166
Titre vapeur sortie évaporateur	[-]	1
Puissance cannes chauffantes	[kW]	40
Température source froide	[°C]	13
Rendement exergetique	[%]	8,17

La production électrique maximale obtenue en Novec649<sup>TM</sup> est de 138 Watts pour un rendement d'ORC global de 1,87 %.

Les faibles valeurs de rendement, de l'ordre de 2%, sont explicables par l'écart de température entre la source chaude et la source froide. En effet, avec une source chaude de l'ordre de 100°C et une source froide d'environ 13°C, le rendement de Carnot correspondant est d'environ 23 %. Ce rendement est défini en équation (79). Il correspond au rendement maximal atteignable par un cycle thermodynamique.

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_f}{T_c} \quad (79)$$

Afin de caractériser la qualité de la valorisation de la chaleur le rendement exergetique de l'installation est estimé et est défini équation (80).

$$\eta_{ex,ORC} = \frac{\eta_{ORC}}{\eta_{Carnot}} \quad (80)$$

Le rendement exergetique de notre point nominal est d'environ 10 %. Selon une cartographie du rendement exergetique (ORC second law efficiency Figure 78) en fonction de la puissance électrique fournie par le cycle, notre rendement est dans le bon ordre de grandeur pour un ORC produisant une puissance d'environ 0,1 kW.

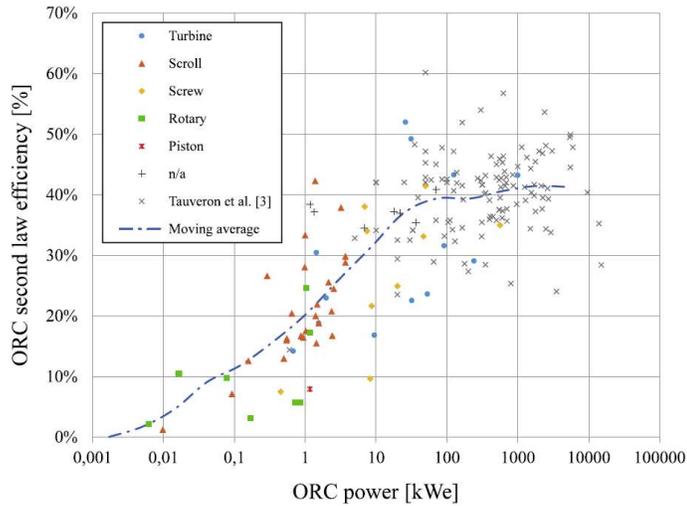


Figure 78 : Carte du rendement exergetique en fonction de la puissance produite à l'ORC [33]

Afin de visualiser le cycle thermodynamique obtenue, le diagramme T-s du cycle ORC est tracé en Figure 79.

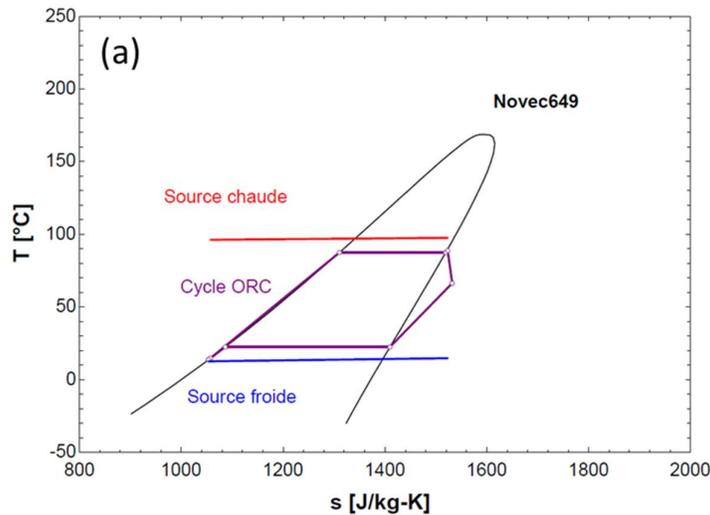


Figure 79 : Diagramme T-s cycle ORC Novec649<sup>TM</sup>

Ces résultats en fonctionnement nominal illustrent la faisabilité technique du couplage entre une cuve d'eau bouillante et un ORC.

Cependant, au-delà de simplement démontrer la faisabilité du couplage en fonctionnement nominal, l'un des principaux objectifs de cette thèse est de mettre en évidence le fonctionnement de ce couplage dans diverses situations dites hors-nominal. Ces essais réalisés en situation hors nominale permettront

de valider les modèles composants sur une grande gamme de validité. Suivant cet objectif, différentes campagnes d'essais en fonctionnement dégradés ont été réalisées :

- La présence de fluide à l'état diphasique en entrée de turbine
- La variation de température de la source froide
- La variation de puissance et de positionnement des éléments chauffants dans la cuve

Ces trois campagnes d'essais permettront ainsi de valider en situation nominale et hors nominales, les modèles de la turbine, du condenseur et de l'évaporateur. Ce découpage des axes de validation des modèles théoriques servira de plan à la section suivante.

## 5.2 Turbine

### 5.2.1 Résultats expérimentaux

Comme expliqué dans le chapitre 2, il a été observé que la présence d'un fluide à l'état diphasique en entrée de turbine peut entraîner une dégradation des performances ainsi que compromettre l'intégrité de la turbine, ce qui aurait un impact sur la fiabilité globale du système. Cependant, comme le montre le chapitre 4, l'utilisation d'un fluide sec en combinaison avec une turbine axiale, qu'elle soit à admission partielle ou totale, offre la possibilité de réaliser une détente du fluide de l'état diphasique à l'état monophasique tout en préservant l'intégrité de la turbine. A ce jour nous n'avons pas eu connaissance d'une étude expérimentale sur le fonctionnement d'une turbine axiale en diphasique en fluide organique. De tels travaux existent cependant pour les turbines à eau dans le cadre d'études sur le nucléaire par exemple [161].

Afin de démontrer expérimentalement cette hypothèse, une première campagne d'essais sur AMORCE\_1 (en fonctionnement évaporateur à plaques) a été réalisée en Novéc649<sup>TM</sup>. A cette fin une pompe, surdimensionnée pour le reste de l'ORC, a été installée sur l'ORC expérimental AMORCE\_1. Ensuite, au travers d'une vanne pointeau, le débit du fluide de travail est modulé sur une gamme de débit permettant le fonctionnement en monophasique et en diphasique à l'entrée de la turbine.

Afin d'estimer le titre vapeur du fluide en entrée de turbine, un bilan thermique est réalisé sur l'évaporateur à plaques entre la source et le fluide de travail, selon les équations (81) et (82).

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ft} \cdot \Delta h_{ft} = \dot{m}_{ft} \cdot \Delta h_{ft,cs} + \dot{m}_{ft} \cdot x \cdot \Delta h_{ft,cl} \quad (81)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_c \cdot \Delta h_c \quad (82)$$

Les résultats de cette méthode de calcul du titre vapeur du fluide sont présentés en Figure 80. Il a été observé expérimentalement qu'il était possible d'obtenir un titre vapeur d'environ 0,65. Cependant, il est important de noter que cette méthode de calcul est sujette à une grande incertitude, car elle repose sur un bilan de puissance appliqué à la source chaude. Cependant, le débit d'eau de la source chaude est nettement supérieur au débit du fluide de travail. Cette importante disparité de débit entraîne un écart de température relativement faible entre l'entrée et la sortie de la source chaude, ce qui rend l'interprétation des résultats plus complexe.

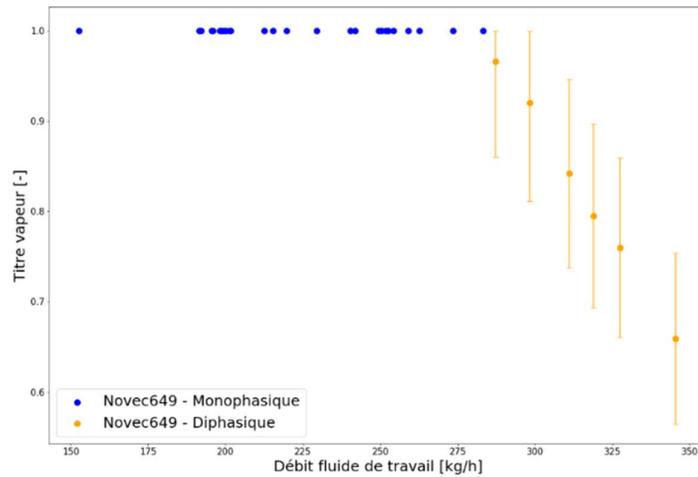


Figure 80 : Variation du titre vapeur calculé à l'évaporateur en fonction du débit fluide de travail et incertitude associée

Cette méthode de mesure du titre en entrée de turbine dépend donc d'un bilan sur la source chaude. Cependant, dans le cas de notre évaporateur immergé dans une cuve, un bilan sur la source n'est pas possible. Ainsi, une seconde méthode basée sur la méthode du  $A^*$  présenté dans le chapitre 4 a été utilisée (équation (74)). En effet, cette méthode permet de calculer, théoriquement, un débit de fluide de travail circulant à la turbine. La Figure 81 représente le débit théorique calculé à la turbine en fonction du débit expérimental mesuré. On observe une très bonne corrélation entre les deux débits jusqu'à une valeur du débit expérimental d'environ 270 kg/h. Passé cette valeur, le débit circulant dans la turbine devient presque constant tandis que le débit expérimental continue d'augmenter. Ce changement de comportement du débit théorique marquerait donc le passage d'un état monophasique à état diphasique à l'entrée de la turbine. La différence entre le débit théorique et le débit expérimental représenterait donc la quantité de fluide sous forme liquide circulant en entrée de stator. Un autre intérêt de cette méthode de détermination du débit circulant en entrée de turbine est sa très faible incertitude.

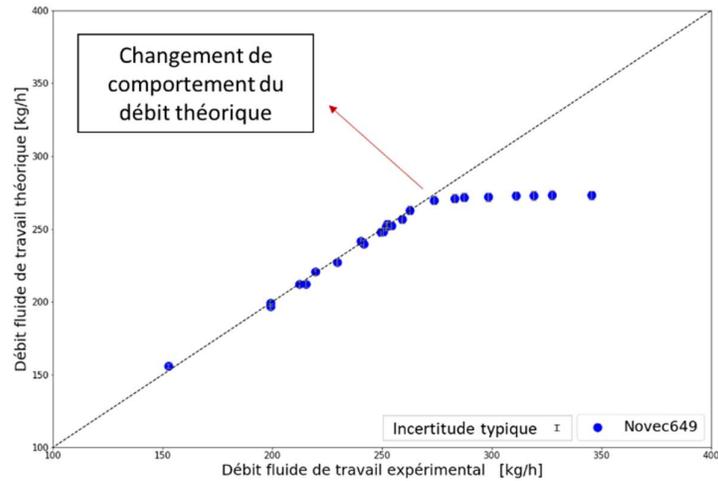


Figure 81 : Débit théorique calculé à la turbine en fonction du débit expérimental mesuré

Des études sur les turbines nucléaires à débit massique critique et en condition diphasique concluent à une relation quadratique entre le débit massique de vapeur, le débit massique total et le titre de la vapeur [162]. Dans cette équation, le débit massique de vapeur correspond au débit que l'on aurait eu en vapeur seul, en condition d'écoulement critique. Cette relation est présentée en équation (83).

$$x_{in,turb} = \left( \frac{\dot{m}_{ft,vapeur}}{\dot{m}_{ft,total}} \right)^2 \quad (83)$$

En utilisant cette nouvelle relation, il est possible de corriger la valeur du débit calculé à la turbine.

La Figure 82 représente la comparaison entre le titre vapeur calculé à la turbine et le titre vapeur obtenue par bilan à la source chaude (méthode suivant les équations (81) - (82)). On observe que le titre calculé à la turbine est toujours d'une valeur inférieure au titre calculé à l'évaporateur. Il faut aussi noter qu'un point défini comme vapeur très légèrement surchauffé suivant un bilan à l'évaporateur est maintenant définie comme diphasique selon un titre vapeur d'environ 0,92. Ce point n'est pas affiché sur la Figure 82 car son incertitude n'est pas calculée de la même manière que pour les points diphasiques (incertitude sur la surchauffe).

L'équation (83) de détermination du titre vapeur a été sélectionnée. En effet, elle permet une plus faible incertitude que par un bilan à la source chaude. De plus, elle nous permettra de définir un titre vapeur du fluide en fonctionnement AMORCE\_2, c'est-à-dire avec un évaporateur immergé (ou un bilan à la source n'est plus possible).

Par conséquent, le titre à la turbine varie dans une plage allant de 0,6 à 1. Dans cette plage de valeurs de titre vapeur, les performances de la turbine ont été mesurées expérimentalement à la fois en monophasique et en diphasique.

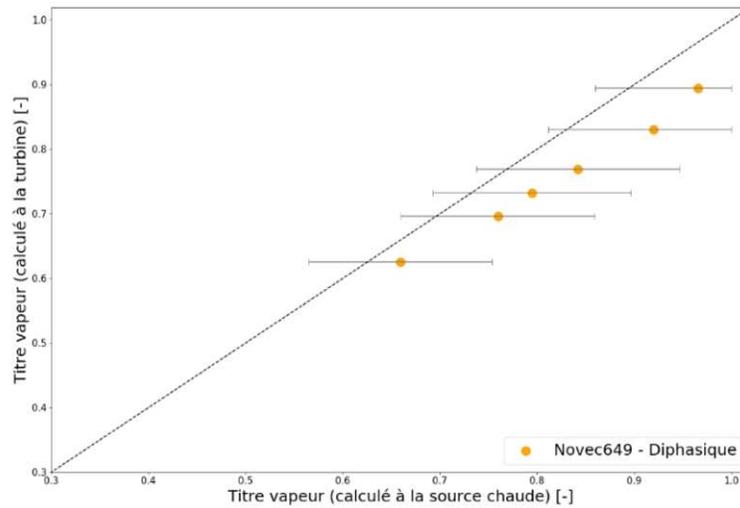


Figure 82 : Comparaison des méthodes de détermination du titre vapeur

La Figure 83 représente la production électrique de la turbo-génératrice en fonction du débit du fluide de travail. On observe que la puissance électrique produite augmente avec le débit massique jusqu'à une valeur maximale. Après avoir atteint son maximum elle diminue légèrement avec le débit massique. Le point maximum est atteint lors de la transition du fluide de l'état monophasique à l'état diphasique à l'entrée de la turbine. Ainsi, pour un titre vapeur à l'entrée de la turbine de 0,6 la puissance produite est de 420 Watt, alors qu'au maximum la turbo-génératrice a produit une puissance de 450 Watt, soit une diminution de 6,4 %. Il est intéressant de noter que, même en état diphasique, la turbo-génératrice continue de produire de la puissance, avec seulement une très légère diminution par rapport à la puissance produite en monophasique. Cette continuité de production en diphasique est un point crucial de la fiabilité de l'ORC dans le système étudié.

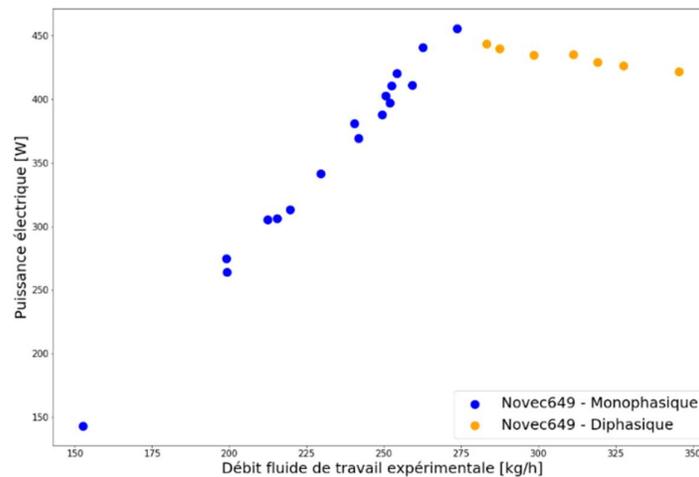


Figure 83 : Puissance électrique produite à la turbine en fonction du débit fluide de travail (monophasique-diphasique)

La Figure 84 représente la pression haute en fonction du débit fluide de travail. On observe que la pression haute augmente avec le débit du fluide de travail. Une fois que le fluide est à l'état diphasique en entrée de la turbine, la pression haute se stabilise. Cette Figure 84 rejoint la Figure 81 représentant l'évolution du débit vapeur théorique à l'entrée de la turbine.

La pression constante en diphasique visible en Figure 84, montre l'adaptabilité du cycle à la présence de deux phases dans la turbine. En outre, on peut déduire de cette stabilité de la pression que le seul facteur qui diminue la production de puissance en fonctionnement diphasique est le débit de fluide de travail liquide.

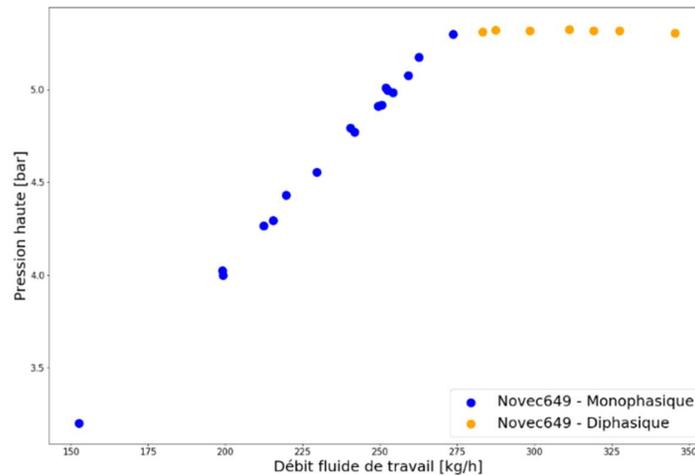


Figure 84 : Pression haute en fonction du débit fluide de travail

Le rendement de la turbo-génératrice, correspondant au rendement global de la turbine, est affecté par le passage du fluide de l'état monophasique à diphasique en entrée de turbine. Il est défini comme :

$$\eta_{turbo-génératrice} = \eta_{is} * \eta_{méca} * \eta_{génératrice} \quad (84)$$

La Figure 85 représente le rendement de la turbo-génératrice en fonction du débit fluide de travail. Pour les points monophasiques, on observe que le rendement augmente avec le débit jusqu'à une valeur maximale d'environ 27 %. En diphasique, l'augmentation du débit et donc la diminution du titre vapeur en entrée turbine provoque une baisse du rendement. Pour un titre vapeur de 0,6 le rendement de la turbo-génératrice est d'environ 23% soit une baisse de 4 points de rendement en comparaison au point de rendement maximum monophasique. Le titre du fluide en entrée turbine a donc un impact sur le rendement de la turbo-génératrice et par conséquent sur le rendement global de l'installation.

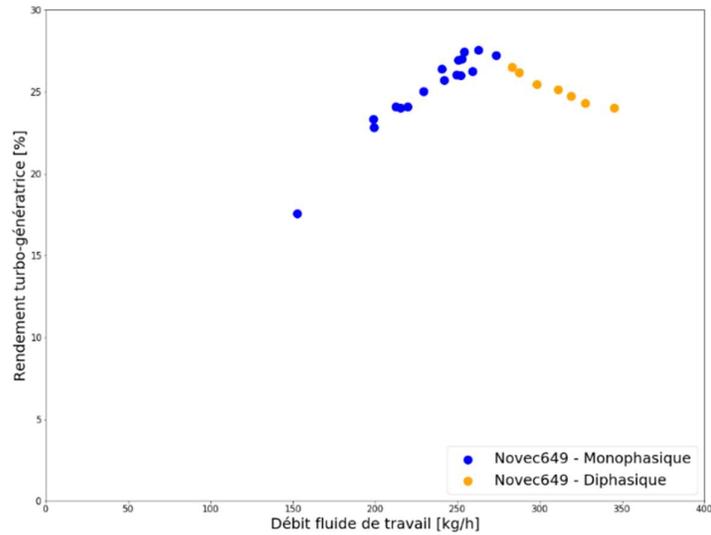


Figure 85 : Rendement turbo-génératrice en fonction du débit fluide de travail

L'impact du titre vapeur sur le rendement de la turbo-génératrice sera forcément à prendre en compte lors de la mise en place du modèle en fonctionnement off-design.

Cette étude expérimentale sur le comportement d'une turbine axiale à admission partielle montre la capacité de la turbine à continuer à produire même avec des gouttelettes de liquide. Cette continuité de production, bien que provoquant une légère baisse de production électrique et du rendement, montre une grande fiabilité de ce type de turbine. Notons tout de même que pour s'assurer de l'intégrité des composants dans le temps et d'une absence de dérive, des essais longue durée, sur une période de plusieurs jours, seraient nécessaires.

## 5.2.2 Modèle turbine

### Etat monophasique en entrée de turbine

Les objectifs de ce modèle de turbine vont au-delà de la simple prédiction des performances de la turbine. Ils visent à établir une approche corrélatrice pour déterminer ces performances, en abordant les situations off-design ainsi que les aspects multi fluides, tout en utilisant un ensemble limité de paramètres. Cette approche permettra une compréhension plus approfondie et une plus grande flexibilité dans l'analyse des performances de la turbine. Par ailleurs, nous n'avons pas accès au détail de la géométrie interne de la turbine, il n'a donc pas été possible de développer une approche prédictive de modélisation [163]

Après la réalisation des premiers essais en Novec649<sup>TM</sup> sur la turbine sur AMORCE\_1, une corrélation sur le rendement global de la turbo-génératrice a été recherchée de manière empirique. Elle représente le rendement global de la turbine et couvre à la fois le rendement isentropique ( $\eta_{is}$ ), le

rendement mécanique ( $\eta_{méca}$ ) de la turbine et le rendement de conversion électrique de la génératrice ( $\eta_{génératrice}$ ) (équation (84)).

Les conclusions de l'étude empirique sur le rendement global ont permis de mettre en place une corrélation selon seulement deux paramètres adimensionnels présentés dans le chapitre 4 en section 4.3 : la vitesse spécifique ( $N_s$ ) et le taux de pression ( $\pi$ ). Cette corrélation est de la forme :

$$\eta_{global\ mono,turb} = a.N_s + b.N_s^2 + \frac{c}{\pi} + \frac{d}{\pi^2} \quad (85)$$

Cette corrélation a été mise au point en utilisant l'ensemble des essais réalisés durant la thèse sur AMORCE\_1 en Novec649<sup>TM</sup>, ainsi que via une base de données d'essais réalisés avant la thèse en Novec649<sup>TM</sup>, HFE7100, HFE7000 et en mélange Novec649<sup>TM</sup>/HFE7000 en proportion massique 50/50. Le tableau suivant récapitule l'ensemble des essais utilisés pour la mise au point de cette corrélation :

Tableau 15 : Nombre d'essais par fluide de travail

Fluide de travail	Banc d'essais	Nombre d'essais		Gamme de titre vapeur
		Etat Monophasique en entrée de turbine	Etat Diphasique en entrée de turbine	
Novec649 <sup>TM</sup>	AMORCE_1	66	35	[0,55;1]
	AMORCE	47	0	[1 ;1]
HFE7000	AMORCE	28	0	[1 ;1]
HE7100	AMORCE	51	24	[0,78 ;1]
Novec649 <sup>TM</sup> /HFE7000 (50/50)	AMORCE	40	0	[1 ;1]

La Figure 86 représente la rendement « théorique » obtenu à partir de l'équation (85) sur l'ensemble des essais monophasiques en entrée de turbine présenté sur le Tableau 15 en fonction du rendement expérimental. On remarque que le rendement de l'ensembles des essais est prédit avec une fiabilité de +/- 3 points de rendement. Ces essais ne comprennent pas les points diphasiques en entrée de turbine.

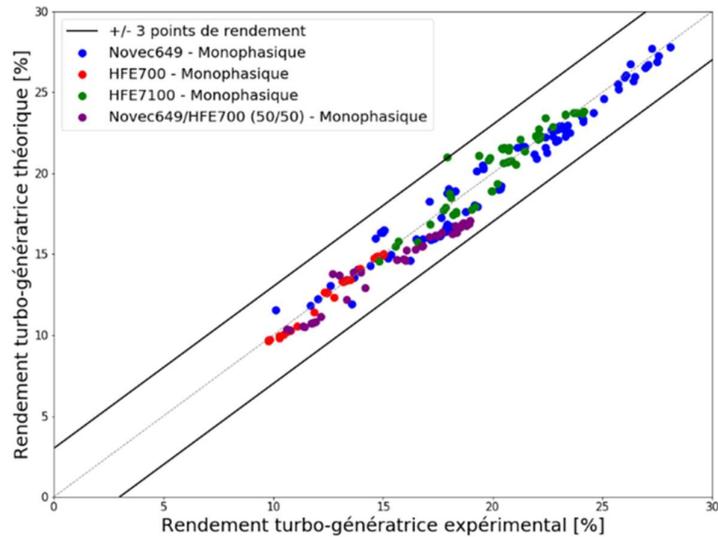


Figure 86 : Rendement « théorique » de la turbo-générateur en fonction du rendement expérimental de la turbo-générateur (essais monophasiques)

Il est important de souligner que la corrélation couvre bien les aspects de fonctionnement off-design avec variation de température de la source froide. Ces situations se caractérisent par une pression de condensation plus élevée et un taux de pression plus faible. De plus, cette corrélation couvre un aspect multi-fluide de calcul du rendement des essais monophasiques en entrée turbine. Cependant, elle n'a été validée que sur la turbine du banc expérimental AMORCE. Ainsi, une étude de la généralisation de la corrélation est entreprise sur une plus grande gamme de turbine.

La présente corrélation a été testée sur des turbines axiales à admission partielle de la littérature. Différentes études sur les turbines axiales à admission partielles montrent que le taux d'admission partiel de la turbine influence le rendement de manière directe. Au plus ce taux est faible, au plus le rendement est faible [54], [164], [165]. Cette observation est aussi vérifiable sur la cartographie de Balje présentée dans le chapitre 4. En effet, lorsque l'on se déplace sur la ligne de Cordier de rendement optimal, l'augmentation du rendement isentropique suit le taux d'admission partiel. Ainsi, il ne sera possible de tester cette corrélation que sur des turbines possédant un taux d'admission proche du nôtre, soit de l'ordre de 5%.

Les études sélectionnées afin de tester cette corrélation sont répertoriées dans le Tableau 16. On observe ainsi que pour l'ensemble des études sélectionnées, le rendement calculé suivant le modèle turbine est presque toujours plus faible que son rendement réel. Cette sous-estimation du rendement peut être expliquée par :

- Le taux d'admission des turbines. En effet, dans les cas des études présentes dans le Tableau 16, le taux d'admission des turbines étudiées est systématiquement supérieur au taux d'admission de la turbine d'AMORCE.
- La puissance électrique produite à la turbine. En effet, la corrélation permet de modéliser le rendement global de la turbo-générateur. Ce rendement prend donc en considération, en plus des pertes internes de la turbine, l'efficacité de la génératrice. Cependant, au plus la production électrique est importante, au plus le rendement de la génératrice est important. Il faudrait ainsi

tester cette corrélation en prenant en compte le rapport du rendement de la génératrice entre la turbine d'AMORCE et les turbines testées.

Tableau 16 : Comparaison rendement littérature et modèle

Etude	Fluide	Rendement global [%]	Puissance électrique [kW]	Vitesse spécifique [-]	Taux de pression [-]	Taux d'admission [%]	Résultat corrélation rendement [%]
[166]	R227ea	55	9	0,01	2,7	11	<b>30,3</b>
[167]	HFE7100	60,9	2,51	0,029	8,33	28	<b>16,7</b>
[168]	R245fa	46,3	11,9	0,019	7	7,5	<b>31</b>
[54]	Vapeur d'eau	54,82	13	0,032	25	22	<b>9,4</b>
		38,1	6,18	0,020	22	22	<b>31,0</b>
		18,8	1,57	0,009	15,25	22	<b>24,5</b>

Ainsi, même si le rapport entre le rendement réel et le rendement calculé varie entre 6 et 1,2, la corrélation sur le rendement turbine mise en place dans le cadre de cette thèse permet d'obtenir des résultats encourageants quant à l'utilisation du taux de pression et de la vitesse spécifique dans la détermination du rendement des turbines axiales. Cependant une étude plus poussée permettant de prendre en compte la taille de la turbine ainsi que son taux d'admission est nécessaire afin d'extrapoler cette corrélation sur d'autres turbines. Le nombre de points obtenus par la bibliographie ne nous a pas permis de mettre en place une corrélation plus générique.

Ce modèle turbine permet donc de prédire le rendement de la turbine du banc d'essais AMORCE dans une gamme de +/- 3 points de rendement et ce pour plusieurs fluides de travail. En dehors de la turbine d'AMORCE, cette corrélation ne permet pas de déduire dans une gamme acceptable le rendement d'une turbine. Cette impossibilité est liée à la non prise en compte, par la corrélation, de plusieurs paramètres influents le rendement global d'une turbine, notamment le taux d'admission.

### Etat Diphasique en entrée de turbine

Afin de prendre en compte la chute de rendement provoquée par la présence de gouttelettes en entrée de turbine, le titre vapeur ( $x_{in,turb}$ ) a été ajouté à la corrélation sur le rendement présentée en équation (85). La corrélation suivante a ainsi été obtenue :

$$\eta_{global\ diph,turb} = a.N_s + b.N_s^2 + \frac{c}{\pi} + \frac{d}{\pi^2} + e.(1 - x_{in,turb}) \quad (86)$$

Cette corrélation a été testée sur l'ensemble des points (monophasiques et diphasiques en entrée de turbine) présents dans le Tableau 15. Les essais diphasiques en entrée de turbine ont été testés sur une gamme de [0,55 ;1] pour les essais en Novoc649<sup>TM</sup> et sur une gamme de [0,78 ;1] en HFE7100. Les résultats de cette campagne d'essais sont présentés en Figure 87. On observe pour l'ensemble des points que cette corrélation permet de donner théoriquement un rendement proche à +/- 3 points du rendement expérimental. Cette corrélation empirique permet donc de prendre en compte la chute de rendement due à la présence de gouttelettes liquides en entrée de turbine.

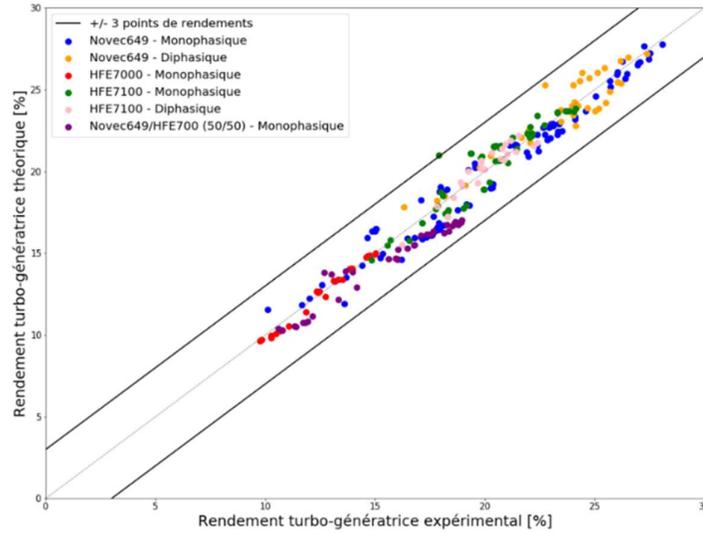


Figure 87 : Rendement théorique turbo-générateur en fonction du rendement expérimental de la turbo-générateur (essais monophasique et diphasique)

La dégradation du rendement causée par la présence d'un fluide diphasique en entrée de turbine a déjà été analysée dans la littérature pour les turbines à vapeur d'eau. La règle de Baumann (1912), quantifie cette dégradation de la performance d'une turbine fonctionnant avec un fluide en diphasique avec l'équation suivante [161], [169], [170]:

$$\frac{\eta_{global\ diph,turb}}{\eta_{global\ mono,turb}} = 1 - k_{Baumann} \gamma_{moy} \quad (87)$$

Avec  $k$  le coefficient de Baumann et où  $\gamma_{moy}$  est la fraction de masse moyenne pendant l'expansion.

Il faut noter que pour les turbines à vapeur il s'agit le plus souvent d'un état diphasique en sortie et non en entrée.

Selon cette équation, Baumann (1912) a suggéré qu'une humidité moyenne de 1 % présente dans un étage est susceptible de provoquer une réduction de 1 % du rendement isentropique monophasique [169].

Expérimentalement, la valeur numérique du coefficient de Baumann ( $k$ ) dans l'équation (87) pour les essais réalisés en fluide organique (Novec649<sup>TM</sup> et HFE7100) varie entre 0,7 et 1,3. Cette valeur est dans la gamme de 0,4 – 2,5 mentionnée dans la littérature [169]. On retrouve donc bien une perte de rendement due à la présence de gouttelettes au cours de l'expansion qui est cohérente avec la littérature.

L'ensemble de cette étude sur le fonctionnement en diphasique d'une turbine axiale à admission partielle nous a permis de démontrer la viabilité de ce type de turbine dans un cycle PEORC. Cette viabilité, au-delà de la démonstration d'une grande fiabilité de ces turbines, permet le fonctionnement de l'ORC sur une nouvelle gamme de source chaude.

La prochaine section montrera la variation de température de la source froide pour un cycle ORC fonctionnent en Novec649™ et un cycle PEORC fonctionnent en HFE7100.

## 5.3 Condenseur

### 5.3.1 Résultats expérimentaux

L'adaptation du parc nucléaire français aux épisodes de fortes chaleurs, accentués par les effets du dérèglement climatique, est un problème connu par les autorités de sûreté nucléaire [171]. La canicule de 2019 a par exemple permis des retours d'expérience [172]. Ces études se concentrent à la fois sur la température des entrants ainsi que sur les rejets d'eau.

Dans le cadre de notre étude, la question des effets des fortes chaleurs se pose seulement sur la production électrique de l'ORC. En effet, comme vu dans le chapitre 2, l'augmentation de la température de la source froide provoque une baisse du rendement et donc de la production électrique. L'objectif de cette campagne d'essais est de quantifier cette chute de rendement.

Cette campagne d'essais s'articule en premier lieu autour d'une campagne en HFE7100 en fonctionnement PEORC (évaporateur immergé) avec une source froide variant entre 13°C et 33°C. Une deuxième campagne en fonctionnement ORC (évaporateur à plaques) a été réalisée en Novec649™ avec une variation de la température de source froide variant de 13°C à 37°C.

La Figure 88 présente la variation de production électrique de l'ORC en fonction de la température de la source froide en HFE7100. On observe que la puissance produite à l'ORC diminue selon l'augmentation de la température de la source froide. Pour quantifier cette diminution, une augmentation de la température de 20°C provoque une diminution de plus de la moitié de la puissance électrique.

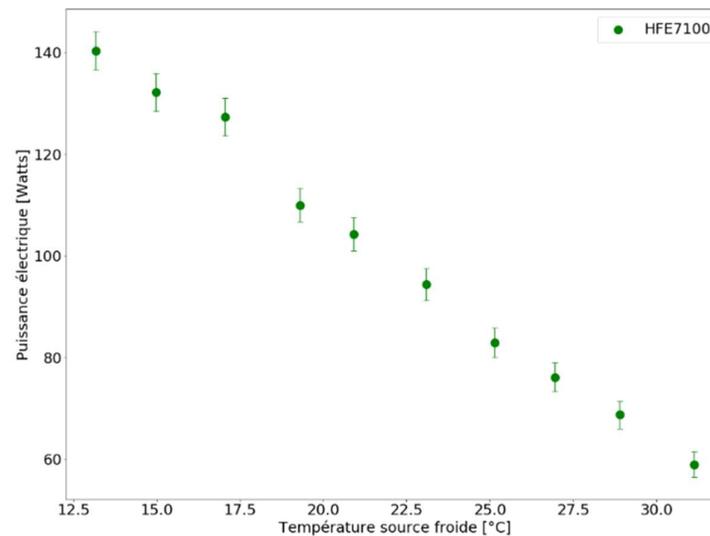


Figure 88 : Variation de la puissance électrique produite en fonction de la température source froide

Il n'a pas été possible de descendre sous cette valeur charnière d'environ 33°C de source froide. En effet, passé cette température, un décrochage de la turbine survenait ce qui provoquait un arrêt net de la

production électrique. Ce décrochage de la turbine est donc un effet à prendre en compte en terme de fiabilité de l'ORC.

La Figure 89 représente la variation de pression basse en fonction de la température de la source froide. On observe que la pression basse du cycle augmente de 0,275 bar à 0,450 bar avec un passage de source froide de 13 à 33 °C.

Cette augmentation de la pression basse, d'un coefficient presque deux, a comme effet direct de diminuer le taux de pression, lui aussi d'un coefficient presque deux. Cette diminution du taux de pression a ainsi un impact direct sur la production de puissance. A l'inverse, comme le montre la Figure 90, la variation de température de source froide n'a aucun impact sur le débit du fluide de travail : la variation du taux de pression est donc le seul facteur impactant la production de puissance.

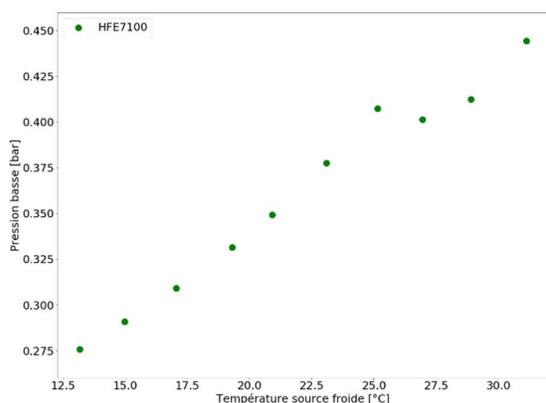


Figure 89 : Variation de la pression basse du cycle PEORC en fonction de la température de source froide

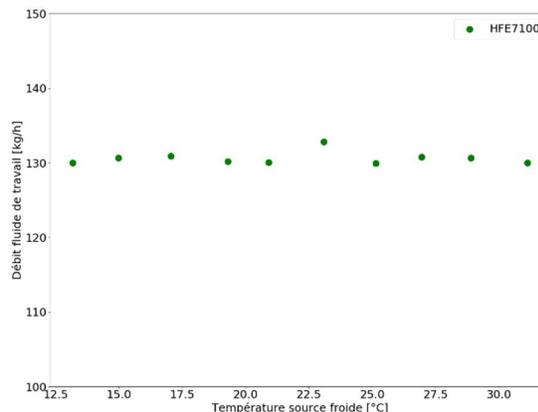


Figure 90 : Variation du débit fluide de travail en fonction de la température de source froide

L'augmentation de la température de source froide a aussi pour effet direct de diminuer la quantité de chaleur reçue par la source froide. Suivant le fait que la pression basse est elle aussi impactée par l'augmentation de la température de la source froide, on pourrait penser que la quantité de sous-refroidissement reste stable avec l'augmentation de la température de source froide. Or, la Figure 91 nous montre que la quantité de chaleur reçue pendant le sous-refroidissement décroît avec l'augmentation de la température de source froide. Cette décroissance de la quantité de chaleur lors du sous-refroidissement peut provoquer, sur une plus grande gamme de source froide, une entrée de fluide sous forme vapeur et donc la cavitation de la pompe.

Dans une étude similaire de l'impact de la source froide sur la production électrique d'un cycle ORC présentée dans le chapitre 2, Liu et al. (2023) ont comparé le fonctionnement d'un ORC pour une température de source froide de 9,6 °C et de 30,4°C sur un ORC avec un détendeur scroll. Dans cette étude, l'augmentation de la température de la source froide cause une chute du sous-refroidissement de 9,8 à 2,2 °C menant aux mêmes conclusions que pour notre étude.

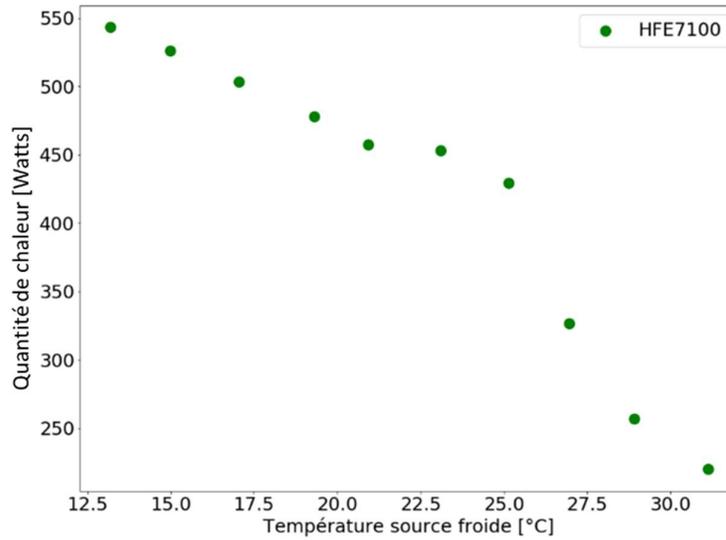


Figure 91 : Quantité de chaleur lors du sous-refroidissement du fluide de travail en sortie de condenseur en fonction de la température de source froide

La variation de source froide impacte le rendement global de l'ORC. Ainsi, comme le montre la Figure 92, la variation de température de source froide de 13 à 33 °C diminue d'un coefficient deux le rendement du système, passant d'un rendement de 2% à un rendement de 1%. Cette diminution est linéaire suivant la température de source froide.

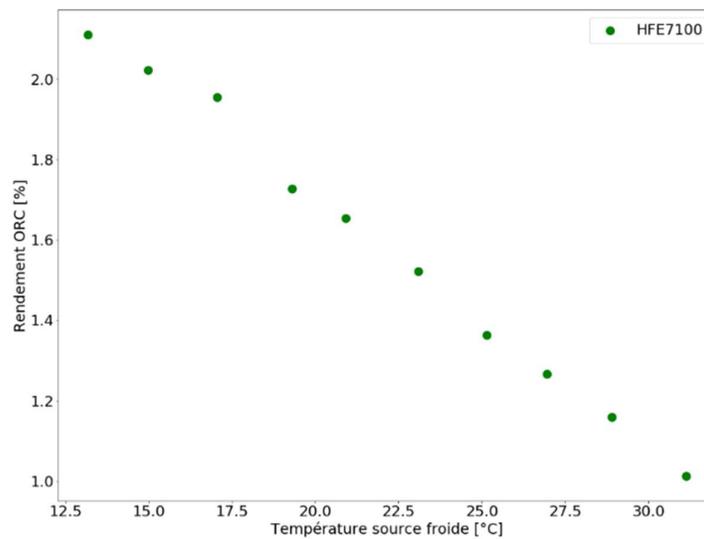


Figure 92 : Rendement global de l'ORC en fonction de la température de source froide

Cette diminution du rendement est en accord qualitatif avec les travaux réalisés par Carnot sur les effets de l'écart entre la source chaude et froide sur le rendement global d'un système thermodynamique. Ainsi, afin d'observer si la diminution du rendement de l'installation expérimentale est uniquement causée par la diminution du rapport entre la température de source chaude et froide, la Figure 93 représente le rendement exergetique de l'installation en fonction de la température de la source froide. On observe ainsi que le rendement de l'installation diminue plus rapidement que suivant le rendement de Carnot.

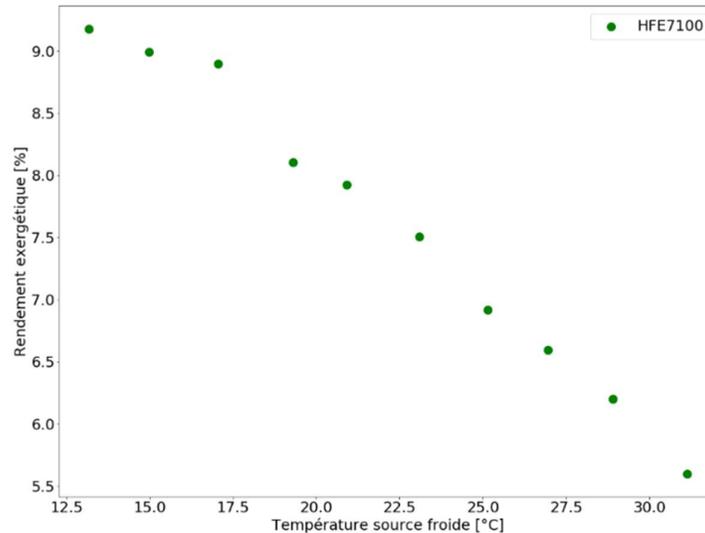


Figure 93 : Rendement exergetique en fonction de la température de source froide

Une hypothèse probable à cette diminution rapide du rendement est la baisse du rendement de la turbo-génératrice liée à la baisse de production électrique. Cette hypothèse est vérifiable en Figure 94, représentant le rendement de la turbo-génératrice en fonction de la température de la source froide. On observe ainsi que l'augmentation de la température de la source froide provoque une chute du rendement de la turbo-génératrice de 16 à 8%. Cet effet se voit également sur la corrélation du rendement de la turbo-génératrice (équation (86)) : avec la hausse de la température de la source froide le taux de pression diminue et donc le rendement intrinsèque de la turbine diminue.

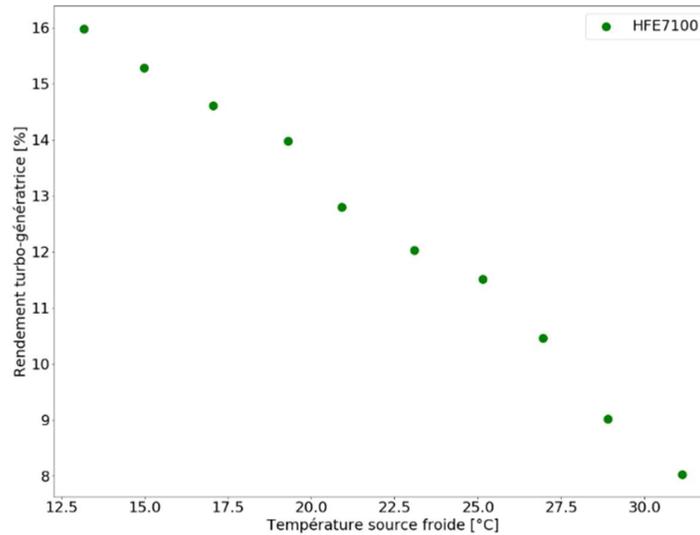


Figure 94 : Rendement turbo-générateur en fonction de la température de la source froide

Pour reprendre la comparaison avec l'étude de Liu et al. (2023), l'augmentation de la température de la source froide a ainsi provoqué, dans le cas de leur étude expérimentale, une chute de la production électrique de 690 à 440 Watts. Ces faibles puissances électriques produites (<1 kW) ainsi que la gamme de température de source froide très proches de la nôtre rend la comparaison avec cette étude très pertinente.

Cependant, la source chaude de leur étude est très différente. Dans notre cas d'étude de valorisation de chaleur résiduelle, nous ne contrôlons pas la quantité de chaleur rentrant dans le système ce qui empêche toute optimisation sur le débit et donc l'optimisation du rendement. À l'inverse, la source chaude de Liu et al. (2023) est une chaudière ce qui permet un travail de régulation et donc d'optimisation. Une comparaison sur les rendements de l'ORC n'est donc que peu parlante. A noter que dans ces travaux, le rendement exergetique augmente suivant l'augmentation de la température de la source froide (Figure 95). Cette observation peut être justifiée par le rendement isentropique du détendeur scroll d'une valeur de 85 % pour une température de source froide de 30,4 °C et de 82,3 % pour une température de source froide de 9,6 °C.

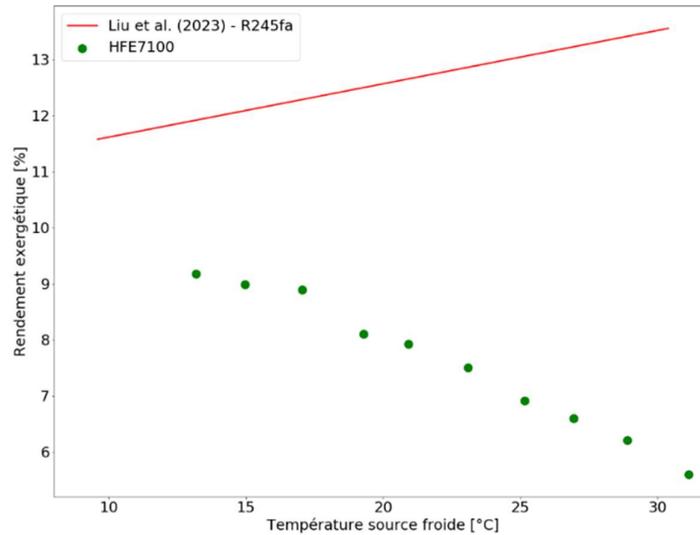


Figure 95 : Rendement exergétique en fonction de la température de source froide - comparaison AMORCE en HFE7100 et Liu et al. (2023)

Ainsi, une des façons de comparer nos résultats avec les résultats de Liu et al. (2023) est de comparer la chute de production électrique en fonction de la température de source froide sous forme de rapport de puissance entre la puissance maximale produite et la puissance produite à la température T. Les résultats de cette comparaison sont visibles en Figure 96. Ainsi, on observe que la pente de la baisse de production électrique est plus importante dans notre cas d'étude que dans l'article de Liu et al. (2023) avec un rapport de baisse de production d'environ 0,6 pour une température de source froide de 30°C dans le cas de leur étude contre environ 0,5 dans notre étude.

Malgré cet écart sur la production électrique entre les études, les conclusions à tirer de ces études sont très proches et démontrent l'importance de la température de la source froide sur la production électrique et sa nécessaire prise en compte dans le dimensionnement du système.

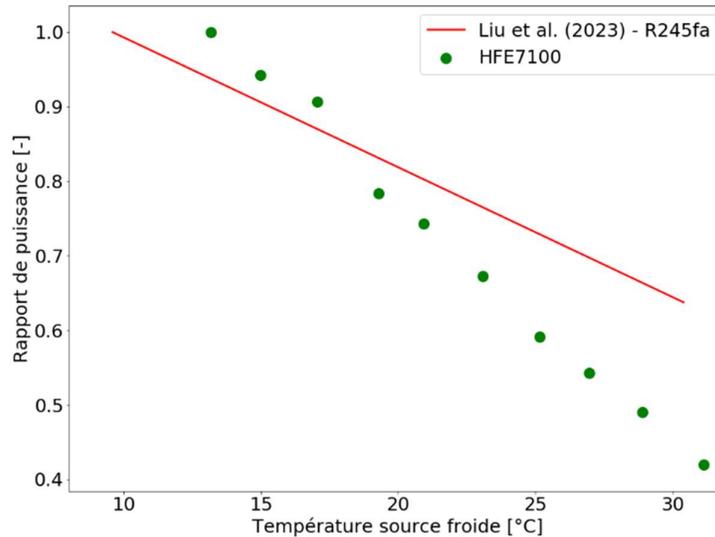


Figure 96 : Rapport de puissance entre la production maximale produite et la puissance produite à la température de source froide donnée - comparaison AMORCE en HFE7100 et Liu et al. (2023)

Mentionnons que le fluide utilisé dans l'étude de Liu et al. (2023) est le R245fa. Afin d'analyser l'impact du fluide de travail, une étude similaire sur la température de la source froide a été réalisée en Novec649<sup>TM</sup> (sur AMORCE\_1). L'objectif est d'analyser l'effet de la température de source froide sur un même détendeur pour deux fluides de travail différents.

Les résultats de cette étude sont présentés en Figure 97, Figure 98 et Figure 99 au travers de la variation du rendement de l'ORC, du rendement de Carnot et du rendement exergetique en fonction de la température de source froide. On y retrouve les résultats déjà présentés en Figure 92 et Figure 93 en HFE7100.

Ainsi, en Figure 97 on observe que la pente de la chute du rendement en Novec649<sup>TM</sup> et en HFE7100 est identique. On observe néanmoins un rendement légèrement supérieur en Novec649<sup>TM</sup>. Cette légère supériorité du rendement peut être justifiée par une température de source chaude légèrement supérieure lors des essais en Novec649<sup>TM</sup>. On peut ainsi voir en Figure 98 que le rendement de Carnot est très légèrement supérieur en Novec649<sup>TM</sup>. Ainsi, afin d'analyser si la seule raison de cette différence de rendement est la différence de température de source chaude, la variation de rendement exergetique est tracée en Figure 99. On observe ainsi que le rendement exergetique du Novec649<sup>TM</sup> est supérieur au rendement exergetique du HFE7100. De ce fait, la différence de rendement global visible en Figure 97 n'est pas seulement causée par la légère différence de température de source chaude.

Une hypothèse pour justifier cette différence de rendement réside dans la distinction du type de détente entre le cycle en Novec649<sup>TM</sup> et en HFE7100. En effet, le cycle en Novec649<sup>TM</sup> est en fonctionnement ORC tandis qu'en HFE7100 le cycle fonctionne en PEORC. Comme cela a été démontré dans la section dédiée à la turbine, le fonctionnement de l'ORC en mode PEORC entraîne une légère diminution du rendement

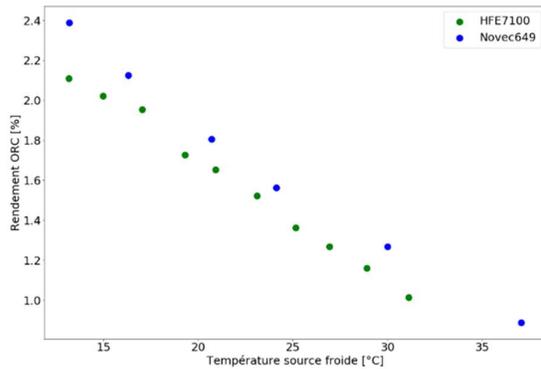


Figure 97 : Rendement ORC en fonction de la température de source froide (Novec649TM et HFE7100)

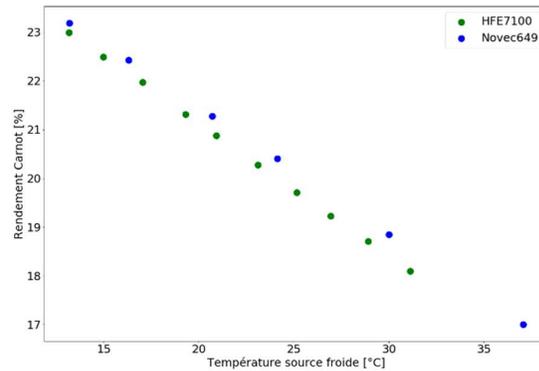


Figure 98 : Rendement Carnot en fonction de la température de source froide (NOVEC649TM et HFE7100)

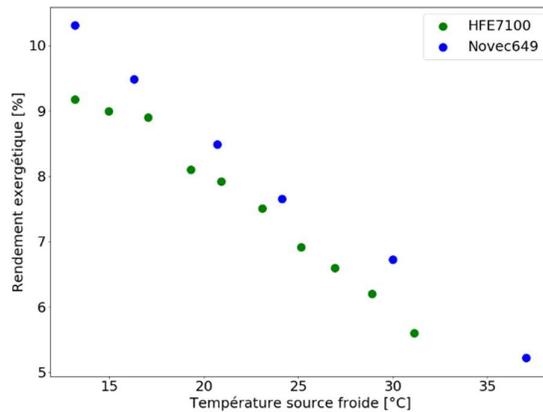


Figure 99 : Rendement exergetique en fonction de la température de source froide (Novec649TM et HFE7100)

Cette étude off design sur la température de source froide montre quantitativement les effets de cette température sur la production électrique. Ainsi, lors de la mise à l'échelle, la température de source froide sera un élément fondamental du dimensionnement des organes de l'ORC.

### 5.3.2 Modèle condenseur

Cette étude sur la température de la source froide permet l'obtention d'une gamme d'essais en off-design utilisable pour valider le modèle du condenseur. Ainsi la Figure 100 représente la comparaison entre le modèle condenseur et les résultats expérimentaux au travers de la puissance thermique totale échangée. Le modèle condenseur, dans son ensemble, permet donc de rendre compte des échanges thermiques suivant une précision de +/- 5% en puissance que ce soit pour des essais au point nominal ou en off-design.

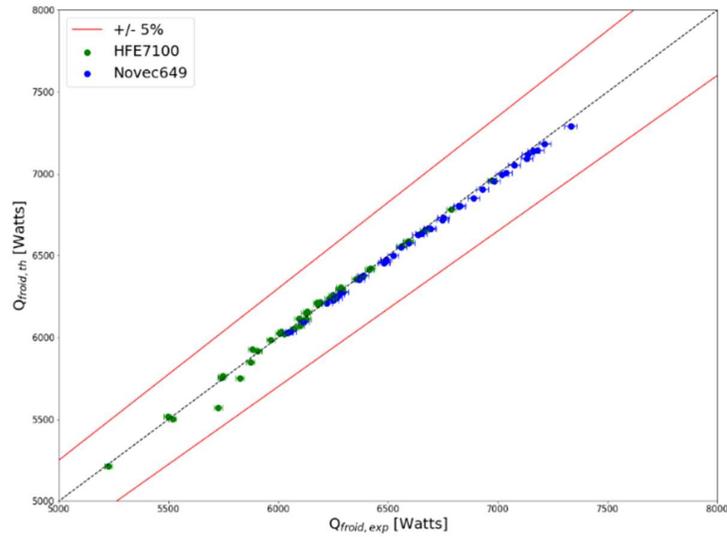


Figure 100 : Puissance au condenseur modélisée en fonction de la puissance condenseur mesurée

Les performances du modèle sont aussi visualisables en modélisant la température de sortie du fluide de travail. Les résultats sont visibles en Figure 101. On observe que le modèle est capable de prédire la température de sortie du fluide de travail à  $\pm 4^\circ\text{C}$ .

Nous soulignons que le modèle est aussi précis en Novec649<sup>TM</sup> qu'en HFE7100.

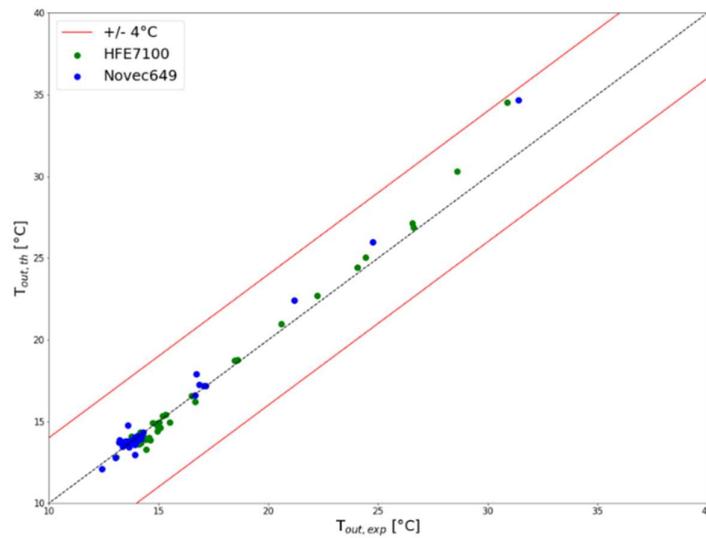


Figure 101 : Température modélisée en sortie de condenseur en fonction de la température mesurée en sortie de condenseur

Suivant ce modèle condenseur, le tableau suivant présente les coefficients d'échange calculés (au point nominal) :

Tableau 17 : Coefficient d'échange du modèle condenseur en Novtec649 et en HFE7100

	Coefficient d'échange	
	[W/m <sup>2</sup> .K]	
	HFE7100	Novtec649
Refroidissement (vapeur)	118	227
Condensation (diphase)	9160	7168
Sous-refroidissement (liquide)	177	177

On observe ainsi l'impact du régime diphasique dans les échanges thermiques en condensation, avec presque un facteur 10 entre les coefficients d'échange en liquide et en diphasique. On observe, pour cet essai nominal, que les coefficients d'échange en diphasique sont supérieurs en HFE7100 qu'en Novtec649<sup>TM</sup>. Cependant, le coefficient d'échange en phase liquide est lui supérieur en Novtec649<sup>TM</sup>.

L'étude expérimentale de la variation de température de source froide nous a permis de quantifier, en fonctionnement ORC et PEORC, la chute de production électrique et de rendement en fonction de la température de source froide. Les conclusions de cette étude nous démontrent un fort impact de la température de source froide sur la production du cycle thermodynamique. Ces conclusions nous démontrent l'importance d'utiliser la température de source froide maximale afin de modéliser l'ORC à échelle réelle et de couvrir l'ensemble des régimes possibles.

## 5.4 Evaporateur immergé

### 5.4.1 Résultats expérimentaux

L'objectif principal de l'étude expérimentale de la cuve d'eau est de confirmer la validité du modèle relatif à l'échange thermique entre la cuve d'eau et l'évaporateur immergé. Deux autres questions seront également abordées. La première concerne la position de l'évaporateur immergé de l'ORC dans la cuve. En effet, la question est de savoir si la position entre les éléments chauffants et l'évaporateur de l'ORC influe sur les performances de l'ORC. La deuxième question est de connaître la dépendance entre la puissance de chauffe des cannes et la puissance de l'ORC.

Deux zones de chauffe ont ainsi été mises en place expérimentalement afin de réaliser une campagne d'essais sur la position relative des cannes chauffantes et de l'ORC. Ces deux zones sont présentées dans la Figure 61 du chapitre 3. Ainsi la zone 1 correspond aux cannes chauffantes les plus proches de l'éléments chauffants tandis que la zone 2 correspond aux cannes les plus éloignées.

Afin de répondre à ces problématiques, une première campagne d'essais relative à la puissance de chauffe et à la position des éléments chauffants dans la cuve a été réalisée. L'idée a été de faire varier la puissance de chauffe de 20 à 80 kW selon les deux zones de chauffe. Les essais ont été réalisés en HFE7100. La puissance thermique de l'évaporateur ne dépasse pour aucun essai la valeur de 8 kW.

La Figure 102 représente la puissance électrique produite en fonction de la puissance des cannes chauffantes. On observe que pour une puissance de 20 kW de source chaude, la puissance produite est d'environ 100 W pour les cannes les plus proches tandis qu'elle est d'environ 120 W pour les cannes les plus éloignées. Cette puissance évolue ensuite jusqu'à un plateau d'environ 140 W atteint pour une puissance des cannes de 40 kW pour les cannes les plus proches et pour 60 kW pour les cannes les plus éloignées. Cette figure nous montre donc une dépendance entre la puissance des cannes et la puissance produite à la turbine jusqu'à une puissance de chauffe d'environ 40 kW. Passé cette puissance de source la production électrique se stabilise.

Cette valeur de 40 kW est aussi celle pour laquelle la dépendance avec la zone de chauffe s'arrête. Passé cette valeur, la puissance produite à la turbine ne dépend plus de la position des éléments chauffants dans la cuve. Avec une valeur plus faible, les cannes les plus éloignées permettent de produire une puissance légèrement plus importante. Cet excédent de production dans le cas des cannes éloignées peut être expliqué par la présence d'une cellule convective qui augmenterait la vitesse, et donc le débit de la masse d'eau descendante. Cette cellule serait accentuée pour les cannes éloignées à cause de la géométrie de la cuve et de « l'alignement » des cannes chauffantes avec l'ORC.

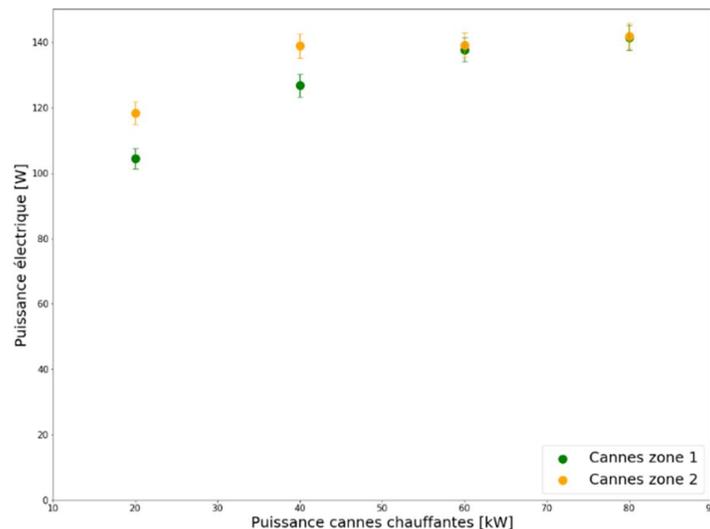


Figure 102 : Puissance électrique produite en fonction de la puissance des cannes chauffantes

La présence d'une cellule convective favorisant les échanges de chaleur dans le cas d'une chauffe par cannes éloignées et « alignées avec l'échangeur » peut être visualisée au travers de la différence de température de l'eau entre le haut et le bas de la cuve. Ainsi, la Figure 103 montre la différence de température entre le haut et le bas de l'évaporateur en fonction de la puissance de chauffe et du positionnement des cannes. On observe que dans le cas des cannes proches, l'écart de température varie de manière linéaire entre 1 °C pour une puissance de chauffe de 20 kW et 0,1 °C pour une puissance de chauffe de 80kW. Dans le cas des cannes éloignées, le comportement de la différence de température est différent. En effet, dès 20 kW, cet écart de température est d'environ 0,4 °C. Il est stable jusqu'à 60 kW où l'écart de température rejoint la valeur des cannes éloignées. A 80 kW cette valeur est, de la même manière que les cannes éloignées, d'environ 0,1 °C.

Ainsi, pour des valeurs de chauffe inférieures à 60°C, l'écart de température est plus faible pour les cannes éloignées que pour les cannes proches. Cette observation va dans le sens des conclusions sur la cellule convective (section 3.2.2.2 ). En effet, si l'écart de température est plus faible, cela signifie que la vitesse du fluide est plus importante. On peut donc penser qu'aligner l'élément chauffant et l'évaporateur immergé permettrait d'augmenter les échanges thermiques grâce à une cellule de convection. Cependant, cette distinction entre les cannes proches et les cannes éloignées disparaît une fois que la source chaude dépasse les 60 kW.

Cette figure nous permet de dire, de la même manière que précédemment, que passer 40 kW de puissance des cannes chauffantes, la position de cannes dans la cuve n'a plus d'impact.

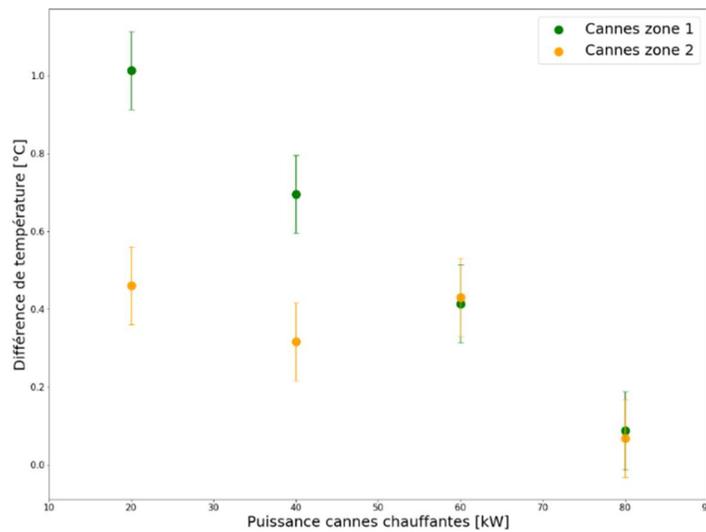


Figure 103 : Ecart de température entre le haut et le bas de l'évaporateur immergé en fonction de la puissance de chauffe

On peut donc établir une dépendance entre la puissance de chauffe et la différence de température entre le haut et le bas de l'échangeur. Cependant, plus que parler en puissance des cannes, il est nécessaire de raisonner en rapport de puissance entre la puissance des cannes et la puissance de l'échangeur. Ainsi, la Figure 104 représente la différence de température entre le haut et le bas de l'échangeur en fonction du rapport de puissance entre la puissance transmise à l'ORC et la puissance de chauffe de la cuve. Cette figure nous montre donc la diminution de l'écart de température avec la diminution du rapport de puissance. En d'autres termes, plus la puissance de chauffe est importante en comparaison de la puissance échangée avec l'évaporateur immergé, plus la différence de température entre le haut et le bas de la cuve est faible.

Cette observation va aussi nous permettre de poser dans le modèle une relation entre la température de la cuve, la puissance de l'évaporateur et la puissance de chauffe de cuve. En effet rappelons qu'à l'échelle réelle, la puissance fournie par le condenseur de sûreté est de l'ordre du MW tandis que la puissance captée à l'évaporateur est de l'ordre de la centaine de kW.

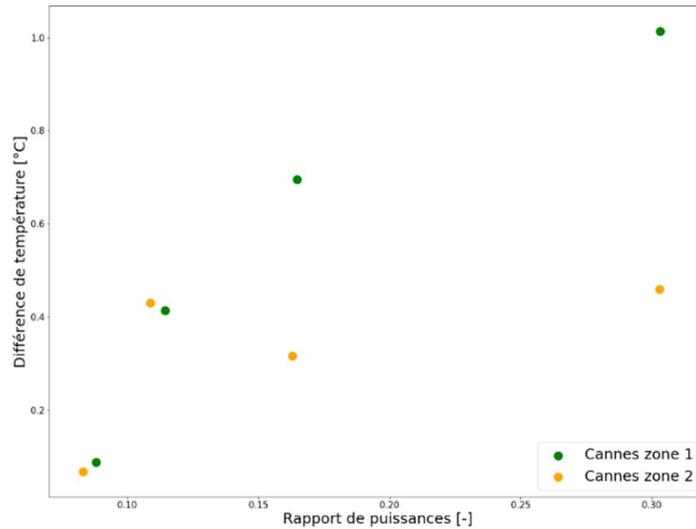


Figure 104 : Delta de température en fonction du rapport de puissance entre l'élément chauffant et la puissance de chauffe

Afin de visualiser avec plus de précision la dépendance des performances de l'évaporateur immergé en fonction de la puissance de chauffe, 4 nouveaux essais ont été réalisés. Ces essais ont été réalisés à débit de fluide de travail constant, avec comme seule variable la puissance de chauffe des éléments chauffants.

La Figure 105 montre ainsi l'évolution de la puissance thermique transférée à l'évaporateur en fonction de la puissance des éléments chauffants. On observe que la puissance thermique transférée pour une puissance de chauffe de 20 kW est d'environ 6050 Watts. Cette puissance augmente ensuite jusqu'à environ 6400 Watts pour une puissance de source chaude 40 kW. Cette puissance transmise à l'ORC reste ensuite constante pour toutes les valeurs de puissance de la source chaude.

Les conclusions de cette étude sont très proches des conclusions de la Figure 102 : au-dessus de 40 kW, la puissance des cannes chauffantes n'a plus d'effet sur la puissance transmise. En terme adimensionnel, au-dessus d'un rapport de puissance entre les éléments chauffants et l'évaporateur de la cuve de 5, l'excédent de puissance de chauffe de la cuve n'a plus d'impact sur les performances de l'ORC.

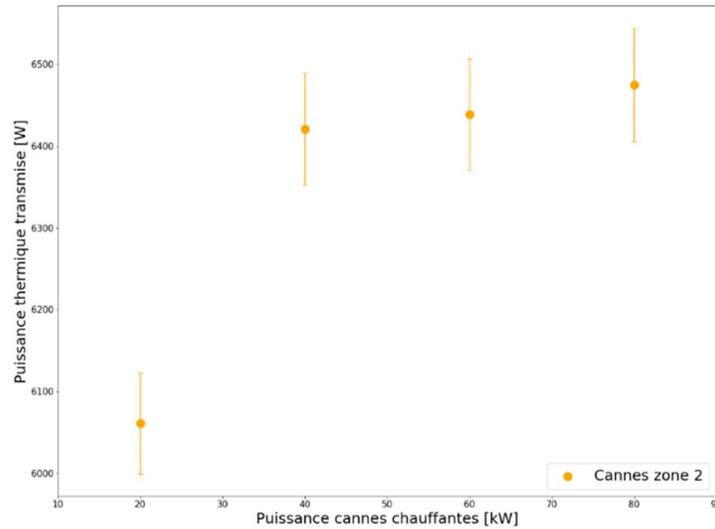


Figure 105 : Variation de la puissance thermique échangé en fonction de la puissance des cannes chauffantes

Un dernier élément afin d'interpréter l'impact de la puissance de chauffe sur les performances de l'échangeur de l'ORC est le coefficient d'échange en convection naturelle de l'eau. La Figure 106 représente l'évolution de ce coefficient d'échange en fonction de la puissance des cannes. On n'observe aucune tendance forte ainsi qu'une variation de ce coefficient d'échange dans la gamme d'incertitude, ce qui ne permet pas de conclure sur une dépendance entre le coefficient d'échange et la puissance des cannes. Cette forte incertitude est provoquée par la mesure de température à la paroi des tubes selon un intervalle de  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$  et sera détaillée dans la suite du rapport.

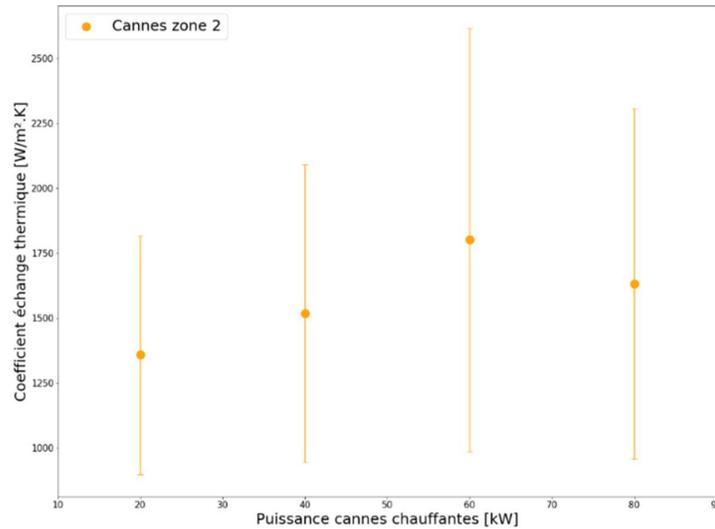


Figure 106 : Coefficient d'échange thermique entre l'eau et la paroi des tubes en fonction de la puissance des cannes chauffantes

Ces observations sur le comportement d'une cuve d'eau bouillante et ses effets sur les performances de l'ORC nous permettent donc de répondre à certaines questions sur le couplage entre l'évaporateur immergé et le couplage avec la cuve d'eau bouillante et de poser plusieurs conditions limites pour le modèle :

- Au-delà d'un rapport de puissance d'environ 5 entre l'élément chauffant et la puissance thermique transmise à l'ORC, la puissance de chauffe ainsi que le positionnement de l'élément chauffant dans la cuve n'ont plus d'impact sur les performances de l'ORC.
- La différence de température entre le haut et le bas de l'échangeur est corrélée à la puissance des éléments chauffants. Cette différence de température tend vers 0 pour un très grand rapport de puissance.

Ces conclusions de l'étude expérimentale seront très utiles lors du changement d'échelle. Dans le cas d'une cuve de plus grande taille, les conclusions de l'étude demeurent inchangées. Cela indique qu'une fois que le rapport entre les puissances des éléments chauffants et l'évaporateur dépasse 5, il n'y a plus de corrélation entre la production électrique de l'ORC et la puissance/position des éléments chauffants dans la cuve.

#### 5.4.2 Modèle évaporateur immergé

##### Convection naturelle eau/paroi à l'extérieur des tubes

Comme le montre la Figure 106, la mesure du coefficient d'échange entre la paroi et l'eau possède une très forte incertitude de mesure. En effet, la méthode expérimentale de mesure du coefficient d'échange est basée sur l'équation suivante :

$$Q_{\text{évaporateur}} = \alpha_{\text{eau}} \cdot S \cdot (T_{\text{eau}} - T_p) \quad (88)$$

Avec  $Q_{\text{évaporateur}}$  la puissance thermique transmise à l'évaporateur,  $\alpha_{\text{eau}}$  le coefficient d'échange entre l'eau et la paroi,  $T_{\text{eau}}$  la température de l'eau à proximité de la paroi et  $T_p$  la température de la paroi.

Cette différence de température entre l'eau et la paroi, mesurée expérimentalement, varie entre une valeur de 0,3 et 6 °C. La Figure 107 montre ainsi qu'avec un écart de température entre l'eau et la paroi inférieur à 1 °C, l'incertitude sur le coefficient d'échange de l'eau vient à tendre vers des valeurs extrêmement élevées. L'élément favorisant cette très grande incertitude est la précision de mesure du thermocouple à la paroi, d'une valeur de +/- 0,5°C. Rappelons que cette valeur de précision est la même dans le cas d'une étude très proche de la nôtre [79].

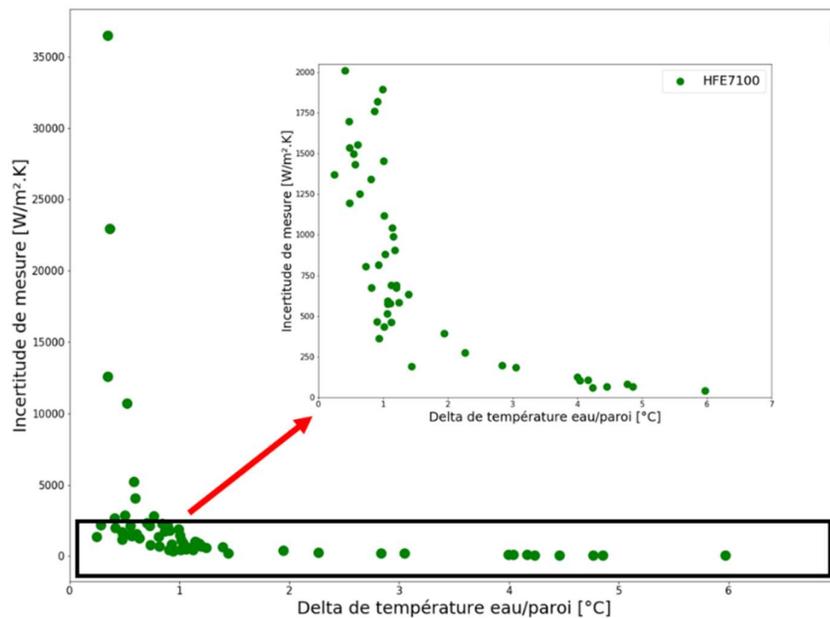


Figure 107 : Incertitude de mesure sur le coefficient d'échange de l'eau en fonction de la différence de température entre l'eau et la paroi

Cette très forte incertitude de mesure empêche de réaliser une étude de comparaison précise sur le coefficient d'échange de l'eau car de nombreux essais ont des valeurs de coefficient d'échange non exploitables.

Le tableau suivant référence les valeurs des coefficients d'échange selon les corrélations de convection utilisées en HFE7100 pour le point nominal.

Tableau 18 : Valeurs du coefficient d'échange de convection naturelle en eau pour l'évaporateur immergé

Nom de la corrélation		Coefficient d'échange [W.m <sup>2</sup> .K]
<b><math>Ra = Gr.Pr</math></b>	Ostrach (1953)	1086
	McAdams laminaire (1954)	1062
	Churchill and Chu (a) (1975)	1147
<b><math>\overline{Ra} = Gr.Pr \cdot \frac{D}{L}</math></b>	Nagendra et al (1969)	504
	Yang (1980)	632
	Churchill and Chu (b) (1975)	626

Suivant ce tableau on observe que les corrélations du coefficient d'échange en convection naturelle peuvent être séparées en deux catégories :

- Corrélations d'Ostrach (1953), McAdams laminaire (1954) et Churchill and Chu (a) (1975) (équation (31), (32) et (33)) qui donnent un coefficient d'échange convectif de l'ordre de 1100 W.m<sup>2</sup>.K. Ces valeurs sont en accord avec la littérature qui, dans le cas des condenseurs de sûreté propose des coefficients d'échange en convection naturelle de l'ordre de 1000-1100 W.m<sup>2</sup>.K [122].
- Corrélations de Nagendra et al (1969), Yang (1980) et Churchill and Chu (b) (1975) (équations (33), (34) et (35) avec  $\overline{Ra}$ ) basées sur une définition modifiée du nombre de Rayleigh qui donnent des coefficients d'échange convectifs de l'ordre de 600 W.m<sup>2</sup>.K. Ces valeurs sont plus faibles que les valeurs habituelles de la littérature. Ces corrélations ne seront donc pas utilisées.

Selon ces valeurs du coefficient d'échange en convection naturelle calculées au point nominal, dans la suite du rapport on utilisera la corrélation de Churchill and Chu (a) (1975) selon la définition du Rayleigh avec l'hypothèse de température constante à la paroi. Le choix de cette corrélation et non d'Ostrach (1953) ou encore McAdams laminaire (1954) a été faite de par le nombre de références se basant sur cette corrélation dans notre gamme d'étude. On peut notamment citer en référence le code de simulation thermo-hydraulique MARS, mis en place par l'institut coréen de recherche sur les énergies avancées (KAERI) [123].

### Convection forcée à l'intérieur des tubes

Le modèle de convection forcée à l'intérieur des tubes est en partie basé sur le choix d'une corrélation d'évaporation du fluide de travail. La difficulté sur le choix de cette corrélation repose sur le choix d'une corrélation qui pourrait rendre compte du fonctionnement de plusieurs fluides de travail différents (ici le HFE7100 et le Novec649<sup>TM</sup>). De plus cette corrélation doit prendre en compte le fonctionnement du cycle en ORC et PEORC. Par conséquent, la considération du titre vapeur sera un élément central dans la détermination de la corrélation appropriée.

Le tableau suivant présente le rapport entre le coefficient d'échange théorique et le coefficient d'échange expérimental pour l'ensemble des corrélations présentées dans le chapitre précédent pour le point nominal de fonctionnement en HFE7100 et le Novec649<sup>TM</sup>.

Tableau 19 : Rapport entre le coefficient d'échange théorique et le coefficient d'échange expérimental

Correlation	Rapport entre le coefficient d'échange théorique et le coefficient d'échange expérimental	
	Novec649	HFE7100
Akhavan et al. (2011)	2,31	0,49
Cooper (1984)	1,25	0,22
Gullapalli (2013)	0,95	0,25
Gungor et Winterton (1986)	3,41	0,75
Kim and Mudawar (2013)	7,23	1,36
Lazarek et Black (1982)	1,44	0,33
Liu et Winterton (1991)	2,46	0,53
Shah (1982)	3,12	0,54
Sun et Mishima (2009)	2,23	0,51
Tran et al. (1996)	4,52	0,82
Warrier et al. (2002)	1,11	0,30

Ce tableau nous montre donc qu'aucune corrélation n'est capable de rendre compte correctement du comportement du HFE7100 et du Novec649<sup>TM</sup> en diphasique en évaporation totale et partielle. Ainsi, la démarche choisie a été de présélectionner une corrélation, puis de la modifier.

Parmi ces corrélations, celle de Warrier et al. (2002) a un comportement intéressant. En effet, elle permet de corrélérer avec un rapport de 1,11 le coefficient d'échange diphasique du Novec649<sup>TM</sup>. De plus, même si cette corrélation sous-estime grandement le coefficient d'échange du HFE7100, la corrélation de Warrier et al. (2002) a la même tendance d'évolution que le coefficient d'échange expérimental. Cette concordance de tendance est visible en Figure 108. En effet, on observe bien une pente positive du coefficient d'échange théorique en fonction du coefficient d'échange expérimental. Cependant cette pente est d'une valeur nettement inférieure à la courbe  $x = y$ .

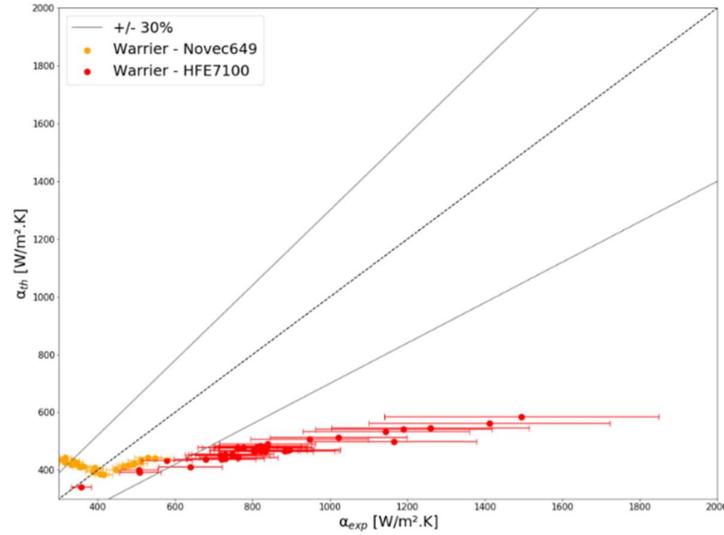


Figure 108 : Coefficient d'échange théorique en fonction du coefficient d'échange expérimental (Warrier et al. (2002))

Ainsi afin d'accentuer cette tendance, la corrélation de Warrier et al. (2002) a été modifiée. L'objectif de ces modifications a été de conserver les mêmes nombres adimensionnels ainsi que la même structure de corrélation. La corrélation de Warrier et al. (2002) présentée en équation (89) a ainsi été modifiée sous la forme de l'équation (90).

$$\alpha_{Warrier} = \left( 1 + 6 \cdot Bo^{\frac{1}{16}} - 5,3 \cdot (1 - 855 \cdot Bo) \cdot x^{0,65} \right) \cdot \alpha_{lo} \quad (89)$$

$$\alpha_{Warrier,modif} = (A - B * Bo^2 + C \cdot Bo * (0.5 - x) + D \cdot (Bo * (0.5 - x))^2) \cdot \alpha_{lo} \quad (90)$$

Avec  $x$  le titre vapeur centré.

Les résultats de cette corrélation sont présentés en Figure 109. On y observe que pour l'ensemble des points, le coefficient d'échange théorique permet une représentation du coefficient d'échange expérimental avec une valeur de +/- 30% en HFE7100 et Novec649<sup>TM</sup>. Pour les essais à fort coefficient d'échange, le modèle théorique a toujours tendance à sous-estimer la valeur du coefficient d'échange.

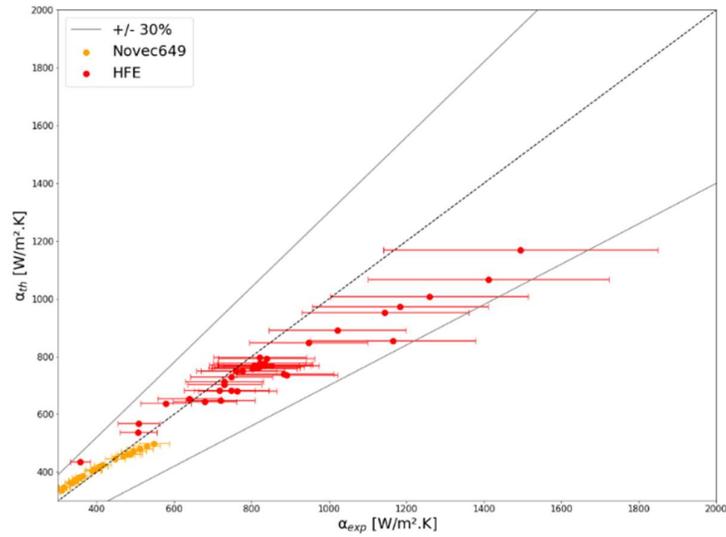


Figure 109 : Coefficient d'échange théorique en fonction du coefficient d'échange expérimental (Warrier et al. (2002) - modifié)

L'utilisation de cette corrélation modifiée en diphasique, couplée au reste du modèle sur la partie préchauffe et surchauffe a permis une modélisation de l'évaporateur à +/- 12% en puissance thermique en HFE7100 et Novec649<sup>TM</sup> (Figure 110).

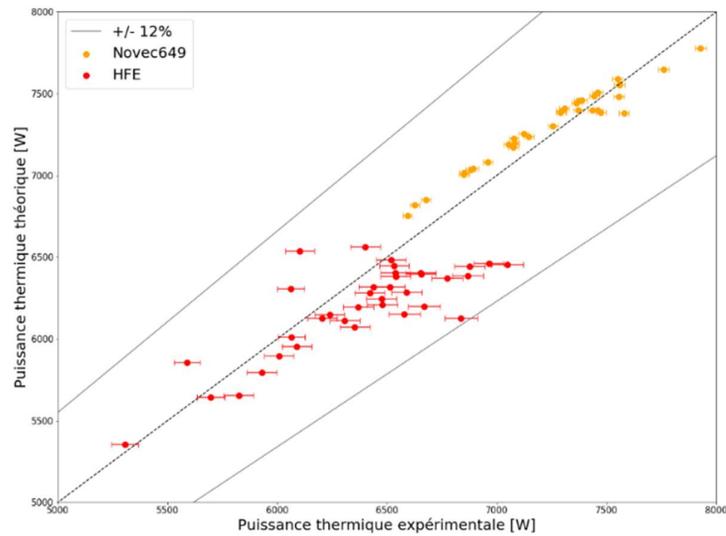


Figure 110 : Puissance évaporateur modèle théorique en fonction des résultats expérimentaux

Une autre manière de visualiser ces résultats est la comparaison entre le titre vapeur théorique en sortie d'évaporateur et le titre réel dans le cas d'un fonctionnement en PEORC (Figure 111) ou encore une comparaison en température de sortie d'évaporateur en fonctionnement ORC (Figure 112).

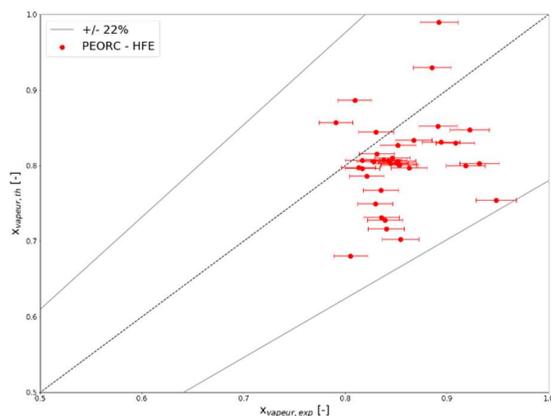


Figure 111 : Comparaison entre le titre vapeur théorique en sortie d'évaporateur et le titre réel (PEORC – HFE7100)

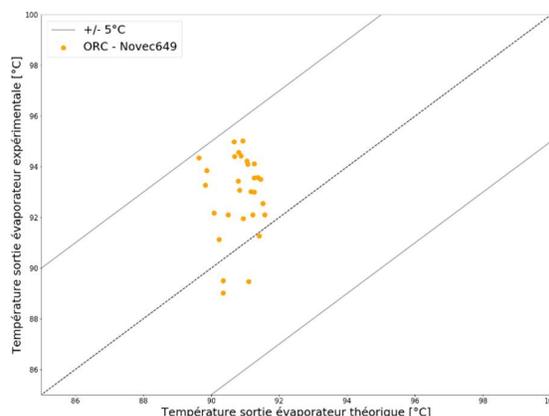


Figure 112 : Comparaison entre la température vapeur théorique en sortie d'évaporateur et la température réelle (ORC - NOVEC649™)

Ce modèle n'a cependant été testé que sur deux fluides de travail. De plus, comme le montre le Tableau 19, les fluides de travail réagissent de manières très différentes aux différentes corrélations. Il n'est donc pas assuré que la corrélation de Warrier modifiée donne des résultats satisfaisants pour tous les fluides de travail, même si le Novec649™ et le HFE7100 ont certaines caractéristiques significativement différentes (en particulier la chaleur latente, voir Tableau 3).

## 5.5 Système complet : effet de la charge

Que ce soit pour les ORC ou les pompes à chaleur, la charge du fluide, c'est-à-dire la quantité de masse introduite dans le circuit, joue un rôle crucial. Il s'agit d'un paramètre essentiel à prendre en considération, et il représente un aspect important de la fiabilité à examiner. En cas de fuite, une partie du fluide de travail peut en effet s'échapper de l'ORC, ce qui peut avoir des conséquences significatives. A l'inverse, une erreur de dimensionnement ou de maintenance peut provoquer une surcharge de fluide dans l'ORC. L'objectif de cette section sera donc d'investiguer les situations de surcharge et de sous-charge afin de quantifier les effets sur la production électrique de l'ORC. Soulignons également la configuration particulière de notre système : l'évaporateur possède un volume bien supérieur à celui du condenseur.

Pour ce faire, une campagne d'essais de variation de la charge a été réalisée. La charge a été ajustée dans une fourchette allant de 16 à 25 kg, avec des incréments d'environ 1,7 kg à chaque palier.

L'étude des variations de la charge de fluide de travail n'a pas été menée de manière symétrique par rapport au point nominal. Dans le cadre de cette étude, nous avons accordé une attention particulière à la sous-charge du fluide plutôt qu'à sa surcharge, principalement pour des considérations de fiabilité. En effet, du point de vue de la fiabilité, il est plus probable qu'une perte de fluide se produise plutôt qu'une surcharge importante de fluide. Par conséquent, l'étude de la surcharge s'est limitée à une variation de 14 % par rapport à la charge nominale.

La Figure 113 représente la puissance électrique produite à la turbo-génératrice en fonction de la quantité de fluide dans l'ORC. On observe que la puissance maximale est obtenue avec une charge d'environ 22 kg, générant une puissance de 140 W. De part et d'autre de ce maximum, la puissance décroît : à 19 kg et 25 kg de fluide, la production électrique s'élève à 120 W. Ainsi, une variation de la charge de fluide de travail d'environ 14 %, qu'il s'agisse d'une surcharge ou d'une sous-charge, entraîne une perte d'environ 16 % de la production électrique. Au-delà de 14 % de variation de la charge de fluide de travail, la diminution de la production électrique s'accélère très fortement : avec 16 kg de fluide, la production électrique chute à seulement 20 W, ce qui représente une diminution de 85 % de la production.

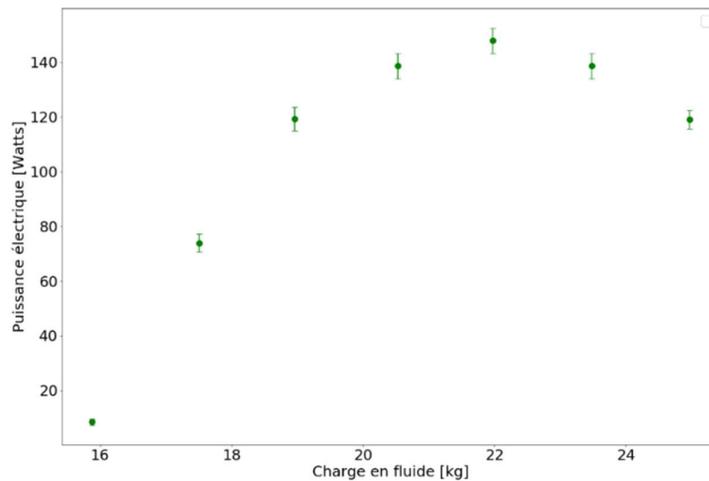


Figure 113 : Production électrique en fonction de la charge de fluide de travail

Afin d'analyser les facteurs responsables de cette baisse de production en fonction de la charge, nous avons examiné les variations du taux de pression. On observe ainsi sur la Figure 114 que le taux de pression évolue sous forme plus ou moins parabolique en fonction de la charge, de la même manière que la production de puissance. Ainsi, pour une charge de 22 kg, le taux de pression est d'une valeur de 11. Cette valeur décroît ensuite en sous charge et en surcharge, jusqu'à environ 10 pour 19 et 23 kg de fluide. Le taux de pression chute ensuite jusqu'à une valeur de 3 pour une charge de 16 kg.

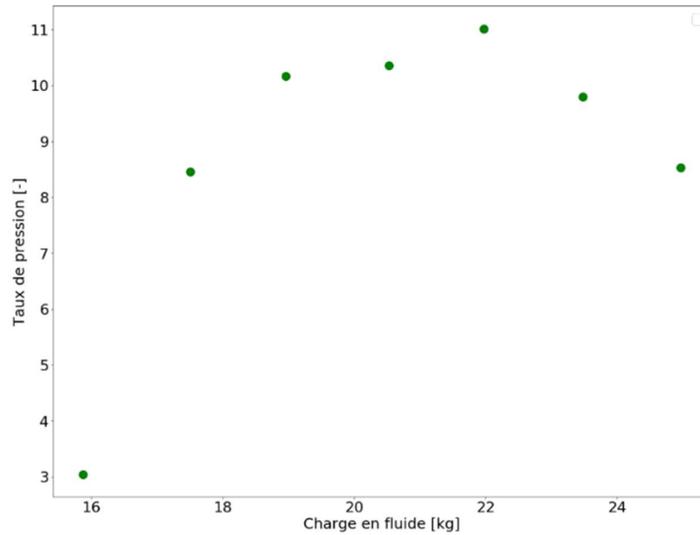


Figure 114 : Variation du taux de pression en fonction de la charge en fluide de travail

Une autre manière de visualiser l'impact du taux de pression sur l'ORC est de tracer le rendement électrique de l'ORC en fonction du taux de pression (Figure 115). On observe ainsi que le rendement de l'ORC évolue quasi-linéairement en fonction du taux de pression entre une valeur de 0,25 et 2. Cet effet se voit également sur la corrélation du rendement de la turbo-génératrice (équation (86)) suivant un terme linéaire et quadratique du taux de pression.

Ainsi en couplant les observations de cette figure et de la Figure 114, on peut conclure que la charge a un impact direct sur le rendement de l'ORC au travers de la variation du taux de pression.

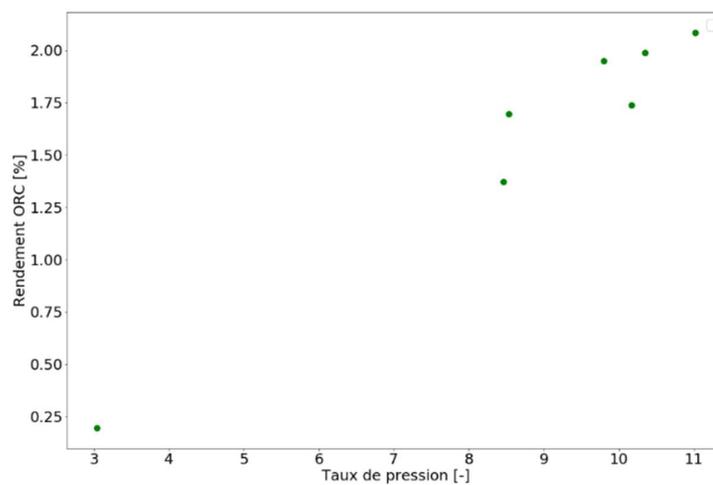


Figure 115 : Variation du rendement électrique de l'ORC en fonction du taux de pression

Cette variation du taux de pression est liée à la variation des pressions haute et basse du cycle. Ainsi, la Figure 116 montre la variation de pression haute du fluide de travail. On observe que la pression augmente linéairement entre les valeurs de 16 et 19 kg. Ensuite cette pression devient constante.

La pression basse, présentée en Figure 117, atteint une première valeur à 0,55 bar pour 16 kg de fluide. Ensuite, la pression basse reste constante à une valeur de 0,27 entre 17 et 22 kg de charge de fluide. Cette pression augmente ensuite linéairement jusqu'à une valeur de 0,35 bar à 26 kg de fluide de travail.

Ce comportement de la pression basse et haute du fluide peut être lié au volume de l'installation. En effet, lors de l'ajout de fluide au sein de l'ORC, celui-ci vient se stocker au niveau des volumes libres de l'installation. Ce fluide peut ainsi se stocker dans les tuyaux de l'installation ou encore dans les échangeurs. Dans notre cas, l'évaporateur est d'un volume bien plus important que le condenseur. De plus, la partie basse de l'évaporateur est placée sous le condenseur. Ainsi, le premier organe impacté par la variation de charge est l'évaporateur. Cette variation de charge vient ensuite impacter le condenseur (à partir de 22 kg de fluide). La répartition du fluide sous forme liquide dans l'installation n'est cependant pas la seule explication à ces variations de pression.

Une solution afin de vérifier cette hypothèse serait de pouvoir modifier la hauteur et le volume d'un des échangeurs dans l'installation et d'observer l'impact sur les pressions basse et haute du cycle.

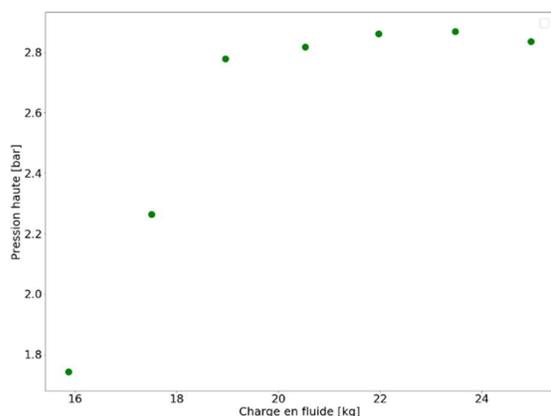


Figure 116 : Variation de la pression haute en fonction de la charge

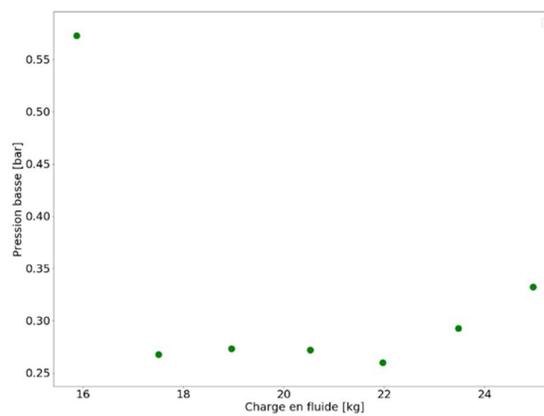


Figure 117 : Variation de la pression basse en fonction de la charge

La variation de la pression dans l'installation est aussi liée au passage du fluide de travail dans la section critique de la turbine. Ainsi, la variation du débit de fluide de travail est représentée en Figure 118. On observe que l'évolution du débit de fluide de travail est identique à la variation de la pression haute. Le débit fluide augmente jusqu'à une charge de 19 kg. Ce débit est ensuite approximativement constant avec une légère augmentation au niveau de la charge nominale.

Cette relation entre le débit fluide de travail et pression haute rejoint les observations faites lors de la mise en place du modèle turbine en section 4.3.3 .

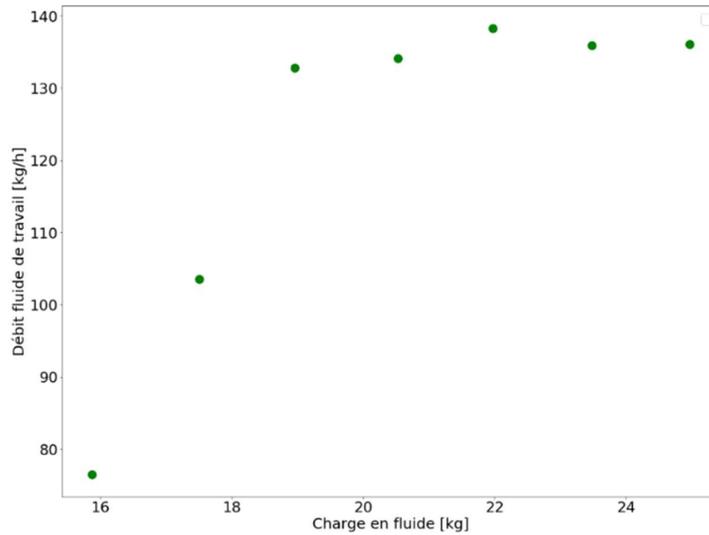


Figure 118 : Variation du débit de fluide de travail en fonction de la charge

Les effets de la charge sur le débit, la pression haute et la pression basse ont des répercussions directes sur les puissances thermiques échangées. En effet, la Figure 119 illustre la variation de la puissance thermique du préchauffage, de l'évaporation et de la surchauffe. On peut observer que la puissance totale échangée à l'évaporateur augmente jusqu'à une charge d'environ 19 kg. Au-delà de cette charge, la puissance échangée reste stable, ce qui est cohérent avec les comportements du débit du fluide de travail et de la pression haute. De plus, il est à noter qu'à une charge de 16 kg, le fluide présente un état de surchauffe. Au-delà de cette valeur, le fluide de travail quitte l'évaporateur sous forme diphasique. Bien que cette observation semble avoir un impact direct sur les recommandations de fiabilité du système, il est important de noter que même si le fonctionnement à forte sous-charge réduit considérablement les risques de formation de phases diphasiques à la turbine, la Figure 113 montre que dans cette situation de forte sous charge, la puissance électrique produite est insuffisante pour être correctement valorisée.

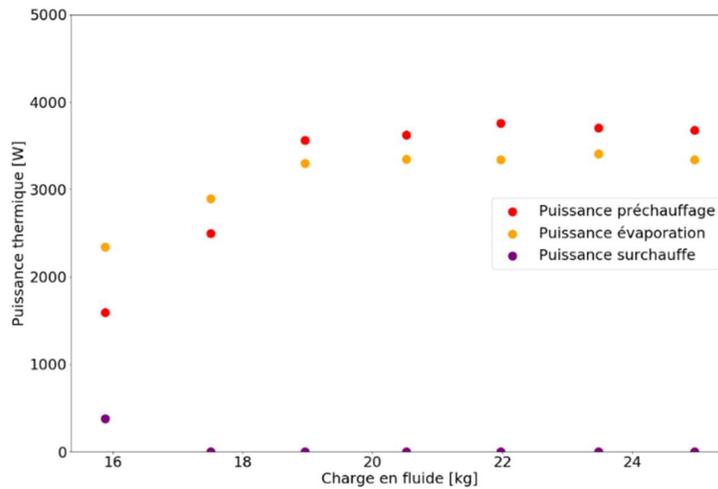


Figure 119 : Puissance thermique échangée à l'évaporateur en fonction de la charge

La Figure 120 nous montre la puissance échangée au condenseur au travers du refroidissement, de la condensation et du sous refroidissement suivant la variation de charge. On observe ainsi que la puissance de refroidissement et de condensation suivent la variation de débit du fluide de travail. En effet, ces valeurs augmentent entre 16 kg et 19 kg de fluide, pour ensuite atteindre un pallier. Ensuite, on observe une augmentation de la puissance de sous refroidissement passé 22 kg de fluide. Cette augmentation est corrélée avec la variation de la pression basse du cycle.

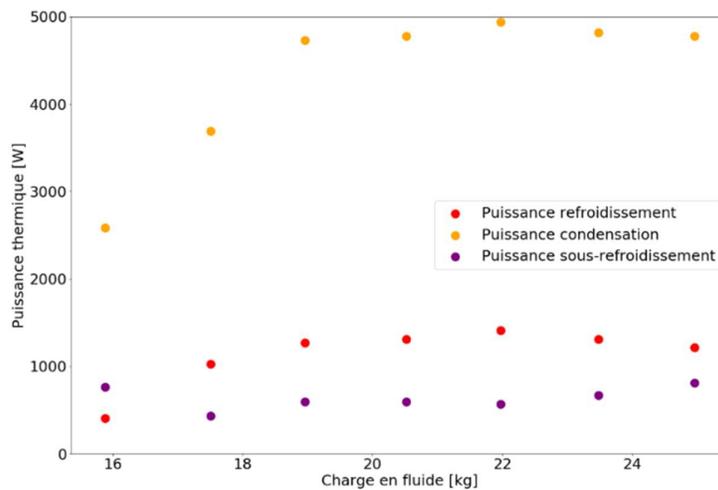


Figure 120 : Puissance thermique échangée au condenseur en fonction de la charge

En terme de fiabilité cette étude sur la charge de l'ORC nous montre une certaine flexibilité de l'ORC à une sous ou surcharge. En effet, nous avons vu que sur une gamme d'erreur de charge de presque 15 %, l'impact sur la production électrique était très faible. Rappelons de plus, que le seul

scénario pouvant survenir pendant le stockage ou le fonctionnement de l'ORC est la perte de fluide, non l'ajout. Ainsi, suivant un objectif de fiabilité il pourrait être intéressant de légèrement surcharger l'ORC pour permettre une plus grande gamme de perte de fluide en évitant d'impacter les performances de l'ORC. En effet, sortie de cette gamme de +/- 15 % de charge, la chute de production est beaucoup plus brusque, et représente donc vraiment la situation à éviter.

Cette étude de charge ne sera cependant pas réellement prise en compte dans les modèles. En effet, son impact sur l'efficacité de l'ORC n'est que très faible pour de faibles pertes ou à l'inverse extrêmement impactant voir pouvant provoquer l'arrêt sur système pour des pertes plus élevées. Sa mise en place sur un modèle ayant pour objectif la mise à l'échelle est le dimensionnement d'un ORC n'est pas nécessaire.

## 5.6 Conclusion partielle

Ce chapitre avait deux objectifs distincts mais complémentaires :

- Mesurer expérimentalement l'impact de situations hors nominales
- Valider les modèles développés en vue d'une mise à l'échelle

La première situation hors nominale expérimentalement étudiée consiste en l'entrée de gouttelettes de fluide liquide en entrée d'une turbine axiale à admission partielle. La combinaison d'une tuyère convergente-divergente et d'un fluide sec a montré que la turbine pouvait continuer à produire même avec un fluide diphasique en entrée de turbine. Ainsi, sur une gamme de titre vapeur de [0,6 ; 1], la production électrique ne diminue que très légèrement, tandis que le rendement est lui diminué de 4 points. Cette chute de rendement a pu être intégrée dans le modèle de la turbine. Le modèle semble capable, dans le cadre de la turbine expérimentale étudiée dans cette thèse, de rendre compte d'un rendement avec une précision +/- 3 points par rapport au rendement expérimental. Ce modèle a pu être testé sur une gamme de 4 fluides de travail différents, comprenant un mélange de fluides zéotrope en proportion massique 50/50.

Les effets de la température de source froide ont ensuite été étudiées. Il a ainsi été montré expérimentalement les effets de la montée de température de source froide sur notamment la production électrique, le rendement ou encore le sous-refroidissement. Le modèle condenseur a pu intégrer cette variation de température et permet pour l'ensemble des essais réalisés d'estimer une puissance thermique d'échangeur à +/- 5% près. Les conclusions de cette étude démontrent l'importance de la prise en compte de la température de source froide maximale lors du dimensionnement de l'ORC.

La source chaude a ensuite été étudiée. Cette étude s'est concentrée sur deux points : la puissance de chauffe de l'eau de la cuve et la position des éléments chauffants dans la cuve. Il a ainsi été montré que passé un rapport de 5 entre la puissance des éléments chauffants et la puissance thermique transmise à l'évaporateur, la puissance des éléments chauffants ainsi que leur position n'avaient plus d'impact sur la production électrique. En adaptant une corrélation de la littérature, il a été possible de modéliser l'évaporateur. Cette modélisation a été réalisée en HFE7100 ainsi qu'en Novec649<sup>TM</sup> et permet d'estimer une puissance thermique à +/- 12 % près. Les conclusions de l'étude expérimentale permettent également d'établir des limites pour le modèle, notamment en ce qui concerne la température de l'eau, qui devient presque constante sur toute la hauteur lorsque le rapport de puissance entre la source et l'évaporateur atteint certaines valeurs.

Pour finir, la charge de l'ORC a été étudiée. Cette étude a conclu sur l'adaptabilité de l'ORC à produire une puissance presque constante suivant une variation de charge de +/- 15 %. Passé cette variation de charge, la chute des performances est drastique. On se situe donc sur une situation tout ou rien. C'est-à-dire que soit l'impact de la charge sur la production est presque négligeable, soit il

provoque un arrêt de production électrique. Cette situation ne rentre donc pas dans les modèles théoriques.

Le chapitre suivant se concentrera sur l'exploitation de ces modèles afin de réaliser une mise à l'échelle du système.

## Chapitre 6 - Etude du système à l'échelle réelle

L'exploitation des résultats expérimentaux nous a permis de valider un modèle de couplage ORC + cuve à l'échelle réduite, en évaluant son fonctionnement tant au point nominal qu'au travers d'une série de situations hors-nominales. En utilisant ces modèles à l'échelle réduite comme base, il a été possible de dimensionner les composants du système à une plus grande échelle tout en gardant un objectif de sûreté et de fiabilité.

Cependant, avant de procéder au dimensionnement de l'ORC à l'échelle réelle, il est essentiel de prendre en considération le fonctionnement global du système.

### 6.1 Le système à échelle réelle

Pour rappel, le rôle du condenseur de sûreté est d'éliminer passivement, par convection naturelle, la puissance résiduelle produite par le cœur du réacteur. Cependant, dans le cas des condenseurs de sûreté à eau, la source froide consiste en une cuve d'eau placée en hauteur. Le temps de retrait de la puissance résiduelle du cœur est donc, de par les pertes par évaporation, directement lié au volume d'eau placé en hauteur. De plus, il convient de rappeler que l'objectif de l'ORC est de générer suffisamment d'électricité pour alimenter une pompe destinée à compenser les pertes par évaporation de la cuve. Par conséquent, la quantité d'eau à pomper varie en fonction de la puissance résiduelle, ce qui implique qu'elle n'est pas constante.

Pour des raisons de fiabilité, la pompe de remplissage et donc la puissance produite à l'ORC ne prendra pas en compte ces variations. En effet, mettre en place un variateur de puissance au niveau de la pompe aurait comme répercussion une dé-fiabilisation de celle-ci. Il en va de même pour l'ORC : mettre en place un système de régulation de la production de puissance aurait comme conséquence une dé-fiabilisation du système. Ainsi, la puissance produite par l'ORC et donc la puissance de la pompe sont fixes. Rappelons que cette eau de remplissage de la cuve sert aussi de source froide au condenseur de l'ORC.

Pour des raisons de sûreté, il n'est pas possible de restreindre à une valeur minimale le volume de la cuve d'eau en hauteur. En effet, sachant que les pertes d'eau par évaporations peuvent être complètement compensées par la pompe de remplissage, on pourrait imaginer la mise en place d'une cuve d'eau en hauteur d'un très faible volume. Or, la présence de l'ORC doit servir de système de sûreté complémentaire et ne doit pas totalement dé-fiabiliser le système « principal » basé sur condenseur de sûreté. En effet, dans un scénario où l'ORC ne démarrerait pas, le condenseur de sûreté doit être capable d'accomplir sa mission sur un temps donné et doit donc posséder un volume d'eau en hauteur suffisant.

De plus, une autre fonction du condenseur de sûreté, en plus de permettre d'évacuer la puissance résiduelle du cœur est de refroidir les circuits primaire et secondaire jusqu'à une valeur charnière d'environ 180 °C, moment où de nouveaux systèmes de refroidissement peuvent être activés. Rappelons que dans le cas des réacteurs de type EPR, il y a quatre lignes de secondaires, et donc quatre GV<sup>2</sup>.

Ainsi, typiquement, pour une puissance nominale d'un cœur de 4500 MWth, un refroidissement de 72h nécessiterait un volume d'eau d'environ 2700 m<sup>3</sup>. Dans le cadre de cette thèse, l'idée est de venir diviser ce volume d'eau par 2, soit environ 1500 m<sup>3</sup> d'eau en hauteur. Ce volume d'eau, divisé sur quatre cuves, permet d'évacuer la puissance résiduelle au cœur pendant environ 34 h (sans système d'apport d'eau).

---

<sup>2</sup> Les ORC de chaque ligne du GV, et donc de chaque condenseur de sûreté, sont strictement identiques. Le singulier est donc utilisé dans l'ensemble du rapport pour représenter l'un des quatre.

Ainsi, suivant cette quantité d'eau et avec un démarrage du condenseur de sûreté 300 secondes après l'arrêt du cœur, l'eau rentrerait en ébullition au bout de 2,6 heures.

Une fois l'eau en ébullition, l'ORC est en mesure de démarrer. Le moment choisi pour démarrer l'ORC aura par la suite une incidence sur le dimensionnement de ce système. En effet, prenons en compte deux situations :

- L'ORC démarre dès l'entrée en ébullition de la cuve. Le débit de la pompe est fixé aux pertes par évaporation à cet instant. Sachant que les pertes par évaporation diminuent avec le temps suivant la courbe de puissance résiduelle, la quantité d'eau acheminée par la pompe de remplissage sera toujours supérieure aux pertes par évaporations, provoquant ainsi un débordement de la cuve. Ce scénario possède l'avantage de toujours maintenir la cuve pleine (mais avec débordement d'eau). Cependant c'est le scénario qui maximise la puissance produite à l'ORC et donc la taille de ses composants. Dans ce scénario l'ORC démarre 2,6 h après l'arrêt du réacteur.
- L'ORC démarre une fois que la cuve est partiellement vidée, par exemple de moitié. Dans ce scénario la production électrique produite par l'ORC est plus faible que précédemment. Après le démarrage, la quantité d'eau acheminée par la pompe étant supérieure aux pertes par évaporation la cuve recommence à se remplir. Ce scénario possède l'avantage de limiter la puissance à produire par l'ORC en comparaison du premier scénario. La taille de l'évaporateur immergée est cependant limitée à la moitié inférieure de la cuve. Dans ce scénario, l'ORC démarre 11,8 h après l'arrêt du cœur. Dans ce scénario le débordement de la cuve est limité.

Ainsi, le moment choisi pour démarrer l'ORC aura une incidence directe sur sa production électrique et donc sur le volume des composants. Dans le cadre de cette thèse, le scénario choisi est de démarrer l'ORC une fois la moitié de la cuve d'eau en hauteur vidée. Ce scénario permet de limiter la puissance à produire par l'ORC.

Dans un contexte de fiabilité, les systèmes de sûreté sont soumis à des hypothèses de défaillances. On peut notamment citer l'exemple des pompes ASG, un système de sûreté qui a été dimensionné pour fonctionner même si une des pompes est en maintenance tandis qu'une deuxième pompe est défectueuse. Cependant, dans cette étude, l'ORC est un système de sûreté en appui d'un système existant. Les critères de démonstration de sûreté sont donc différents que pour des systèmes mieux classés. Il n'est donc pas utile de prendre en compte des critères de défaillances à ce stade.

Le tableau suivant récapitule la temporalité suivant l'arrêt du cœur :

Tableau 20 : Temporalité de démarrage de l'ORC

Temps depuis l'arrêt du réacteur		Organe démarré
300	[secondes]	Démarrage du SACO
2,6	[heures]	Cuve d'eau en ébullition
11,8	[heures]	Cuve d'eau à moitié vide/démarrage de l'ORC

Ainsi, suivant l'ensemble de ces critères sur le démarrage de l'ORC, la quantité d'eau acheminée par chacune des pompes de remplissage est de 3 kg/s. Chaque cuve est d'un volume d'environ 375 m<sup>3</sup>. On pose ainsi une dimension de cuve d'environ 10 m de hauteur pour 6 mètres de longueur et de largeur. Leur forte hauteur permet de maximiser la longueur des tubes de l'évaporateur de l'ORC.

Suivant cette quantité d'eau, et sachant que la piscine SACO peut être placée jusqu'à une hauteur d'environ 50 m, la puissance de la pompe doit être d'environ 4,1 kW. Cette puissance est donc la première contrainte du dimensionnement de l'ORC. Il faudra aussi ajouter à cette puissance de pompe de remplissage, la puissance de la pompe de circulation du fluide ORC.

Un travail de mise à l'échelle sur les modèle est donc nécessaire afin de dimensionner l'ORC à échelle réelle.

## 6.2 Mise à l'échelle composant

Le travail de mise à l'échelle s'organise autour de la conservation de nombres adimensionnels. L'ensemble du travail de mise à l'échelle est d'abord réalisé en Novec649™. Une étude multicritère sur le fluide de travail sera réalisée plus en détail en section 6.2.3.2 .

### 6.2.1 Turbine

La corrélation sur le rendement établie dans le chapitre précédent a été mise en place pour une turbine axiale à admission partielle d'un taux d'admission d'environ 5%. La mise à l'échelle de l'ORC correspond à une augmentation de sa production électrique. La turbogénératrice doit être capable de produire une puissance d'environ 4,1 kW.

En fonctionnement AMORCE\_1, la turbogénératrice a été capable de produire au maximum une puissance de 450 Watts pour une température de source chaude de 110 °C (AMORCE\_1). En fonctionnement évaporateur immergé, la puissance maximale produite à la turbine est de l'ordre de 150 Watts. Le changement d'échelle à la turbine doit donc permettre de multiplier par environ 27 cette production de puissance électrique.

Dans ce contexte de mise à l'échelle, suivant la conservation de nombres adimensionnels, l'idée est de conserver la même vitesse spécifique et le même diamètre spécifique que présenté sur la Figure 121. Ainsi, de par l'augmentation du débit de fluide de travail induite par l'augmentation de production de puissance électrique, il est nécessaire de modifier la vitesse de rotation ainsi que le diamètre du rotor.

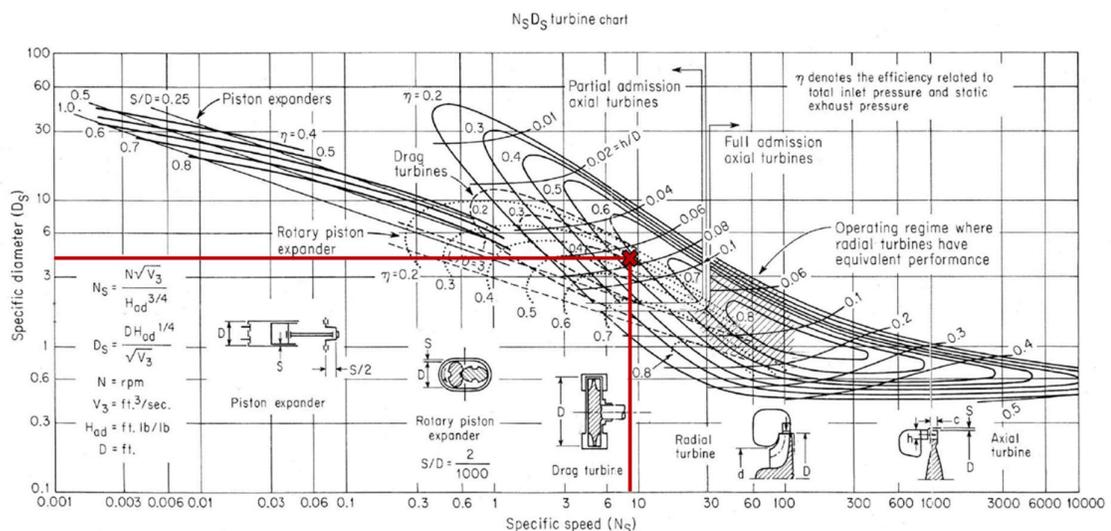


Figure 121 : Point de design de la turbine sur la cartographie de Baljé [156]

Suivant cette conservation du  $N_s$  et du  $D_s$ , on obtient les résultats suivant :

$$D_{rotor} = 0,32 \text{ m et } N_{rotor} = 2530 \text{ tr/min}$$

Ce dimensionnement de turbine est discutable. Bien que nous permettant de conserver les valeurs de  $N_s$  et  $D_s$  et donc de conserver la corrélation sur le rendement mis en places à plus faible puissance, cette méthode de mise à l'échelle ne tient pas compte des bénéfices de l'augmentation d'échelle sur une turbine. En effet, l'objectif de transformer une turbine axiale en une turbine à admission partielle est d'éviter un trop faible diamètre du rotor. De plus, cette baisse du taux d'admission a des effets négatifs sur le rendement de la turbine. Ainsi, dans le cas de la mise à l'échelle de la turbine, avec un faible taux d'admission, il serait intéressant de modifier ce taux d'admission afin d'obtenir un meilleur rendement de turbine. Cependant, si nous augmentons trop ce taux d'admission, on sortira de la gamme de validité de la corrélation sur le rendement mise en place.

Un autre point négatif est la vitesse de rotation de la turbine. En effet, dans le cas des turbines axiales de petite puissance, 3000 tr/min est une vitesse de rotation relativement faible. Ainsi, un moyen d'augmenter cette vitesse est de modifier le taux d'admission de la turbine est d'augmenter la valeur du  $N_s$ . Ainsi, on pourrait déplacer le point de design en Figure 121 sur la droite pour permettre d'augmenter le rendement isentropique de la turbine. Cependant, cette augmentation du  $N_s$  doit rester dans les bornes de la corrélation sur le rendement mise en place précédemment. Une étude sur le modèle turbine a permis de montrer qu'un  $N_s$  de 15 correspond à la borne haute acceptable par le modèle.

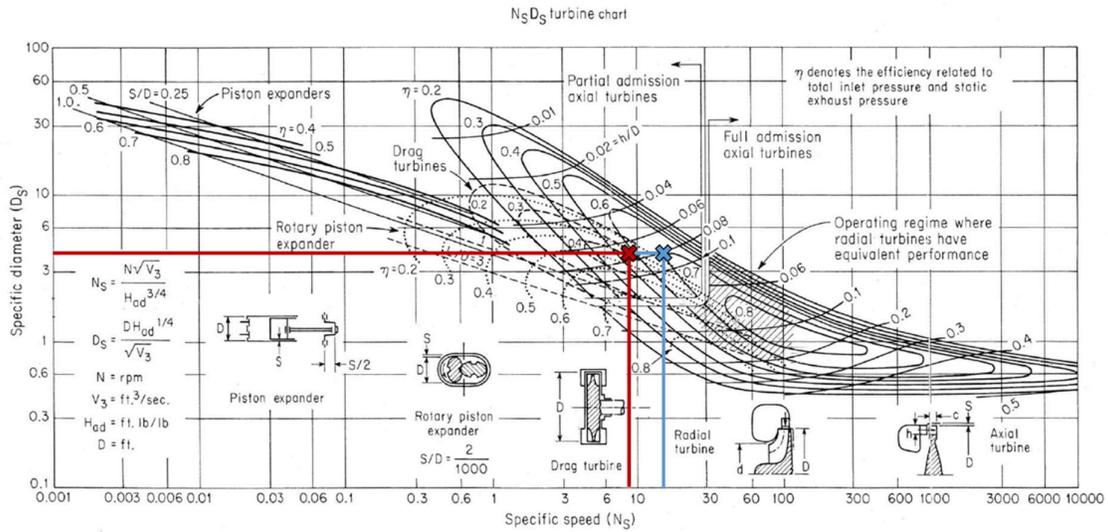


Figure 122 : Second point de design de la turbine sur la cartographie de Baljé [156]

Selon cette nouvelle valeur de  $N_s$ , et en conservant la même valeur de  $D_s$ , il a été possible de dimensionner le nouveau point de design suivant :

$$D_{rotor} = 0,30 \text{ m et } N_{rotor} = 4400 \text{ tr/min}$$

Ainsi, suivant ce nouveau point de design, la vitesse de rotation de la turbine a augmenté, permettant d'atteindre une valeur plus typique des turbines axiales de petite puissance (bien que toujours faibles). De plus, comme on peut le voir sur la Figure 122, le point de design s'est légèrement déplacé sur la droite, point de design permettant un meilleur rendement isentropique théorique.

Au niveau du rendement théorique de la turbine, estimé à partir de la corrélation présentée dans le chapitre 5, le rendement global est passé d'une valeur de 27.51 % à 31,25 %. Notre corrélation prend donc bien en compte cette variation sur le rendement isentropique de la turbine souligné par le déplacement sur la cartographie de Baljé (1962). Rappelons cependant que cette valeur de  $N_s$  est la borne haute de notre corrélation.

Ces valeurs de rendement global pour ce type de turbine restent cependant relativement faibles. En effet, l'augmentation d'échelle de la turbine permet l'augmentation du rendement électro-mécanique de la turbine. Ce rendement a été estimé comme étant de l'ordre de 0,5 pour la turbo-génératrice à l'échelle expérimentale. Dans le cas d'une turbo-génératrice d'une puissance d'environ 4 kW, ce rendement peut être estimé à 0,7. Ainsi, il est nécessaire de corriger le rendement global de turbine au travers de l'équation suivante :

$$\eta_{global,1} = \eta_{global,exp} \cdot \frac{\eta_{méca-elec,1}}{\eta_{méca-elec,exp}} \quad (91)$$

Avec  $\eta_{global,1}$  et  $\eta_{global,exp}$  le rendement global à l'échelle réelle et expérimentale et  $\eta_{méca-el,1}$  et  $\eta_{méca-el,exp}$  le rendement electro-mécanique à l'échelle réelle et expérimentale.

Selon l'équation (91), le rendement global de la turbine à l'échelle 1 en fonctionnement nominal devient de l'ordre de 44 %. Selon ce rendement global de turbine, on trouve un rendement isentropique de l'ordre de 65%. Ce rendement isentropique est très proche du rendement isentropique de 70% que l'on peut lire sur la cartographie de Balje pour notre point de design (Figure 122).

Ainsi, grâce au rendement de la turbo-génératrice, à la puissance électrique de la pompe de remplissage ainsi qu'en calculant la puissance de la pompe de circulation du fluide ORC, il est possible de définir un débit de fluide de travail circulant au sein de l'ORC. Ce débit de fluide de travail est l'élément central permettant le dimensionnement de l'évaporateur et du condenseur à l'échelle 1.

## 6.2.2 Echangeurs de chaleur

Pour redimensionner les modèles du condenseur et de l'évaporateur en utilisant l'approche établie pour des débits de fluide de travail plus faibles, il a été nécessaire de garantir la conservation de plusieurs éléments clés. De ce fait, il est essentiel que les températures des sources chaude et froide demeurent constantes. Cette correspondance a été garantie, car cette hypothèse était au cœur de la conception du banc d'essais expérimental, qui utilisait une cuve d'eau saturée pour la source chaude et un écoulement forcé avec des températures variant entre 13 et 35 °C pour la source froide.

Ensuite, il est crucial de garantir que le régime d'écoulement circulant dans les échangeurs soit identique. En ce qui concerne ce régime d'écoulement, il est essentiel de maintenir le caractère laminaire grâce au nombre de Reynolds, à la fois dans le condenseur et dans l'évaporateur. Du point de vue de l'optimisation de la taille des composants, il est important de noter que ce régime d'écoulement n'est pas le plus efficace, car il n'offre pas les meilleurs coefficients d'échange thermique. Cependant, ne pas conserver ce régime d'écoulement empêcherait toute transposition simple avec le modèle à l'échelle expérimentale.

### 6.2.2.1 Evaporateur

L'ORC démarrant une fois que la cuve est à moitié vide, la hauteur de l'évaporateur ne doit pas dépasser la moitié de la hauteur de la cuve, soit dans notre étude 5 m. Sa puissance thermique est d'environ 127 kW.

Ainsi suivant cette hauteur maximum, et suivant la conservation de l'écoulement laminaire dans les tubes un premier dimensionnement d'évaporateur a pu être réalisé. Ainsi, en se référant à des dimensions de tubes standards il a été possible d'estimer une longueur ainsi qu'un nombre de tubes. Des tailles de tubes normalisés sont présentés en Annexe E. Le Tableau 21 présente quatre propositions de dimensionnement.

Tableau 21 : Dimension de l'évaporateur immergé pour 4 types de tubes différents

Diamètre extérieur tube [mm]	Epaisseur tube [mm]	Nombre de tubes [-]	Longueur des tubes [m]
6,35	0,89	226	5,46
6	1,5	344	3,43
5	1	344	3,61
4,76	0,89	346	3,64

Ce Tableau 21 présente différents dimensionnements d'évaporateur en fonction du diamètre et de l'épaisseur de tubes normalisés. On observe ainsi qu'en conservant les conditions d'écoulement laminaires expérimentales, il n'est pas possible d'utiliser des tubes de 6,35 mm de diamètre extérieur et de 0,89 mm d'épaisseur, la longueur totale de l'évaporateur dépassant les 5 mètres. Les 3 autres tubes de travail permettent eux de respecter cette condition limite de 5 mètres de hauteur maximum avec un nombre de tubes variant entre 305 et 307.

Le Tableau 21 constitue les premiers éléments d'une étude de sensibilité. Ainsi, afin de minimiser le nombre et la longueur des tubes, une étude plus poussée serait nécessaire. Cependant, il faut noter que le volume de l'échangeur est très faible en comparaison du volume de la cuve d'eau. L'optimisation de son volume n'est donc pas d'un intérêt majeur. De plus, cette optimisation devrait être accompagnée d'une étude visant à améliorer le coefficient d'échange thermique du fluide et donc sur un changement de régime d'écoulement. Ainsi, cette étude d'optimisation plus approfondie sortirait du cadre de la mise à l'échelle en conservant les régimes d'écoulement tels qu'ils sont.

Au niveau du modèle évaporateur immergé, une hypothèse dimensionnelle, explicitée dans le chapitre 5 en section 4.2, a été effectuée sur l'écart de température entre le haut et le bas de l'évaporateur en fonction du rapport des puissances évaporateurs de l'ORC/SACO. Ainsi, afin de s'assurer que l'impact de cette hypothèse, non adimensionnelle, sur le modèle n'est pas trop important, une étude de sensibilité entre la puissance du SACO et la longueur de l'évaporateur est réalisée.

La Figure 123 montre ainsi la variation de la longueur de l'évaporateur immergé en fonction du temps depuis l'arrêt du cœur du réacteur et donc en fonction de la valeur de puissance résiduelle. On observe donc que sous les 100 heures suivant l'arrêt du réacteur, la variation de la puissance résiduelle n'impacte que de 0,14 % la longueur de l'évaporateur.

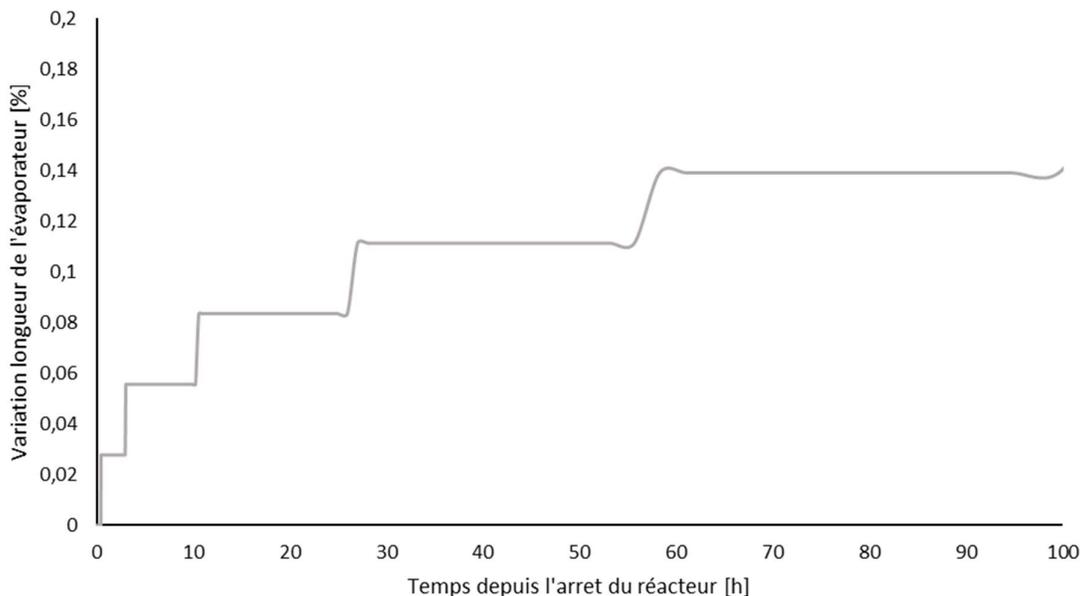


Figure 123 : Impact de la variation de puissance résiduelle sur la longueur de l'évaporateur

#### 6.2.2.2 Condenseur

Le dimensionnement du condenseur est basé sur un nombre de plaques, une largeur et une longueur de plaques. Les éléments propres au design de chaque plaque, comme l'angle de corrugation par exemple, sont identiques au condenseur expérimental. Pour ce dimensionnement, la température de l'eau en entrée condenseur est de 15 °C. La puissance thermique du condenseur est d'environ 117 kW.

Ainsi, en conservant un régime d'écoulement laminaire dans la partie liquide du condenseur, le dimensionnement présenté dans le Tableau 22 a pu être obtenu.

Tableau 22 : Dimensionnement du condenseur à plaques

Espacement entre les plaques [mm]	Nombre de plaques [-]	Longueur plaques [m]	Largeur plaques [m]
2	40	0,64	0,2

De la même manière que pour l'évaporateur immergé, une étude paramétrique sur le condenseur permettrait d'optimiser son dimensionnement. Cependant, il n'est pas pertinent d'entreprendre une étude d'optimisation de dimensionnement pour le condenseur, car aucune contrainte de volume ne guide cette démarche de dimensionnement.

Ainsi, suivant la mise à l'échelle de la turbine, de l'évaporateur immergé, du condenseur et suivant un rendement de conversion électrique sur la pompe, il a été possible dimensionner l'ORC à l'échelle 1. Ce dimensionnement, qui repose sur les modèles adimensionnels établis à partir des expérimentations, démontre la faisabilité technique du couplage entre SACO et ORC à l'échelle 1. Cependant, ce dimensionnement a été effectué pour des conditions de fonctionnement considérées comme nominales.

Par conséquent, il pourrait être intéressant de réaliser le même travail, mais cette fois-ci en prenant en compte des conditions de fonctionnement hors-nominales (conditions off-design).

### 6.2.3 Système complet

#### 6.2.3.1 Etude des conditions off-designs

Pendant la phase d'expérimentation, il a été possible de valider la pertinence technique des modèles à la fois en conditions nominales et hors-nominales. De plus, ces essais hors-nominaux ont permis d'élargir la plage de validité des modèles. Par conséquent, il est envisageable d'appliquer ces modèles à l'échelle 1 dans cette nouvelle gamme de conditions.

Une situation extrême off-design est ainsi choisie afin d'en tester l'effet. Dans cette situation la température de l'eau de la réserve est supposée être à 35 °C.

Les tubes de l'évaporateur immergé utilisés dans cette étude sont des tubes de 6 mm de diamètre extérieur et 1,5 mm d'épaisseur. Ces tubes permettent d'après le Tableau 21 un dimensionnement adéquat de l'évaporateur. Ensuite, le nombre de plaques, l'espacement entre les plaques et la largeur des plaques sont maintenus en comparaison avec l'étude précédente : seule la longueur des plaques est modifiée.

Selon ce nouveau point, le dimensionnement de l'ORC est modifié. Le Tableau 23 récapitule certains éléments de ce nouveau point de dimensionnement.

Tableau 23 : Eléments de comparaison mise à l'échelle ORC en conditions off-design

Eléments	Unité	Point nominal	Point off-design
Débit fluide de travail	[kg/s]	0,78	1,21
Vitesse de rotation turbine	[RPM]	4400	3600
Diamètre turbine	[m]	0,30	0,28
Puissance condenseur	[kW]	117	160
Longueur condenseur	[m]	0,64	0,90
Puissance évaporateur	[kW]	127	170
Longueur évaporateur	[m]	3,43	3,04
Nombre de tube	[-]	344	609
Puissance pompe ORC	[W]	161	215

Ainsi, l'augmentation de la température de la source froide provoque une diminution du taux de pression. Afin de conserver une production électrique constante, le modèle ORC pallie cette baisse de taux de pression en augmentant le débit de fluide de travail d'un facteur 1,5. Cette augmentation a un impact direct sur l'ensemble des organes de la turbine. En effet, la puissance de la pompe de circulation du fluide passe de 161 à 215 Watts. Ensuite, les puissances thermiques du condenseur et de l'évaporateur augmentent elles aussi, ce qui a pour impact de modifier la taille des échangeurs. Le nombre de tubes de l'évaporateur immergé est presque doublé pour une longueur de tube presque identique, tandis que la longueur du condenseur passe de 0,64 m à 0,9 m.

Pour finir, le dimensionnement de la turbine est lui aussi modifié avec de conserver le même point de dimensionnement ( $N_s$  et  $D_s$ ) que précédemment. Ce redimensionnement a pour conséquence de faire chuter la vitesse de rotation absolue de la turbine de 4400 à 3600 RPM. Cette valeur, inférieure à 4000

RPM, est en dessous des bornes habituelles des turbines axiales de petite puissance. Il serait ainsi intéressant dans cette situation de changer de point de dimensionnement de la turbine, ce qui aurait comme conséquence de retrouver une vitesse de rotation dans une gamme acceptable, mais ne permettrait plus d'utiliser les modèles mis en place à l'échelle expérimentale.

Ce dimensionnement de l'ORC représente la configuration finale pour notre ORC à l'échelle réelle. Cependant, afin de tester sa robustesse, envisageons une nouvelle hypothèse de fonctionnement dégradé. Imaginons, par exemple, qu'avec le temps, l'évaporateur immergé devienne extrêmement encrassé ou qu'une partie de sa surface d'échange soit inutilisable. Cet encrassement entraînerait une diminution de la surface d'échange, ce qui empêcherait une évaporation complète du fluide de travail. Dans ce scénario, la fraction de liquide en sortie de l'évaporateur immergé serait de 0,75.

Dans cette situation, la puissance produite à la turbine n'est plus égalisée à la puissance de la pompe de remplissage.

Suivant ce scénario et ce dimensionnement d'ORC, le Tableau 24 a été obtenu.

Tableau 24 : Fonctionnement de l'ORC en évaporation partielle selon un design fixe

Eléments	Unité	Point off-design	Point off-design avec évaporation partielle
Puissance électrique turbine	[kW]	4,3	3,4
Débit d'eau pompé	[kg/s]	2,9	2,3
Rendement turbo-génératrice	[%]	46	42
Puissance condenseur	[kW]	160	124
Puissance évaporateur	[kW]	170	132
Puissance pompe de remplissage	[kW]	4,1	3,2

Dans cette étude de robustesse, on constate que le passage du cycle ORC au PEORC entraîne une diminution de la production électrique, passant de 4,3 kW à 3,4 kW. Cette baisse de production électrique empêche la génération de la quantité de puissance électrique nécessaire au bon fonctionnement de la pompe de remplissage. Par conséquent, le débit d'eau de remplissage est réduit à 2,3 kg/s. De plus, la présence de fluide sous forme diphasique à l'entrée de la turbine a pour conséquence une diminution de l'efficacité de la turbogénératrice de 4 points de rendement. L'encrassement de l'évaporateur de l'ORC, provoque une réduction de la puissance thermique de l'évaporateur, passant de 170 kW à 132 kW. Cette baisse de puissance thermique a également un impact sur le condenseur, où la puissance passe de 160 kW à 124 kW.

La baisse du débit d'eau de remplissage, aussi utilisé comme source froide pour l'ORC, n'a que peu d'impact sur le cycle. En effet, la diminution de la quantité de chaleur transférée à l'évaporateur, diminue la demande en froid du cycle.

Dans le cas de cette étude de robustesse, on observe qu'en cas de cumul de situation hors nominale telle qu'une source froide de l'ORC à 35 °C ainsi qu'un encrassement de l'échangeur, l'ORC est toujours capable d'acheminer de l'eau en hauteur et donc de remplir sa mission de remplissage de cuve. Ainsi, même si ce débit d'eau est plus faible que le débit originellement souhaité, ce nouveau débit permet tout de même à l'ORC de remplir sa mission de système d'appui au SACO. Dans ce nouveau scénario, le niveau d'eau continuera initialement à diminuer légèrement. Ensuite, suivant la diminution de la puissance résiduelle, le niveau d'eau pompé dépassera le niveau d'eau de la cuve après environ 30 heures après l'arrêt du cœur. Après cette période, la quantité d'eau dans la cuve commencera à augmenter. Selon

ce scénario, avec un évaporateur situé en partie basse de la cuve et d'une hauteur de 3 mètres, l'évaporateur de l'ORC ne serait jamais désimmergé.

Aucune variation de la charge n'a été pris en compte dans ce scénario. En effet comme vu expérimentalement en section 5.5, une légère variation de la charge n'a que peu d'effet sur la production de puissance. A l'inverse une variation de plus 15 % de la charge de puissance provoque une chute drastique de la puissance produite. Par conséquent, une recommandation concernant la charge serait d'envisager une légère surcharge en fluide pour l'ORC, afin de compenser une éventuelle perte de fluide de travail (sur une plus grande gamme). Effectivement, une fois que le fluide a été chargé, cette quantité ne peut que diminuer. Par conséquent, augmenter légèrement la quantité de fluide pourrait aider à compenser une perte potentielle, plus importante que sans surcharge, sans altérer la production électrique de l'ORC. Cependant, il est crucial de noter qu'il ne faut pas surcharger l'ORC au-delà de 15 % de sa charge nominale, car cela pourrait entraîner une dégradation significative de ses performances.

### 6.2.3.2 Etude paramétrique du fluide de travail

L'ensemble du travail de mise à l'échelle et d'étude en off design a été réalisé en Novéc649<sup>TM</sup>. Ainsi afin de mesurer l'impact d'un changement de fluide de travail sur le dimensionnement de l'ORC, une étude paramétrique sur différents fluides de travail a été réalisée. Le choix des fluides de travail de cette liste s'est porté suivant les critères de sélection présentés en section 2.4.2. Les résultats sont visibles dans le Tableau 25.

Tableau 25 : Etude paramétrique des fluides de travail

Nom du fluide	ODP	GWP	Type	P <sub>sat</sub> à 20 °C	η <sub>elec</sub>	Débit fluide	Pression haute	Pression basse	P <sub>sat</sub> /P <sub>crit</sub>	T <sub>sat</sub> /T <sub>crit</sub>	Volume tube chaud	Volume condenseur	Viscosité en sortie de pompe	Type	NFPA
[-]	[-]	[-]	[-]	[bar]	[%]	[kg/s]	[bar]	[bar]	[-]	[-]	[m <sup>3</sup> ]	[m <sup>3</sup> ]	[Pa.s]	[-]	[-]
R245fa	0	858	HFC	1,22	3,90	0,42	10,09	1,65	0,28	0,85	0,64	0,009	4,48E-04	Sec	2 1 0
R236ea	0	1330	HFC	1,73	3,66	0,52	12,67	2,29	0,37	0,88	0,77	0,010	4,31E-04	Sec	1 0 0
Novéc649	0	1	Fluorokétone	0,33	3,24	0,78	3,47	0,46	0,19	0,82	0,85	0,012	7,02E-04	Sec	3 1 0
HFE7100	0	320	HFE	0,2	3,63	0,57	2,43	0,29	0,11	0,78	0,69	0,013	7,62E-04	Sec	3 0 0
HFO1233zde	0	4,5	HCFO	1,08	4,00	0,41	8,34	1,44	0,23	0,83	0,71	0,008	3,33E-04	Sec	NC
HFO1234yf	0	4	HFO	5,92	2,91	0,75	30,80	7,42	0,91	0,99	3,32	0,013	1,72E-04	Mouillant	NC
R365mfc	0	804	HFC	0,46	3,94	0,38	4,58	0,64	0,14	0,79	0,57	0,009	5,46E-04	Sec	1 0 0
R600	0	6,5	HC	2,08	3,88	0,22	12,50	2,67	0,33	0,85	0,66	0,008	1,73E-04	Sec	1 4 0
Acetone	0	0,5	Cétone	0,25	4,46	0,14	2,84	0,35	0,06	0,71	0,39	0,006	3,29E-04	Mouillant	1 3 0
R600A	0	3	HC	3,02	3,69	0,25	16,40	3,82	0,45	0,89	0,80	0,009	1,66E-04	Sec	1 4 0
MM	0	20	Siloxane	0,05	3,64	0,32	0,74	0,07	0,04	0,70	0,51	0,009	5,40E-04	Sec	2 4 1

Afin d'étudier l'impact du changement de fluide de travail, le rendement global du cycle a été choisi comme point central de comparaison. Ainsi, on constate que quelle que soit la substance utilisée comme fluide de travail, le rendement électrique de l'installation varie entre 2,9 et 4,5 %. Cette différence de rendement offre donc la possibilité d'optimiser l'installation pour réduire au minimum l'apport en source chaude. La même méthodologie peut être appliquée suivant le volume des échangeurs.

En suivant cette approche, l'acétone apparaît comme le fluide de travail le plus favorable avec un rendement d'installation de 4,4 % ainsi qu'un volume d'évaporateur de 0,39 m<sup>3</sup>. Cependant, il est important de noter que dans le cadre de cette étude, l'objectif principal est la fiabilité du système, plutôt que son optimisation. Par conséquent, d'autres critères de comparaison doivent être pris en considération.

- La pression du fluide au repos. Si la pression du fluide de travail, lorsque l'ORC est à l'arrêt, est inférieur à la pression atmosphérique, il n'y a aucun risque de perte de fluide en cas de défaut d'étanchéité de l'ORC. Cependant, ce risque est remplacé par une possibilité d'entrée d'air dans l'ORC. Or la présence d'air dans le banc d'essais est un élément dégradant les performances de l'ORC. Ainsi, une purge ponctuelle serait nécessaire pour éviter la présence d'air dans l'ORC. Cette possibilité d'entrée d'incondensable dans l'ORC provoque une exigence d'étanchéité élevé ou nécessite l'invention d'un système de purge automatique.
- Le GWP et ODP. Ces deux éléments sont propres à l'impact environnemental du fluide. Ainsi il est nécessaire de posséder un ODP nul ainsi qu'un GWP le plus faible possible afin de s'assurer que le fluide de travail ne soit pas concerné par des normes environnementales. Typiquement, la valeur de GWP de 150 a été établie comme seuil critique [62].
- Toxicité et l'inflammabilité. La non toxicité du fluide de travail permet une facilité de manutention et de manipulation de l'ORC. Le risque d'inflammabilité du fluide rajoute une contrainte d'utilisation et d'entreposage du système qui peut avoir pour conséquence une défiabilisation. Ces critères sont pris en compte au travers de la NFPA. Dans le cas de fluide inflammable et/ou explosif, des coûts et des contraintes du aux réglementations ATEX sont à prendre en compte.
- Pression haute en fonctionnement. Au plus la pression haute du circuit est élevée, au plus les contraintes mécaniques sont importantes. Il peut ainsi être préférable de favoriser des fluides de travail à la pression haute relativement faible.
- Le rapport entre la pression maximale du cycle et la pression critique, ainsi que le rapport entre la température maximale du fluide et la température critique, sont des indicateurs de proximité des propriétés critiques du fluide de travail. Plus ces rapports se rapprochent de 1, plus le fluide de travail fonctionne près de ses propriétés critiques. Une proximité excessive avec les conditions critiques du fluide peut compromettre la fiabilité du système.
- La viscosité du fluide en sortie de pompe. En effet, dans le cas de la turbine axiale étudiée dans cette thèse, la lubrification de la turbine est assurée par le fluide de travail sous forme liquide. Une petite fraction du débit de fluide est ainsi déviée en sortie de la pompe pour rejoindre la turbine. Par conséquent, favoriser une faible viscosité du fluide permet de garantir la fiabilité de cette lubrification par le biais du circuit annexe [173].
- Le type de fluide. En effet, comme vu dans la section 4.3.4 , le couplage entre un fluide de travail de type sec et d'une turbine axiale peut permettre le fonctionnement du cycle en évaporation partielle. Cette possibilité de fonctionnement permet d'augmenter la fiabilité du cycle. Un fluide mouillant conduirait à la présence de diphasique à l'entrée du rotor.

Au sein de cette étude, aucun fluide de travail n'a été identifié comme étant optimal. En effet, à la suite d'une analyse multicritère, aucun fluide ne se démarque clairement par rapport aux autres. Cependant, de nombreux fluides s'avèrent acceptables. Le choix final dépendra de la pondération des critères de fiabilité. En fin de compte, cela implique qu'il existe plusieurs fluides de travail potentiels à considérer, y compris des fluides de travail innovants.

### 6.3 Fonctionnement avec évaporateur déporté

Comme explicité dans la section 3 du manuscrit de thèse, une deuxième architecture de l'ORC est possible. Cette architecture est basée sur l'utilisation d'un évaporateur déporté à plaques au lieu d'un évaporateur immergé. La déportation de l'évaporateur oblige à l'utilisation d'une pompe de circulation de l'eau de la cuve.

Ce déplacement d'eau à saturation est le premier enjeu propre à cette architecture. En effet, pomper de l'eau à saturation provoque une augmentation de la vitesse de l'eau. Cette augmentation de la vitesse de l'eau cause une baisse de pression et donc un risque de vaporisation de cette eau. Ainsi une pompe classique aurait trop de risque de caviter. Ce risque de cavitation provoquerait une dé-faibilisation de cette architecture.

Ainsi, afin de pallier ce risque de cavitation, une pompe à vis excentrée, présentée en Figure 124 a été installée sur le banc d'essais expérimental AMORCE\_2. L'idée est ainsi de pomper l'eau de la cuve jusqu'à l'évaporateur à plaques utilisé originellement sur AMORCE\_1. Le principe de fonctionnement en évaporateur déporté a été explicité dans le chapitre 3 du manuscrit.



Figure 124 : Pompe à vis excentrée du banc d'essais AMORCE\_2

Ainsi, sur le plan expérimental, il a été possible de pomper un débit d'eau de 1100 l/h sans observer aucun signe de cavitation. Ce débit de fluide chaud a permis d'obtenir le point expérimental présenté dans le Tableau 26.

Tableau 26 : Point expérimental en fonctionnement évaporateur à plaques

Eléments	Unité	Fonctionnement évaporateur à plaques
Débit fluide de travail	[kg/s]	0,034
Puissance turbine	[W]	152
Puissance condenseur	[kW]	5,041
Puissance évaporateur	[kW]	5,506

Cet essai expérimental a ainsi permis de produire une puissance de 152 Watts en utilisant le HFE7100 comme fluide de travail. Cependant, il est important de noter que l'objectif n'était pas de quantifier la puissance produite expérimentalement dans l'évaporateur à plaques (dont le type d'échangeur est maîtrisé et bien connu), mais plutôt de démontrer la faisabilité technique du pompage de l'eau à saturation dans le contexte du système avec ORC.

Ainsi, dans un contexte de mise à l'échelle, le fait que le système ORC soit un système autonome oblige l'ORC à produire une puissance supplémentaire (la puissance électrique de la pompe à vis excentrée). Ainsi en imposant une perte de charge de 1 bar ainsi qu'une hauteur à vaincre de l'ordre de

10 m, il a été possible de dimensionner une pompe de circulation d'eau. En ajoutant la puissance de cette pompe à la puissance déjà produite par l'ORC, on a obtenu le point de fonctionnement présenté dans le Tableau 27.

Tableau 27 : Comparaison ORC en fonctionnement évaporateur immergé et ORC en fonctionnement évaporateur à plaques

Eléments	Unité	Fonctionnement évaporateur immergé	Fonctionnement évaporateur déporté
Débit fluide de travail	[kg/s]	0,78	0,98
Puissance turbine	[kW]	4,3	5,4
Puissance condenseur	[kW]	117	147
Puissance évaporateur	[kW]	127	160
Puissance pompe ORC	[W]	161	203

On observe donc que l'ajout d'un évaporateur déporté augmente la puissance à produire par l'ORC d'environ 1 kW. Cette augmentation de puissance à produire se répercute sur la puissance de l'évaporateur et du condenseur qui passent tous deux de 127 kW et 117 kW à 147 kW et 160 kW.

Aucune étude sur la taille des composants, et principalement de l'évaporateur n'a été réalisée. En effet, en cas de fonctionnement avec un évaporateur à plaques, le volume total de l'évaporateur serait plus réduit par rapport à celui utilisant un évaporateur immergé, en raison des échanges thermiques en convection forcée du côté de l'eau. Cependant, les points forts de l'architecture avec évaporateur déporté ne sont pas sur la diminution de la taille des échangeurs mais concernent :

- La diminution du nombre de piquages à réaliser sur la cuve. En effet, en évaporateur déporté seul un point de piquage est à réaliser sur la cuve puisque l'eau pompée est ensuite reliée au tuyauterie de remplissage de la cuve en eau. Ce point de piquage, doit cependant faire sortir de l'eau de la cuve, ce qui dé-fiabilise la cuve d'eau en augmentant le risque de perte d'eau ; Prolongement de ligne qui n'existe pas en évaporateur immergé puisque les piquages sur la cuve ne permettent que de faire passer le tuyau d'entrée et de sortie de l'évaporateur : aucun volume d'eau ne sort de la cuve.
- Le fonctionnement en évaporateur à plaques peut permettre en ajoutant une ligne de tuyauterie en parallèle ainsi qu'une source chaude (type chaudière) de tester l'ORC ponctuellement pour s'assurer de son état, sans avoir à remplir la cuve en eau bouillante. Ces tests permettraient de s'assurer son bon fonctionnement dans le temps.

On peut cependant reprocher à cette architecture de rajouter un système tournant dont le démarrage devra être initié par un système annexe (type batterie de faible capacité).

Ces axes de réflexion fournissent des exemples de critères à prendre en compte lors de la sélection d'une architecture, en mettant l'accent sur l'aspect de la fiabilité.

## 6.4 Utilisation et valorisation des travaux de recherche dans d'autres contextes

Un ORC avec un évaporateur immergé peut être appliqué dans des contextes autres que ceux liés à un condenseur de sûreté passif. Deux nouveaux domaines d'applications ont ainsi été identifiés : les piscines de refroidissement pour les combustibles nucléaires usagés et les piscines de refroidissement au niveau du sol.

### 6.4.1 Piscine de refroidissement de combustibles nucléaires usagés

Un autre contexte pertinent pour l'application d'une technologie de valorisation de la chaleur résiduelle par un système autonome est celui du refroidissement des piscines contenant des combustibles nucléaires usagés. En effet, selon la courbe de décroissance de la puissance résiduelle, les combustibles nucléaires continuent de produire de la puissance résiduelle après son retrait du cœur du réacteur. Ces crayons de combustible, quels que soient les types, sont stockés pendant plusieurs années dans des piscines [174]. La problématique de dénoyage des crayons de combustible nucléaire fait l'objet d'études importantes, notamment depuis l'accident de Fukushima Daishi. Dans ce contexte, l'utilisation d'un système ORC autonome pourrait être une des solutions permettant d'assurer la gestion du niveau des piscines combustibles d'une manière fiable est contrôlée.

Comme vu avec la courbe de décroissance de la puissance résiduelle (Figure 4), la puissance produite par le combustible stocké dans les piscines est bien plus faible que la puissance produite par le cœur les premières heures après son arrêt. En effet, un an après le retrait du combustible, sa puissance est de l'ordre de 10 kW par assemblage combustible [174]. Ainsi, la quantité de chaleur « disponible » est bien plus faible que dans le contexte de notre étude principale. Cependant, cette diminution de chaleur entraîne la diminution des pertes par évaporation : la puissance à fournir par l'ORC serait donc beaucoup moins importante. Le couplage entre l'ORC et la cuve peut être simplifié par rapport aux condenseurs de sûreté passifs, grâce à la présence de la cuve au niveau du sol.

Pour des réacteurs d'une puissance nominale de 1300 MWe, les piscines combustibles sont dimensionnées pour accueillir environ 8 MW de puissance thermique. Ainsi, dans ce contexte, et en fixant une perte de charge de la pompe de remplissage de 1 bar, on obtient le Tableau 28. Pour le dimensionnement des échangeurs, la même méthodologie basée sur des paramètres adimensionnels est utilisée.

Tableau 28 : Dimensionnement ORC pour piscine combustible

Eléments	Unité	Point nominal
Puissance turbine	[kW]	0,64
Débit fluide de travail	[kg/s]	0,12
Vitesse de rotation turbine	[RPM]	11300
Diamètre turbine	[m]	0,11
Puissance condenseur	[kW]	18
Longueur condenseur	[m]	0,22
Puissance évaporateur	[kW]	19
Longueur évaporateur	[m]	3,4
Nombre de tubes	[-]	52
Puissance pompe ORC	[W]	25

La puissance à produire par cet ORC est de seulement 640 Watts. Étant donné cette faible puissance, le modèle ORC mis en place expérimentalement est plus adapté à la mise à l'échelle. Le fonctionnement de la turbine s'effectue donc à une vitesse de rotation de 11300 RPM, qui est une vitesse de rotation courante pour les turbines axiales de petite puissance.

Ce fonctionnement avec ORC et piscine au sol se rapproche d'un brevet posé au cours de la thèse.

#### 6.4.2 Piscine refroidissement au sol

Ce brevet, présenté en Figure 125, est basé sur l'ajout d'une pompe sur la ligne du SACO. La piscine de refroidissement, l'ORC et la cuve sont donc au sol. Dans ce contexte, le fonctionnement du SACO n'est plus passif mais autonome : assuré par la puissance produite à la turbo-génératrice de l'ORC.

Sur la Figure 125, le GV est représenté par le numéro 2 tandis que le SACO est représenté par le numéro 4. La chaleur du SACO est ainsi transmise à la piscine SACO 5. L'ORC, de par son évaporateur immergé 63 valorise cette chaleur par production électrique à la turbo-génératrice 90. Cette puissance électrique sert ainsi à alimenter la pompe de remplissage 8, la pompe de circulation du fluide ORC 62 et la pompe de la ligne SACO 30. Le cycle composé du condenseur 61, du compresseur 90, de l'évaporateur 93 et du détendeur 92 correspond à un circuit froid permettant de convertir le surplus de puissance en froid via un cycle frigorifique<sup>3</sup>. De manière similaire à l'architecture présentée dans cette thèse, dans cette configuration avec une piscine et un ORC au sol, l'eau utilisée pour remplir la piscine SACO sert également de source froide pour l'ORC.

<sup>3</sup> Un cycle frigorifique n'est pas obligatoire, mais a été ajouté dans le brevet pour couvrir un maximum de considérations.

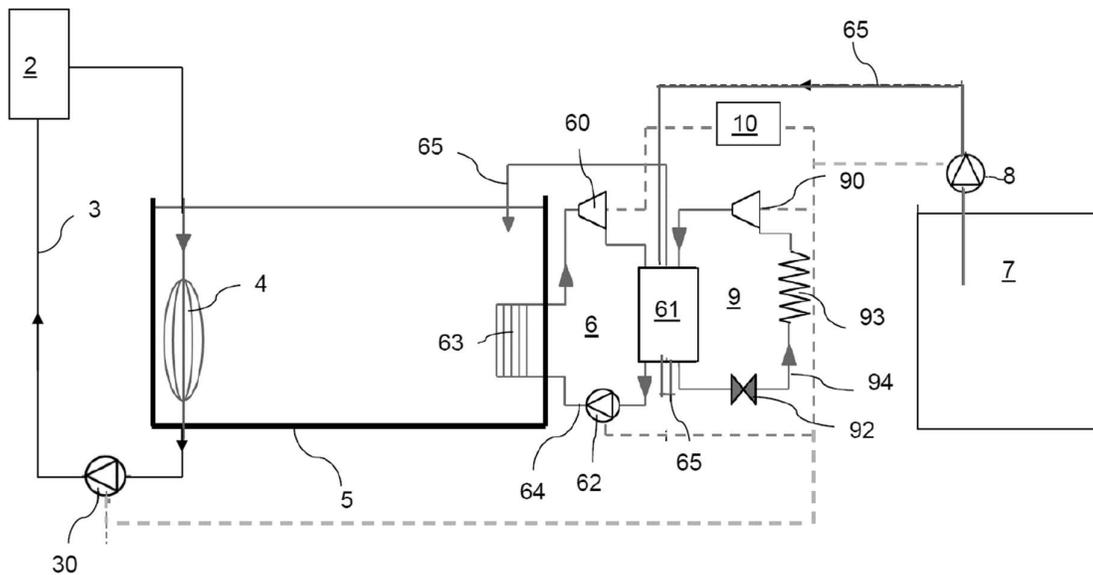


Figure 125 : Brevet architecture ORC au sol

Ce mode de fonctionnement avec une piscine au sol présente l'avantage d'avoir l'ensemble des composants situés au niveau du sol, ce qui facilite la manipulation en cas d'incident ou de maintenance. Cependant, la présence des organes de sûreté au niveau du sol les rend plus vulnérables à des situations accidentelles type inondation. De plus la présence de cette piscine au sol empêche le refroidissement passif par convection naturelle. Rajoutons que dans ce scénario l'ORC assure l'autonomie du système : la démonstration de sûreté lié à son bon fonctionnement devrait donc être extrêmement poussée.

En dehors des systèmes de sûreté propres à l'industrie nucléaire, un ORC avec un évaporateur immergé pourrait également être employé dans d'autres systèmes visant à valoriser la chaleur fatale. En effet, l'un des avantages de ce système réside dans sa capacité à exploiter des températures de rejet de l'ordre de 100 °C. Dans cette plage de température, la quantité de chaleur à valoriser est considérable [31]. Cependant, l'une des limites de ce système réside dans la taille de son évaporateur, ce qui implique la nécessité de prévoir des volumes importants pour sa mise en place.

## Conclusion

Ces travaux de thèse ont été engagés dans le but de répondre à une problématique majeure liée aux condenseurs de sûreté des réacteurs nucléaires avancés : la gestion complexe de grands volumes d'eau en hauteur. Le premier chapitre a ainsi permis d'examiner en détail les avantages et les inconvénients de tels systèmes passifs ainsi que leurs contraintes spécifiques. Une analyse approfondie de tels systèmes a conduit à identifier l'intérêt d'adjoindre un cycle ORC permettant de produire de façon autonome l'énergie nécessaire pour réalimenter le système et ainsi de réduire les volumes d'eau placés en hauteur. Nous avons ainsi été amenés à proposer une, ou plutôt des, architectures pour le couplage entre un condenseur de sûreté et un ORC.

Le chapitre suivant a présenté le fonctionnement des ORC dans leur ensemble. Il s'est ensuite focalisé sur chaque composant de l'ORC de manière individuelle, mettant particulièrement l'accent sur l'organe de détente. En outre, il a été mis en évidence l'importance du choix d'un fluide de travail adapté et a proposé des pistes pour la démarche de sélection du fluide de travail. Ce chapitre a également illustré des exemples de couplages entre des cycles thermodynamiques et des systèmes de sûreté nucléaires. Enfin ce chapitre a permis d'identifier différentes situations hors nominales qui peuvent entraîner une dégradation, voire une interruption, de la production de puissance électrique des ORC et donc de dé-fiabiler le système. Ces situations sont les suivantes :

- L'encrassement de l'évaporateur de l'ORC ou plus généralement la détérioration de sa surface d'échange
- Le fonctionnement de la turbine en mode évaporation partielle (par exemple résultant d'un échange thermique dégradé)
- La variation de la température de la source froide due aux conditions atmosphériques
- La variation de la charge du fluide de travail au sein de l'ORC, pouvant résulter d'une fuite.

La quantification des impacts de ces situations sur la production électrique de l'ORC servira de base pour appréhender la fiabilité de ce couplage.

La réponse à ces problématiques complexes se fait nécessairement par la simulation, afin de pouvoir traiter d'un nombre important de configurations (choix du fluide de travail, conditions nominale et hors nominale, etc ...) et de la difficulté de mettre en place un prototype à l'échelle 1. Néanmoins ce travail de simulation, de par sa complexité et son originalité (configuration inhabituelle de la source chaude pour un ORC), a nécessité une validation expérimentale approfondie, à échelle réduite au laboratoire. Un travail de conception d'un banc d'essais expérimental a ainsi été réalisé. Ainsi, le chapitre 3 a présenté le banc d'essais mis en place au cours de la thèse afin de répondre à la problématique scientifique. Il débute par un historique du banc d'essais, mettant en évidence que certains composants de l'ORC, tels que la turbine ou le condenseur, sont restés identiques au fil du temps. Une base de donnée conséquente a ainsi été d'accumulée sur plusieurs fluides de travail. Une étude CFD réalisée sur la cuve expérimentale a permis d'obtenir une meilleure compréhension des phénomènes de recirculation d'eau qui se produisent dans la cuve, révélant la présence d'une cellule convective. Cependant, il n'a pas été possible d'extrapoler ces résultats pour les utiliser de façon satisfaisante dans un modèle. Par conséquent, la décision a été prise d'instrumenter la cuve avec plusieurs cannes de thermocouples afin de mesurer l'impact de la variation de la puissance ou de la localisation des éléments chauffants dans la cuve. Le chapitre se termine en présentant l'ensemble de l'instrumentation de la cuve.

Le chapitre 4 a pour objectif de détailler les modèles ainsi que les hypothèses utilisées pour les établir. On a détaillé en particulier la démarche adimensionnelle ainsi que les nombres utilisés pour mettre en place les modèles du condenseur, de l'évaporateur et de la turbine. Le choix final des corrélations du modèle a été basé sur les résultats expérimentaux obtenus. L'objectif final est une modélisation du fonctionnement de l'ORC en fonctionnement nominal et en fonctionnement dégradé.

Le chapitre 5 a présenté les résultats expérimentaux obtenus au cours de cette thèse au travers d'essais réalisés en Novec649<sup>TM</sup> et en HFE7100. Dans un premier temps, ce chapitre a permis de démontrer la faisabilité technique d'un couplage entre une cuve d'eau en ébullition (à la pression atmosphérique) et un ORC en fonctionnement nominal à l'échelle du laboratoire. Ensuite, nous avons procédé à des mesures pour évaluer l'impact des situations hors nominales sur la production électrique de l'ORC. Il a été observé que le cycle peut fonctionner en cycle à évaporation partielle équipé d'une turbine axiale à admission partielle sur une gamme de titre vapeur de [0,6 ;1]. Sur cette gamme la production électrique ne diminue que très légèrement, le rendement de la machine étant lui diminué de 4 points. Une explication à cette capacité de fonctionnement de la turbine en diphasique a été proposée. Ensuite, les effets de la température de source froide ont été étudiés. Nos expérimentations ont permis de quantifier que l'augmentation de la température de la source froide entraîne une diminution de la production électrique, une réduction du rendement, ainsi qu'une diminution du sous-refroidissement. La variation de charge de l'ORC a ensuite été étudiée. Cette étude a permis de conclure sur l'adaptabilité de l'ORC à produire une puissance presque constante suivant une variation de charge de +/- 15 % par rapport à sa charge optimale. Passé cette variation de charge, la chute de performance est drastique. Pour finir, la variation des conditions à la source chaude a été étudiée. Cette étude s'est concentrée sur deux points : la puissance de chauffe de l'eau de la cuve et la position des éléments chauffants dans la cuve. Il a ainsi été montré que passé un rapport de 5 entre la puissance des éléments chauffants et la puissance thermique transmise à l'évaporateur, la puissance des éléments chauffants ainsi que leur position n'avaient plus d'impact sur la production électrique.

Ces résultats expérimentaux en fonctionnement nominal et hors nominal ont permis de valider les modèles composants ORC développés en vue d'une mise à l'échelle. Le modèle turbine semble capable, dans le cadre de la turbine expérimentale étudiée dans cette thèse, de rendre compte d'un rendement avec une précision +/- 3 points par rapport au rendement expérimental. Ce modèle a pu être testé sur une gamme de 3 fluides de travail purs différents (HFE7100, HFE7000 et le Novec649<sup>TM</sup>), comprenant notamment un mélange de fluide zéotrope en proportion massique 50/50 (HFE7000 et Novec649<sup>TM</sup>). Ensuite, le modèle condenseur a pu intégrer la variation de température source froide et permet pour l'ensemble des essais réalisés d'estimer une puissance thermique d'échangeur à +/- 5%. Pour finir, il a été possible, en adaptant une corrélation de la littérature, de rendre compte du comportement de l'évaporateur immergé. Cette modélisation a été réalisée en HFE7100 ainsi qu'en Novec649<sup>TM</sup> et permet d'estimer une puissance thermique à +/- 12%.

Le dimensionnement de l'ORC à l'échelle 1 est au cœur du chapitre 6. Pour ce faire, il a fallu commencer par rappeler l'ensemble des hypothèses et des contraintes de dimensionnement de l'ORC à échelle 1. Ensuite, un dimensionnement composant par composant a permis de donner un dimensionnement complet du système. Le dimensionnement complet, réalisé sous des conditions de température de source froide extrêmement défavorables, a révélé une grande adaptabilité du cycle ORC pour fonctionner en PEORC. Ce mode de fonctionnement en PEORC permet de faire face à des situations telles que l'encrassement de l'évaporateur ou un mauvais fonctionnement de celui-ci. Cependant, cette méthode de mise à l'échelle a aussi montré ses limites. En effet, il a été nécessaire de maintenir les mêmes conditions d'échange thermique entre l'échelle expérimentale et l'échelle 1 pour conserver les mêmes modèles et leur validation. Cette contrainte limite la possibilité d'optimiser la taille des composants. Cette optimisation n'est cependant pas centrale dans cette thèse, le volume de la cuve d'eau étant très largement supérieur au volume de l'évaporateur immergé.

Bien que le dimensionnement soit un aspect important, car il permet de répondre à la problématique de la faisabilité technique du couplage entre l'ORC et le condenseur de piscine, il ne constitue pas le seul aspect abordé dans cette thèse. En effet, dans le cadre d'une étude paramétrique sur les fluides de travail, il apparaît que d'autres éléments de comparaison susceptibles de remettre en question la fiabilité du cycle doivent être pris en compte. Au sein de cette étude, aucun fluide de travail n'a été identifié

comme optimal. En effet, suite à une analyse multicritère, aucun fluide ne se distingue nettement des autres. Cependant, plusieurs fluides se révèlent acceptables, et le choix final dépendra de la pondération des critères de fiabilité.

Ensuite, l'utilisation d'un cycle ORC à évaporateur immergé dans le cadre des piscines de refroidissement de combustibles nucléaires usagés est examinée. Ce nouveau contexte, qui demande une puissance électrique bien inférieure, démontre que l'utilisation d'un ORC à évaporateur immergé peut être envisagée dans diverses applications.

De manière globale il ressort de cette étude qu'un ORC à évaporateur immergé est un système de sûreté autonome envisageable, en soutien à des systèmes de sûretés passifs existant. Ce type de système a démontré une certaine fiabilité face à des conditions externes défavorables, telles qu'une source froide élevée ou la dégradation de son évaporateur. Cependant, plusieurs aspects liés à la fiabilité méritent encore discussion, notamment l'architecture de l'évaporateur, les batteries de démarrage du système ou encore le choix du type de turbine. Ces points seront approfondis dans les perspectives.

## Perspectives

Le couplage d'un ORC avec un condenseur de sûreté, bien que pertinent compte tenu de l'ensemble des aspects abordés dans cette thèse, présente des axes d'amélioration. En effet, il convient de mentionner en particulier la nécessité d'apporter de la puissance pour démarrer la pompe de circulation du fluide ORC. De plus, étant donné que la source froide de l'ORC est l'eau de remplissage de la cuve, le démarrage de la pompe de remplissage est indispensable pour mettre en marche le circuit ORC. Ces deux points limitent l'autonomie totale du couplage et obligent à la présence de batterie de faible capacité pour démarrer le système. Ces batteries constituent ainsi un axe de recherche permettant d'améliorer la fiabilité du système. Elles pourraient prendre la forme d'un stockage d'énergie mécanique, tel qu'un volant d'inertie, d'un stockage gravitaire impliquant de l'eau en hauteur, ou encore d'un stockage électrochimique plus traditionnel sous la forme de batteries.

Dans la section 6.2.3.2, l'un des critères de sélection d'un fluide de travail repose sur la pression de saturation du fluide à 20°C. En effet, dans le contexte de cette thèse, une variation trop importante de la charge de fluide de travail a été définie comme une situation détériorant drastiquement les performances d'un ORC. Afin d'assurer la préservation de la charge, même en cas de légère fuite, la pression du fluide de travail au sein de l'ORC lors de son stockage doit être inférieure à 1 bar. Cependant, cette recommandation peut entraîner, en cas de fuite, l'entrée d'air dans le système. Or, la présence d'incondensables dans l'ORC est un facteur pouvant nuire aux performances, voire endommager certains organes tels que la pompe ou le détendeur. Par conséquent, la mesure et la quantification des répercussions de la présence d'incondensables dans l'ORC constitueraient un domaine d'étude à explorer plus en profondeur.

L'ORC n'est censé fonctionner que dans des situations accidentelles. Ainsi, afin de garantir son bon fonctionnement face aux risques potentiels tels que l'entrée d'air, la perte de fluide de travail ou encore l'encrassement des échangeurs, des tests ponctuels doivent être effectués. Cependant, étant donné que la source chaude de l'ORC est l'eau de la piscine du condenseur de sûreté, un circuit auxiliaire composé d'un évaporateur et d'une chaudière doit être installé. Cette modification ajoute des contraintes architecturales en raison de la présence de l'ORC en hauteur. Il convient de noter que dans le cas de l'architecture avec un évaporateur à plaques, telle que présentée dans la section 6.3, l'ajout d'un second évaporateur n'est pas requis. En effet, l'évaporateur à plaques pourrait être utilisé aussi bien en situation accidentelle que lors des tests.

Un autre point de réflexion concernant les ORC concerne le choix du fluide de travail. Dans le cadre de cette thèse, des critères de choix de fluide de travail ont été définis. Ces critères sont cependant constamment en évolution suivant les aspects réglementaires ou les contraintes industrielles de fabrication/disponibilité. En effet, le parlement européen discute d'une directive visant à restreindre la production et la commercialisation des PFAS dont les F-gaz font partie. Cette réglementation pourrait entraver le remplacement des HFC par des fluides de type HFO, un remplacement en cours depuis plusieurs années. Cette réglementation pourrait être mise en vigueur en 2024, avec une transition de plusieurs années néanmoins. Il est toutefois important de noter que ce changement réglementaire soudain est susceptible d'entraîner des fluctuations brusques sur la disponibilité des fluides. Les autorités européennes pourraient ainsi choisir de modifier les quotas de fluides pour les années à venir, et ainsi ralentir l'impact de cette nouvelle régulation des fluides. Cette nouvelle réglementation provoque une incertitude quant à l'évolution future des fluides de travail.

Ainsi, suivant ce point de réflexion reflétant les complexités d'un choix de fluide de travail, on peut se demander si une autre machine thermique pourrait être utilisée en remplacement d'un cycle ORC. Un cycle thermodynamique capable de produire une puissance nécessaire dans cette gamme de température de source chaude est le cycle à CO<sub>2</sub> supercritique. Ce cycle a l'avantage de n'utiliser que du CO<sub>2</sub>, fluide naturel, non toxique, inerte, disponible et qui ne devrait pas être sujet à de futures normes. Cependant ce cycle possède d'autres faiblesses telles que sa forte pression d'utilisation, supérieure à 74 bar, provoquant ainsi de très fortes contraintes en fonctionnement. Comme vu en section 6.2.3.2, une contrainte mécanique trop importante peut dé-fiabiliser l'installation. De plus, la température critique de ce fluide est de 33 °C, une température susceptible d'être dépassée par la température de la source froide, ce qui empêcherait la condensation du fluide et donc perturberait le bon fonctionnement de la pompe. Il existe cependant des solutions pour augmenter cette température critique, par exemple en utilisant des mélanges de fluides. Le cycle au CO<sub>2</sub> constitue une illustration de la complexité du choix d'une machine thermique dans ce contexte axé sur la fiabilité. En effet, chaque cycle présente ses propres avantages et inconvénients.

Suivant le couplage d'une turbine axiale et d'un fluide de travail de type sec, l'ORC étudié dans le cadre de cette thèse a démontré expérimentalement une grande capacité de fonctionnement en évaporation partielle. Cette étude a été réalisée sur plusieurs fluides de travail, tous secs, mais de propriétés intrinsèques très différentes. Ce fonctionnement en évaporation partielle, défini dans cette thèse comme un fonctionnement dégradé, pourrait être réinterprété comme le fonctionnement nominal d'un PEORC.

Le fonctionnement en PEORC suscite également un intérêt pour une étude plus approfondie du fonctionnement en admission partielle d'une turbine axiale. Cette étude pourrait être menée en combinant des travaux expérimentaux et de modélisation. En effet, une investigation expérimentale plus détaillée, avec une instrumentation spécifique, pourrait permettre de suivre le flash du fluide de travail dans le stator. Ensuite, une meilleure compréhension des phénomènes physiques intervenant lors de la détente d'un fluide sec diphasique pourrait faciliter le développement d'un modèle plus complet que celui réalisé au cours de cette thèse. Ce modèle pourrait prendre en compte les diverses pertes générées par cette détente diphasique et permettre son extrapolation à d'autres géométries de turbines axiales.

Ensuite, le choix de la technologie de turbine pour l'ORC est un sujet de réflexion. Comme nous l'avons vu dans la section 2.2.2, dans le cas d'un fonctionnement en évaporation partielle, les détendeurs scroll ou à vis sont davantage utilisés. Cependant, bien que ces technologies soient plus répandues, elles présentent également des inconvénients, tels que la nécessité d'ajouter une huile de lubrification, tandis que les turbines axiales peuvent utiliser le fluide de travail comme lubrifiant. Pour comparer les performances et mener une étude multicritère plus approfondie, il serait intéressant de mettre en place un programme expérimental en utilisant un détendeur de type scroll ou à vis, par exemple.

La phénoménologie de la piscine du condenseur constitue un élément central du fonctionnement du système dans son ensemble. Ainsi, pour mieux comprendre son fonctionnement, une approche pourrait consister en une instrumentation plus complète de la cuve, permettant de mesurer les vitesses des cellules convectives dans la cuve, par exemple en utilisant la méthode PIV. Une autre voie de recherche serait de réaliser une étude CFD plus approfondie de la cuve à l'échelle réelle. Cette étude permettrait de déterminer avec précision les vitesses de recirculation de l'eau. En utilisant ces données de vitesse de recirculation en conjonction avec le diamètre complet de l'évaporateur immergé, il est possible de calculer un débit de recirculation. Ce débit, combiné à une mesure de la température, permettrait d'établir un bilan de la source chaude de l'évaporateur et donc une nouvelle méthode de modélisation de l'évaporateur. Cependant, comme cela a été abordé dans la section 3.2.2.2, la réalisation d'une étude CFD plus approfondie exige un travail de sensibilité au maillage extrêmement important afin de garantir des temps de calcul raisonnables pour la cuve à l'échelle 1. De plus, une étude à échelle réelle nécessite une géométrie de SACO complète et définitive.

Pour conclure, une continuation de ces travaux de thèse pourrait être entreprise en adaptant le domaine d'application. En effet, comme cela a été abordé dans la section 6.4, une application aux piscines de combustibles nucléaires serait envisageable. Les contraintes de cette application, liées à la sûreté nucléaire, seraient très similaires à celles étudiées dans cette thèse, avec l'avantage de la présence de l'ORC au niveau du sol, ce qui faciliterait plusieurs contraintes techniques. Par ailleurs, une application dans le cadre de la valorisation de la chaleur fatale est tout à fait envisageable. Ce type d'application nécessiterait cependant d'axer plus l'étude sur les performances de l'ORC afin de devenir compétitif au vue des autres technologies existantes.

## Références

- [1] S. Robert, 'A descriptive history of the steam engine', 1824, Accessed: Sep. 23, 2023. [Online]. Available: <https://www.abebooks.com/first-edition/descriptive-history-steam-engine-Robert-Stuart/30685635261/bd>
- [2] D. Papin, 'Nova methodus ad vires motrices validissimas levi pretio comparandas', 1690.
- [3] T. Savery, 'The Miner's Friend, or an Engine to Rais Water by Fire, Described, and of the Manner of Fixing it in Mines, with an Account of the Several Other Uses it is Applicable unto and an Answer to the Objections Made against it', 1702.
- [4] M. Ozawa and Y. Saito, '2 - Development in power technology', in *Fundamentals of Thermal and Nuclear Power Generation*, vol. 1, Y. Koizumi, T. Okawa, and S. Mori, Eds., in JSME Series in Thermal and Nuclear Power Generation, vol. 1. , Elsevier, 2021, pp. 15–76. doi: 10.1016/B978-0-12-820733-8.00002-9.
- [5] S. Carnot, 'Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance', 1824.
- [6] World Nuclear Association, 'Nuclear Power Today | Nuclear Energy - World Nuclear Association', 2022. Accessed: Nov. 28, 2022. [Online]. Available: <https://www.world-nuclear.org/information-library/current-and-future-generation/nuclear-power-in-the-world-today.aspx>
- [7] IAEA, 'Energy, electricity and nuclear power estimates for the period up to 2050', 2022. Accessed: Nov. 28, 2022. [Online]. Available: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0140670195951326>
- [8] World Nuclear Association, 'Nuclear Power Reactors | How does a nuclear reactor work? - World Nuclear Association', 2023. Accessed: Feb. 08, 2023. [Online]. Available: <https://www.world-nuclear.org/information-library/nuclear-fuel-cycle/nuclear-power-reactors/nuclear-power-reactors.aspx>
- [9] T.-D. Huynh, 'Jeff 3 et les calculs de la puissance résiduelle', p. 405, 2009.
- [10] F. Muratori, 'Étude de faisabilité et préconception d'une expérience de mesure de la puissance résiduelle d'un combustible nucléaire irradié aux temps très courts sur le réacteur RJH', 2020.
- [11] M. Ragheb, 'Decay heat generation in fission reactors', 2014.
- [12] B. D. Turland and R. S. Peckover, 'The distribution of fission product decay heat (CLM-P510)', 1977. Accessed: Mar. 01, 2023. [Online]. Available: <https://scientific-publications.ukaea.uk/wp-content/uploads/CLM-P510-1.pdf>
- [13] K. Way and E. P. Wigner, 'The Rate of Decay of Fission Products', *Phys. Rev.*, vol. 73, no. 11, pp. 1318–1330, Jun. 1948, doi: 10.1103/PhysRev.73.1318.
- [14] K. Shure, 'Fission product decay energy', vol. WAPD-BT-24, pp. 1–17, 1961.
- [15] E. Wattelle and P. Renaud, 'L'accident de la centrale nucléaire japonaise de Fukushima Daiichi', p. 21, 2019.
- [16] ANS, 'Full Report -- ANS / Publications / Special Reports / Fukushima Report', 2012. Accessed: Mar. 01, 2023. [Online]. Available: <https://www.ans.org/pubs/reports/fukushima/report/>
- [17] IRSN, 'Impact du séisme et du tsunami sur la centrale nucléaire de Fukushima-Daiichi'. Accessed: Mar. 02, 2023. [Online]. Available: [https://www.irsn.fr/FR/connaissances/Installations\\_nucleaires/Les-accidents-nucleaires/accident-fukushima-2011/deroulement-accident-fukushima-2011/Pages/1-deroulement-accident-centrale-fukushima-daiichi-2011.aspx#.ZACIF3bMJaq](https://www.irsn.fr/FR/connaissances/Installations_nucleaires/Les-accidents-nucleaires/accident-fukushima-2011/deroulement-accident-fukushima-2011/Pages/1-deroulement-accident-centrale-fukushima-daiichi-2011.aspx#.ZACIF3bMJaq)
- [18] IAEA, Ed., *The Fukushima Daiichi accident*. in STI/PUB. Vienna, Austria: International Atomic Energy Agency, 2015.
- [19] International Atomic Energy Agency, 'Passive Safety Systems and Natural Circulation in Water Cooled Nuclear Power Plants', International Atomic Energy Agency, Text, 2009. Accessed: May 11, 2023. [Online]. Available: <https://www.iaea.org/publications/8192/passive-safety-systems-and-natural-circulation-in-water-cooled-nuclear-power-plants>

- [20] J. Xing, D. Song, and Y. Wu, 'HPR1000: Advanced Pressurized Water Reactor with Active and Passive Safety', *Engineering*, vol. 2, no. 1, pp. 79–87, Mar. 2016, doi: 10.1016/J.ENG.2016.01.017.
- [21] M. Wang, H. Zhao, Y. Zhang, G. Su, W. Tian, and S. Qiu, 'Research on the designed emergency passive residual heat removal system during the station blackout scenario for CPR1000', *Ann. Nucl. Energy*, vol. 45, pp. 86–93, Jul. 2012, doi: 10.1016/j.anucene.2012.03.004.
- [22] H. Ayhan and C. N. Sökmen, 'Investigation of passive residual heat removal system for VVERs: Effects of finned type heat exchanger tubes', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 108, pp. 466–474, Sep. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.07.128.
- [23] D. C. Sun, Y. Li, Z. Xi, Y. F. Zan, P. Z. Li, and W. B. Zhuo, 'Experimental evaluation of safety performance of emergency passive residual heat removal system in HPR1000', *Nucl. Eng. Des.*, vol. 318, pp. 54–60, Jul. 2017, doi: 10.1016/j.nucengdes.2017.04.003.
- [24] D. T. Ingersoll, Z. J. Houghton, R. Bromm, and C. Desportes, 'NuScale small modular reactor for Co-generation of electricity and water', *Desalination*, vol. 340, pp. 84–93, May 2014, doi: 10.1016/j.desal.2014.02.023.
- [25] Y. Q. Li *et al.*, 'Analyses of ACME integral test results on CAP1400 small-break loss-of-coolant-accident transient', *Prog. Nucl. Energy*, vol. 88, pp. 375–397, Apr. 2016, doi: 10.1016/j.pnucene.2016.01.012.
- [26] T. L. Schulz, 'Westinghouse AP1000 advanced passive plant', *Nucl. Eng. Des.*, vol. 236, no. 14, pp. 1547–1557, Aug. 2006, doi: 10.1016/j.nucengdes.2006.03.049.
- [27] L. Burgazzi and R. Frano, *Risk analysis of safety systems devoted to severe accident management in nuclear power plants*. 2018.
- [28] X. W. Jiang, E. Studer, and S. Kudriakov, 'A simplified model of Passive Containment Cooling System in a CFD code', *Nucl. Eng. Des.*, vol. 262, pp. 579–588, Sep. 2013, doi: 10.1016/j.nucengdes.2013.06.010.
- [29] J. Couturier, 'Éléments de sûreté nucléaire - Les réacteurs de recherche', 2019.
- [30] W. Luangdilok and P. Xu, 'Chapter 5 - Nuclear plant severe accidents: challenges and prevention', in *Advanced Security and Safeguarding in the Nuclear Power Industry*, V. Nian, Ed., Academic Press, 2020, pp. 99–134. doi: 10.1016/B978-0-12-818256-7.00005-2.
- [31] ADEME, 'Chaleur fatale', 2017. Accessed: Jun. 05, 2023. [Online]. Available: <https://bibliothèque.ademe.fr/energies-renouvelables-reseaux-et-stockage/2312-chaleur-fatale-9791029708954.html>
- [32] N. Tauveron, S. Colasson, and J.-A. Gruss, 'Available systems for the conversion of waste heat to electricity', presented at the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE), 2014. doi: 10.1115/IMECE2014-37984.
- [33] A. Landelle, N. Tauveron, P. Haberschill, R. Revellin, and S. Colasson, 'Organic Rankine cycle design and performance comparison based on experimental database', *Appl. Energy*, vol. 204, pp. 1172–1187, Oct. 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.04.012.
- [34] B. F. Tchanche, Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis, 'Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications', *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 8, pp. 3963–3979, Oct. 2011, doi: 10.1016/j.rser.2011.07.024.
- [35] C. M. Invernizzi, *Closed Power Cycles: Thermodynamic Fundamentals and Applications*, vol. 11. in Lecture Notes in Energy, vol. 11. London: Springer, 2013. doi: 10.1007/978-1-4471-5140-1.
- [36] A. Bontemps, 'Échangeurs de chaleur', 2021. Accessed: Jun. 14, 2023. [Online]. Available: <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/echangeurs-de-chaleur-42376210/echangeurs-de-chaleur-be9515/>
- [37] Z. Minevielle, N. Caney, P. Clément, P. Marty, J.-A. Gruss, and C. Roussel, 'Échangeurs de chaleur', 2014. Accessed: Aug. 04, 2023. [Online]. Available: <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/echangeurs-de-chaleur-42376210/echangeurs-de-chaleur-be9516/>

- [38] C. MARVILLET, A. MANIFICAT, N. BERRADA, and C. WEBER, 'E.Book TOME 1: Echangeurs Thermiques -: Technologies, Conception et dimensionnement', Jun. 2015. Accessed: Aug. 04, 2023. [Online]. Available: <https://greth.fr/e-book-tome-1-apercu/>
- [39] Y. Zhao, G. Liu, L. Li, Q. Yang, B. Tang, and Y. Liu, 'Expansion devices for organic Rankine cycle (ORC) using in low temperature heat recovery: A review', *Energy Convers. Manag.*, vol. 199, p. 111944, Nov. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.111944.
- [40] F. Alshammari, M. Usman, A. Pesyridis, F. Alshammari, M. Usman, and A. Pesyridis, 'Expanders for Organic Rankine Cycle Technology', in *Organic Rankine Cycle Technology for Heat Recovery*, IntechOpen, 2018. doi: 10.5772/intechopen.78720.
- [41] Z. Liu *et al.*, 'Modelling and Optimisation on Scroll Expander for Waste Heat Recovery Organic Rankine Cycle', *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 1603–1608, Aug. 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.07.379.
- [42] S. Quoilin, S. Declaye, and V. Lemort, 'Expansion Machine and fluid selection for the Organic Rankine Cycle', Jul. 2010.
- [43] Y. Zhou, F. Zhang, and L. Yu, 'Performance analysis of the partial evaporating organic Rankine cycle (PEORC) using zeotropic mixtures', *Energy Convers. Manag.*, vol. 129, pp. 89–99, Dec. 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.10.009.
- [44] G.-D. Xia *et al.*, 'Experimental study on the performance of single-screw expander with different inlet vapor dryness', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 87, pp. 34–40, Aug. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.05.006.
- [45] Z. Wu, D. Pan, N. Gao, T. Zhu, and F. Xie, 'Experimental testing and numerical simulation of scroll expander in a small scale organic Rankine cycle system', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 87, pp. 529–537, Aug. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.05.040.
- [46] I. Papes, J. Degroote, and J. Vierendeels, 'New insights in twin screw expander performance for small scale ORC systems from 3D CFD analysis', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 91, pp. 535–546, Dec. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.08.034.
- [47] Q. Blondel, 'Etude et optimisation énergétique des mélanges zéotropes pour les cycles thermodynamiques de Rankine', These de doctorat, Université Grenoble Alpes, 2021. Accessed: Jan. 11, 2022. [Online]. Available: <http://www.theses.fr/2021GRALI021>
- [48] H. Wang, Y. Chao, T. Tang, K. Luo, and K. Qin, 'A Comparison of Partial Admission Axial and Radial Inflow Turbines for Underwater Vehicles', *Energies*, vol. 14, no. 5, Art. no. 5, Jan. 2021, doi: 10.3390/en14051514.
- [49] L. Branchini, A. De Pascale, and A. Peretto, 'Systematic comparison of ORC configurations by means of comprehensive performance indexes', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 61, no. 2, pp. 129–140, Nov. 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.07.039.
- [50] S. Bahamonde, M. Pini, C. De Servi, A. Rubino, and P. Colonna, 'Method for the Preliminary Fluid Dynamic Design of High-Temperature Mini-Organic Rankine Cycle Turbines', *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 139, no. 082606, Mar. 2017, doi: 10.1115/1.4035841.
- [51] E. Wang and N. Peng, 'A Review on the Preliminary Design of Axial and Radial Turbines for Small-Scale Organic Rankine Cycle', *Energies*, vol. 16, p. 3423, Apr. 2023, doi: 10.3390/en16083423.
- [52] M. Smirnov, N. Kuklina, A. Sebelev, A. Zuccato, and N. Zabelin, 'COMPARISON OF FOUR TYPES OF RADIAL TURBINES FOR A 250KW ORC POWER INSTALLATION', 2021.
- [53] E. Macchi and M. Astolfi, '9 - Axial flow turbines for Organic Rankine Cycle applications', in *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*, E. Macchi and M. Astolfi, Eds., Woodhead Publishing, 2017, pp. 299–319. doi: 10.1016/B978-0-08-100510-1.00009-0.
- [54] K. Qin, H. Wang, J. Qi, J. Sun, and K. Luo, 'Aerodynamic design and experimental validation of high pressure ratio partial admission axial impulse turbines for unmanned underwater vehicles', *Energy*, vol. 239, p. 122242, Jan. 2022, doi: 10.1016/j.energy.2021.122242.
- [55] P. Colonna *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*, vol. 137, no. 100801, Oct. 2015, doi: 10.1115/1.4029884.

- [56] E. Galloway and L. Herbert, *History and progress of the steam engine: with a practical investigation of its structure and application*. London: Printed for Thomas Kelly, 1832.
- [57] Ofeldt, 'Patent No. US611792 A', US611792A, Oct. 04, 1898 Accessed: Jun. 26, 2023. [Online]. Available: <https://patents.google.com/patent/US611792A/en>
- [58] G. Tissandier and H. De Parville, *Science progrès: La nature - Moteurs à vapeurs volatiles*. 1888.
- [59] C. Wieland, F. Dawo, C. Schiffler, and M. Astolfi, 'Market report on organic rankine cycle power systems: recent developments and outlook', p. 10, 2021.
- [60] Ministère de la transition énergétique, 'Substances à impact climatique, fluides frigorigènes', Ministères Écologie Énergie Territoires. Accessed: Jun. 08, 2023. [Online]. Available: <https://www.ecologie.gouv.fr/substances-impact-climatique-fluides-frigorigenes>
- [61] UNEP, Ed., *Handbook for the Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer*, 7th. ed. Nairobi: United Nations Environment Programme, 2006.
- [62] European commission, 'Proposal for a regulation of the european parliament and of the council on fluorinated greenhouse gases', 2012. Accessed: May 30, 2022. [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/ALL/?uri=celex%3A52012PC0643>
- [63] Régulation (EU), *Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006 Text with EEA relevance*, vol. 150. 2014. Accessed: Jun. 07, 2022. [Online]. Available: <http://data.europa.eu/eli/reg/2014/517/oj/eng>
- [64] T. Cernev, 'Global sustainability targets: Planetary boundary, global catastrophic risk, and disaster risk reduction considerations', *Prog. Disaster Sci.*, vol. 16, p. 100264, Dec. 2022, doi: 10.1016/j.pdisas.2022.100264.
- [65] Stockholm Resilience Centre, 'The nine planetary boundaries'. Accessed: Jun. 08, 2023. [Online]. Available: <https://www.stockholmresilience.org/research/planetary-boundaries/the-nine-planetary-boundaries.html>
- [66] M. Z. Stijepovic, P. Linke, A. I. Papadopoulos, and A. S. Grujic, 'On the role of working fluid properties in Organic Rankine Cycle performance', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 36, pp. 406–413, 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.10.057.
- [67] H. Chen, D. Y. Goswami, and E. K. Stefanakos, 'A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat', *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 9, pp. 3059–3067, Dec. 2010, doi: 10.1016/j.rser.2010.07.006.
- [68] A. F. Babatunde and O. O. Sunday, 'A Review of Working Fluids for Organic Rankine Cycle (ORC) Applications', *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 413, no. 1, p. 012019, Sep. 2018, doi: 10.1088/1757-899X/413/1/012019.
- [69] S. Quoilin, M. V. D. Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, 'Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems', *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 22, pp. 168–186, Jun. 2013, doi: 10.1016/j.rser.2013.01.028.
- [70] M. F. Ayachi, 'Intégration des cycles de Rankine organiques dans la valorisation de la chaleur fatale industrielle à basses et moyennes températures', These de doctorat, Perpignan, 2013. Accessed: Jun. 08, 2023. [Online]. Available: <https://www.theses.fr/2013PERP0002>
- [71] B. Saadatfar, R. Fakhrai, and T. Fransson, 'The Journal of MacroTrends in Energy and Sustainability', vol. 1, no. 1, 2013.
- [72] ASHRAE, 'factsheet\_ashrae\_english\_november2022.pdf', 2022. Accessed: Jun. 08, 2023. [Online]. Available: [https://www.ashrae.org/file%20library/technical%20resources/bookstore/factsheet\\_ashrae\\_english\\_november2022.pdf](https://www.ashrae.org/file%20library/technical%20resources/bookstore/factsheet_ashrae_english_november2022.pdf)
- [73] H. M. D. P. Herath, M. A. Wijewardane, R. A. C. P. Ranasinghe, and J. G. A. S. Jayasekera, 'Working fluid selection of Organic Rankine Cycles', *Energy Rep.*, vol. 6, pp. 680–686, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.egy.2020.11.150.
- [74] J. Xie, J. Xu, W. Shang, and L. Lei, 'ORC (Organic Rankine Cycle)-based pressurized water reactor nuclear power plant nuclear safety system and method', CN109166637A, Jan. 08, 2019

- [75] K. P. Singh, H. Sound, I. Rampall, C. Hill, and J. Rajkumar, 'Autonomous self-powered system for removing thermal energy from pools of liquid heated by radioactive materials and method of the same', 2018
- [76] E. Tatli, J. G. Belechak, B. Lu, C. Stansbury, C. Guler, and M. J. Ostrosky, 'Power generation from decay heat for spent nuclear fuel pool cooling and monitoring', 2013
- [77] Y.-X. Zhang, H.-P. Cheng, X.-M. Liu, and J.-M. Li, 'Swimming pool-type low-temperature heating reactor: recent progress in research and application', *Energy Procedia*, vol. 127, pp. 425–431, Sep. 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.08.110.
- [78] J. Xu, M. Hou, M. Ding, C. Yan, C. Guo, and G. Fan, 'Numerical and experimental study on natural convection outside tube bundle under small convection temperature difference', *Prog. Nucl. Energy*, vol. 149, p. 104266, Jul. 2022, doi: 10.1016/j.pnucene.2022.104266.
- [79] J. Xu, X. Xie, M. Ding, C. Yan, and G. Fan, 'A one-dimensional code of double-coupled passive residual heat removal system for the swimming pool-type low-temperature heating reactor', *Nucl. Eng. Des.*, vol. 374, p. 111070, Apr. 2021, doi: 10.1016/j.nucengdes.2021.111070.
- [80] M. W. Na, D. Shin, J. H. Park, J. I. Lee, and S. J. Kim, 'Indefinite sustainability of passive residual heat removal system of small modular reactor using dry air cooling tower', *Nucl. Eng. Technol.*, vol. 52, no. 5, pp. 964–974, May 2020, doi: 10.1016/j.net.2019.11.003.
- [81] J. Liu, Y. Zhang, H. Li, W. Zhao, T.-C. Hung, and B. Li, 'Experimental thermal performance comparison of the same ORC system operated in Harbin and Taipei', *Energy*, vol. 275, p. 127403, Jul. 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.127403.
- [82] P. Clément, 'Échangeurs de chaleur - Problèmes de fonctionnement', *Tech. Ing.*, 2014, Accessed: Jun. 13, 2023. [Online]. Available: <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/echangeurs-de-chaleur-42376210/echangeurs-de-chaleur-be9519/>
- [83] T. K. Hou, S. N. Kazi, A. B. Mahat, C. B. Teng, A. Al-Shamma'a, and A. Shaw, 'Industrial Heat Exchanger: Operation and Maintenance to Minimize Fouling and Corrosion', in *Heat Exchangers - Advanced Features and Applications*, S. M. S. Murshed and M. M. Lopes, Eds., InTech, 2017. doi: 10.5772/66274.
- [84] H. Müller-steinhausen, M. R. MALAYERI, and A. P. WATKINSON, 'Fouling of Heat Exchangers-New Approaches to Solve an Old Problem', *Heat Transf. Eng.*, vol. 26, no. 1, pp. 1–4, Jan. 2005, doi: 10.1080/01457630590889906.
- [85] M. Z. Sheriff, M. N. Karim, C. Kravaris, H. N. Nounou, and M. N. Nounou, 'An operating economics-driven perspective on monitoring and maintenance in multiple operating regimes: Application to monitor fouling in heat exchangers', *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 184, pp. 233–245, Aug. 2022, doi: 10.1016/j.cherd.2022.05.022.
- [86] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, and H. Spliethoff, 'Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 8–9, pp. 1809–1817, Jun. 2009, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.08.016.
- [87] S. Naib, 'Modelling the influence of water droplet impact on steam turbine blade surfaces', 2015. doi: 10.13140/RG.2.2.33837.08167.
- [88] F. Poggi, H. Macchi-Tejeda, D. Leducq, and A. Bontemps, 'Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction', *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 3, pp. 353–370, May 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.05.014.
- [89] A. Landelle, 'Experimental and numerical study of transcritical Organic Rankine Cycles for low-grade heat conversion into electricity from various sources', These de doctorat, Lyon, 2017. Accessed: Jun. 14, 2023. [Online]. Available: <https://www.theses.fr/2017LYSEI090>
- [90] T. Z. Kaczmarczyk and G. Żywica, 'Experimental research of a micropower volumetric expander for domestic applications at constant electrical load', *Sustain. Energy Technol. Assess.*, vol. 49, p. 101755, Feb. 2022, doi: 10.1016/j.seta.2021.101755.
- [91] M. Jradi, J. Li, H. Liu, and S. Riffat, 'Micro-scale ORC-based combined heat and power system using a novel scroll expander', *Int. J. Low-Carbon Technol.*, vol. 9, no. 2, pp. 91–99, Jun. 2014, doi: 10.1093/ijlct/ctu012.

- [92] T. Zygmunt Kaczmarczyk, 'Experimental research of a small biomass organic Rankine cycle plant with multiple scroll expanders intended for domestic use', *Energy Convers. Manag.*, vol. 244, p. 114437, Sep. 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2021.114437.
- [93] H.-W. Dong and J.-W. Jeong, 'Design and preliminary results of organic rankine cycle for liquid desiccant system', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 178, p. 115596, Sep. 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115596.
- [94] R. Scaccabarozzi, M. Tavano, C. M. Invernizzi, and E. Martelli, 'Comparison of working fluids and cycle optimization for heat recovery ORCs from large internal combustion engines', *Energy*, vol. 158, pp. 396–416, Sep. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.06.017.
- [95] M. Gui, Q. Bi, G. Zhu, J. Wang, and T. Wang, 'Experimental investigation on heat transfer performance of C-shape tube immersed in a water pool', *Nucl. Eng. Des.*, vol. 346, pp. 220–229, May 2019, doi: 10.1016/j.nucengdes.2019.02.022.
- [96] Y. Zhang, D. Lu, Z. Wang, X. Fu, Q. Cao, and Y. Yang, 'Experimental investigation on pool-boiling of C-shape heat exchanger bundle used in PRHR HX', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 114, pp. 186–195, Mar. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.11.185.
- [97] J. Ge, W. Tian, S. Qiu, and G. H. Su, 'CFD simulation of secondary side fluid flow and heat transfer of the passive residual heat removal heat exchanger', *Nucl. Eng. Des.*, vol. 337, pp. 27–37, Oct. 2018, doi: 10.1016/j.nucengdes.2018.06.014.
- [98] J. Ge, W. Tian, S. Qiu, and G. H. Su, 'CFD investigation on thermal hydraulics of the passive residual heat removal heat exchanger (PRHR HX)', *Nucl. Eng. Des.*, vol. 327, pp. 139–149, Feb. 2018, doi: 10.1016/j.nucengdes.2017.11.029.
- [99] E. Krepper and M. Beyer, 'Experimental and numerical investigations of natural circulation phenomena in passive safety systems for decay heat removal in large pools', *Nucl. Eng. Des.*, vol. 240, no. 10, pp. 3170–3177, Oct. 2010, doi: 10.1016/j.nucengdes.2010.05.050.
- [100] Y. Zhang, D. Lu, Z. Du, X. Fu, and G. Wu, 'Numerical and experimental investigation on the transient heat transfer characteristics of C-shape rod bundles used in Passive Residual Heat Removal Heat Exchangers', *Ann. Nucl. Energy*, vol. 83, pp. 147–160, Sep. 2015, doi: 10.1016/j.anucene.2015.04.022.
- [101] R. Kumar and A. Dewan, 'A study of LES–SGS closure models applied to a square buoyant cavity', *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 98, pp. 164–175, Jul. 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.02.057.
- [102] B. Castaing *et al.*, 'Scaling of hard thermal turbulence in Rayleigh–Bénard convection', *J. Fluid Mech.*, vol. 204, pp. 1–30, Jul. 1989, doi: 10.1017/S0022112089001643.
- [103] S. Kim, S. U. Ryu, D.-J. Euh, and C.-H. Song, 'Experimental study on the thermal stratification in a pool boiling with a horizontal heat source', *Ann. Nucl. Energy*, vol. 106, pp. 235–246, Aug. 2017, doi: 10.1016/j.anucene.2017.03.036.
- [104] S. Kim, D. E. Kim, S. U. Ryu, S. T. Lee, and D.-J. Euh, 'Experimental investigation on the natural convection flow in pool boiling', *Nucl. Eng. Des.*, vol. 280, pp. 349–361, Dec. 2014, doi: 10.1016/j.nucengdes.2014.09.040.
- [105] A. Graževičius, A. Kaliatka, and E. Ušpuras, 'Numerical investigation of two-phase natural convection and temperature stratification phenomena in a rectangular enclosure with conjugate heat transfer', *Nucl. Eng. Technol.*, vol. 52, no. 1, pp. 27–36, Jan. 2020, doi: 10.1016/j.net.2019.06.022.
- [106] B.-U. Bae, B.-J. Yun, S. Kim, and K. H. Kang, 'Design of condensation heat exchanger for the PAFS (Passive Auxiliary Feedwater System) of APR+ (Advanced Power Reactor Plus)', *Ann. Nucl. Energy*, vol. 46, pp. 134–143, Aug. 2012, doi: 10.1016/j.anucene.2012.03.029.
- [107] I. E. Idelchik, *Handbook of Hydraulic Resistance*. 1960.
- [108] B. N. Taylor and C. E. Kuyatt, 'Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results', *NIST*, 1994, Accessed: Oct. 03, 2023. [Online]. Available: <https://www.nist.gov/pml/nist-technical-note-1297>
- [109] GRETh, 'TM11 - Pertes de pression et transfert de chaleur dans des canaux rectangulaires corrugués', Jun. 1999. Accessed: Jul. 16, 2023. [Online]. Available: <https://greth.fr/tm11-pertes-de-pression-et-transfert-de-chaleur-dans-des-canaux-rectangulaires-corrugues/>

- [110] P. Hugonnot, 'Etude locale de l'écoulement et performances thermohydrauliques à faible nombre de reynolds d'un canal plan corrugue - Applications aux échangeurs de chaleur à plaques', 1989. Accessed: Jul. 16, 2023. [Online]. Available: <https://greth.fr/etude-locale-de-lecoulement-et-performances-thermohydrauliques-a-faible-nombre-de-reynolds-dun-canal-plan-corrugue-applications-aux-echangeurs-de-chaleur-a-plaques/>
- [111] X. Tao and C. A. Infante Ferreira, 'Heat transfer and frictional pressure drop during condensation in plate heat exchangers: Assessment of correlations and a new method', *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 135, pp. 996–1012, Jun. 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.132.
- [112] Q. Blondel, N. Tauveron, G. Lhermet, and N. Caney, 'Zeotropic mixtures study in plate heat exchangers and ORC systems', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 219, p. 119418, Jan. 2023, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119418.
- [113] B. H. Shon, C. W. Jung, O. J. Kwon, C. K. Choi, and Y. Tae Kang, 'Characteristics on condensation heat transfer and pressure drop for a low GWP refrigerant in brazed plate heat exchanger', *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 122, pp. 1272–1282, Jul. 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.02.077.
- [114] D.-H. Han, K.-J. Lee, and Y.-H. Kim, 'Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, no. 10, pp. 1209–1225, Jul. 2003, doi: 10.1016/S1359-4311(03)00061-9.
- [115] Y. Liu, X. Wang, X. Meng, and D. Wang, 'A review on tube external heat transfer for passive residual heat removal heat exchanger in nuclear power plant', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 149, pp. 1476–1491, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.114.
- [116] R. Leleu, 'Transferts de chaleur', *Opérations Unit. Génie Réaction Chim.*, Jun. 1992, doi: 10.51257/a-v1-j1080.
- [117] T. Cebeci, 'Laminar-free-convective-heat transfer from the outer surface of a vertical slender circular cylinder', presented at the International Heat Transfer Conference 5, Begel House Inc., 1974. doi: 10.1615/IHTC5.2830.
- [118] C. O. Popiel and J. Wojtkowiak, 'Experiments on free convective heat transfer from side walls of a vertical square cylinder in air', *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 29, no. 1, pp. 1–8, Dec. 2004, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2003.01.002.
- [119] D. Lu, Y. Zhang, X. Fu, Z. Wang, Q. Cao, and Y. Yang, 'Experimental investigation on natural convection heat transfer characteristics of C-shape heating rods bundle used in PRHR HX', *Ann. Nucl. Energy*, vol. 98, pp. 226–238, Dec. 2016, doi: 10.1016/j.anucene.2016.08.009.
- [120] S. Ostrach, 'An analysis of laminar free-convection flow and heat transfer about a flat plate paralld to the direction of the generating body force'. Jan. 01, 1953. Accessed: Apr. 05, 2023. [Online]. Available: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19930092147>
- [121] W. H. (William H. McAdams, 'Heat transmission', *No Title*, 1954, Accessed: Jul. 21, 2023. [Online]. Available: <https://cir.nii.ac.jp/crid/1130282270338126080>
- [122] Q. Men, X. Wang, X. Zhou, and X. Meng, 'Heat Transfer Analysis of Passive Residual Heat Removal Heat Exchanger under Natural Convection Condition in Tank', *Sci. Technol. Nucl. Install.*, vol. 2014, p. e279791, Nov. 2014, doi: 10.1155/2014/279791.
- [123] B. D. Chung *et al.*, 'MARS code manual volume I: code structure, system models, and solution methods', Korea, Republic of, 2010.
- [124] S. W. Churchill and H. H. S. Chu, 'Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate', *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 18, no. 11, pp. 1323–1329, Nov. 1975, doi: 10.1016/0017-9310(75)90243-4.
- [125] J.-J. Jeong, K. S. Ha, B. D. Chung, and W. J. Lee, 'Development of a multi-dimensional thermal-hydraulic system code, MARS 1.3.1', *Ann. Nucl. Energy*, vol. 26, no. 18, pp. 1611–1642, Dec. 1999, doi: 10.1016/S0306-4549(99)00039-0.
- [126] H. R. Nagendra, M. A. Tirunarayanan, and A. Ramachandran, 'Free convection heat transfer from vertical cylinders and wires', *Chem. Eng. Sci.*, vol. 24, no. 9, pp. 1491–1495, Sep. 1969, doi: 10.1016/0009-2509(69)85078-5.
- [127] M. Yang, W. Guan, and Y. Wang, 'The manufacture and adjustment methods of F-P interferometer', *J. Liaoning Norm. Univ. Nat. Sci. Ed.*, vol. 2, pp. 16–21, 1980.

- [128] T. Fujii, M. Takeuchi, M. Fujii, K. Suzaki, and H. Uehara, 'Experiments on natural-convection heat transfer from the outer surface of a vertical cylinder to liquids', *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 13, no. 5, pp. 753–787, May 1970, doi: 10.1016/0017-9310(70)90125-0.
- [129] GRETh, 'TM2 - Transfert de chaleur dans les tubes de section circulaire', *GRETh*, Nov. 2003, Accessed: Jul. 25, 2023. [Online]. Available: <https://greth.fr/tm2-transfert-de-chaleur-dans-les-tubes-de-section-circulaire/>
- [130] F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, 'Heat transfer in automobile radiators of the tubular type', *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 12, no. 1, pp. 3–22, Jan. 1985, doi: 10.1016/0735-1933(85)90003-X.
- [131] GRETh, 'TE2 - Transfert de chaleur lors de l'évaporation d'un fluide s'écoulant à l'intérieur d'un tube lisse', *GRETh*, Nov. 2003, Accessed: Jul. 31, 2023. [Online]. Available: <https://greth.fr/te2-transfert-de-chaleur-lors-de-levaporation-dun-fluide-secoulant-a-linterieur-dun-tube-lisse/>
- [132] X. Fang *et al.*, 'Saturated flow boiling heat transfer: review and assessment of prediction methods', *Heat Mass Transf.*, vol. 55, no. 1, pp. 197–222, Jan. 2019, doi: 10.1007/s00231-018-2432-1.
- [133] S. Sandler, B. Zajackowski, and Z. Krollicki, 'Review on flow boiling of refrigerants R236fa and R245fa in mini and micro channels', *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 126, pp. 591–617, Nov. 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.048.
- [134] S. S. Kutateladze, 'Boiling heat transfer', *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 4, pp. 31–45, Dec. 1961, doi: 10.1016/0017-9310(61)90059-X.
- [135] M. Shah, 'A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes', *ASHRAE Trans.*, vol. 82, pp. 66–86, Jan. 1976.
- [136] P. Horák, M. Formánek, T. Fečer, and J. Plášek, 'Evaporation of refrigerant R134a, R404A and R407C with low mass flux in smooth vertical tube', *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 181, p. 121845, Dec. 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121845.
- [137] L. Sun and K. Mishima, 'An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels', *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 52, no. 23, pp. 5323–5329, Nov. 2009, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.06.041.
- [138] S.-M. Kim and I. Mudawar, 'Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels – Part II. Two-phase heat transfer coefficient', *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 64, pp. 1239–1256, Sep. 2013, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.014.
- [139] G. M. Lazarek and S. H. Black, 'Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113', *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 25, no. 7, pp. 945–960, Jul. 1982, doi: 10.1016/0017-9310(82)90070-9.
- [140] T. N. Tran, M. W. Wambsganss, and D. M. France, 'Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants', *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 22, no. 3, pp. 485–498, Jun. 1996, doi: 10.1016/0301-9322(96)00002-X.
- [141] W. Yu, D. M. France, M. W. Wambsganss, and J. R. Hull, 'Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube', *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 28, no. 6, pp. 927–941, Jun. 2002, doi: 10.1016/S0301-9322(02)00019-8.
- [142] R. Lockhart, 'Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes', 1949. Accessed: Aug. 01, 2023. [Online]. Available: <https://www.semanticscholar.org/paper/Proposed-Correlation-of-Data-for-Isothermal-Flow-in-Lockhart/dddeb55412f753350c2cb36d074f642095f3d33a>
- [143] M. M. Shah, 'Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study', *ASHRAE Trans U. S.*, vol. 88, Art. no. CONF-820112-, Jan. 1982, Accessed: Jan. 24, 2023. [Online]. Available: <https://www.osti.gov/biblio/6051573>
- [144] M. G. Cooper, 'Saturation nucleate pool boiling - a simple correlation', in *First U.K. National Conference on Heat Transfer*, H. C. Simpson, G. F. Hewitt, D. Boland, T. R. Bott, B. N. Furber, W. B. Hall, P. J. Heggs, P. N. Rowe, E. A. D. Saunders, and D. B. Spalding, Eds., in The Institution of Chemical Engineers Symposium Series. , Pergamon, 1984, pp. 785–793. doi: 10.1016/B978-0-85295-175-0.50013-8.

- [145] K. E. Gungor and R. H. S. Winterton, 'A general correlation for flow boiling in tubes and annuli', *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 29, no. 3, pp. 351–358, Mar. 1986, doi: 10.1016/0017-9310(86)90205-X.
- [146] Z. Liu and R. H. S. Winterton, 'A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation', *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 34, no. 11, pp. 2759–2766, Nov. 1991, doi: 10.1016/0017-9310(91)90234-6.
- [147] G. R. Warrier, V. K. Dhir, and L. A. Momoda, 'Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels', *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 26, no. 1, pp. 53–64, Apr. 2002, doi: 10.1016/S0894-1777(02)00107-3.
- [148] GRETh, 'TE1 - Transfert de chaleur lors de l'ébullition en vase d'un liquide saturé', *GRETh*, Nov. 2003, Accessed: Aug. 02, 2023. [Online]. Available: <https://greth.fr/te1-transfert-de-chaleur-lors-de-lebullition-en-vase-dun-liquide-sature/>
- [149] F. Cataldo, R. Mastrullo, A. W. Mauro, and G. P. Vanoli, 'Fluid selection of Organic Rankine Cycle for low-temperature waste heat recovery based on thermal optimization', *Energy*, vol. 72, pp. 159–167, Aug. 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.05.019.
- [150] A. H. Al-Zaidi, M. M. Mahmoud, and T. G. Karayiannis, 'Flow boiling of HFE-7100 in microchannels: Experimental study and comparison with correlations', *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 140, pp. 100–128, Sep. 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.095.
- [151] M. A. Akhavan-Behabadi, S. G. Mohseni, and S. M. Razavinasab, 'Evaporation heat transfer of R-134a inside a microfin tube with different tube inclinations', *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 35, no. 6, pp. 996–1001, Sep. 2011, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2011.01.020.
- [152] V. S. Gullapalli, 'Estimation of Thermal and Hydraulic Characteristics of Compact Brazed Plate Heat Exchangers', 2013.
- [153] Y.-Y. Yan and T.-F. Lin, 'Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger', *J. Heat Transf.*, vol. 121, no. 1, pp. 118–127, Feb. 1999, doi: 10.1115/1.2825924.
- [154] A. Uusitalo and M. Zocca, 'Design and numerical analysis of supersonic radial-inflow turbines for transcritical ORC processes', *Energy Convers. Manag.*, vol. 277, p. 116609, Feb. 2023, doi: 10.1016/j.enconman.2022.116609.
- [155] M. Arifin, A. Fudholi, M. Schatz, and D. M. Vogt, 'A comparative study of mean-line models based on enthalpy loss and analysis of a cavity-structured radial turbine for solar hybrid microturbine applications', *Energy Convers. Manag.*, vol. 287, p. 117075, Jul. 2023, doi: 10.1016/j.enconman.2023.117075.
- [156] O. E. Baljé, 'A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines: Part A—Similarity Relations and Design Criteria of Turbines', *J. Eng. Power*, vol. 84, no. 1, pp. 83–102, Jan. 1962, doi: 10.1115/1.3673386.
- [157] P. Nederstigt, 'Real Gas Thermodynamics: and the isentropic behavior of substances', 2017, Accessed: Jan. 11, 2022. [Online]. Available: <https://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid%3Aee16f7e5-4251-4629-9192-8f4a2e3d599b>
- [158] D. G. Elliot, 'Theory and tests of two-phase turbines', DOE/ER-10614-1, JPL-PUB-81-105, 5346135, Mar. 1982. doi: 10.2172/5346135.
- [159] N. A. Lai and J. Fischer, 'Efficiencies of power flash cycles', *Energy*, vol. 44, no. 1, pp. 1017–1027, Aug. 2012, doi: 10.1016/j.energy.2012.04.046.
- [160] M. T. White, 'Cycle and turbine optimisation for an ORC operating with two-phase expansion', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 192, p. 116852, Jun. 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116852.
- [161] K. Baumann, 'Recent developments in steam turbine practice', *J. Inst. Electr. Eng.*, vol. 48, no. 213, pp. 768–842, Jan. 1912, doi: 10.1049/jiee-1.1912.0035.
- [162] A. Shaulovich Leizerovich, *Wet Steam Turbines for Nuclear Power Plants*. 2005. Accessed: Jul. 24, 2022. [Online]. Available: <https://www.technicalbookspdf.com/wet-steam-turbines-for-nuclear-power-plants-by-alexander-s-leyzerovich/>
- [163] S. Braccio, A. Di Nardo, G. Calchetti, H. T. Phan, N. Le Pierrès, and N. Tauveron, 'Performance evaluation of a micro partial admission impulse axial turbine in a combined ammonia-water

- cooling and electricity absorption cycle’, *Energy*, vol. 278, p. 127838, Sep. 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.127838.
- [164] A. P. Weiß, T. Popp, J. Müller, J. Hauer, D. Brüggemann, and M. Preißinger, ‘Experimental characterization and comparison of an axial and a cantilever micro-turbine for small-scale Organic Rankine Cycle’, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 140, pp. 235–244, Jul. 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.05.033.
- [165] H. G. Lee, J. H. Shin, C.-H. Choi, E. Jeong, and S. Kwon, ‘Partial admission effect on the performance and vibration of a supersonic impulse turbine’, *Acta Astronaut.*, vol. 145, pp. 105–115, Apr. 2018, doi: 10.1016/j.actaastro.2018.01.025.
- [166] P. Klonowicz, A. Borsukiewicz-Gozdur, P. Hanausek, W. Kryłłowicz, and D. Brüggemann, ‘Design and performance measurements of an organic vapour turbine’, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 63, no. 1, pp. 297–303, Feb. 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.11.018.
- [167] P. Klonowicz, Ł. Witanowski, T. Suchocki, Ł. Jędrzejewski, and P. Lampart, ‘Selection of optimum degree of partial admission in a laboratory organic vapour microturbine’, *Energy Convers. Manag.*, vol. 202, p. 112189, Dec. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112189.
- [168] H. Sun, J. Qin, T.-C. Hung, H. Huang, and P. Yan, ‘Performance analysis of low speed axial impulse turbine using two type nozzles for small-scale organic Rankine cycle’, *Energy*, vol. 169, pp. 1139–1152, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2018.12.091.
- [169] S. Senoo and A. J. White, ‘9 - Analysis and design of wet-steam stages’, in *Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants*, T. Tanuma, Ed., Woodhead Publishing, 2017, pp. 165–218. doi: 10.1016/B978-0-08-100314-5.00009-9.
- [170] W. Sun, S. Chen, L. Niu, and Y. Hou, ‘Wetness loss prediction for a wet-type cryogenic turbo-expander based on 3-D numerical simulation’, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 91, pp. 1032–1039, Dec. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.08.091.
- [171] Cour des comptes, ‘Adaptation-du-parc-de-reacteurs-nucleaires-au-changement-climatique’, Mar. 2021. Accessed: Aug. 29, 2023. [Online]. Available: [https://www.ccomptes.fr/system/files/2023-03/20230321-Adaptation-du-parc-de-reacteurs-nucleaires-au-changement-climatique\\_0.pdf](https://www.ccomptes.fr/system/files/2023-03/20230321-Adaptation-du-parc-de-reacteurs-nucleaires-au-changement-climatique_0.pdf)
- [172] IRSN, ‘Réacteurs électronucléaires – EDF – Grand Chaud – Retour d’expérience de la canicule de l’été 2019’, Jan. 2020. Accessed: Aug. 29, 2023. [Online]. Available: <https://www.irsn.fr/sites/default/files/documents/expertise/avis/2020/Avis-IRSN-2020-00010.pdf>
- [173] W. Combaluzier, N. Tauveron, M. Beaughon, and S. Aldo, ‘Decision-making matrix for the selection of mixture in orc application’, presented at the ORC2023, 2023.
- [174] IRSN, ‘IRSN\_Rapport-2018-00003\_Entreposage-du-combustible-nucleaire-use’, 2018. Accessed: Sep. 18, 2023. [Online]. Available: [https://www2.assemblee-nationale.fr/content/download/68451/697338/version/1/file/IRSN\\_Rapport-2018-00003\\_Entreposage-du-combustible-nucleaire-use+\(2\).pdf](https://www2.assemblee-nationale.fr/content/download/68451/697338/version/1/file/IRSN_Rapport-2018-00003_Entreposage-du-combustible-nucleaire-use+(2).pdf)

## Annexes A – Etalonnage des capteurs de pression

L'étalonnage des capteurs de hautes et basses pression a été réalisé au sein du laboratoire avant le début de la thèse. La Figure 126 montre le polynôme d'acquisition du capteur haute pression tandis que la Figure 127 montre le polynôme d'acquisition du capteur base pression.

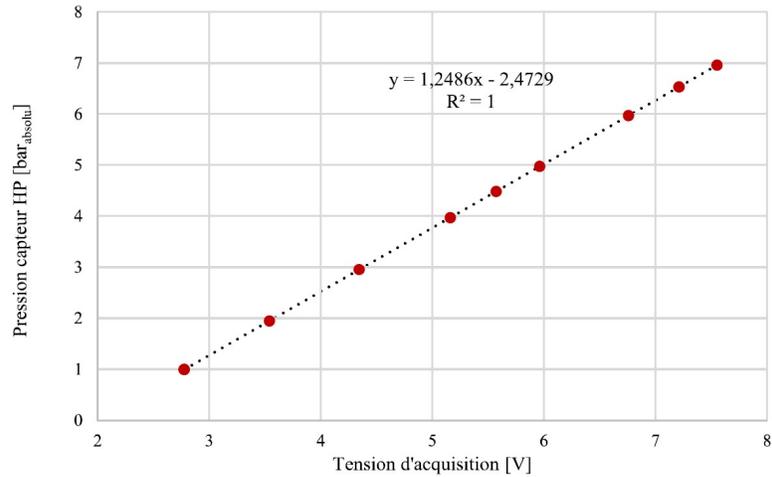


Figure 126 : Polynôme d'acquisition du capteur haute pression

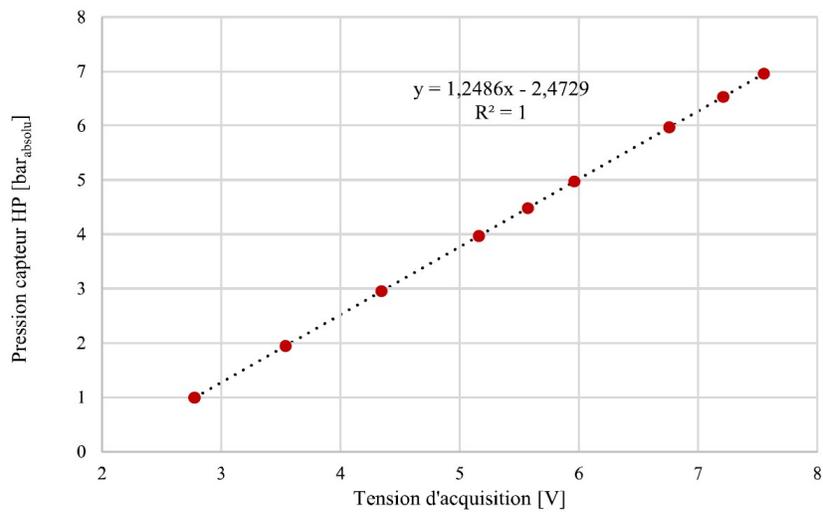


Figure 127 : Polynôme d'acquisition du capteur basse pression

## **Annexes B – Etalonnage des débitmètres**

3 débitmètres sont présents sur la boucle expérimentales AMORCE\_2 :

- Un débitmètre électromagnétique (source froide)
- Un débitmètre vortex (source chaude)
- Un débitmètre Coriolis (fluide de travail)

Leur étalonnage é été réalisé par des organismes externes au CEA. Leur certificat d'étalonnage est présenté si dessous.

## Source froide - débitmètre électromagnétique



Étalonnages et vérifications en :  
Pression Température Débitmètre

# CERTIFICAT D'ÉTALONNAGE N° 025/DL/0718

Chaîne 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  
Étalon : Débitmètre à effet Coriolis Micro Motion CMF 025 n° 14227085  
Certificat COFRAC n° L1716451G du 12/04/2017  
Incertitude:  $\pm 0,042\%$  du débit  
Acquisition: Multimètre AOIP PJ 6301 n° D9805739-010 1 L8  
Certificat COFRAC n° 2218221000020CA du 23/04/2018  
Incertitude ( calibre 60 mA ) :  $\pm ( 1,7 \cdot 10^{-5} )$

### 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 montées.

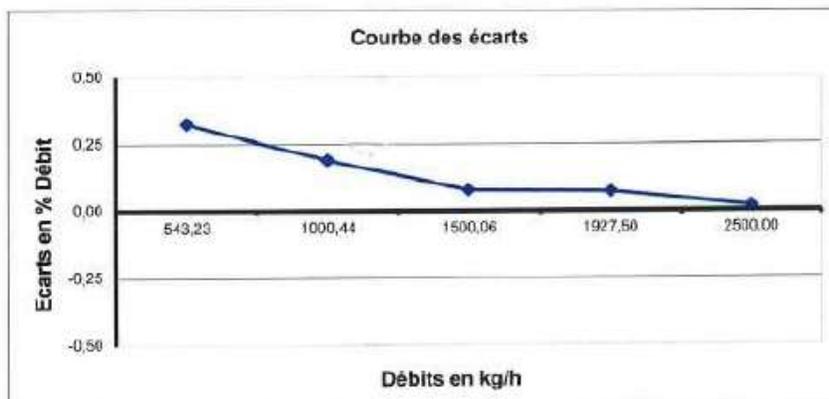
ZI Broteau Nord - 69540 IRIGNY - Tél : 04 78 51 47 50 - Fax : 04 78 51 59 96  
E-mail : [servinstrumentation@servinstrumentation.fr](mailto:servinstrumentation@servinstrumentation.fr) - <http://www.servinstrumentation.fr>

SIRET 338 504 962 00030 - APE 516R - FR 73 338 504 961

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	7,468	545,00	1,77	<b>0,33</b>	0,23
1000,44	10,415	1002,34	1,90	<b>0,19</b>	0,42
1500,06	13,608	1501,25	1,19	<b>0,08</b>	0,63
1927,50	16,345	1926,91	1,41	<b>0,07</b>	0,81
2500,00	20,003	2500,47	0,47	<b>0,02</b>	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

Source chaude débitmètre vortex



*cf. cc mairie sur document  
1/1/2018 sur 50/50  
2/2/18  
D = 5,700 - 7,5150*

**CERTIFICAT D'ÉTALONNAGE**  
**N° 008/DL/1218**

Chaîne d'étalonnage raccordée aux étalons nationaux

**Client:** CEA GRENOBLE GRETh  
17 rue des Martyrs  
38054 GRENOBLE

**Instrument étalonné:**

Appareil : Débitmètre vortex  
Marque : ENDRESS et HAUSER  
Type : Proxifl 72  
Numéro de série : 78048002000C  
Numéro de repère : CADB0178  
Etendue de mesure : 0 à 30 l/min  
Signal de sortie : 4 à 20 mA

**Conditions d'étalonnage:**

Date d'étalonnage : 11/12/2018  
Opérateur : B. CANARD  
Nature du fluide utilisé : Eau  
Température du fluide : 19,9°C  
Débit étalon : Débitmètre à effet Coriolis Micro Motion CMF 025 n° 14227085  
Certificat COFRAC n° L1816451H du 23/04/2018  
Incertitude :  $\pm 0,042\%$  du débit  
Acquisition : Multimètre AOIP PJ 6301 n° D9805739-010 | L8  
Certificat COFRAC n° 221822100020CA du 23/01/2018  
Incertitude ( calibre 60 mA ) :  $\pm ( 1,7 \cdot 10^{-5} )$

**Méthode d'étalonnage:**

L'étalonnage est effectué par comparaison entre l'instrument de référence et l'instrument à étalon conformément à la procédure d'étalonnage AQ-PE-DL.  
L'étalonnage est réalisé sur un cycle de 6 points montée.

Responsable du laboratoire  
Sandrine LUCERINO

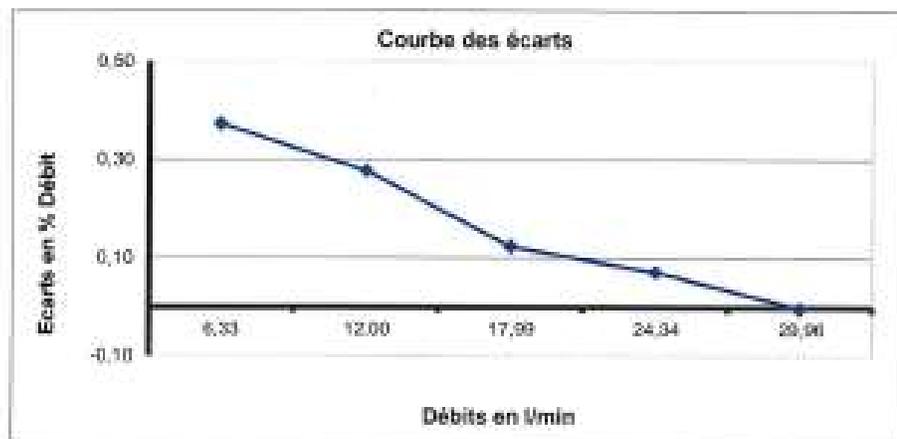
23 Bureau Nord - 49540 BRIGNY - Tél : 04 78 51 47 58 - Fax : 04 78 51 59 56  
E-mail : serviceinstrumentation@serviceinstrumentation.fr - http://www.serviceinstrumentation.fr

SIRET 338 584 962 00039 - APE 816K - FR 33 338 584 962

Tableau numérique des résultats:

Débit étalon l/min	Signal de sortie m.A	Débit équivalent l/min	Ecart l/min	Ecart % Débit	Incertitude l/min
0,000	3,889	0,00	0,00		0,000
6,326	7,366	6,35	0,02	0,37	0,003
11,995	10,415	12,00	0,03	0,28	0,005
17,991	13,607	18,01	0,02	0,12	0,006
24,341	16,991	24,36	0,02	0,07	0,010
29,850	19,970	29,96	0,00	0,00	0,009

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, moyennage, conditions d'environnement, contribution de l'instrument (étalon).



Responsable laboratoire  
 Sandrine LUCERINO



**Motif de l'envoi (shipping reason) :**

Etalonnage

**Etat du matériel avant intervention (Instrument status before operation) :****Nature de l'intervention réalisée (Operation type) :**

Etalonnage

**Etat du matériel après intervention (Instrument status after operation) :****Conditions d'environnement (Environmental conditions) :**

Température : (20 ± 2) °C

Hygrométrie : (50 ± 20) %HR

**Liste des étalons utilisés (Reference equipments) :**

Désignation (Description)	Marque (Manufacturer)	Modèle (Model)	Identification	Validité (Validity)	Document
Jauge de volume	RUJALT BARON	10L-A-FENETRE	11527	01/10/2021	FR204016904
Calibrateur	AOIP	CALYS1500	13443	08/03/2022	FR211002481
Compteur-fréquence-mètre	/	UME181	13525C	25/09/2021	FR203914701
Jauge de volume	RUJALT BARON	50L-A-FENETRE	9740	01/10/2021	FR204016899

**Procédure(s) utilisée(s) (Procedure(s) used) :** PT-08Q-13-B**Informations complémentaires sur l'intervention (Additional informations) :** Applicatif d'attachement de document interne version 2.1

Etalonné en laboratoire par (Calibrated by) Berthoult Lilian

Le 18/03/2021

# Annexes C – Etalonnage des thermocouples

## Thermocouple circuit fluide de travail, source froide et circuit source chaude évaporateur à plaques

Les thermocouples du circuit fluide de travail, source froide et source chaude (évaporateur immergé) proviennent tous du même lot acheté en début de thèse. De ce fait un étalonnage au sein du laboratoire n'a pas été réalisé.

## Cannes de thermocouples cuve d'eau

Afin d'instrumenter la cuve d'eau, des cannes de thermocouples ont été acheté près monté. Leur certificat d'étalonnage est présenté si dessous.

CERTIFICADO DE INSPECCIÓN según EN 10204 – 3.1  
INSPECTION CERTIFICATE according to EN 10204 – 3.1

**WIKAI**

Cliente: WIKAI Instruments, SARL  
Customer: 17 Rue des Martyrs  
38054 GRENOBLE CEDEX 9  
Francia

Nº Certificado: 5637910763-0710

Página: 1 de 1  
Page: 1 of 1 page(s)

Pedido Nº: CF471992  
Order No.

Fecha: 03/02/2022 15:40:40  
Order date:

WIKAI Nº de pedido: SO22001842  
WIKAI commission:

Pos: 3,00 Código: 48810117  
Pos: 3,00 Ident No: 48810117

Descripción: TC97  
Description:

Cantidad: 2,00 Tipo: TC97  
Quantity: 2,00 Type:

Nº de serie: WO22001795/L1  
Serial No:

Transmisor / Transmitter:  
Modelo - Nº de serie: N/A  
Type - Serial No:

Rango:  
Range:

Procedimiento de calibración / Calibration procedure:  
La calibración se ha llevado a cabo mediante comparación con una sonda patrón calibrada  
The calibration has been carried out by comparison measurement against a calibrated standard thermometer.

Resultado de la calibración / Calibration results:

Temperature in °C	Thermovoltage in °C	Thermovoltage in mV	Error in mV	Error in K	Uncertainty in K (k=2)
-0.014	-0.142	-0.0055	-0.005	-0.134	1.5
49.958	49.923	2.0324	-0.001	-0.038	1.5
100.128	100.148	4.2854	0.001	0.020	1.5

El objeto de calibración está cumpliendo los datos técnicos proporcionados por el fabricante  
Object keeps the specifications

Equipo de medición utilizado / Measurement-Equipment in use:

Testing device	Type	Serial no.
Termómetro de precisión multifuncional	CTR3000	1A00P1134HA
Termómetro de resistencia patrón	PT 100/4h	12 101 114168 133-2
Termómetro de resistencia patrón	PT 100/4h	12 101 114168 133-3
Termómetro de resistencia patrón	PT 100/4h	493089-10-1

Medios isotermos / Heat sources in use:

Heat source	Type	Serial no.
Ice point	/	/
Calibration bath with silicone oil	CTB 9220	111206096
Dry Well Calibrator	CTD9100	1106286
Calibration bath with silicone oil	CTB9430	111243002
Calibration bath with silicone oil	CTB9220	12004041134001

Condiciones ambientales / Environmental conditions:  
Temperatura ambiente: 22°C ± 2 °C  
Ambient temperature:

Humedad relativa 50% ± 20 %  
Relative humidity:

Instrumentos WIKAI, S.A.U.  
Sabadell, 25 03 2022

Experto técnico: Carles Soler  
Company expert:

Comprobado por: F. Cardona  
Tested by:

Fue realizado automáticamente, no necesita firma / Was created automatically, needs no signature (EN10204/5)

## Annexes D – Coefficients polytropiques du HFE7100 et du Novec649™

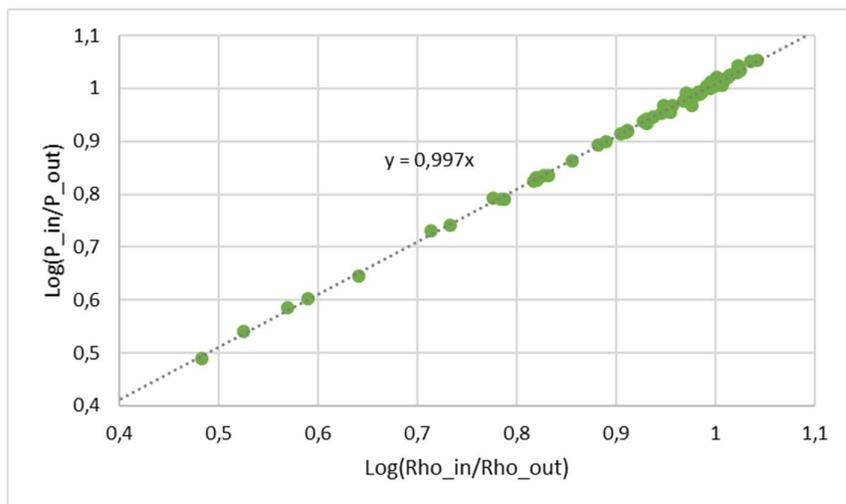


Figure 128 : Coefficients polytropiques du fluide de travail HFE7100

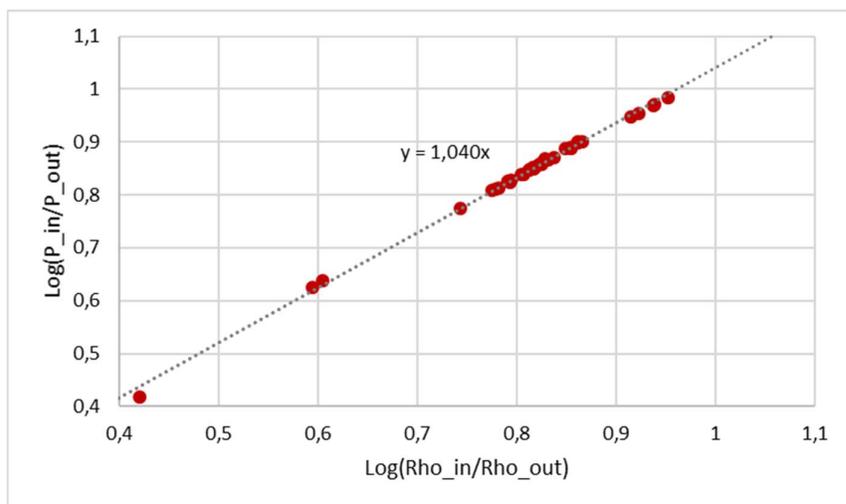


Figure 129 : Coefficients polytropiques du fluide de travail Novec649™

## Annexes E – Tailles standards de tubes

Tableau 29 : Tableau des pressions maximum en bar pour des tubes en acier inoxydable – 316 L (Entreprise INOXTUBE)

Ø Extérieur	Epaisseur	20°C	100°C	150°C	200°C	250°C	300°C	350°C	400°C
1,59	0,30	377	334	304	280	263	243	233	226
3,00	0,50	400	354	322	297	279	258	247	240
3,00	1,00	800	708	644	594	558	516	494	480
3,17	0,51	388	343	312	288	271	250	240	233
3,17	0,71	577	511	464	428	403	372	357	346
3,17	0,89	653	578	525	485	456	421	403	392
4,00	0,50	300	265	241	223	209	193	185	180
4,00	1,00	600	531	483	445	419	387	371	360
4,76	0,89	435	385	350	323	303	280	269	261
5,00	0,50	240	212	193	178	167	155	148	144
5,00	1,00	480	425	386	356	335	309	297	288
6,00	0,50	200	177	161	148	140	129	124	120
6,00	1,00	400	354	322	297	279	258	247	240
6,00	1,50	650	575	523	482	454	419	402	390
6,35	0,71	288	255	232	214	201	186	178	173
6,35	0,89	326	288	262	242	227	210	201	196
6,35	1,24	491	435	395	365	343	317	304	295
6,35	1,65	685	606	551	508	478	441	423	411
8,00	0,50	150	133	121	111	105	97	93	90
8,00	1,00	300	265	241	223	209	193	185	180
8,00	1,50	488	431	392	362	340	314	301	293
8,00	2,00	675	597	543	501	471	435	417	405
9,00	0,50	133	118	107	99	93	86	82	80
9,00	1,00	267	236	215	198	186	172	165	160
9,52	0,89	217	192	175	161	152	140	134	130
9,52	1,24	327	290	263	243	228	211	202	196
9,52	1,65	456	404	367	339	319	294	282	274
10,00	0,50	120	106	97	89	84	77	74	72
10,00	1,00	240	212	193	178	167	155	148	144
10,00	1,50	390	345	314	289	272	251	241	234
10,00	2,00	540	478	434	401	377	348	334	324
10,20	2,00	529	468	426	393	369	341	327	318
12,00	0,50	100	88	80	74	70	64	62	60
12,00	1,00	200	177	161	148	140	129	124	120
12,00	1,50	325	287	261	241	227	209	201	195
12,00	2,00	450	398	362	334	314	290	278	270
12,70	0,89	163	144	131	121	114	105	101	98
12,70	1,24	246	217	198	182	171	158	152	147
12,70	1,65	343	303	276	254	239	221	212	206
12,70	2,11	449	397	361	333	313	289	277	269

## Résumé

Ce travail s'inscrit dans le cadre de la mise au point de systèmes passifs dans l'architecture de systèmes de sauvegarde de réacteurs à eau pressurisés (REP) avancés.

Lors de l'arrêt de la réaction nucléaire au sein du cœur du réacteur, les produits de fission présents dans le cœur continuent de produire de la chaleur : il s'agit de la puissance résiduelle du cœur du réacteur. Une solution pour évacuer cette puissance consiste à venir utiliser une grande quantité d'eau placée en hauteur, qui par convection naturelle, va permettre d'évacuer cette chaleur résiduelle : on parle de condenseurs passifs de sûreté. On dispose ainsi de volumes d'eau très importants qui s'échauffent jusqu'à ébullition et pendant une durée relativement longue.

L'idée motrice est donc d'utiliser une partie de l'énergie stockée dans ce volume d'eau bouillante pour servir de source chaude à un cycle thermodynamique au travers d'un échangeur de chaleur immergé. La puissance produite par le cycle permettra d'alimenter en électricité et de façon autonome divers organes utiles au fonctionnement, en complément de moyens existants.

Cette problématique rejoint un enjeu majeur de l'efficacité énergétique : celui de la valorisation de la chaleur fatale industrielle ou renouvelable (biomasse, solaire, géothermale) à faible et moyenne température (<150°C) en électricité. Une solution possible pour exploiter cette chaleur est l'utilisation d'un cycle de Rankine à fluide organique (ORC), système mis en œuvre tant à l'échelle du laboratoire qu'à l'échelle industrielle depuis une dizaine d'années.

Deux singularités liées au contexte de ce travail résident dans la nature de la source chaude et dans l'exigence de fiabilité et de robustesse de ce système ; ces deux difficultés majeures s'ajoutent aux contraintes habituellement demandées à ce type de cycle : maximisation de la performance énergétique, respect de l'environnement et minimisation de l'encombrement.

L'objectif de la thèse a été d'étudier le comportement de ce système complexe basé sur un cycle ORC, par une approche associant la modélisation et de l'expérimentation, et ainsi d'apporter une contribution à la démonstration de fiabilité de la solution retenue. De façon plus précise, un modèle théorique a permis de dimensionner un banc d'essais expérimental représentant le couplage entre un ORC et une cuve d'eau bouillante. Ainsi a été étudiée expérimentalement le fonctionnement satisfaisant du cycle ainsi que son adaptabilité à certaines conditions hors nominales telles que l'augmentation de la température de source froide, la présence de gouttelettes de liquide en entrée de la turbine ou encore les conséquences d'une variation de la quantité de fluide de travail dans le circuit ORC. L'ensemble de ces critères off-design ont démontré une fiabilité intéressante des ORC dans la gamme étudiée et ce, pour plusieurs fluides de travail (Novec649, HFE7100). Des études d'architecture propres au couplage ORC et cuve d'eau ont aussi été menées, notamment sur la position de l'évaporateur immergé dans la cuve et sur la variation de puissance imposée.

L'ensemble de ces résultats expérimentaux ont permis de valider les modèles théoriques et les simulations numériques réalisées avec le logiciel EES. Ces modèles, ont enfin permis de réaliser un dimensionnement à l'échelle industrielle de l'ORC ainsi que de proposer des recommandations. Celles-ci portent notamment sur le choix du fluide de travail au travers d'une analyse multicritère et sur l'architecture du couplage ORC et piscine condenseur.

Mots clefs : Sûreté nucléaire, valorisation de chaleur résiduelle, cycle organique de Rankine

## Abstract

This work contributes to the design of passive backup systems for pressurized water reactors (PWRs) in use today.

The reactor core residual power is the heat produced by the fission products left over after the nuclear reaction in the core has stopped. Passive safety condensers are one method for eliminating this power by using a large amount of water placed very high up, allowing residual heat to be removed naturally through convection. This uses a large amount of water that takes a long time to heat up to boiling temperature.

The fundamental concept is to use a portion of the energy contained in this volume of boiling water as a heat source for a thermodynamic cycle through an immersed heat exchanger. The cycle power output will be used to supplement existing resources by providing electricity to various operating components on its own.

The conversion of low and medium-temperature ( $< 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) industrial or renewable (biomass, solar, geothermal) waste heat into electricity is a key challenge in energy efficiency. The organic Rankine cycle (ORC), which has been used on both laboratory and industrial scales for about ten years, is one potential method for capturing this heat.

The nature of the hot source and the requirement for robustness and reliability in the system are two peculiarities related to the context of this work. In addition to the typical constraints imposed on this type of cycle, such as maximizing energy performance, respecting the environment, and minimizing space requirements.

The purpose of the thesis was to investigate the behaviour of this complex system based on an ORC cycle using a methodology that combined modelling and experimentation, and thereby contribute to proving the validity of the selected approach. More specifically, an experimental test bench simulating the coupling between an ORC and a boiling water tank was dimensioned using a theoretical model. Thus, the satisfactory operation of the cycle and its adaptability to specific non-nominal conditions, such as an increase in the cold source temperature, the presence of liquid droplets at the turbine inlet, or the effects of a the working fluid charge in the ORC circuit, were both experimentally investigated. The ORC in the studied range have proven to be extremely reliable for a number of working fluids (Novec649<sup>TM</sup>, HFE7100) based on all of these off-design criteria. Architectural studies that were specifically focused on the coupling of ORC and water tank were also completed, with particular attention paid to the position of the evaporator immersed in the tank and the imposed power variation.

All of these experimental findings aided the numerical simulations and theoretical models of the EES software. Finally, using these models allowed us to size the ORC on an industrial scale and make suggestions. These are specifically related to the ORC and condenser pool coupling architecture, as well as the multi-criteria analysis used to select the working fluid.

Keywords: Nuclear power safety, decay heat recovery, organic Rankine cycle