



HAL
open science

Étude de la production d'électricité à partir de l'énergie thermique des mers à l'île de la Réunion : modélisation et optimisation du procédé

Frantz Sinama

► **To cite this version:**

Frantz Sinama. Étude de la production d'électricité à partir de l'énergie thermique des mers à l'île de la Réunion : modélisation et optimisation du procédé. Autre. Université de la Réunion, 2011. Français. NNT : 2011LARE0025 . tel-00873263

HAL Id: tel-00873263

<https://theses.hal.science/tel-00873263>

Submitted on 15 Oct 2013

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.

UNIVERSITE DE LA REUNION

ECOLE DOCTORALE STS

THESE

Pour obtenir

LE GRADE DE DOCTEUR

Spécialité Génie Civil, Energétique et Environnement

**Etude de la production d'électricité à partir de
l'Energie Thermique des Mers à l'île de La
Réunion : Modélisation et optimisation du procédé**

Thèse dirigée par le Dr. Franck LUCAS

FRANTZ SINAMA

Soutenue publiquement le 07 décembre 2011

Composition du jury :

Rapporteurs :	S. MAURAN	Professeur, Université de Perpignan
	P. STOUFFS	Professeur, Université de Pau et des Pays de l'Adour
Examineurs :	V. GUENARD	Ingénieur Energies Marines, ADEME
	J. CASTAING- LASVIGNOTTES	Maitre de Conférences, Université de la Réunion
	F. GARDE	Professeur, Université de La Réunion
	F. LUCAS	Maitre de Conférences HDR, Université de La Réunion

À mes Parents

À Radia

À tous ceux qui ont toujours été présents ...

«J'aurais pu, en effet, en établissant un circuit entre des fils plongés à différentes profondeurs, obtenir de l'électricité par la diversité des températures qu'ils éprouvaient »

(« Vingt mille lieues sous les mers », Jules Verne)

Remerciements

Ce travail a été mené au sein du Laboratoire de Physique et Ingénierie Mathématique appliquées à l'Énergie et à l'environnement (PIMENT) de l'Université de La Réunion, et en particulier au sein du département Génie Civil de l'IUT de Terre Sainte. Je tiens tout d'abord à remercier Monsieur le Professeur Philippe LAURET ainsi que tous les autres membres de l'équipe pour m'avoir accueilli au sein du laboratoire. Merci à Carole et Jean Bernard, pour leur aide et leur patience concernant les « dossiers de missions ».

J'ai pu bénéficier du soutien financier de la Région Réunion au travers du Fonds Social Européen. Je tiens donc à adresser mes remerciements aux membres de cet organisme et aux services associés, le PRERURE et l'ARER.

J'exprime toute ma gratitude au Docteur Franck LUCAS, Maître de conférences et Habilité à Diriger des Recherches à l'Université de la Réunion pour la confiance qu'il m'a témoignée en me donnant ce sujet de thèse. Ses conseils et sa disponibilité ont été pour moi un soutien précieux durant ses trois dernières années. Un grand merci à lui pour m'avoir fait découvrir le monde de la recherche depuis mon projet de fin d'études de DUT en passant par mes stages de Master.

Je tiens également à remercier le Professeur François GARDE, de l'Université de La Réunion, qui m'a encadré lors de ma première année de thèse, avant que Franck reprenne officiellement le flambeau. Merci d'avoir accepté de participer à mon jury de thèse.

Je suis sensible à l'honneur que m'ont fait Monsieur le Professeur Sylvain MAURAN du laboratoire PROMES-CNRS de l'Université de Perpignan et Monsieur le Professeur Pascal STOUFFS, du laboratoire LaTep de l'Université de Pau et Pays de l'Adour pour avoir accepté d'examiner ce travail, d'en être les Rapporteurs et de me faire part de leurs observations constructives.

Je tiens à adresser ma plus sincère reconnaissance à Vincent GUENARD et Jean CASTAING-LASVIGNOTTES pour avoir accepté de faire partie de ce jury.

Je voudrais également remercier ceux qui ont contribué à ce travail au travers des nombreux échanges que j'ai pu avoir avec eux. Je pense à Aurélie, Boris, Blaise, Olivier, Marie, Eric, Graziella, Shaan, Maïmouna et aux Maîtres de conférences Jean-Philippe, Mathieu et Dominique. Je remercie aussi Matthieu Martins, pour son aide précieuse sur la modélisation et l'analyse exergétique lors de son post-doc au sein du laboratoire. Merci Matthieu, j'espère pouvoir travailler avec toi dans un avenir proche et « Allez l'OM ! ».

Je pense à Michel BERNIER, son collègue Mickeal KUMMERT et tous les étudiants de Michel en thèse (8 doctorants !), lors de mon séjour à l'école Polytechnique de Montréal ; à Driss STITOU et ses collègues du laboratoire PROMES lors de mon bref passage à Perpignan ; à Thierry BOUCHET, Brice HERMANT, Christophe ROYNE, Aurélien BOUHIER, Jean Francois LE BERT et toute l'équipe de la BU propulsion de DCNS pour m'avoir accueilli à Nantes sur l'étude et les premiers essais du PAT. Comment ne pas remercier les stagiaires que j'ai pu suivre et encadrer, et qui ont pu m'aider pour mon travail de thèse. Merci donc à François ROIGNANT et Hélène OLLIVIER, j'espère vous avoir donné goût à la recherche.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance à Luis VEGA, Gérard NIHOUS, Jan WAR, Patrick TAKAHASHI et Yasuyuki IGEKAMI, experts dans cette thématique, pour les différents échanges que nous avons eu au travers du programme de recherche « Deep Blue ». ETM, « the blue revolution ».

J'aimerais aussi adresser mes remerciements à toute l'équipe pédagogique et administrative du Département Génie Civil de l'IUT de Saint Pierre, où j'ai pu effectuer mes premiers pas dans l'enseignement. En tant qu'ancien étudiant de DUT au département, j'ai pu en comprendre toutes les subtilités en passant de l'autre côté de la barrière. J'exprime donc ici ma profonde gratitude aux membres et ex-membres du Département GC : Jean-Luc, Frédéric, Philippe, Laetitia, Christophe, François, Hubert, Karine, Nadine, Justie, Flavie, Isabelle, Jean-François, Gilles, Régis.

Je tiens à adresser également mes remerciements aux personnels administratifs et pédagogiques de l'IUT avec qui j'ai pu travailler et échanger. Merci donc à Sophie, Thierry, Cécile, Richard, Sébastien, Fred, Séverine, Thomas, Teddy et tous les autres.

Je pense aussi aux collègues du bâtiment à énergie positive de l'IUT et en particulier à Alain, Patricia et Michel pour leurs encouragements et leur aide précieuse.

Comment ne pas rendre hommage à mes Parents, qui m'ont soutenu depuis toutes ces années. Je remercie également toute ma famille qui a su me donner du courage dans les moments difficiles et merci à vous là haut.

Enfin, je pense à toi, Radia. Merci pour ta patience, tes sacrifices et la compréhension dont tu as fait preuve pendant ces trois années. Ton soutien a été d'un grand secours pour moi, ma « little ».

Résumé

L'Énergie Thermique des Mers (ETM) offre une alternative intéressante pour la réduction de l'utilisation des énergies fossiles, dans l'objectif d'une autonomie énergétique. En utilisant le gradient de température présent entre l'eau de surface (entre 23 et 28 °C) et l'eau en profondeur (environ 5°C à 1000 m), il est possible de produire de l'électricité grâce à un cycle thermodynamique. Les expérimentations sont peu nombreuses à l'heure actuelle, en raison d'un coût relativement élevé. Une approche fondamentale est donc développée avec la création de modèles numériques en régime permanent et dynamique.

Le modèle en régime statique a été développé à partir d'une description mathématique simplifiée des composants du cycle. Ce modèle permet une évaluation globale des performances du système, incluant le prélèvement et le rejet de l'eau de mer ainsi que le cycle thermodynamique, dans le but de proposer un outil de dimensionnement. À partir de la puissance électrique souhaitée, le dimensionnement est effectué en tenant compte du design des échangeurs, des pertes de charge (pour déterminer la puissance des auxiliaires) et du gradient de température. Ces éléments permettent de modéliser le cycle et d'estimer la puissance nette récupérable. À partir de la modélisation statique, un modèle dynamique a été établi en appliquant la méthode des systèmes équivalents de Gibbs. Cet outil permet de décrire les phases de démarrage et d'arrêt, d'étudier la modulation de la puissance électrique délivrée au réseau et d'optimiser le cycle.

Les résultats de simulations des différents modèles sont confrontés à la littérature et à des données expérimentales, afin d'avoir des éléments de validation. Par rapport à la littérature, les modèles permanent et dynamique ont un écart maximal de 0,1°C sur les températures et de 5 % sur les puissances électriques. Par rapport aux données expérimentales obtenues sur un pilote à terre, les écarts maximaux sont de 0,1 °C sur les températures et de 0,1 bar sur les pressions. Ces écarts restent faibles et proviennent de la précision des capteurs de mesures ou des propriétés thermodynamiques des fluides utilisés. Le modèle en régime dynamique est comparé à une séquence de mesures et révèle une adéquation sur les températures. Ces confrontations permettent donc de montrer la bonne cohérence des modèles en régime

permanent et dynamique. L'un des intérêts du modèle en régime dynamique est la possibilité d'effectuer une analyse de type « premier et second principe » du système.

Une optimisation du fonctionnement du cycle est réalisée à partir de cette analyse. Des pistes d'améliorations sont proposées, afin d'augmenter les performances de l'installation expérimentale à terre et d'une centrale ETM de 10 MW. La puissance nette de sortie dépend principalement de la température d'eau chaude. Celle-ci variant de 23 à 28°C à La Réunion, le design des échangeurs ou la régulation des débits sont donc des paramètres très influents sur le cycle, car ils impactent directement la puissance délivrée par la turbine ou la puissance consommée par les auxiliaires. Un compromis est proposé entre la régulation et le design afin d'augmenter à la fois la puissance nette, le coefficient de performance « BWR » (rapport entre la puissance nette et la puissance électrique délivrée par la turbine) ou le rendement exergetique, en diminuant la destruction d'exergie dans ces éléments. L'optimisation est réalisée grâce au couplage du modèle dynamique avec l'outil Genopt. La méthode utilisée permet d'optimiser des paramètres d'entrées comme le débit, afin de maximiser la puissance nette et les différents rendements.

L'approche fondamentale propose donc d'étudier le fonctionnement global d'une installation ETM. Les conditions d'opération du procédé variant au cours de l'année, il est nécessaire d'optimiser les paramètres du cycle afin d'avoir une performance la plus élevée possible. La démarche d'optimisation est appliquée à une installation pilote à terre. Elle pourra, par la suite, être extrêmement utile pour le développement de la technologie ETM à une échelle plus démonstrative en proposant une optimisation d'une installation réelle. Les outils numériques développés permettront, par ailleurs, d'élaborer des stratégies de contrôle des installations.

Mots clés : Energie Thermique des Mers, Production d'électricité, Energie Renouvelable, Modélisation, Analyse exergetique.

Abstract

Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) offers an interesting alternative for reducing the use of fossil fuels for energy generation, with the goal of increasing energy independence. Using the temperature gradient present between the surface water (23°C to 28°C) and deep water (approximately 5°C at 1000m), it is possible to produce electricity through a thermodynamic cycle. At present, the experiments are limited due to a relatively high cost. A fundamental approach is developed with the creation of numerical models in steady and dynamic state.

The model in steady state has been developed from a simplified mathematical description of the components of the cycle. This model allows for an overall assessment of system performance including the withdrawal and discharge of the sea water, as well as the thermodynamic cycle in order to create a design tool. From the electrical output power required, the design is made taking into account the heat exchangers design, the pressure losses (to determine the power of the auxiliary), and the temperature gradient. These elements are used to model the cycle and to estimate the recoverable net power. From the static model, a dynamic model was established using the method of the equivalent Gibbs systems. This tool is used to describe the start-up and shutdown, to study the modulation of the electrical power delivered to the network and to optimize the cycle.

The simulation results of the different models are confronted with the literature and experimental data in order to have points of validation. Compared to the literature, the permanent and dynamic models have a maximum deviation of 0.1°C on temperatures and 5% on electrical power calculated in the simulations. Compared to experimental data obtained on a pilot study installed in the laboratory, the maximum deviations are 0.1°C on temperature and 0.1 bar on pressure in the simulations. These differences are small and come from the sensor measurements accuracy or the thermodynamic properties of fluids. The model under dynamic conditions is compared to a measurement sequence and reveals a consistency of temperatures. These confrontations can therefore show a good consistency of the model in

steady and dynamic states. One of the advantages of the model under dynamic conditions is the ability to perform an analysis of the "first and second principle" of the system.

Optimization of the operation is carried out from this analysis. Possible improvements are proposed. An optimization of the cycle operation is carried out from this analysis. Some possible improvements are proposed to increase the performance of the onshore experimental bench and a 10MW OTEC power plant. The net power output depends mainly on the temperature of hot water. This varies from 23°C to 28°C around Reunion Island. The heat exchangers design or the flow regulation are influential parameters on the cycle because they directly affect the power delivered by the turbine or the power consumed by the auxiliary systems. A compromise is suggested between the regulation and the design to increase both the net power, the coefficient of performance "BWR" (ratio of net power and the power delivered by the turbine) and the exergy efficiency, by reducing the exergy destruction in these elements. The optimization is done by coupling the dynamic model with the tool Genopt. The utilized method permits to optimize the input parameters, such as the flow rate, in order to maximize the net power and the different efficiencies.

The fundamental approach therefore proposes to review the overall operation of an OTEC power plant. The operating conditions of the process vary during the year and it is necessary to optimize the cycle parameters in order to have the highest possible performance. Thereafter, it will be extremely useful for the development of the OTEC technology for a more conclusive scale by proposing an optimization of a real installation. The optimization approach is applied to a pilot plant on the ground. The numerical tools developed will permit in addition to develop strategies to control of the power plants.

Keywords: Ocean Thermal Energy Conversion, Electricity Production, Renewable Energy, Modelling, Exergetic Analysis, Optimization.

Tables des matières

INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE I. : ÉTAT DE L'ART SUR L'ENERGIE THERMIQUE DES MERS.....	5
I.1 INTRODUCTION	6
I.2 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU CYCLE ETM	10
I.2.1 Les cycles de base.....	10
I.2.2 Les cycles dérivés	11
I.2.3 Les sources.....	15
I.3 ÉTAT DE L'ART SUR L'ETM	17
I.3.1 Historique	17
I.3.2 Recherche récentes	20
I.4 CONCLUSIONS GENERALES.....	29
CHAPITRE II. : MODELISATION DU CYCLE FERME DE RANKINE APPLIQUE A L'ENERGIE	
THERMIQUE DES MERS	31
II.1 INTRODUCTION	32
II.2 MODELISATION DES DIFFERENTS COMPOSANTS DE L'INSTALLATION EN REGIME PERMANENT.....	34
II.2.1 Echangeurs.....	34
II.2.2 Turbo-alternateur.....	40
II.2.3 Pertes de charge.....	40
II.2.4 Pompes	41
II.2.5 Implémentation du modèle	42
II.3 MODELISATION EN REGIME DYNAMIQUE : SYSTEME EQUIVALENT DE GIBBS.....	44
II.3.1 Principe	44
II.3.2 Application de la méthode : Evolution en dynamique de l'évaporateur/condenseur	45
II.3.3 Calcul de l'état extensif du système équivalent (m_k , U, S).....	47
II.3.4 Résolution numérique.....	52
II.3.5 Implémentation du modèle dynamique.....	56
II.4 CONCLUSION	58
CHAPITRE III. : RESULTATS ET ELEMENTS DE VALIDATIONS	59
III.1 INTRODUCTION	60
III.2 COMPARAISON INTERMODELE.....	62

III.2.1	Comparaison avec le modèle EES_{per}^{100kw}	63
III.2.2	Comparaison avec le modèle $Delphi_{per}^{100kw}$	65
III.2.3	Conclusion sur la comparaison intermodèle.....	67
III.3	VALIDATION EXPERIMENTALE.....	68
III.3.1	Présentation de l'installation.....	68
III.3.2	Analyse des premiers résultats expérimentaux.....	73
III.3.3	Confrontation des modèles avec les données expérimentales en régime permanent.....	76
III.3.4	Comparaison avec le modèle EES_{per}^{15kw}	77
III.3.5	Comparaison avec le modèle $Delphi_{per}^{15kw}$	78
III.3.6	Confrontation du modèle $Delphi_{dyn}^{15kw}$ avec les données expérimentales en régime dynamique 80	
III.4	DIMENSIONNEMENT ET SIMULATION D'UNE CENTRALE DE 10 MW	83
III.4.1	Objectifs.....	83
III.4.2	Principe de dimensionnement	84
III.4.3	Résultats et Analyse	86
III.5	CONCLUSION	87
CHAPITRE IV. ANALYSE EXERGETIQUE ET OPTIMISATION DU PROCEDE		89
IV.1	INTRODUCTION	90
IV.2	DEMARCHE POUR L'ANALYSE EXERGETIQUE DU PROCEDE.....	91
IV.2.1	Présentation des cycles étudiés.....	92
IV.2.2	Bilan d'énergie	93
IV.2.3	Bilan d'exergie.....	95
IV.2.4	Rendement exergetique.....	100
IV.3	ETUDES DES CYCLES DE RANKINE ET ETM INITIAUX	102
IV.3.1	Cycle de Rankine.....	102
IV.3.2	Cycle ETM.....	105
IV.3.3	Synthèse des analyses.....	107
IV.4	OPTIMISATIONS DU CYCLE ETM.....	107
IV.4.1	Utilisation de l'outil Genopt : Couplage avec Delphi.....	107
IV.4.2	Courbes de pertes de charge des pompes d'eau de mer	110
IV.4.3	Étude de sensibilité sur le pincement des échangeurs	111
IV.4.4	Optimisation de l'efficacité des échangeurs.....	117

IV.4.5	<i>Étude de sensibilité sur la température d'eau chaude</i>	123
IV.5	SYNTHESE DU CHAPITRE	125
	CONCLUSION GENERALE	129
	RÉFÉRENCES	134
	ANNEXES	139
	ANNEXE 1 : PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DE L'AMMONIAC	141

Nomenclature

A	<i>Affinité d'évaporation/condensation</i>	$J \cdot kg^{-1}$
C	<i>Condenseur</i>	-
c_p	<i>Capacité thermique à pression constante</i>	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
c_v	<i>Capacité thermique à volume constant</i>	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
D	<i>Diamètre</i>	m
dt	<i>Pas de temps</i>	s
e	<i>Epaisseur</i>	m
E_{CL}	<i>Evaporateur chaleur latente</i>	-
E_{CS}	<i>Evaporateur chaleur sensible</i>	-
g_0	<i>Accélération de la pesanteur</i>	$m \cdot s^{-2}$
h	<i>Enthalpie</i>	$J \cdot kg^{-1}$
h_{ext}	<i>Coefficient surfacique de transfert de chaleur</i>	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
J	<i>Perte de charge linéaire</i>	Pa
K	<i>Coefficient de transfert thermique</i>	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
K_v	<i>Coefficient de perte de charge</i>	$m^3 \cdot s^{-1}$
L	<i>Longueur</i>	m
L_c	<i>Coefficient phénoménologique du caloporteur</i>	$K \cdot W$
L_{ext}	<i>Coefficient phénoménologique de perte thermique</i>	$K \cdot W$
L_v	<i>Coefficient phénoménologique du débit</i>	$m^3 \cdot s^{-1}$
L_x	<i>Coefficient phénoménologique changement phase</i>	$kg^2 \cdot K \cdot s^{-1} \cdot J^{-1}$
\dot{m}	<i>Débit massique</i>	$kg \cdot s^{-1}$
\dot{m}_x	<i>Débit massique de changement de phase</i>	$kg \cdot s^{-1}$
m	<i>Masse</i>	kg
N_{ex}	<i>Nombre de destruction d'exergie</i>	-
NUT	<i>Nombre d'unité de transfert</i>	-
p	<i>Pression</i>	Pa
\dot{q}	<i>Flux thermique</i>	W

q_v	Débit volumique	$m^3 \cdot s^{-1}$
\dot{q}_v	Débit volumique normalisé	$Nm^3 \cdot s^{-1}$
R	Résistance thermique	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
S	Entropie	$J \cdot K^{-1}$
s	Entropie spécifique	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
S_u	Surface ou Section	m^2
\tilde{T}	Température moyenne entropique	K
T	Température	K
U	Energie interne	J
u	Energie interne spécifique	$J \cdot kg^{-1}$
V ou v	Volume	m^3
\dot{v}	Vitesse	$m \cdot s^{-1}$
\dot{W}	Travail	W
x_g	Titre de vapeur	-
X	Charge Hydraulique	Pa
X_g	Fraction volumique de gaz	-
Y	Perte de charge singulière	Pa
Z	Perte de charge totale	Pa
z	Hauteur ou altitude	m
Δj	Production entropie mélange	$J \cdot K^{-1}$
ε	Efficacité	-
ψ	Exergie	W
$\Delta\psi$	Exergie détruite	W
η	Rendement	-
g	Facteur de Carnot	-
λ	Conductivité thermique	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
α	Coefficient de perte de charge linéique	-
ν	Volume spécifique	$m^3 \cdot kg^{-1}$
ρ	Masse volumique	$kg \cdot m^{-3}$

τ	<i>Facteur cinétique</i>	-
ξ	<i>Coefficient de singularité</i>	-

Indices et exposants

0	<i>Référence Carnot</i>
c	<i>Fluide caloporteur ou chaud</i>
C	<i>Condenseur</i>
Car	<i>Cycle de Carnot</i>
E	<i>Évaporateur</i>
ETM	<i>Cycle ETM</i>
e	<i>Entrée</i>
$élect$	<i>Électrique</i>
ex	<i>Exergétique</i>
ext	<i>Extérieur</i>
f	<i>Froid</i>
FT	<i>Fluide de travail</i>
g	<i>Vapeur</i>
i	<i>Intermédiaire</i>
irr	<i>Irréversible</i>
is	<i>Isentropique</i>
$isol$	<i>Isolant</i>
l	<i>Liquide</i>
$méca$	<i>Mécanique</i>
Ng	<i>Conditions normales en températures et pression</i>
p	<i>Paroi</i>
P	<i>Pompe</i>
PC	<i>Perte de charge</i>
$Pcalo$	<i>Pompe caloporteur</i>
Ran	<i>Cycle de Rankine</i>

<i>réf</i>	<i>Référence</i>
<i>rev</i>	<i>Réversible</i>
<i>s</i>	<i>Sortie</i>
<i>sys</i>	<i>Système</i>
<i>T</i>	<i>Turbine</i>
<i>th</i>	<i>Thermique</i>
<i>w</i>	<i>Enveloppe</i>
<i>x</i>	<i>Réaction physico-chimique de changement de phase</i>

Liste des figures

Figure I-1 : Production d'électricité mondiale en 1973 et en 2009, (IEA, 2011)	6
Figure I-2 : Répartition de la production d'électricité à La Réunion en 2009	9
Figure I-3 : Schéma de principe d'une centrale à cycle fermé.	10
Figure I-4 : Schéma de principe d'une centrale à cycle ouvert (Levrat, 2004).....	11
Figure I-5 : Schéma de principe du cycle de Kalina (Baldacchino, et al., 2011).....	13
Figure I-6 : Schéma de principe du cycle d'Uehera. (Gicquel, 2009).	14
Figure I-7 : Cartographie mondiale de la différence de température moyenne entre 1000 m de profondeur et la surface en février (Vega, 2010).	15
Figure I-8 : Evolution annuelle de la température d'eau chaude à la Réunion	16
Figure I-9 : Etude des profils bathymétriques de différents sites à la Réunion (Hoarau, 2008).	17
Figure I-10 - Expérience de mise à l'eau du tube de 2 km de longueur, cuba 1930 (Gauthier, 2003).....	18
Figure I-11 : Usine ETM flottante " La Tunisie » de production de glace réalisée par G. Claude, Brésil 1935 (Hoarau, 2008).	19
Figure I-12 : Installation ETM en cycle ouvert développé pour le Projet Abidjan (Takahashi, 2000).	19
Figure I-13 : La première « Mini-OTEC » 1979.....	20
Figure I-14 : La plus puissante centrale expérimentale à cycle ouvert de 210 kW.....	22
Figure I-15 : Banc d'essai sur le site du Nelha à Hawaii, Source : Nelha	23
Figure I-16 : L'installation expérimentale à cycle fermé à l'Institute for Comprehensive Electronic Technology.....	24
Figure I-17 : L'usine ETM Onshore de Nauru 1980.	25
Figure I-18 : L'usine ETM Sagar Shakti née de la coopération Indo-Japonaise (Gauthier, 2003).....	26
Figure I-19 : L'avant-projet ETM 5 MW prévu pour Tahiti.	26
Figure II-1 : Schéma de principe du cycle ETM	33
Figure II-2: Diagramme T-s du cycle de Rankine - Evolution du fluide de travail.....	33
Figure II-3 : Représentation schématique de l'évaporateur	37
Figure II-4 : Interface EES	43
Figure II-5 : Système équivalent de Gibbs –Évaporateur.....	46
Figure II-6 : Système équivalent de Gibbs – Condenseur.....	47
Figure II-7 : Interface graphique de Delphi	57
Figure III-1 : Procédure simplifiée de validation	61
Figure III-2: Vue d'artiste de l'implantation de l'expérimentation à l'IUT, Source : DCNS	68
Figure III-3 : Schéma de principe du banc d'essai.....	70
Figure III-4 : Évolution des températures d'eau chaude expérimentales (entrées et sorties).....	74
Figure III-5 : Évolution des températures d'eau froide expérimentales (entrées et sorties).....	74
Figure III-6 : Évolution des débits expérimentaux des pompes	75
Figure III-7 : Évolution des pressions aux bornes de la turbine.....	75
Figure III-8 : Évolution des températures d'entrées à la minute	80
Figure III-9 : Évolution des débits à la minute.....	80
Figure III-10 : Comparaison des températures d'eau chaude.....	81
Figure III-11 : Comparaison des températures d'eau froide.....	81
Figure III-12 : Comparaison des températures d'évaporation.....	82
Figure III-13 : Comparaison des températures de condensation.....	82
Figure III-14 : Comparaison de la différence de pression aux bornes de la turbine.....	83
Figure III-15 : Démarche de dimensionnement	85
Figure IV-1 : Représentations fonctionnelle et schématique du cycle de Rankine	92
Figure IV-2 : Représentations fonctionnelle et schématique du cycle ETM	93
Figure IV-3 : Destruction d'exergie et rendement exergetique du cycle PAT	104
Figure IV-4 : Destruction d'exergie et rendement exergetique du cycle 10 MW	104

<i>Figure IV-5 : Destruction d'exergie et rendement exergetique du cycle 10 MW</i>	<i>106</i>
<i>Figure IV-6 : Schématique de présentation du couplage Genopt-Delphi</i>	<i>108</i>
<i>Figure IV-7 : Courbes caractéristique débit des pompes-hauteur manométriques eau froide et eau chaude.....</i>	<i>110</i>
<i>Figure IV-8 : Cas n°1 - Évolution de l'exergie détruite et du rendement exergetique</i>	<i>112</i>
<i>Figure IV-9 : Cas n°2 - Évolution de l'exergie détruite et du rendement exergetique</i>	<i>112</i>
<i>Figure IV-10 : Cas n°3 – Évolution de l'exergie détruite et du rendement exergetique</i>	<i>113</i>
<i>Figure IV-11 : Cas n°1 - Évolution de la consommation électrique du cycle ETM.....</i>	<i>113</i>
<i>Figure IV-12 : Cas n°2 - Évolution de la consommation électrique du cycle ETM.....</i>	<i>113</i>
<i>Figure IV-13 : Cas n°3 – Évolution de la consommation électrique du cycle ETM</i>	<i>114</i>
<i>Figure IV-14 : Cas n°3 – Comparaison entre le BWR et le rendement exergetique.....</i>	<i>115</i>
<i>Figure IV-15 : Évolution des températures au sein d'un évaporateur ou condenseur.....</i>	<i>118</i>
<i>Figure IV-16 : Optimisation de l'efficacité</i>	<i>120</i>
<i>Figure IV-17 : Cas n°1 - Évolution la surface d'échange de l'évaporateur en fonction de l'efficacité.....</i>	<i>121</i>
<i>Figure IV-18 : Cas n°2 - Évolution la surface d'échange du condenseur en fonction de l'efficacité</i>	<i>121</i>
<i>Figure IV-19 : Cas n°1 - Évolution de l'exergie détruite et du rendement exergetique</i>	<i>121</i>
<i>Figure IV-20 : Cas n°2 - Évolution de l'exergie détruite et du rendement exergetique</i>	<i>121</i>
<i>Figure IV-21 : Évolution du BWR.....</i>	<i>122</i>
<i>Figure IV-22 : Évolution de la destruction d'exergie et du rendement exergetique en fonction de la température d'eau chaude</i>	<i>124</i>
<i>Figure IV-23 : Évolution de la puissance nette et du BWR.....</i>	<i>125</i>
<i>Figure IV-24 : Évolution de la puissance nette, du back work ratio du rendement exergetique du cycle optimisé ..</i>	<i>126</i>

Liste des tableaux

Tableau III-1 : Paramètres de simulation pour la centrale de 100 kW.....	62
Tableau III-2 : Résultats de simulations et comparaison EES/ETM _{ref}	64
Tableau III-3 : Conditions de simulations pour le modèle $Delphi_{per}^{100kw}$ basé provenant du modèle ETM _{ref}	66
Tableau III-4 : Comparaison des résultats de simulations entre ETM _{ref} / $Delphi_{per}^{100kw}$	66
Tableau III-5 : Comparaison des résultats de simulations entre EES_{per}^{100kw} / $Delphi_{per}^{100kw}$	67
Tableau III-6 : Données d'entrées expérimentales moyennées	77
Tableau III-7 : Comparaison des résultats entre le PAT et le modèle EES_{per}^{15kw}	78
Tableau III-8 : Détermination des conditions nominales de fonctionnement	79
Tableau III-9 : Comparaison des résultats entre le PAT et le modèle $Delphi_{per}^{15kw}$	79
Tableau III-10 : Dimensionnement et Résultats	86
Tableau IV-1 : Comparaison des 3 cycles thermodynamiques.....	103
Tableau IV-2 : Comparaison des 2 cycles ETM	105
Tableau IV-3 : Comparaison entre le cycle de base et le cycle optimisé.....	115
Tableau IV-4 : Comparaison entre le cycle de base et le cycle optimisé.....	116
Tableau IV-5 : Comparaison entre le cycle de base et le cycle optimisé.....	123
Tableau IV-6 : Comparaison entre le cycle de base, le cycle optimisé et le travail de Yamada.....	126

INTRODUCTION GENERALE

Le Groupe d'experts Intergouvernementaux sur l'Evolution du Climat (GIEC) annonce dans son dernier rapport de 2007 (GIEC, 2007) que «l'essentiel de l'élévation de la température moyenne du globe observée depuis le milieu du XXe siècle est très probablement attribuable à la hausse des concentrations de gaz à effet de serre (GES) anthropiques (liées à l'activité humaine)». Entre 1970 et 2004, une hausse de 70 % des émissions de GES a été constatée, principalement due à la production d'énergie et aux transports. De plus, le prix des énergies fossiles (surtout les produits pétroliers et le gaz naturel) a plus que doublé entre les années 1996 et 2010. Toutes ces conditions ont mené à la mise en œuvre de programmes nationaux comme le Grenelle de l'Environnement ou locaux avec GERRI (Préfecture de La Réunion, 2011) à La Réunion, en vue de diminuer à la fois la consommation de l'énergie fossile et les émissions de GES.

Plus particulièrement pour La Réunion, une politique en faveur des énergies renouvelables a été mise en place. L'objectif affiché est d'atteindre une autonomie électrique pour l'île à un horizon variant de 2025 à 2030 (Praene, *et al.*, 2011). Il est donc nécessaire d'apporter des solutions pour développer de nouveaux moyens de production dits « propres ». Pour remplacer les moyens de production utilisant les énergies fossiles, un mix énergétique doit être mis en place en combinant plusieurs solutions. Une seule énergie renouvelable ne sera pas suffisante compte tenu du foncier mobilisable, des disponibilités des ressources,... L'un des inconvénients de la plupart des énergies renouvelables est leur intermittence ; elles sont considérées comme « fatale » et leur utilisation est limitée à 30 % de la puissance appelée sur le réseau électrique réunionnais (défini par l'arrêté du 23 avril 2008 relatif aux prescriptions techniques de conception et de fonctionnement pour le raccordement à un réseau public de distribution d'électricité). L'Energie Thermique des Mers (ETM) offre une solution de production d'électricité continue renouvelable. Il serait possible, en utilisant la différence de température entre les couches profondes de l'océan et l'eau de surface, de faire fonctionner une machine thermique permettant la production d'électricité. Cette technologie peut être considérée comme moyen de production de base ou de semi-base dans le mix énergétique.

Cette thèse a pour objectif d'étudier les potentialités de la production d'énergie basée sur l'utilisation de l'eau de mer profonde en proposant un état de l'art, une étude numérique sur le procédé thermodynamique ainsi que des pistes d'améliorations et d'optimisations du cycle ETM.

Un état de l'art de la technologie ETM a été mené dans le premier chapitre de ce manuscrit, en vue de déterminer les avantages et leurs contraintes liées à l'utilisation de ce type de système. Les principes généraux de cette technologie seront présentés dans une première partie. L'avancement des projets et travaux de recherches nationaux et internationaux sera présenté dans un deuxième temps. Plusieurs éléments essentiels pour la modélisation et le dimensionnement ont été extraits, et des pistes ont pu être identifiées pour mener à bien la suite de l'étude.

Le deuxième chapitre de la thèse présente les équations mises en œuvre pour la modélisation du cycle en régime permanent et dynamique sous deux environnements de simulations différents. Le modèle en régime permanent compilé sous l'environnement EES permet d'avoir rapidement des résultats de simulations et servira d'outil d'aide au dimensionnement pour les futures installations. Le modèle en régime dynamique est basé sur le dimensionnement effectué en régime statique et utilise la méthode des systèmes équivalents de Gibbs pour évaluer les régimes transitoires du procédé. Cette modélisation plus fine constitue une base d'un outil d'optimisation du dimensionnement.

Afin d'évaluer le comportement des modèles, des éléments de validations sont présentés dans le troisième chapitre. Une étape de vérification est d'abord réalisée en effectuant une comparaison avec un modèle de centrale extraite de la bibliographie et présentée par Yamada (Yamada, *et al.*, 2009). Une validation expérimentale est menée dans un deuxième temps afin d'étudier la sensibilité des modèles en régime stationnaire et transitoire. Cette validation s'appuie sur des résultats obtenus à partir d'un pilote expérimental installé à terre et mis en service en 2011. Un dimensionnement d'une centrale de 10 MW sera présenté à la fin de ce chapitre en utilisant l'outil réalisé sous EES.

Dans le dernier chapitre de ce manuscrit, des études de sensibilités seront effectuées dans le but d'optimiser les performances du cycle. L'optimisation sera faite en utilisant le modèle en régime dynamique développé avec les systèmes équivalents de Gibbs et en faisant une analyse exergetique du processus. De plus, ce modèle sera couplé à l'outil Genopt, permettant de déterminer les paramètres optimaux du fonctionnement du cycle ETM.

La conclusion de ce document établira les avancées scientifiques obtenues au cours de ce travail de thèse en mettant en évidence la réalisation d'outils d'aide à la décision. Ces outils sont essentiels pour l'estimation et l'amélioration des performances des installations. Les perspectives envisagées à la suite de ce travail seront exposées à travers de nouveaux programmes de recherche basés sur l'exploitation du pilote expérimental à terre.

CHAPITRE I

ÉTAT DE L'ART SUR L'ENERGIE THERMIQUE DES MERS

I.1 Introduction

Les énergies renouvelables sont par définition des ressources disponibles, avec des cycles réguliers, par la nature à l'échelle de l'homme. Elles ont pour origine, par ordre d'importance quantitative, le rayonnement solaire, la chaleur du noyau terrestre qui migre vers la surface terrestre et les interactions gravitationnelles de la lune et du soleil avec les océans. L'humanité consomme annuellement en ce début de troisième millénaire, environ 144.10^3 TWh, selon l'Agence Internationale de l'Énergie (IEA, 2011).

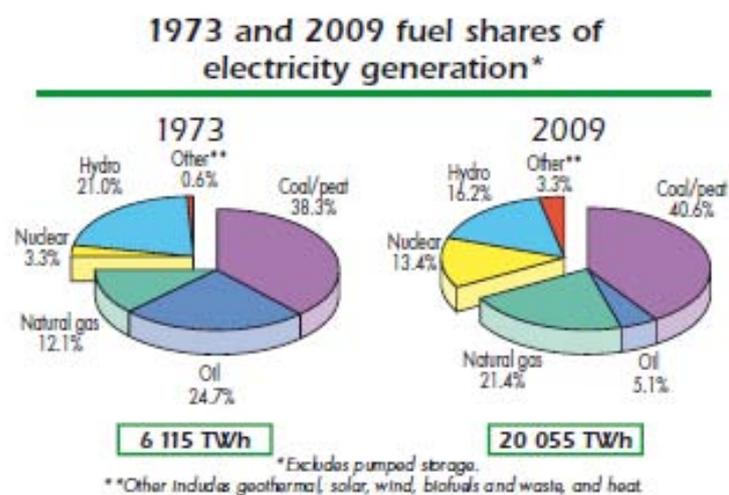


Figure I-1 : Production d'électricité mondiale en 1973 et en 2009, (IEA, 2011)

La production d'électricité mondiale représente quant à elle 20 055 TWh pour l'année 2009, comme illustré sur la Figure I-1. La production d'électricité a triplé en 35 ans et l'utilisation des énergies fossiles et nucléaires reste majoritaire, avec 67,8 % de la production d'origine fossile (Figure I-1). Avec la raréfaction de ces énergies et l'augmentation de la température moyenne de la terre, il est nécessaire de trouver des alternatives pour la production d'électricité. Les énergies renouvelables offrent donc une perspective de production d'énergie dite « propre ».

Les énergies renouvelables sont une des solutions pour réduire l'utilisation de ces énergies fossiles, à la fois polluantes et avec des ressources de plus en plus limitées.

Il existe différents types d'énergies renouvelables, à savoir (Ruellan, 2007):

- L'énergie d'origine solaire :

L'énergie solaire reçue sur Terre au sol par rayonnement est de l'ordre de 1100 à 2300 kWh/an/m². Une grande partie de cette énergie est reçue par le plus grand capteur au monde, l'océan, et est exploitée sous la forme d'énergie thermique. Elle représente environ $80 \cdot 10^{12}$ kWh, essentiellement dans les zones tropicales.

L'énergie hydraulique récupérable atteint $40 \cdot 10^{12}$ kWh et la valeur techniquement exploitable vaut, selon les estimations, entre 15 et $20 \cdot 10^{12}$ kWh. Elle provient de l'évaporation de l'eau (principalement des océans) et conduit à des précipitations canalisées ensuite par les rivières et les fleuves dont découle la totalité des cycles hydrologiques.

L'énergie éolienne est également utilisée depuis longtemps par de nombreux systèmes comme la propulsion à voile ou les moulins à vent. Elle représente une ressource énorme, $32 \cdot 10^{15}$ kWh, dont la part terrestre exploitable est estimée à $50 \cdot 10^{12}$ kWh/an. La plus grande partie se trouve « off-shore », attribuable aux vents soufflant beaucoup plus fort au large et surtout, plus régulièrement.

L'énergie de la houle disponible est évaluée de 140 à $700 \cdot 10^{09}$ kWh/an d'après le World Energy Council (WEC) (OECD, 2010). La puissance moyenne par mètre de front de vague atteint des valeurs comprises entre 10 et 100 kW/m selon les sites.

La part renouvelable annuelle (environ 20 %) de la biomasse, produit de la photosynthèse des plantes, représente une énergie d'environ 800 à $900 \cdot 10^{12}$ kWh. La part exploitable atteint $60 \cdot 10^{12}$ kWh. Il est difficile de connaître la quantité de biomasse réellement utilisée, car elle échappe en majeure partie aux circuits commerciaux. Il est couramment admis que la part de la biomasse « non commerciale » est de l'ordre de grandeur d'environ $20 \cdot 10^{12}$ kWh/an. Il est à noter que les besoins énergétiques alimentaires des 6 milliards d'humains sont d'environ $116 \cdot 10^{11}$ TWh par an.

- La géothermie :

Le noyau terrestre en fusion dégage une énergie annuelle d'environ 300.10^{12} kWh (flux géothermique variant de 0,05 à 1 W/m², ce qui est très faible par rapport au rayonnement solaire : 100 fois plus important). Les réserves exploitables avec les technologies actuelles sont d'environ $40 \cdot 10^9$ kWh à haute température (150 à 350 °C, utilisés pour la production d'électricité) et 300.10^9 kWh à basse température (50 à 90 °C pour le chauffage).

- Les interactions gravitationnelles Terre-Lune-Soleil :

Les marées résultent des interactions Terre-Lune-Soleil. L'énergie annuelle dissipée dans les courants de marée représente environ $25 \cdot 10^{12}$ kWh. La partie exploitable est assez difficile à déterminer. Dans les zones à forte marée présentant un étranglement, elle est estimée entre 270 et 500.10^9 kWh. En France, l'usine de la Rance produit annuellement $0,54.10^9$ kWh.

Dans le contexte énergétique actuel, le développement de technologies de production d'énergie "propre" est en plein essor. La situation réunionnaise en est un exemple. Avec un réseau électrique insulaire (non interconnecté avec le continent), une démographie croissante (environ 810 000 à l'heure actuelle, 1 million d'habitants d'ici 2025, (INSEE Réunion, 2011)) et une amélioration du niveau de vie, la demande en électricité est de plus en plus importante. Ceci pose donc de réels problèmes quant à la gestion du réseau électrique à La Réunion avec de nombreux délestages afin de maintenir celui-ci en service. Pourtant, la situation géographique offre à la Réunion une multitude de possibilités dans l'utilisation d'énergies propres. Alors que dans les années 1980, la totalité de l'énergie produite était d'origine renouvelable (hydraulique), l'île est devenue peu à peu dépendante des énergies fossiles. En 2009, la production d'électricité est assurée par des combustibles fossiles (charbon et fioul), la bagasse (résidu de la canne) mélangée au charbon, et les énergies renouvelables : l'hydroélectricité, solaire thermique, PV et éolien (Figure I-2).

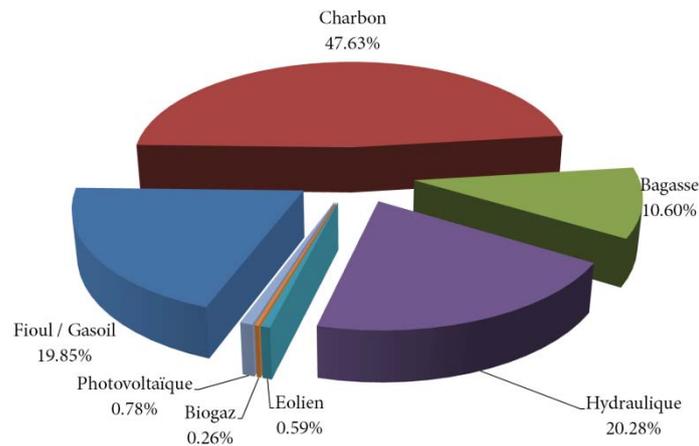


Figure I-2 : Répartition de la production d'électricité à La Réunion en 2009

La part des énergies renouvelables correspond à environ 32 % de la production d'électricité à la Réunion (OER, 2010). Elle reste donc minoritaire et il est important de trouver des solutions afin de diminuer la part des énergies fossiles dans le paysage énergétique de l'île. L'utilisation des énergies renouvelables permet de limiter l'utilisation des ressources fossiles, mais celles-ci ont le principal désavantage, pour la plupart, d'être intermittente, posant un réel problème pour la prédiction de la puissance produite. L'ETM offre une alternative intéressante par rapport aux énergies renouvelables classiques. L'un des avantages est la disponibilité en continu de la ressource et permet donc au gestionnaire de réseau d'avoir un système « propre » produisant de l'électricité de manière stable.

L'ETM ou Energie Thermique des Mers, bien que mal connue, est une énergie marine « proposée » depuis la fin du 19^{ème} siècle. En utilisant la différence de température entre l'eau de mer en surface et l'eau de profondeur, il est possible de faire fonctionner une machine thermique produisant de l'électricité. Le principe de fonctionnement du cycle sera présenté dans une première partie en détaillant les différents procédés pouvant être utilisés. Une étude de la ressource sera également présentée pour l'île de la Réunion. Un état de l'art de la technologie ETM sera détaillé dans une seconde partie, en présentant les différents travaux et projets menés d'un point de vue national et international.

I.2 Principe de fonctionnement du cycle ETM

I.2.1 Les cycles de base

Le principe de fonctionnement du cycle ETM est une application du second principe de la thermodynamique. En effet, il est possible de faire fonctionner une machine thermique pour produire un travail, en utilisant la différence de température entre l'eau de surface (source chaude) et l'eau profonde (source froide) prélevée à 1000 m de profondeur. L'objectif final étant la production d'électricité, il existe différents types de procédés : le cycle fermé et le cycle ouvert. De plus, ces cycles peuvent être installés sur terre (onshore) ou en mer (offshore).

I.2.1.1 Cycle fermé

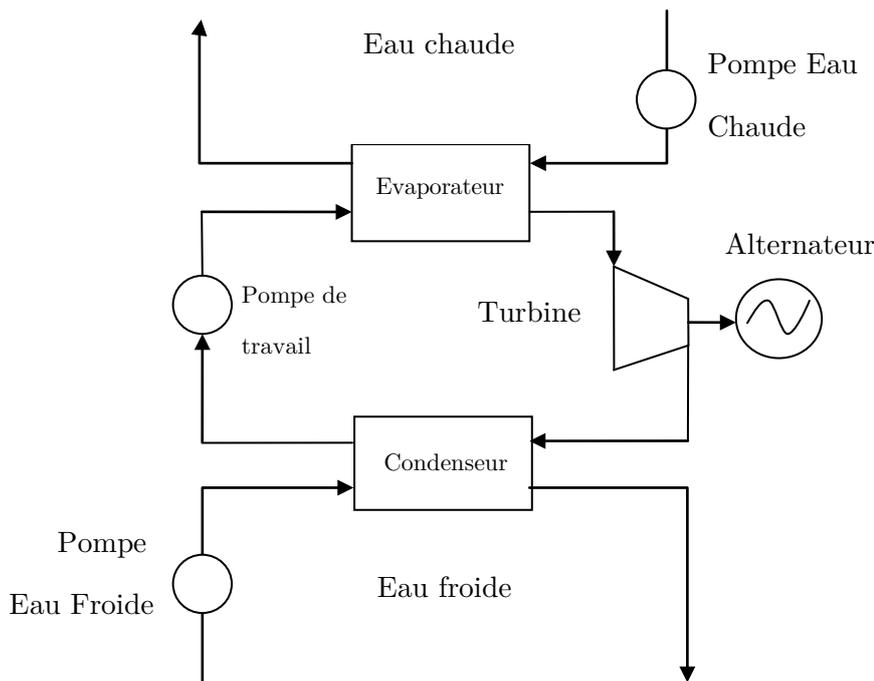


Figure I-3 : Schéma de principe d'une centrale à cycle fermé.

L'eau chaude de surface est pompée dans un évaporateur où le fluide de travail qui reçoit la chaleur se vaporise. La vapeur ainsi produite se détend dans une turbine puis se condense à basse pression dans le condenseur où la chaleur est transférée à la source froide. Le fluide qui vient d'être condensé est réintroduit dans l'évaporateur pour un nouveau cycle (Figure

I-3). Ce fonctionnement correspond au cycle de Rankine. Pour l'ETM, le fluide de travail, le plus couramment utilisé est l'ammoniac.

1.2.1.2 Cycle ouvert

Dans le cycle ouvert, le fluide de travail est l'eau de mer. L'eau de mer chaude est introduite dans la chambre sous vide d'un évaporateur dit « flash ». Elle va alors entrer en ébullition et produire de la vapeur, si la pression de la chambre est inférieure à la pression de vapeur saturante de l'eau. Cette vapeur est ensuite condensée dans le condenseur en contact de l'eau froide profonde. Les eaux rejetées, que l'on appellera « effluents », sont évacuées suffisamment en profondeur pour éviter le mélange avec l'eau prélevée en surface pour la source chaude (Figure I-4).

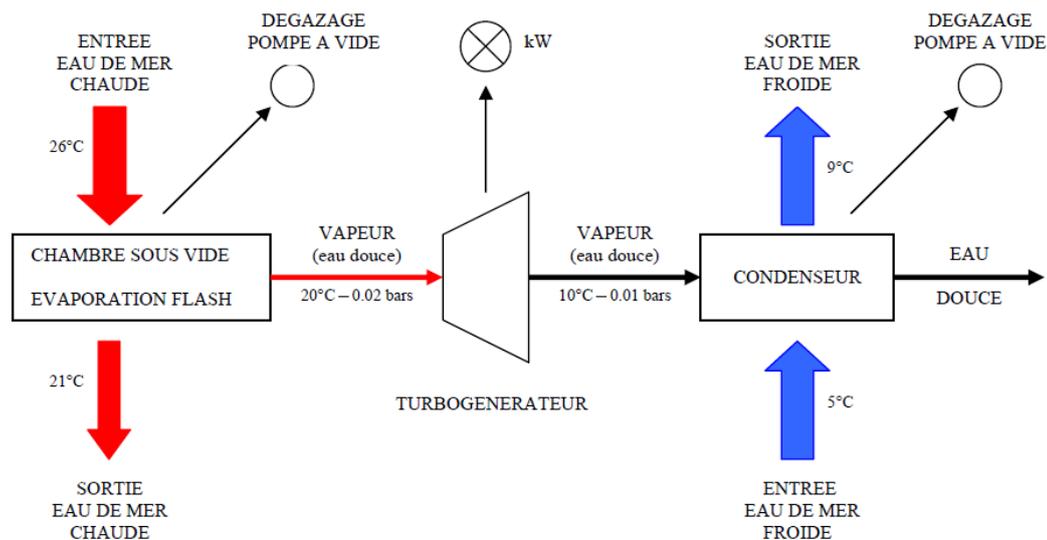


Figure I-4 : Schéma de principe d'une centrale à cycle ouvert (Levrat, 2004).

Ces « effluents » peuvent être valorisés comme eau douce, car étant séparés du sel lors de la phase de vaporisation.

1.2.2 Les cycles dérivés

Comme présenté précédemment, le cycle de Rankine est la base du procédé ETM. L'utilisation de ce cycle est très répandue dans le monde industriel, pour la production

d'électricité à l'aide de turbines à vapeur. Il est présent dans les centrales à biomasse, à charbon ou nucléaires. Il est important de noter qu'avec un écart moyen de température de 20 °C tout au long de l'année, le rendement thermique du cycle est très faible, environ 3 % (Takahashi, *et al.*, 1996). Le rendement de Carnot, déterminé à partir des températures des sources (Eq 1.1) est la valeur maximale théorique de rendement que pourrait atteindre notre cycle. Avec des températures de 4 °C pour la source froide et de 28 °C pour la source chaude (températures d'eau froide et d'eau chaude maximales qui peuvent être atteintes), le rendement de Carnot est égal à 7,8 %. L'étude de nouveaux cycles applicable à l'ETM a pour objectif d'augmenter ce rendement afin de s'approcher au maximum du rendement de Carnot.

$$\eta_{Car} = 1 - \frac{T_{froid}}{T_{chaud}} \quad (I.1)$$

I.2.2.1 Cycle de Kalina

Le cycle de Kalina, développé par l'ingénieur Russe, Alexander Kalina, est un cycle dérivé du cycle de Rankine qui n'utilise pas de l'ammoniac pur, mais un mélange de deux ou plusieurs fluides. Généralement, le mélange utilisé est un mélange eau/ammoniac. Le cycle de Kalina pour l'ETM est représenté sur la Figure I-5. La solution passe à travers un évaporateur et une partie de la solution est transformée en vapeur. Dans le séparateur, l'ammoniac liquide et la vapeur d'eau sont ensuite séparés de la solution. La solution, riche en vapeur d'eau se détend dans la turbine. Pendant ce temps, le régénérateur récupère de la chaleur à partir de la solution d'ammoniac liquide sortant du séparateur. Celle-ci est mélangée à nouveau dans un « mélangeur » avec la solution sortant de la turbine, puis renvoyée eau condenseur. Après avoir été condensée par l'eau de mer froide, elle est pompée à travers le régénérateur et est envoyée à l'évaporateur pour un nouveau cycle.

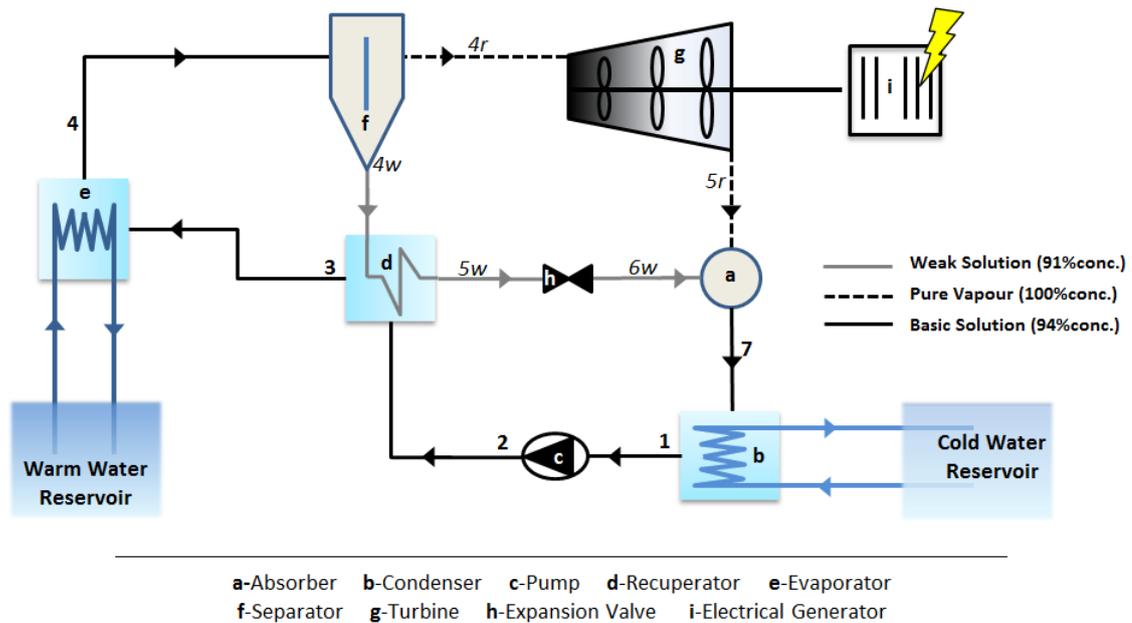


Figure I-5 : Schéma de principe du cycle de Kalina (Baldacchino, *et al.*, 2011).

I.2.2.2 Le cycle d'Uehara

Le cycle Uehara a été mis au point par le Professeur du même nom, Dr Haruo Uehara. Il a été conçu afin d'optimiser le cycle de production d'électricité en utilisant l'énergie thermique des mers. Il présente ce nouveau cycle comme une amélioration du cycle de Kalina. Sa principale particularité est de simplifier le changement de composition du mélange eau-ammoniac en recourant à une détente étagée avec prélèvement (Gicquel, 2009). Tout comme pour le cycle de Kalina, l'intérêt du cycle d'Uehara est de remplacer les évaporations et condensations du fluide de travail à température constante par des évolutions avec glissement de température. Ceci permet donc de réduire les irréversibilités du système.

Dans ce cycle (Figure I-6), un mélange riche en ammoniac est chauffé dans un économiseur (4-5a) et un vaporiseur (5a-5), dont il en ressort à l'état diphasique. Les phases vapeur (6) et liquide (7) sont alors séparées, la première étant détendue jusqu'à une pression intermédiaire dans une turbine (6-11).

Une partie de ce flux détendu est recirculée à moyenne pression, puis refroidie (11-12) par échange avec la solution de base (13-14), auquel elle est mélangée pour former le fluide de travail ensuite remis en pression (15-3). Le flux principal sortant de la turbine à haute pression (HP) est détendu jusqu'à la basse pression dans une deuxième turbine à basse pression (BP) (11-10). Il est ensuite dirigé vers un absorbeur, où il est mélangé avec la fraction liquide (7) sortant du séparateur. Cette dernière est préalablement refroidie (7-8) dans le régénérateur par échange avec le fluide de travail sortant de la pompe de solution riche (3-4), puis détendue à la basse pression (8-9). En sortie d'absorbeur, le mélange obtenu est condensé avant d'être comprimé à la pression intermédiaire (2-13).

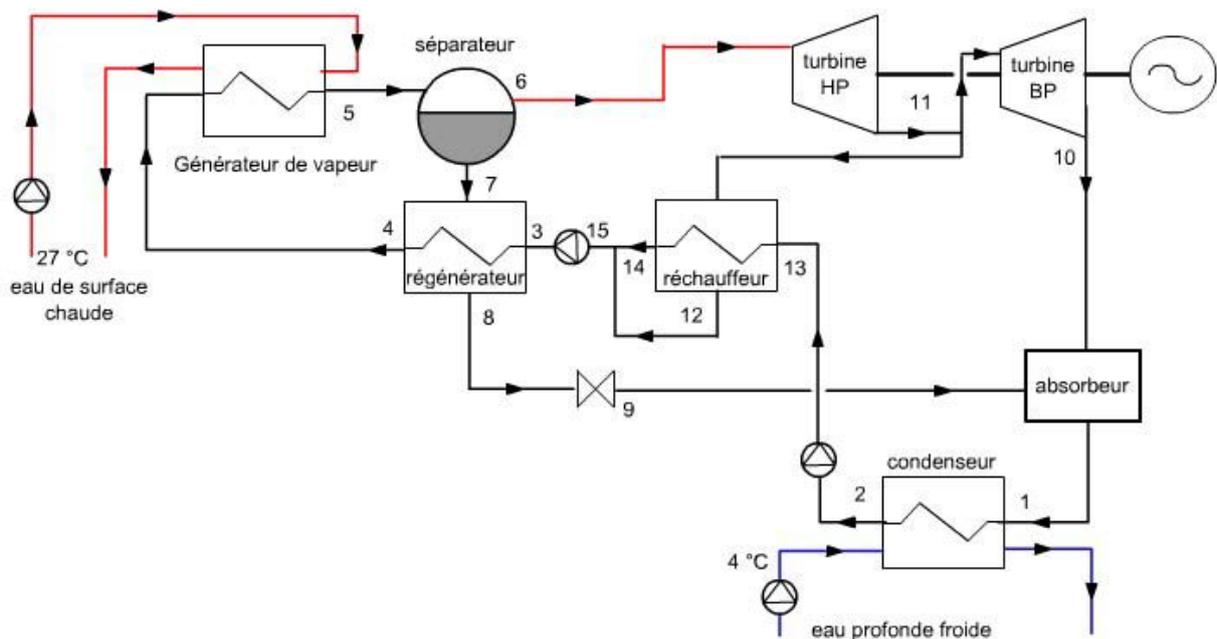


Figure I-6 : Schéma de principe du cycle d'Uehera. (Gicquel, 2009).

I.2.3 Les sources

I.2.3.1 Eau chaude

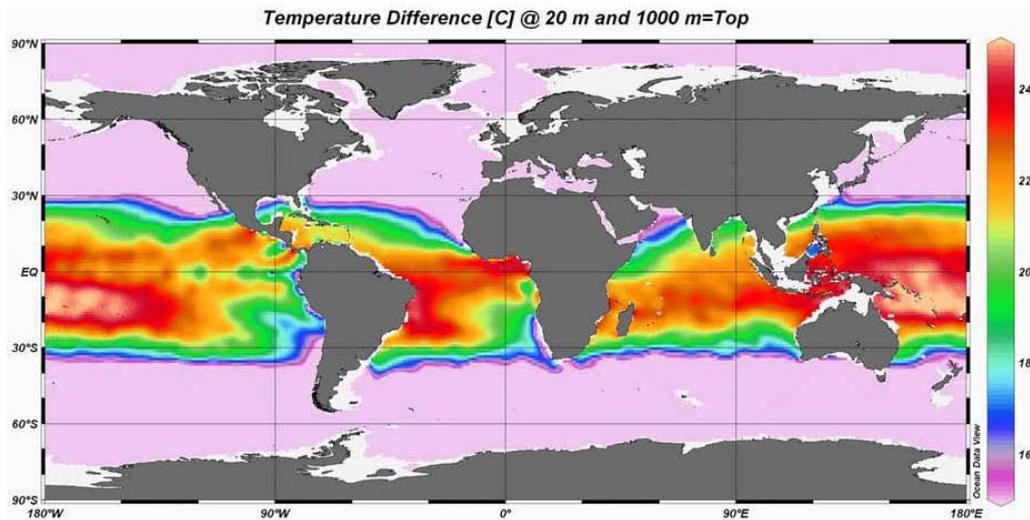


Figure I-7 : Cartographie mondiale de la différence de température moyenne entre 1000 m de profondeur et la surface en février¹ (Vega, 2010).

Sur d'immenses régions de l'océan, la différence des températures entre l'eau de surface et l'eau profonde (à quelques centaines de mètres de profondeur) est supérieure à 20 °C (Figure I-7). Ce phénomène naturel peut-être utilisé par l'ETM. La ressource est largement accessible, stable et disponible 24 heures sur 24.

Une valeur du Potentiel Techniquement Exploitable (PTE) mondial de la ressource ETM est celle donnée par W.Avery (Avery, *et al.*, 1994). D'après Avery, en zone tropicale, 0,19 MW de l'énergie solaire captée par 1 km² de surface océanique peuvent être extraits par l'exploitation de centrales ETM. Cette zone s'étale sur 60 millions de kilomètres carrés. Elle représente un PTE de 12 TW électrique, soit 100 000 TWh/an en considérant l'ETM onshore et offshore.

¹ Moyenne mensuelle ΔT , correspondant à la différence de température entre la surface et 1000 mètres de profondeur est >22 °C dans la zone rouge, comprise entre 20 °C et 22 °C dans la zone orangée, 18 °C et 20 °C dans la zone jaune et <18 °C dans la zone turquoise.

La température d'eau chaude à la Réunion évolue de 28 °C en été à 23,4 °C en hiver. En effet, sur le site du Port, des campagnes de mesures de températures ont été menées sur une dizaine d'années par le laboratoire ECOMAR (Conand, et al., 2008). Ces températures sont représentées sur la Figure I-8.

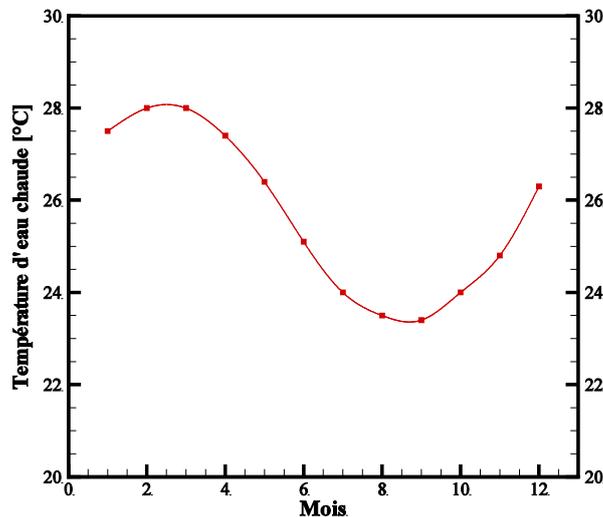


Figure I-8 : Evolution annuelle de la température d'eau chaude à la Réunion

I.2.3.2 Eau froide

La température de la ressource en eau froide varie entre 4,4 et 5,1 °C en fonction de la latitude. Concernant l'île de la Réunion, l'ARER, dans le cadre d'une note d'opportunités pour la ville du Port (Hoarau, 2008), donne des éléments sur la ressource en eau froide disponible. Les relevés effectués au Port montrent que l'eau prélevée à 1000 m de profondeur est à une température de 5 °C. De plus, cette étude donne une idée de la ressource vis-à-vis de la topographie marine de l'île, qui est représentée sur la Figure I-9. Les données bathymétriques sont celles du SHOM et de l'IFREMER pour La Réunion et de la MAKAI pour Hawaii. Le site de Sainte Rose est le meilleur site en termes de tombants à la Réunion. La profondeur de 1000 m est atteinte à 2 km des côtes. Ce site a des tombants similaires voir supérieurs (selon le profil) à celui d'Hawaii, à Big Island, considéré comme l'un des meilleurs sites au monde.

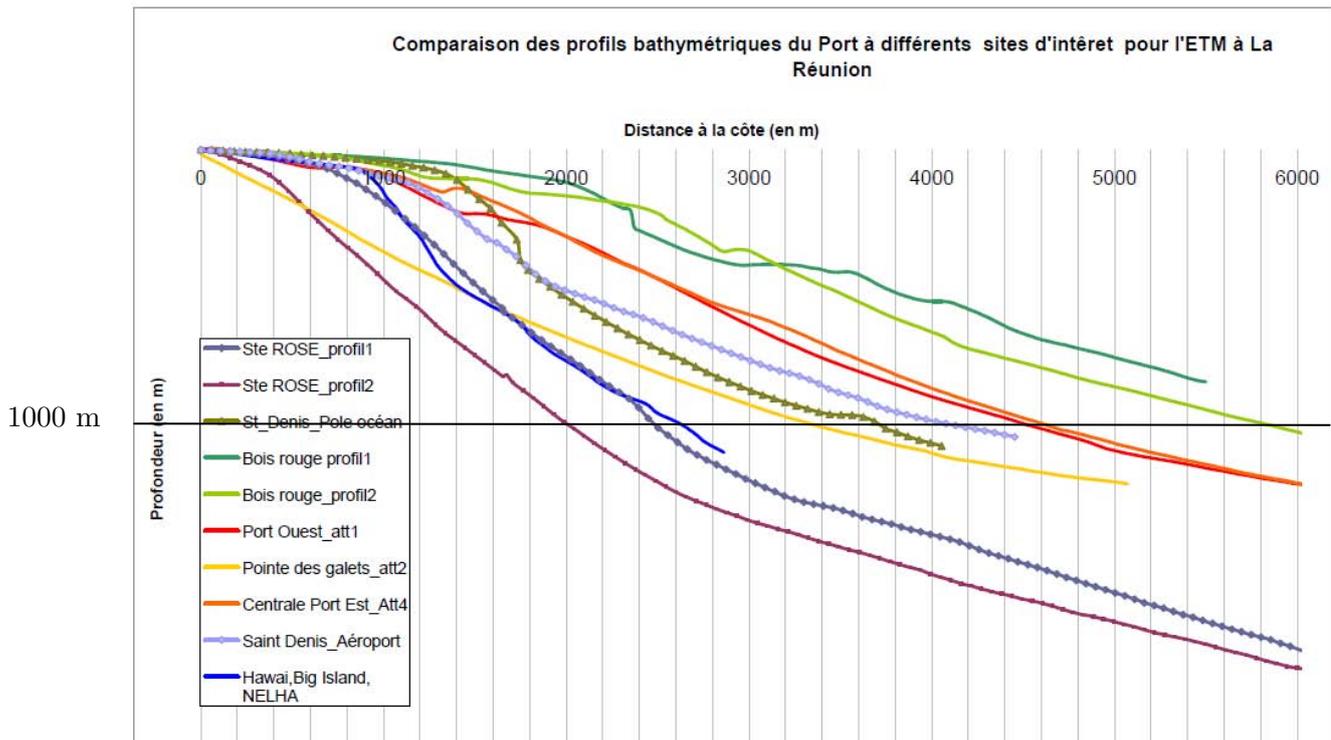


Figure I-9 : Etude des profils bathymétriques de différents sites à la Réunion (Hoarau, 2008).

D'autres sites peuvent être exploités à La Réunion comme à Bois Rouge ou au Port. Malgré des tombants moins prononcés, ces lieux disposent de moyens de production d'électricité et le raccordement d'une installation ETM est ainsi plus aisé sur le réseau électrique existant. De plus, il sera aussi possible de coupler la centrale ETM avec des rejets de chaleur industriels présents afin d'augmenter la production d'électricité. Un exemple de couplage est étudié dans les travaux de Kim (Kim, *et al.*, 2009), qui utilise les rejets d'une centrale nucléaire avec un cycle ETM.

I.3 État de l'art sur l'ETM

I.3.1 Historique

L'origine des ETM remonte en 1880, avec les propositions du physicien français Jacques Arsène d'Arsonval pour extraire l'énergie de la mer (Hoarau, 2008 ; Moore, *et al.*, 2008). Déjà, à l'époque des années 1920, la perspective de l'épuisement des réserves de charbon suscitait la recherche de nouvelles ressources d'énergie primaire. Ceci a poussé Georges

Claude, reconnu comme le pionnier de l'ETM, à s'intéresser aux idées de Jacques Arsène d'Arsonval et à commencer les premiers travaux de développement de ce secteur.

Avec son ancien camarade d'étude Paul Boucherot, Georges Claude voulait produire de l'électricité dans un turboalternateur dont le condenseur est refroidi par de l'eau froide pompée en profondeur et utiliser une enceinte à basse pression pour bouillir l'eau pompée à la surface de l'océan. Le 15 novembre 1926, Georges Claude présenta leur invention (Takahashi, 2000) et pour contredire ses détracteurs qui prétendaient que la machine consommait plus d'énergie qu'elle n'en produisait (Gauthier, 2003), il fit construire une turbine couplée à une dynamo, d'une puissance nette de 50 kW. Georges Claude ne s'arrêta pas là, il décida en 1929 de construire une installation grandeur nature et choisit d'en faire la démonstration dans la baie de Matanzas, à Cuba (Figure I-10).



Figure I-10 - Expérience de mise à l'eau du tube de 2 km de longueur, Cuba 1930 (Gauthier, 2003).

Après deux échecs, la première micro-usine ETM d'une puissance de 22 kW électrique vit le jour le 20 Octobre 1930 (Moore, *et al.*, 2008). Dans la même année, il décida de construire à nouveau une usine ETM flottante « La Tunisie » de 3,5 MW où il voulait produire de la glace industrielle à Rio de Janeiro au Brésil (Figure I-11).

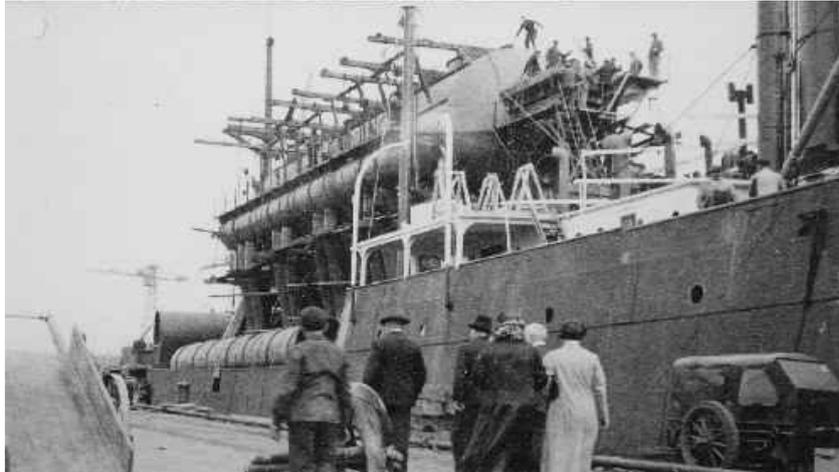


Figure I-11 : Usine ETM flottante " La Tunisie » de production de glace réalisée par G. Claude, Brésil 1935 (Hoarau, 2008).

Il était persuadé que le succès commercial allait promouvoir le développement des ETM. Georges Claude voulait montrer la faisabilité économique d'une centrale ETM, mais la crise économique de 1932 et les échecs successifs lors des opérations de pose des conduites mirent fin à ce projet. L'usine fut abandonnée en 1935. En 1940, Georges Claude relança de nouveau le challenge et mit en œuvre ce qui fut appelé le « Projet Abidjan ». L'objectif de ce projet était de produire 15 MW brut en utilisant une turbine de 14,25 mètres avec 4 MW pour le pompage de l'eau et 1 MW pour le dégazage (Figure I-12).

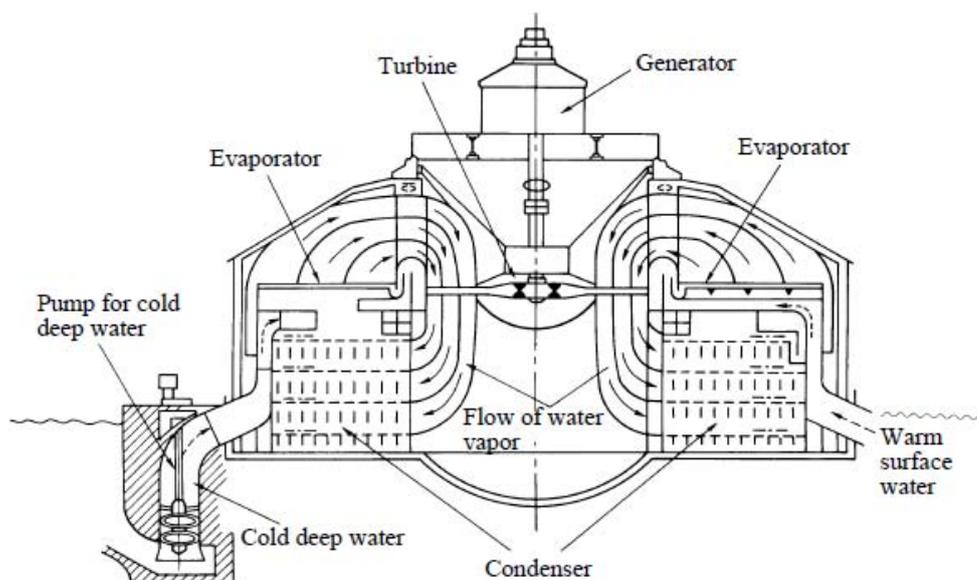


Figure I-12 : Installation ETM en cycle ouvert développé pour le Projet Abidjan (Takahashi, 2000).

En 1956, les scientifiques français commencent à construire une centrale de 3 MW en Côte d'Ivoire. Mais le projet est abandonné à suite de la chute du prix du pétrole, l'installation ne devenant pas assez rentable (Gauthier, 2003).

1.3.2 Recherche récentes

Les recherches sur l'ETM sont menées principalement par trois pays : les Etats Unis, le Japon et la France. Dans ce paragraphe, une présentation succincte des différents projets, expérimentations et travaux de recherches, va être faite.

1.3.2.1 Projets et expérimentations aux Etats Unis

Les premières publications américaines traitant de l'exploitation de l'ETM en référence aux travaux de Georges Claude datent de 1965. Le début des années soixante est marqué par l'introduction du cycle fermé, développé par James Hilbert Anderson qui a cerné les principaux problèmes techniques rencontrés par Georges Claude.



Figure I-13 : La première « Mini-OTEC » 1979.

Il propose comme solution l'utilisation des fluides organiques tels que le propane (en 1963) afin d'améliorer les performances des installations ETM. La crise pétrolière de 1973 a relancé de nouveau les centrales ETM, particulièrement celles à cycle fermé. Aux Etats Unis, ce nouvel essor fût conclu par la construction du NELHA (Natural Energy Laboratory of

Hawaii). En 1975, commencent les premiers travaux à terre sur les échangeurs thermiques. En 1979, à Hawaii, c'est la réalisation et les essais en mer de la première centrale flottante ETM à cycle fermé « Mini-OTEC » (Figure I-13).

Cette dernière utilisait l'ammoniac comme fluide de travail et produisait une puissance de 55 kW avec 40 kW pour le pompage de l'eau. La puissance nette était de l'ordre 15 kW. En 1979, les américains réalisent le premier laboratoire flottant « OTEC-1 » pour la mise au point d'échangeurs eau de mer - ammoniac. Ce dernier était monté sur un ancien ravitailleur de l'US Navy rebaptisé *Ocean Energy Converter*. L'eau froide était pompée à une profondeur de 700 mètres. Le laboratoire à cycle fermé fonctionnera plusieurs mois avec une puissance thermique de 35 MW.

En 1986, la baisse des prix du pétrole sur le marché mondial et le désengagement pour le développement de l'ETM a poussé les chercheurs de cette époque à changer leur façon de voir les ETM, jusqu'alors focalisés uniquement sur la production d'énergie et l'amélioration du rendement. La conséquence est la naissance de l'idée ingénieuse de profiter des effluents rejetés par les ETM et qui sont peu pollués et très riches en nutriment. Les Américains et les Japonais se démarquent dans cette nouvelle discipline et c'est au NELHA d'Hawaii que cette politique se concrétise sous le nom de DOWA (Deep Ocean Water Application) selon plusieurs axes de recherches.

Le NELHA utilise les travaux du PICHTR (Pacific International Center for High Technology Research) pour la réalisation et les essais de la plus puissante mini-usine ETM à cycle ouvert à terre, de 210 kW, en coopération avec le Japon (Figure I-14). La température de surface était estimée à 26 °C et à 6 °C pour les eaux profondes avec une puissance maximale de l'ordre de 255 kW durant la période estivale (Levrat, 2004). Cette installation expérimentale a permis de recueillir les informations techniques qui serviront de base de données pour les futures installations ETM. Cette installation a été étudiée par Luis Vega, qui en a assuré le fonctionnement. L'usine fut démantelée en janvier 1999 (Daniel, 1999).



Figure I-14 : La plus puissante centrale expérimentale à cycle ouvert de 210 kW.

En 2007, la société Lockheed Martin (LM), active dans le développement de l'ETM depuis environ 35 ans (Exemple : « Mini OTEC » en 1977), reconstitue une équipe d'ingénieurs et investit des millions de dollars dans un nouveau projet ETM. Le but de cette équipe est de concevoir une centrale pilote de 10 MW qui servirait de prototype, en vue de la construction de la première centrale commerciale de 100 MW économiquement compétitive pour des marchés comme Hawaii. Les études sur la centrale pilote permettront d'identifier les risques technologiques liés aux points critiques de fonctionnement de chaque composant. Elles fourniront également des données environnementales essentielles pour mener à bien de sérieuses études d'impacts. (Rousseau, 2010b).

Le NAVFAC (Naval Facilities Engineering Command) a attribué, en septembre 2009, 8,1 millions d'USD (US Dollar) à LM pour cette étude, somme à laquelle est venue s'ajouter récemment une bourse fédérale de 2 millions d'USD. La centrale pilote de LM coûtera plusieurs centaines de millions d'USD ce qui s'avère être un investissement insuffisant. Il faudra donc d'autres subventions fédérales afin de lancer cette nouvelle industrie d'énergie marine, d'où la nécessité d'une réelle volonté politique. Les ambitions de leadership mondial de LM sont claires et bien appuyées politiquement et financièrement par le gouvernement américain. Selon les estimations d'un spécialiste américain, le Dr Robert Cohen, la centrale de 100 MW coûterait approximativement 1 milliard d'USD (Rapier, 2010).

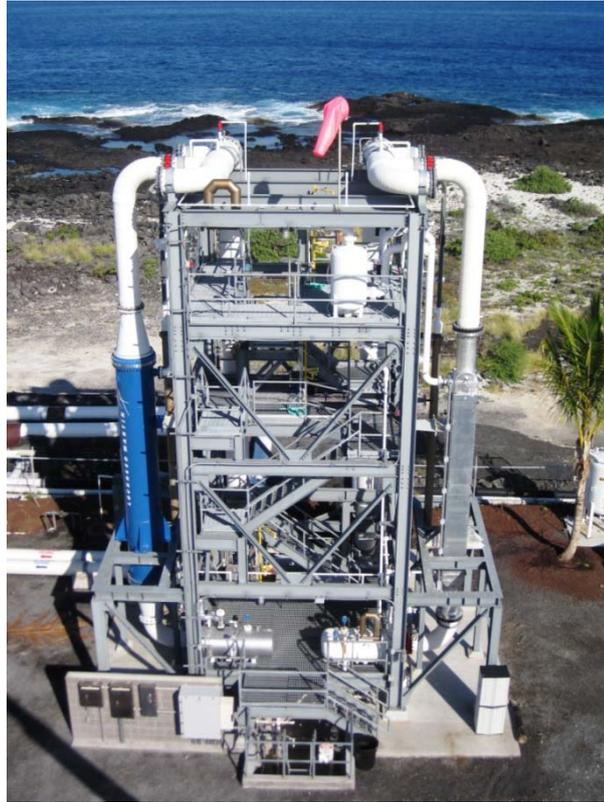


Figure I-15 : Banc d'essai sur le site du Nelha à Hawaii, Source : Nelha

Cependant, ce projet commercial Hawaïen s'est récemment vu imposer un moratoire de 5 ans en raison des procédures mises en place par la NOAA (National Oceanic and Atmospheric Administration). Celle-ci souhaite une étude d'impact suivie sur cinq ans avant l'installation de la centrale pilote. La plupart des incertitudes environnementales qui subsistent pourront ainsi être complètement levées. À ces cinq années, s'ajoutent encore cinq autres années nécessaires à la construction et l'exploitation de l'usine pilote elle-même. C'est donc un pari sur 10 ans qui ne manque pas d'inquiéter les investisseurs, surtout dans le contexte économique actuel (Rousseau, 2010b).

Dans le cadre de ce projet de centrale de 10 MW, une expérimentation a été mise en place depuis la fin de l'année 2010 (Figure I-15). L'objectif principal de cette tour est de tester différents échangeurs en aluminium. Ce projet est dirigé par Makai Ocean Engineering Inc (MEO), en collaboration avec Lockheed Martin. La tour fonctionne suivant un cycle fermé avec de l'ammoniac comme fluide de travail et une puissance brute évaluée à 100 KW (Yonan, 2011). Cependant, la tour ne contient actuellement pas de turbo-alternateur. Des

tests sont également réalisés sur la corrosion de différents alliages en aluminium avec de l'eau de mer chaude et froide.

1.3.2.2 Projets et expérimentations au Japon

Les Japonais s'intéressent également aux ETM. Après la prise de conscience de leur dépendance énergétique et la vulnérabilité de leur économie, ils proposent en 1974 le «*Sunshine Project*» incluant l'ETM. Ce dernier est un programme de développement d'énergies nouvelles qui avait pour but de démontrer la viabilité économique des centrales de 100 MW, à l'horizon 1990.

En 1975, "the Institute for Comprehensive Electronic Technology" met en place son premier modèle expérimental et arrive à générer 100 Watts d'électricité. Ce système était basé sur un cycle fermé qui utilisait le fluor. Après les expériences acquises du premier modèle, le même institut décide de construire un second modèle en 1977, (Figure I-16) afin de pousser plus en avant les études liées à l'ETM.

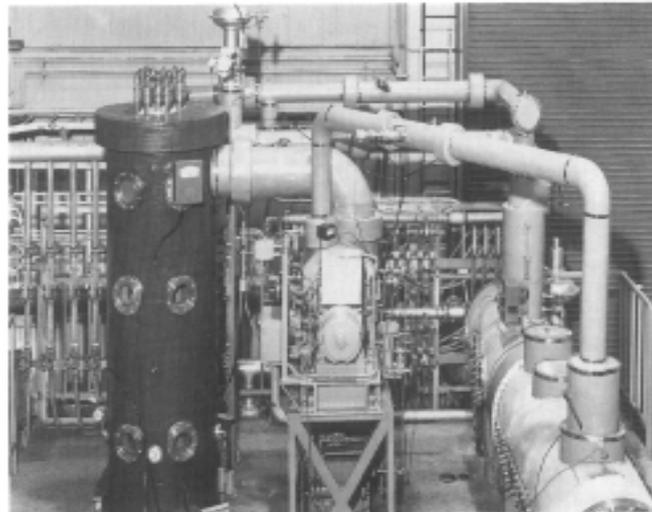


Figure I-16 : L'installation expérimentale à cycle fermé à l'Institute for Comprehensive Electronic Technology.

L'université de Saga se lance dans la course et construit des installations expérimentales. C'est dans cette perspective que les Japonais réalisent plusieurs prototypes d'ETM à cycle fermé plus puissant, à savoir :

- En 1979, une « Mini OTEC » qui utilisait le fréon comme fluide de travail est implantée à Shimane dans la mer du Japon.
- En 1980, l'usine expérimentale *onshore* de Nauru (Figure I-17) utilisait le fréon comme fluide de travail. Elle produisait une puissance de 31 kW net d'énergie électrique pendant une période de plusieurs mois d'essais. Elle a fonctionné jusqu'en 1982. Cette puissance était le record de cette époque et l'énergie produite était transférée vers un réseau électrique (Nakamoto, *et al.*, 1983).
- En 1982, la première petite centrale ETM japonaise de 50 kW utilisant l'ammoniac, est construite au sud du Japon.



Figure I-17 : L'usine ETM Onshore de Nauru 1980.

Le Japon coopère également avec l'Inde, via le National Institut of Ocean Technology (NIOT) et mettent à l'eau en 2001, une usine flottante ETM nommée « Sagar Shakthi » de 1 MW électrique (Hoarau, 2008), illustrée sur la Figure I-18. Suite à des soucis lors de la pose du tuyau d'eau froide profonde, le projet est abandonné.

En 2003, l'Université de Saga termine la construction de son centre d'essais sur l'ETM, le « Institute of Ocean Energy, Saga University » (IOES). Ce centre, d'une surface de 4500 m², permet de tester à la fois les cycles ETM de Rankine, Kalina et Uehara. Il teste également différents types d'échangeurs à plaques, la production d'hydrogène, la récupération du lithium et la production d'eau douce.



Figure I-18 : L'usine ETM Sagar Shakti née de la coopération Indo-Japonaise (Gauthier, 2003).

I.3.2.3 Projets et expérimentations en France.

Malgré la découverte de l'ETM par d'Arsonval, la France a abandonné l'ETM au profit d'autres énergies comme le nucléaire. Elle fait un bref retour dans les années 1980 avec un consortium comprenant l'IFREMER et a approuvé la faisabilité économique d'une centrale de 20 MW à Tahiti (Marchand, 1985). Leur programme prévoyait la construction d'une centrale pilote de 5 MW avant 1989 (Figure I-19). Malheureusement, la chute des prix du pétrole en 1986 a mis fin à ce programme (Gauthier, 1984).



Figure I-19 : L'avant-projet ETM 5 MW prévu pour Tahiti.

Depuis 2008, plusieurs projets ETM sont en cours d'étude. Elle concerne La Réunion, La Martinique et Tahiti. En 2009, une étude a été lancée pour l'installation d'une centrale, positionnée sur un fond de 1300 m entre 5 et 10 km des côtes tahitiennes. Elle sera flottante, semi-immersée, d'un diamètre de 50 m et pourrait fournir une puissance entre 5 et 10 MW. Cette centrale pourrait être opérationnelle d'ici 2015. Elle génèrera l'équivalent de 10 % de la production électrique de Tahiti (Rousseau, 2010a). Le projet est porté par L'État, la Polynésie Française, l'entreprise Pacific OTEC et DCNS. L'objectif plus global pour Tahiti à l'horizon 2020 est de mettre en place un mix énergétique, dont fait partie le projet ETM, pour ainsi obtenir 45 % d'énergies renouvelables (contre 24,7 % en 2008).

En Martinique, une étude de faisabilité a été lancée en 2010 entre la Région Martinique et DCNS pour l'implantation de l'ETM dans cette région.

Ces deux études rejoignent celle de la Réunion, qui depuis 2008 travaille en collaboration avec la Région Réunion, DCNS et l'Université de La Réunion sur l'implantation d'un démonstrateur de 10 MW au large de la ville du Port. Ce projet, prévu pour 2014, sera présenté dans le troisième chapitre de ce manuscrit.

1.3.2.4 Travaux de recherches

Plusieurs travaux ont été menés récemment sur la modélisation du cycle de Rankine appliquée à l'ETM. Les travaux réalisés par Nihous (Nihous, 2005 ; Nihous, 2007) portent sur l'évaluation du potentiel de la ressource en couplant un modèle simplifié du cycle avec des modèles de circulation de la thermocline. Ces études permettent d'évaluer la dispersion des rejets des centrales, nécessaire pour les études d'impact. Un travail sur l'optimisation du cycle a été fait par Yamada (Yamada, *et al.*, 2009) qui présente le dimensionnement et la modélisation en régime permanent, d'une centrale ETM de 100 kW. Il la compare ensuite avec une centrale de même puissance couplée avec des panneaux solaires, afin d'augmenter les performances globales du cycle. Ce travail sera utilisé dans le troisième chapitre de ce manuscrit afin d'effectuer une comparaison de notre modèle en utilisant uniquement la modélisation de la centrale ETM seule. Un travail sur un cycle organique de Rankine appliqué à l'ETM a été mené par Wang (Wang, *et al.*, 2010). Cette étude présente une

sélection de fluides organiques, autres que l'ammoniac, qui seraient compatibles avec le gradient de température disponible en mer. D'autres travaux ont été effectués par Nakamura (Nakamura, *et al.*, 1988), (Nakamura, *et al.*, 1991) sur le cycle de Rankine, mais n'ont pu être évalués, car ces publications étaient uniquement disponibles en japonais.

Concernant le cycle de Kalina appliqué à l'ETM, une étude paramétrique sur ce cycle a été menée en 1993 par Uehara et Ikegami (Uehara, *et al.*, 1993). Ils ont montré que le rendement du cycle était de 5 % en utilisant de l'eau chaude à 28 °C et de l'eau froide à 4 °C. Le gain par rapport au cycle de Rankine est de 66 %. Un travail de modélisation en régime dynamique et d'étude expérimentale a également été mené par le Japonais Bai (Bai, *et al.*, 2002). Les résultats de ces simulations ont été comparés avec des données expérimentales du centre d'essais d'Imari (présenté au paragraphe I.3.2.2). Ces données ont également été utilisées par Goto (Goto, *et al.*, 2011) pour comparer les résultats d'un modèle simulant un cycle Uehara en régime dynamique.

I.4 Conclusions générales

Aujourd'hui, la prise de conscience des dérèglements climatiques liés à l'activité humaine et le tarissement annoncé des gisements pétroliers nous forcent à réfléchir à une gestion durable de nos ressources et de notre environnement.

Le potentiel de l'Energie Thermique des Mers est considérable. Elle constitue pour l'avenir, une source d'énergie renouvelable de premier plan, parfaitement adaptée à la problématique du développement durable.

Le procédé est connu depuis de nombreuses années et des projets liés à l'ETM sont en plein développement. À cause d'un coût élevé de la technologie, les expérimentations et les premières centrales pilotes en mer sont peu nombreuses, mais sont très attendues par les équipes d'ingénieurs et de scientifiques. Elles permettront, à partir des observations in-situ, de poursuivre l'optimisation du système à tous les niveaux (technique, économique et environnemental). À La Réunion, la situation énergétique de l'île (insularité, dépendance vis-à-vis des énergies fossiles) et sa position géographique concourent à l'utilisation des énergies renouvelables. Dans ce contexte, l'ETM occupera une place importante dans le mix énergétique prévu par la Région en 2030. Le projet ETM réunionnais est le fruit d'une collaboration entre la DCNS, la Région Réunion et l'Université de La Réunion. L'objectif est la construction d'une centrale de 10 MW au large de l'île. Dans le but de supprimer des incertitudes concernant ces différentes thématiques comme le dimensionnement, la pose des conduites, l'impact environnemental,..., un plan de levée de risques a été mis en place. L'une des dispositions de ce plan est l'installation d'un prototype à terre sur le site de l'IUT de Saint-Pierre en 2012. Ce prototype sera une échelle réduite du démonstrateur et permettra de vérifier les hypothèses retenues afin de corriger le dimensionnement de la future centrale de 10 MW. De premières données expérimentales ont été obtenues lors des tests d'épreuve réalisés à Nantes et permettront la confrontation avec l'approche expérimentale présentée dans la suite de ce manuscrit.

En effet, en préparation de l'installation de ce banc d'essai, un travail sur les modèles en régime permanent et en régime dynamique a été effectué. Le modèle en régime permanent

offre une évaluation globale des performances du système, incluant le prélèvement et le rejet de l'eau de mer ainsi que le cycle thermodynamique, dans le but de proposer un outil de dimensionnement à partir de la modélisation statique. Un modèle dynamique sera établi en appliquant la méthode des systèmes équivalents de Gibbs. Cet outil permet de décrire les phases de démarrage et d'arrêt, d'étudier la modulation de la puissance électrique délivrée au réseau et d'optimiser le cycle.

Ces études constituent un premier pas vers la conception des centrales commerciales de grosses puissances et permettront de lever les nombreuses incertitudes à la fois sur les technologies employées (échangeurs, fluide de travail, régulation,...), sur l'installation en mer (pose des tuyaux, ancrage du dispositif vis-à-vis des conditions climatiques en zone tropicale) et sur la maintenance.

CHAPITRE II

MODELISATION DU CYCLE FERME DE RANKINE APPLIQUE A L'ENERGIE THERMIQUE DES MERS

II.1 Introduction

Depuis de nombreuses années, grâce aux progrès de l'informatique, la modélisation numérique a pris un rôle important dans la recherche et le développement. En gardant à l'esprit que la modélisation présente des simplifications, ces outils permettent d'obtenir rapidement des résultats se rapprochant de la réalité. Les expérimentations ou les centrales pilotes sont relativement coûteuses à mettre en place, comme illustrées dans le chapitre 1. Il est également nécessaire de déterminer les paramètres de fonctionnement du cycle afin de s'assurer de la production du cycle. Le cycle devra être dimensionné afin d'avoir une puissance nette positive. Ces modèles permettent donc de prédire le comportement des différents composants de l'installation et donc d'étudier virtuellement les phénomènes physiques mis en jeu. Cela permet de faciliter le dimensionnement ou d'améliorer les performances du procédé.

Une installation ETM classique est donc composée de différents éléments, dont les principaux sont :

- Un turbo-alternateur pour la production d'électricité
- D'échangeurs : condenseur et évaporateur
- D'une pompe de circulation du fluide de travail
- De pompes de circulation d'eau de mer chaude et froide
- De tubes permettant la circulation de l'eau et de l'ammoniac

Son fonctionnement est basé sur un cycle de Rankine fermé avec de l'ammoniac comme fluide de travail, comme illustré sur les Figure II-1 et Figure II-2. L'eau chaude de surface (10) est pompée dans un évaporateur (7) où le fluide de travail (3) qui reçoit la chaleur se vaporise (4). La vapeur ainsi produite se détend dans une turbine (1) puis se condense à basse pression dans le condenseur (2) où la chaleur est transférée à la source froide (9-5-6). Le fluide qui vient d'être condensé est réintroduit dans l'évaporateur pour un nouveau cycle.

Il faut aussi noter que dans notre cas, il n'y a pas de surchauffe ou de sous-refroidissement du fluide de travail, comme illustré sur la Figure II-2.

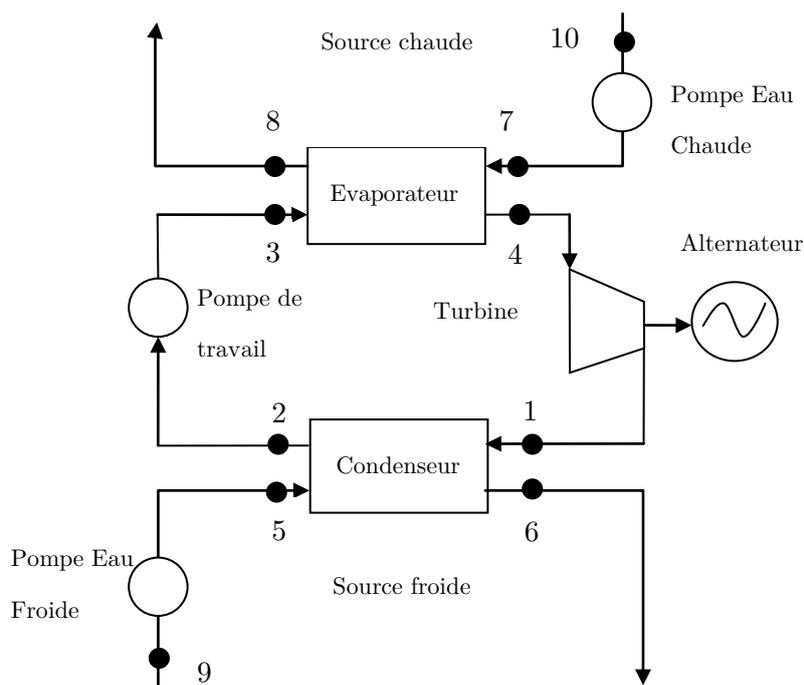


Figure II-1 : Schéma de principe du cycle ETM

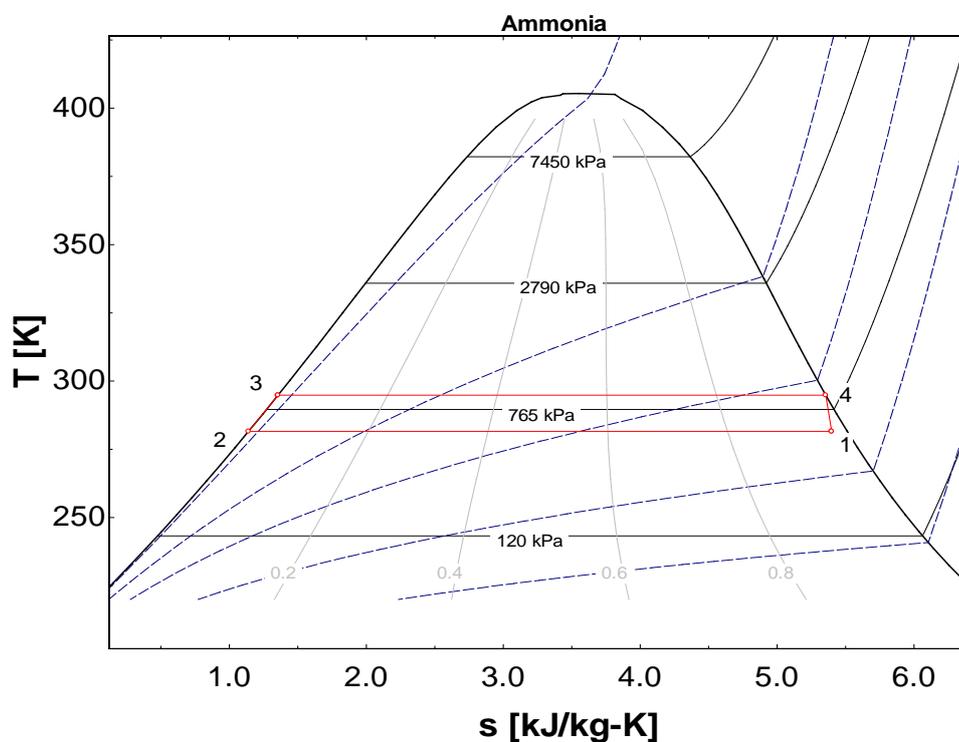


Figure II-2: Diagramme T-s du cycle de Rankine - Evolution du fluide de travail

Les différents éléments du système seront modélisés et assemblés afin de traduire le comportement de l'installation en régime permanent et dynamique. Différents environnements de simulation ont été utilisés. L'environnement EES permet de simuler rapidement le cycle thermodynamique en régime permanent. La modélisation sous Delphi a été retenue par l'incapacité de EES à pouvoir modéliser le cycle en régime dynamique.

II.2 Modélisation des différents composants de l'installation en régime permanent

II.2.1 *Echangeurs*

Pour modéliser et dimensionner un échangeur, il est possible d'utiliser des relations impliquant les nombres de Nusselt ou Prandtl, mais elles supposent que soient connues les températures d'entrée et de sortie des fluides, ce qui est rarement le cas. La méthode du NUT (Nombre d'Unités de Transfert) est une méthode plus générale et plus simple à utiliser. Développée par Kays et London (Incropera, *et al.*, 2006), cette méthode nécessite de connaître uniquement les températures d'entrée des fluides et non celles de sortie. Le dimensionnement des échangeurs se base donc sur une approche globale. Celle-ci permet de modéliser les échangeurs quelque soit leur type et sans entrer dans les détails de ses caractéristiques technologiques. Cette description sera utilisée à la fois pour le régime permanent et pour le régime dynamique. Le système est donc équipé de deux échangeurs, un évaporateur, noté E et un condenseur, noté C. Ces équipements sont modélisés sur la même base et seules leurs propriétés caractéristiques sont différentes.

II.2.1.1 *Modélisation de l'évaporateur/condenseur*

L'évaporateur et le condenseur ayant sensiblement le même comportement, la modélisation sera détaillée uniquement pour l'évaporateur.

Afin de déterminer l'état de l'évaporateur au point nominal de fonctionnement, les hypothèses suivantes sont utilisées :

- Les régimes sont stationnaires

➤ Les fluides de travail et caloporteur à l'état liquide sont incompressibles.

1) Détermination des différents flux

D'après le premier principe de la thermodynamique appliqué à l'évaporateur en régime stationnaire, le bilan thermique peut s'écrire :

$$\dot{q}_c^E + \dot{q}_{ext}^E + \dot{m}_{le}^E \cdot h_l(T_{le}^E) - \dot{m}_{gs}^E \cdot h_g(T^E, p^E) = 0 \quad (\text{II.1})$$

Les débits massiques d'entrée et sortie sont égaux en régime stationnaire $\dot{m}_{le}^E = \dot{m}_{gs}^E$ d'où

$$\dot{q}_c^E + \dot{q}_{ext}^E + \dot{m}_{le}^E \cdot (h_l(T_{le}^E) - h_g(T^E, p^E)) = 0 \quad (\text{II.2})$$

Les différents termes de cette équation sont définis de la manière suivante :

a) Flux thermique du caloporteur transmis au fluide de travail \dot{q}_c^E

La puissance thermique transmise entre l'échangeur et le fluide caloporteur est fonction des températures d'entrée T_{ce}^E et sortie T_{cs}^E du fluide caloporteur ainsi que de son débit massique \dot{m}_c^E circulant dans l'échangeur :

$$\dot{q}_c^E = \dot{m}_c^E \cdot c p_c \cdot (T_{ce}^E - T_{cs}^E) \quad (\text{II.3})$$

b) Flux dissipé par pertes thermiques \dot{q}_{ext}

L'échangeur est isolé thermiquement par un isolant d'épaisseur e_{isol} de conductivité thermique λ_{isol} . Le flux de perte thermique \dot{q}_{ext} est de la forme :

$$\dot{q}_{ext} = \frac{(T_{ext} - T)}{R_{isol} + R_{ext}} \quad (\text{II.4})$$

La paroi est considérée à la même température T que celle du système (température uniforme). Cependant, la température de l'isolant T_{isol} est différente par rapport à celle du système ($T \neq T_{isol}$).

Avec, R_{isol} la résistance thermique de l'isolant, fonction de la surface S_{isol}^p d'isolation sur la paroi :

$$R_{isol} = \frac{e_{isol}}{\lambda_{isol} \cdot S_{isol}^p} \quad (\text{II.5})$$

Et R_{ext} la résistance thermique d'échange de chaleur avec l'environnement, en fonction du coefficient de conductance de transfert h_{ext} et de la surface d'échange de l'isolant avec l'extérieur $S_{u_{isol}}^{ext}$. Cette surface sera estimée en fonction du type d'échangeur utilisé. Elle s'exprime :

$$R_{ext} = \frac{1}{h_{ext} \cdot S_{u_{isol}}^{ext}} \quad (\text{II.6})$$

2) Calcul du débit massique du fluide de travail

Le fluide entre dans l'évaporateur à l'état liquide saturé ou sous-refroidi à la température T_{le}^E . Ce liquide à basse température va d'abord se réchauffer jusqu'à la température T^E d'évaporation et ensuite s'évaporer avec un débit massique de changement de phase \dot{m}_x^E . En régime stationnaire, les débits massiques d'entrée, d'évaporation et de sortie sont égaux. En effet, l'évaporateur fonctionne avec un niveau de liquide constant. Avec l'équation (II.2), les débits massiques d'entrée, d'évaporation et de sortie du fluide s'expriment :

$$\dot{m}_{le}^E = \dot{m}_x^E = \dot{m}_{gs}^E = \frac{\dot{q}_c^E + \dot{q}_{ext}^E}{h_g(T^E, P^E) - h_l(T_{le}^E)} \quad (\text{II.7})$$

3) Températures et surface d'échange

Le dimensionnement d'un échangeur consiste à déterminer la surface d'échange. Cet évaporateur peut se décomposer schématiquement en deux parties (Figure II-3). La première est composée d'un échangeur de chaleur servant à élever la température du fluide moteur à sa température d'évaporation. Il est appelé E_{CS} (Evaporateur Chaleur Sensible). La deuxième partie est donc l'évaporateur proprement dit, servant à évaporer le fluide. Il est appelé E_{CL} (Evaporateur Chaleur Latente).

N.B : Le condenseur est modélisé comme un seul échangeur. Le fluide entre dans le condenseur à l'état bi-phasique liquide/vapeur avec un titre de vapeur x_{ge} et à la température T_{ge}^C . La vapeur va se condenser avec un débit de condensation \dot{m}_x^C .

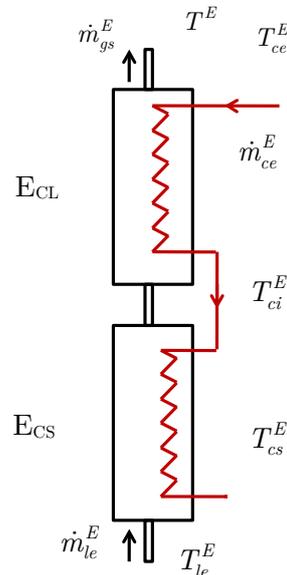


Figure II-3 : Représentation schématique de l'évaporateur

Deux cas de figure peuvent se présenter :

- Cas n°1 : La surface d'échange est inconnue, dans le cas d'un dimensionnement.
- Cas n°2 : Les températures de sorties sont inconnues, dans le cas de simulations.

La même méthode sera appliquée pour déterminer la surface d'échange nécessaire ou les températures de sorties pour le condenseur.

Cas n°1 :

a) L'échangeur E_{CL}

Les températures de fonctionnement T^E et de sortie T_{ce}^E en régime nominal peuvent être estimées rapidement en régime permanent et permettent de calculer les surfaces d'échanges.

Le fluide de travail entre dans l'échangeur à l'état liquide et se réchauffe dans celui-ci jusqu'à la température d'évaporation.

La puissance nécessaire à cet échauffement est égale à :

$$\dot{q}_c^{E_{cs}} = \dot{m}_{le}^E \cdot cp_l \cdot (T^E - T_{le}^E) \quad (\text{II.8})$$

La puissance restante afin d'évaporer le fluide se déduit :

$$\dot{q}_c^{E_{cl}} = \dot{q}_c^E - \dot{q}_c^{E,CS} + \dot{q}_{ext}^E \quad (\text{II.9})$$

Connaissant le débit massique du fluide caloporteur, il est possible de calculer la température de sortie du fluide caloporteur T_{ci}^E au niveau de l'échangeur E_{CL} .

$$T_{ci}^E = T_{ce}^E - \frac{\dot{q}_c^{E_{cl}} - \dot{q}_{ext}^E}{cp_c \cdot \dot{m}_c^E} \quad (\text{II.10})$$

La température de sortie du fluide caloporteur à la sortie de l'échangeur E_{CS} se calcule avec la relation :

$$\dot{q}_c^{E_{cs}} = \dot{m}_{ce}^E \cdot cp_c \cdot (T_{ci}^E - T_{cs}^E) \quad (\text{II.11})$$

$$T_{cs}^E = T_{ci}^E - \frac{\dot{q}_c^{E_{cs}}}{cp_c \cdot \dot{m}_c^E} \quad (\text{II.12})$$

Dans le cas d'un évaporateur ou condenseur, la température de changement de phase est constante. Le débit du fluide moteur à l'intérieur de l'échangeur est constant et à un débit de capacité infini. Le débit de capacité minimal dans l'évaporateur est donc celui du fluide caloporteur. Le rapport des débits de capacité est de ce fait nul.

$$R^{E_{cl}} = \frac{(\dot{m} \cdot cp)_c}{(\dot{m} \cdot cp)_f} = 0 \quad (\text{II.13})$$

Dans le cas d'un évaporateur, l'efficacité en fonction du NUT se note alors de la forme :

$$\varepsilon^{E_{cl}} = 1 - \exp(-NUT^{E_{cl}}) \quad (\text{II.14})$$

D'où,

$$NUT^{E_{cl}} = -\ln(1 - \varepsilon^{E_{cl}}) = -\ln\left(1 - \frac{T_{ce}^E - T_{ci}^E}{T_{ce}^E - T^E}\right) \quad (\text{II.15})$$

Le Nombre d'Unité de Transfert permet alors de trouver la surface d'échange nécessaire afin d'échanger cette puissance thermique.

$$NUT^{E_{cl}} = \frac{K^{E_{cl}} \cdot S_u^{E_{cl}}}{(\dot{m} \cdot cp)_{min}} \quad (\text{II.16})$$

La surface d'échangeur de l'évaporateur E_{CL} s'écrit :

$$S_u^{E_{cl}} = \frac{NUT \cdot (\dot{m} \cdot cp)_c}{K} \quad (\text{II.17})$$

b) L'échangeur E_{CS}

Le fluide moteur a le plus petit débit de capacité dans l'échangeur par rapport à celui du fluide caloporteur. Le rapport des débits de capacité est compris entre 0 et 1.

$$R^{E_{cs}} = \frac{(\dot{m} \cdot cp)_f}{(\dot{m} \cdot cp)_c} \quad (\text{II.18})$$

L'efficacité thermique de l'échangeur est donnée par la valeur la plus élevée des efficacités thermiques partielles, donc par rapport au fluide qui à l' écart de température le plus élevé et donc celui qui possède le plus petit débit de capacité.

$$\varepsilon^{E_{cs}} = \frac{T^E - T_{le}^E}{T_{ci}^E - T_{le}^E} \quad (\text{II.19})$$

Le Nombre d'Unité de Transfert se calcule en fonction de l'efficacité ainsi que des rapports des débits de capacités.

$$NUT^{E_{cs}} = \frac{1}{1 - R^{E_{cs}}} \cdot \ln \left(\frac{1 - \varepsilon^{E_{cs}} \cdot R^{E_{cs}}}{1 - \varepsilon^{E_{cs}}} \right) \quad (\text{II.20})$$

La surface d'échangeur de l'évaporateur s'écrit :

$$S_u^{E_{cs}} = \frac{NUT^{E_{cs}} \cdot (\dot{m} \cdot cp)_f}{K^{E_{cs}}} \quad (\text{II.21})$$

Cas n°2 :

L'équation (II.22 (II.19) permet d'écrire que :

$$\varepsilon^{E_{cl}} = \frac{T_{ce}^E - T_{ci}^E}{T_{ce}^E - T^E} \quad (\text{II.22})$$

Connaissant la surface d'échange et le coefficient global d'échange, il est possible de calculer le NUT (II.16) et donc l'efficacité. De plus, la température de fonctionnement T^E étant imposée, il est possible de déterminer la température de sortie T_{ci}^E en posant :

$$T_{ci}^E = T_{ce}^E - \varepsilon^{E_{cl}} \cdot (T_{ce}^E - T^E) \quad (\text{II.23})$$

La même méthode peut être utilisée pour l'évaporateur E_{Cs}

II.2.2 Turbo-alternateur

Composant essentiel pour la production d'électricité, le turbo-alternateur est un assemblage mécanique d'une turbine à un alternateur. La détente dans la turbine est considérée comme adiabatique et irréversible et avec un rendement isentropique constant.

Le rendement isentropique de la turbine est défini de la manière suivante (MORAN, *et al.*, 2008):

$$\eta_{is}^T = \frac{h_{s,irr} - h_e}{h_{s,rev} - h_e} \quad (\text{II.24})$$

Le travail mécanique fourni par la turbine en tenant compte du débit du fluide moteur et du rendement mécanique de la turbine, s'exprime par :

$$\dot{W}_{méca}^T = \dot{m}_{FT} \cdot (h_{s,irr} - h_e) \cdot \eta_{méca}^T \quad (\text{II.25})$$

Enfin, la puissance électrique fournie par l'alternateur en tenant compte du travail mécanique fourni par la turbine à l'alternateur et de son rendement s'écrit :

$$\dot{W}_{élec}^T = \dot{W}_{méca}^T \cdot \eta_{élec}^T \quad (\text{II.26})$$

II.2.3 Pertes de charge

La détermination de la puissance des pompes est un élément important. En effet, le pompage de l'eau de mer nécessite une dépense d'énergie importante en raison de pertes de charge. Elles doivent être prises en compte dans la modélisation.

D'après le théorème de Bernouilli, si l'écoulement va de 1 vers 2 (Zotto, *et al.*, 1996) :

$$W_{1 \rightarrow 2} + X_1 = X_2 + Z_{1 \rightarrow 2} \quad (\text{II.27})$$

Avec la charge hydraulique définie par (avec i le point considéré dans le circuit):

$$X_i = P_i + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \dot{v}_i^2 + \rho \cdot g \cdot z_i \quad (\text{II.28})$$

La perte de charge totale est définie par :

$$Z_{1 \rightarrow 2} = J_{1 \rightarrow 2} + Y_{1 \rightarrow 2} \quad (\text{II.29})$$

Avec les pertes de charge linéaires :

$$J_{1 \rightarrow 2} = \lambda \cdot \rho \cdot \dot{v}^2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{L}{D} \quad (\text{II.30})$$

Et les pertes de charge singulières :

$$Y_{1 \rightarrow 2} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \rho \cdot \frac{\dot{v}^2}{2} \quad (\text{II.31})$$

Nous pouvons ainsi définir les pertes de charge en chaque point du réseau et ainsi en déduire la puissance électrique consommée par la pompe, en fonction du travail à fournir pour combattre les pertes de charge. Ces calculs seront nécessaires pour la détermination des courbes caractéristiques : hauteur manométrique-débit des pompes, présentées dans le quatrième chapitre.

II.2.4 Pompes

Les pompes permettent de la mise en mouvement d'un fluide dans une conduite. À partir du calcul des pertes de charge, il est possible de déterminer la consommation des pompes.

Le travail consommé par la pompe (idéale) pour compresser le fluide s'écrit:

$$\dot{W}^P = \dot{m} \cdot (h_s - h_e) = \nu \cdot (p_s - p_e) \quad (\text{II.32})$$

Pour une compression adiabatique irréversible, on introduit le rendement mécanique de la pompe (appelé aussi rendement isentropique) :

$$\eta_{méca}^P = \frac{\dot{W}_{rev}^P}{\dot{W}_{irr}^P} = \frac{h_{s,rev} - h_e}{h_{s,irr} - h_e} \quad (\text{II.33})$$

Le travail mécanique fourni par la pompe au fluide est calculé en tenant compte du débit du fluide et du rendement mécanique de la pompe :

$$\dot{W}_{irr}^P = \frac{\dot{W}_{rev}^P}{\eta_{méca}^P} = \frac{h_{s,rev} - h_e}{\eta_{méca}^P} \quad (\text{II.34})$$

$$\dot{W}_{méca}^P = \frac{v \cdot (p_s - p_e)}{\eta_{méca}^P} \quad (\text{II.35})$$

Enfin, la puissance électrique consommée par la pompe découle du travail mécanique fourni et du rendement électrique :

$$\dot{W}_{élec}^P = \frac{\dot{W}_{méca}^P}{\eta_{élec}^P} \quad (\text{II.36})$$

II.2.5 Implémentation du modèle

Le modèle en régime permanent a été réalisé sous le logiciel EES. Le «Engineering Equation Solver» (EES)² (Klein, 2009) est un environnement de simulation qui a été développé par le professeur Sandy Klein de l'Université du Wisconsin à Madison. Cet outil permet de résoudre des systèmes d'équations qui apparaissent dans la plupart des domaines scientifiques. EES est couramment utilisé pour résoudre des problèmes de thermodynamique (Bernier, 2003 ; Forristall, 2003 ; Lakew, *et al.*, 2011).

EES est un logiciel de type « solveur d'équations » permettant la simulation de procédés en régime permanent ou semi-permanent avec l'utilisation des tables paramétriques. De plus, de nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques sont incorporées dans le logiciel. Par exemple, des tables " vapeur " sont implémentées de telle sorte que n'importe quelles propriétés thermodynamiques peuvent être obtenues à partir des fonctions incorporées (enthalpie, masse volumique, ...). En effet, il existe deux différences majeures entre EES et un solveur « classique » d'équations. Tout d'abord, EES identifie automatiquement et groupe les équations qui doivent être simultanément résolues. Cette caractéristique simplifie le procédé pour l'utilisateur et assure que le logiciel opérera toujours en veillant bien à respecter que le

² Prononcé « ease »

nombre de variables et le nombre d'équations soient identiques. Les différentes équations présentées dans cette partie seront donc implémentées dans le modèle sous EES. L'utilisation de EES permet une résolution rapide de ce modèle.

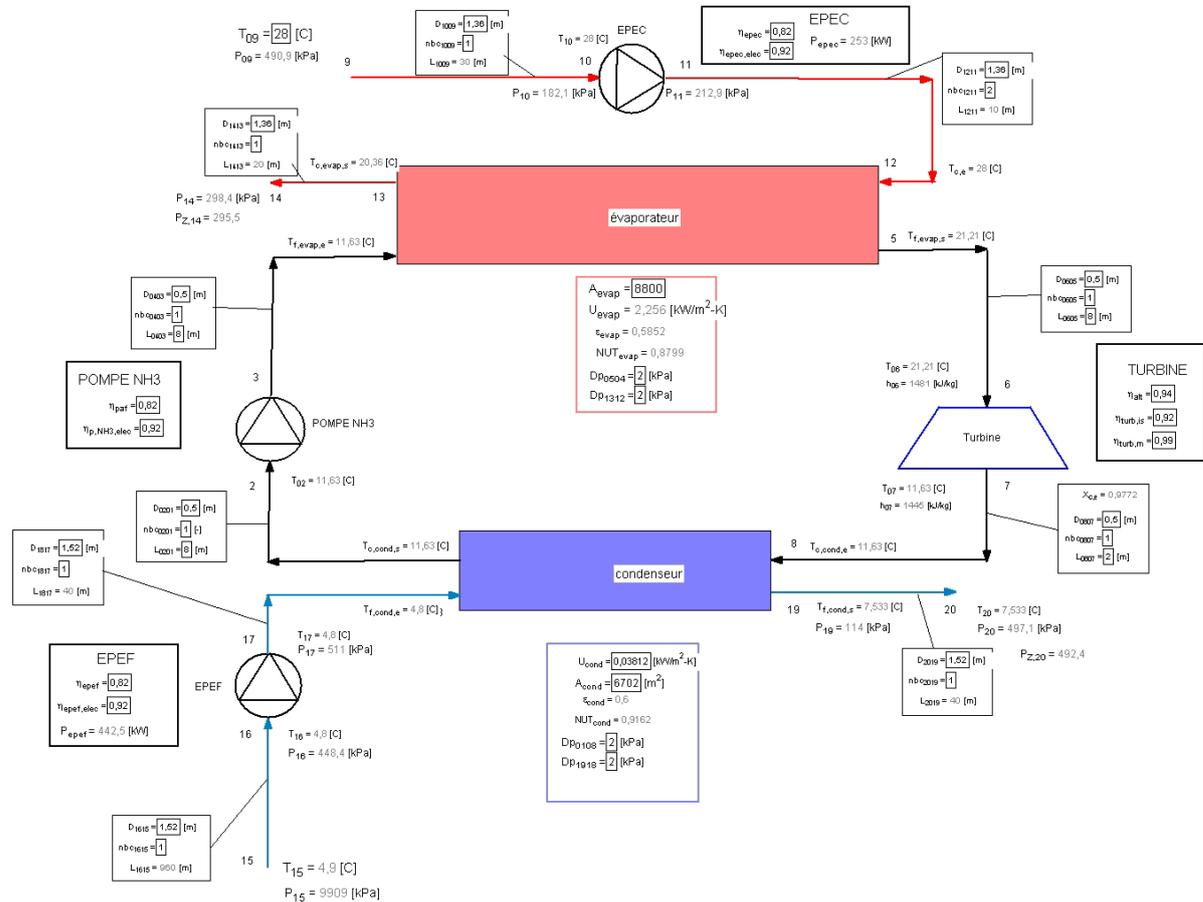


Figure II-4 : Interface EES

Une interface graphique (Figure II-4) peut être créée sous l'environnement et permet de visualiser directement des résultats des calculs et permet la modification des paramètres sans avoir à aller dans le code.

II.3 Modélisation en régime dynamique : Système Equivalent de Gibbs

II.3.1 Principe

Le principe des systèmes équivalents de Gibbs est une méthode permettant de déterminer les différentes grandeurs intensives et extensives d'un système en régime transitoire. C'est une méthode qui consiste à assimiler un système réel en un objet thermodynamique dont il est possible de calculer les variations d'énergie interne et d'entropie au cours du temps. C'est un outil de calcul basé sur la thermodynamique des processus irréversibles. Ce concept a été développé par Ilya Prigogine (Prigogine, 1968) et peut être directement utilisé aux composants d'une installation thermodynamique. Des travaux ont été menés par Pierre Neveu (Neveu, *et al.*, 2002) sur une pompe à chaleur ou par Matthieu Martins (Martins, *et al.*, 2011) en appliquant la méthode sur un nouveau procédé de rafraîchissement solaire. Les équations présentées dans ce chapitre découlent de ces différents travaux et sont adaptées à l'étude du procédé ETM.

Un système équivalent de Gibbs est donc défini pour chaque composant réel impliqué dans le système par des variables intensives (x , T et p) et des variables extensives (m_j , U et S). Dans ce système ainsi défini, la masse m , l'énergie interne U , et l'entropie S sont liées par l'équation de Gibbs. La production d'entropie peut se traduire facilement grâce aux différents flux et aux forces associées.

La modélisation du système équivalent est plus simple que le système réel, qui comporte des gradients de pression ou de température. On associe donc au système équivalent une température et pression uniforme de telle manière que les deux conditions suivantes soient vérifiées :

- Pour un point de fonctionnement donné (en général, le point dimensionnement dans les conditions nominales), les deux systèmes conduisent à la même production d'entropie $\dot{\sigma}_i$

- A l'équilibre thermodynamique, le système réel et le système équivalent ont la même entropie S , la même énergie interne U et la même masse m_j .

Dans ces conditions, le système équivalent est décrit par l'équation de Gibbs :

$$dU = TdS - pdV + \sum_i \mu_i dn_i \quad (\text{II.37})$$

En pratique, deux systèmes d'équations sont établis. Le premier est composé des trois valeurs intensives : l'état d'avancement de la réaction x (changement de phase, chimique,...), la température T du système dite « équivalente » (au sens de $T = \frac{\partial H}{\partial S}$ et n'est donc pas mesurable), et P la pression. L'autre système d'équations caractérise les trois valeurs extensives, à savoir, la quantité de matière m_j définie pour chaque espèce j présente dans le système, l'entropie U et l'énergie interne S .

L'intégration numérique des valeurs extensives permet de caractériser la dynamique de ces systèmes équivalents du fait de leur variation estimée à partir des flux de chaleurs et de masse échangés par le système avec son environnement. Cette intégration est définie par :

$$\begin{cases} \frac{dm_j}{dt} = \sum \dot{m}_j \cdot x_j + \sum v_j \cdot \dot{x}_j \\ \frac{dU}{dt} = \sum \dot{q}_c + \dot{w} + \sum \dot{m}_j \cdot h_j + \dot{q}_{ext} \\ \frac{dS}{dt} = \sum \frac{\dot{q}_c}{T_c} + \sum \dot{m}_j \cdot s_j + \frac{\dot{q}_{ext}}{T_{ext}} + \dot{\sigma}_i \end{cases} \quad (\text{II.38})$$

Ainsi, les deux premiers principes de la thermodynamique sont totalement vérifiés.

II.3.2 Application de la méthode : Evolution en dynamique de l'évaporateur/condenseur

Le système de Gibbs étant considéré à température et pression uniformes, seuls les échangeurs seront modélisés en utilisant cette méthode.

II.3.2.1 Définition de l'évaporateur

L'évaporateur échange avec l'extérieur de la matière et de la chaleur. Il est composé de deux ports matériels. L'un est une entrée du fluide de travail à l'état liquide à la température T_{le}^E , avec un débit \dot{m}_{le}^E et l'autre une sortie de ce fluide à l'état vapeur, avec un débit \dot{m}_{gs}^E . Le système échange de la chaleur avec un fluide caloporteur circulant avec un débit \dot{m}_c^E et avec des températures d'entrée sorties T_{ce}^E et T_{cs}^E respectivement. Il échange également de la chaleur avec l'extérieur \dot{q}_{ext}^E à la température T_{ext} . Le système équivalent de l'évaporateur est représenté schématiquement sur la figure ci-dessous .

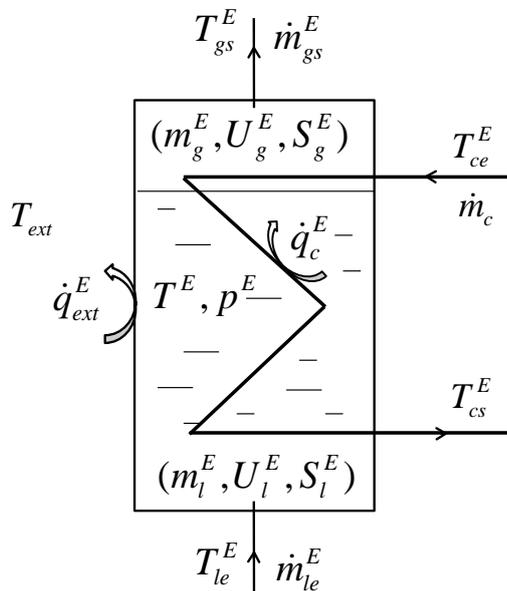


Figure II-5 : Système équivalent de Gibbs –Évaporateur

II.3.2.2 Définition du condenseur

Tout comme l'évaporateur, ce système échange avec l'extérieur de la matière et de la chaleur. Il est composé de deux ports matériels : l'un est une entrée du fluide de travail à l'état bi-phasique liquide/vapeur avec un titre de vapeur x_{ge}^C , à la température T_{ge}^C et avec un débit \dot{m}_{ge}^C , l'autre, une sortie de ce fluide à l'état liquide saturé avec un débit \dot{m}_{ls}^C . Le système échange de la chaleur avec un fluide caloporteur circulant avec un débit \dot{m}_c^C et avec des températures d'entrée sorties T_{ce}^C et T_{cs}^C respectivement. Il échange également de la

chaleur avec l'extérieur \dot{q}_{ext}^C à la température T_{ext} . Le système équivalent du condenseur est représenté schématiquement sur la figure ci-dessous.

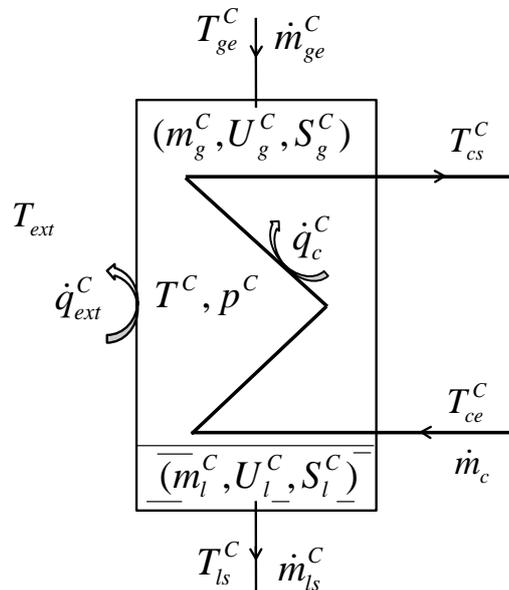


Figure II-6 : Système équivalent de Gibbs – Condenseur

II.3.3 Calcul de l'état extensif du système équivalent (m_k, U, S)

II.3.3.1 Système équivalent

À partir du dimensionnement réalisé en régime statique, la résolution du système pour l'évaporateur ou le condenseur est identique et peut être réalisée. Le système de Gibbs étant par définition à température et à pression uniformes, l'énergie interne peut s'écrire sous une forme simplifiée :

$$U = \sum_i m_i \cdot u_i = m_w \cdot u_w + m_l \cdot u_l + m_g \cdot u_g \quad (\text{II.39})$$

L'entropie du système s'écrit :

$$S = \sum_i m_i \cdot s_i = m_w \cdot s_w + m_l \cdot s_l + m_g \cdot s_g \quad (\text{II.40})$$

L'évolution en dynamique valable pour l'évaporateur et le condenseur est décrite par le système différentiel suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \frac{dm_l}{dt} = \dot{m}_{ge} \cdot (1 - x_{ge}) + \dot{m}_{le} - \dot{m}_{ls} - \dot{m}_x \\
 \frac{dm_g}{dt} = \dot{m}_e \cdot x_{ge} - \dot{m}_{gs} + \dot{m}_x \\
 \frac{dU}{dt} = \dot{q}_{ext} + \dot{q}_c + \dot{m}_{le} \cdot h_l(T_{le}) - \dot{m}_{ls} \cdot h_l(T) + \dot{m}_{ge} \cdot h(T_{ge}, x_{ge}) - \dot{m}_{gs} \cdot h_g(T, p) \\
 \frac{dS}{dt} = \frac{\dot{q}_{ext}}{T_{ext}} + \frac{\dot{q}_c}{\tilde{T}_c} + \dot{m}_{le} \cdot s_l(T_{le}) - \dot{m}_{ls} \cdot s_l(T) + \dot{m}_{ge} \cdot s(T_{ge}, x_{ge}) - \dot{m}_{gs} \cdot s_g(T, p) + \dot{\sigma}_i
 \end{array} \right. \quad (\text{II.41})$$

Avec :

\dot{m} : Débit massique du fluide (kg/s)

\dot{m}_x : Débit massique d'évaporation (+) / condensation (-)

\dot{q} : Puissance thermique (W)

h : Enthalpie spécifique (J.kg⁻¹)

s : Entropie spécifique (J.kg⁻¹.K⁻¹)

x : Titre de vapeur (-)

\tilde{T}_c : Température entropique moyenne du fluide caloporteur (K)

$\dot{\sigma}_i$: Production d'entropie (W.K⁻¹)

La température entropique moyenne du fluide caloporteur \tilde{T}_c représente la température moyenne à laquelle la quantité de chaleur fournie par le fluide caloporteur est échangée avec le système à la température équivalente T .

En négligeant les pertes de charge et en considérant le liquide incompressible, cette température entropique moyenne du fluide caloporteur \tilde{T}_c peut s'exprimer sous sa forme simplifiée :

$$\tilde{T}_c = \frac{T_{cs} - T_{ce}}{\text{Ln}\left(\frac{T_{cs}}{T_{ce}}\right)} \quad (\text{II.42})$$

La température et la pression d'un système équivalent sont supposées uniformes, l'équation de Gibbs peut alors s'écrire pour un système ouvert :

$$dU^* = T^* \cdot dS^* - p^* \cdot dV^* + \sum_{i=1}^n \mu_i^* \cdot dm_i^* = 0 \quad (\text{II.43})$$

Avec μ le potentiel chimique (J.kg^{-1}).

La production d'entropie de notre système peut s'écrire en utilisant le système d'équation (II.41) et l'équation (II.43) sous la forme :

$$\dot{\sigma}_i = \dot{q}_{ext} \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{ext}} \right) + \dot{q}_c \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{\tilde{T}_c} \right) + \dot{m}_x \cdot \frac{A}{T} + \Delta j \quad (\text{II.44})$$

Où :

$\dot{q}_{ext} \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{ext}} \right) + \dot{q}_c \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{\tilde{T}_c} \right)$ représente la production d'entropie liée aux transferts

thermiques.

$\dot{m}_x \cdot \frac{A}{T}$ représente la production d'entropie liée à la transformation physico-chimique. Le

débit massique \dot{m}_x dû à la transformation physico-chimique est positif lors de l'évaporation et négatif lors de la condensation. Il s'exprime avec facteur de cinétique τ toujours positif et défini par :

$$\begin{aligned} \tau &= (1 - X_g)^n \quad \text{si } A > 0 \quad (\text{évaporation}) \\ \tau &= X_g^n \quad \text{si } A < 0 \quad (\text{condensation}) \end{aligned} \quad (\text{II.45})$$

Avec X_g la fraction volumique de gaz dans l'équipement et n l'ordre de la cinétique.

Dans le cas d'une cinétique du premier ordre (\dot{A} dépend que du temps), n est fixé à 1. Le fonctionnement du procédé en dynamique peut induire des variations de X_g dans l'échangeur. En fonctionnement transitoire, le facteur cinétique peut avoir une influence notable sur cet équipement.

Dans le système d'équations (II.45), quand l'affinité du changement de phase est positive, le liquide s'évapore et le terme $(1 - X_g)$ qui représente la fraction de liquide présent dans l'évaporateur diminue. Le terme X_g permet de rendre compte des flux thermiques au cours du changement de phase ; c'est-à-dire que le débit massique (positif pour l'évaporation et négatif pour la condensation), sera d'autant plus grand en valeur absolue que la quantité de liquide présent dans l'échangeur sera grande. En condensation, quand l'affinité de changement de phase est négative, le gaz se condense. Plus la fraction de gaz présent dans l'équipement est grande, plus l'interface d'échange thermique est grande et plus le débit massique de condensation est important en valeur absolue.

Δj représente la production d'entropie due au mélange de fluide (liquide/vapeur) à des niveaux de températures et pressions différents, avec :

$$\Delta j = \dot{m}_{le} \cdot \left[\frac{h_l(T_{le}) - h_l(T)}{T} - (s_l(T_{le}) - s_l(T)) \right] + \dot{m}_{ge} \cdot \left[\frac{h_g(T_{ge}, x_{ge}) - h_g(T, p)}{T} - (s_g(T_{ge}, x_{ge}) - s_g(T, p)) \right] \quad (\text{II.46})$$

II.3.3.2 Détermination des coefficients phénoménologiques L

Les puissances thermiques mises en jeu dans le système sont évaluées d'après le formalisme de la Thermodynamique des Processus Irréversibles (TPI) (Prigogine, 1968) faisant intervenir les coefficients phénoménologiques ou coefficients d'Onsager et sont notés L .

Les équations phénoménologiques sont déduites de l'équation de la production d'entropie (II.44), en négligeant les couplages thermodynamiques (système en régime stationnaire proche du point nominal de fonctionnement (Zahra, *et al.*, 1989)) :

$$\begin{cases} \dot{q}_{ext} = L_{ext} \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{ext}} \right) \\ \dot{q}_c = L_c \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{\tilde{T}_c} \right) \\ \dot{m}_x = L_x \cdot \frac{A}{T} \cdot \tau \end{cases} \quad (\text{II.47})$$

Ces coefficients L sont directement liés aux coefficients de transfert. Par exemple, la puissance thermique échangée avec le milieu extérieur \dot{q}_{ext} est généralement déterminée par sa forme linéaire classique :

$$\dot{q}_{ext} = h_{ext} \cdot S_{u,p} \cdot (T_p - T_{ext}) \quad (\text{II.48})$$

Avec

- h_{ext} , le coefficient de transfert
- $S_{u,p}$, la surface d'échange entre le système et l'environnement
- T_p , la température de la paroi

Ainsi, avec la première équation du système (II.47) et l'équation (II.48), il est possible de dire que ces deux équations sont équivalentes en posant :

$$L_{ext} = h_{ext} \cdot S_p \cdot T_p \cdot T_{ext} \quad (\text{II.49})$$

Ces coefficients sont considérés comme constants et sont déterminés au point nominal de fonctionnement, c'est-à-dire quand le système est en régime stationnaire et que le système de Gibbs est strictement équivalent au système réel. Ils sont donc valides pour le point considéré. Cependant, si les conditions de fonctionnement du système réel du composant étudié s'écartent peu des conditions nominales, l'hypothèse sur ces coefficients reste valable.

Les relations exprimant les coefficients phénoménologiques sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} L_{ext} = \frac{\dot{q}_{ext}}{\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{ext}} \right)} \\ L_c = \frac{\dot{m}_c \cdot cp_c \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{\tilde{T}_c} \right)} \\ L_x = \dot{m}_x \cdot \frac{T}{A} \end{array} \right. \quad (\text{II.50})$$

L'autre intérêt d'utiliser ces coefficients est de s'assurer que la production d'entropie est positive, ce qui reste cohérent avec le second principe. Considérons toujours l'exemple de la puissance thermique échangée avec le milieu extérieur. En utilisant les équations (II.44) et (II.47), il est possible de montrer que la production d'entropie est toujours positive et peut s'exprimer sous la forme :

$$\dot{\sigma}_{ext} = L_{ext} \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{ext}} \right)^2 \quad (\text{II.51})$$

Ceci permet donc une analyse du type « 2nd principe » de différents procédés, sur une même base et permet aussi d'avoir une comparaison rapide et fiable. Grâce à la linéarisation des équations autour du point de fonctionnement, le temps de calcul du système est réduit.

II.3.4 Résolution numérique

a) Calcul de l'état intensif (T, p)

Par définition à l'équilibre thermodynamique, le système réel et le système équivalent ont les mêmes propriétés extensives.

L'énergie interne du système réel à une température T_{syst} , fixée arbitrairement, est égale à :

$$U_{syst} = U_{réf} + \sum_i m_i \cdot cv_i \cdot (T_{syst} - T_{réf}) \quad (\text{II.52})$$

Avec $U_{réf}$ l'énergie interne au point de référence thermodynamique à $T_{réf} = 273,15$ K.

Ainsi, connaissant l'énergie interne U du système équivalent, il est possible de déduire sa température T . La relation peut s'exprimer sous la forme :

$$U_{syst} - U = \sum_i m_i \cdot cv_i \cdot (T_{syst} - T) \quad (\text{II.53})$$

$$T = T_{syst} + \frac{U_{syst} - U}{\sum_i m_i \cdot cv_i} \quad (\text{II.54})$$

$$\sum_i m_i \cdot cv_i = m_g \cdot cv_g + m_l \cdot cv_l + m_w \cdot cv_w \quad (\text{II.55})$$

Connaissant la température du système, il est maintenant possible de calculer la pression correspondante en utilisant une équation d'état du fluide.

Les volumes de gaz V_g ainsi que de liquide V_l varient au cours du temps tandis que le volume V du système équivalent est constant.

Ainsi :

$$V = V_g + V_l = v_g(T, p) \cdot m_g + v_l(T) \cdot m_l \quad (\text{II.56})$$

Le volume v_g occupé par la phase vapeur V_g s'écrit :

$$V_g = V - v_l(T) \cdot m_l \quad (\text{II.57})$$

$$v_g(T, p) = \frac{V_g}{m_g} \quad (\text{II.58})$$

La pression est ensuite calculée avec le volume spécifique ainsi que la température $p(T, v_g)$.

b) Calcul des flux

Connaissant l'état intensif T et p du système, les différents flux peuvent maintenant être calculés avec les relations phénoménologiques (II.50).

Cependant dans le cas du flux thermique provenant du fluide caloporteur \dot{q}_c , il y a lieu de déterminer la température du fluide caloporteur T_{cs} en sortie du système tel que :

$$L_c \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{\tilde{T}_c} \right) = \dot{m}_c \cdot cp_c \cdot (T_{ce} - T_{cs}) \quad (\text{II.59})$$

La température du fluide caloporteur en entrée T_{ce} étant connue, la température de sortie du fluide caloporteur T_{cs} est déterminée par la méthode d'analyse numérique de Newton Raphson qui vérifie l'équation (II.59).

c) Calcul des débits de sortie

Les débits massiques de gaz et/ou liquide en sortie des ports matériels du système sont calculés en fonction des différences de pression entre l'échangeur et le système équivalent connecté à ce port. Ce débit massique tient compte des pertes de charge engendrées par la vanne et la tuyauterie. Des relations permettent de calculer les débits volumiques de fluide en fonction du coefficient de perte de charge Kv ainsi que de la nature du fluide. Le coefficient de débit Kv est un débit volumétrique expérimental, réalisé avec de l'eau, au travers d'une vanne qui engendre une perte de charge de 1 bar :

- Pour les liquides

Soit p_{ls} la pression de liquide en sortie du port matériel du fluide de travail, le débit volumique s'exprime sous la forme :

$$\dot{q}_v^l = Kv \cdot \sqrt{\frac{(p - p_{ls}) \cdot \rho_{eau}}{\rho_l}} \quad (\text{II.60})$$

Avec

ρ_l : La masse volumique du liquide traversant la vanne

ρ_{eau} : La masse volumique de l'eau

Le débit massique de liquide en sortie de l'échangeur se note donc :

$$\dot{m}_l = Kv \cdot \sqrt{\frac{(p - p_{ls}) \cdot \rho_{eau}}{\rho_l}} \cdot \rho_l \quad (\text{II.61})$$

Soit le coefficient phénoménologique pour les liquides

$$Lv_l = \frac{\dot{m}_l}{\sqrt{\frac{(p - p_{ls}) \cdot \rho_{eau}}{\rho_l}} \cdot \rho_l} \quad (\text{II.62})$$

- Pour les gaz

Soit p_{gs} la pression de gaz en sortie du port matériel, le débit volumique s'exprime différemment selon l'importance de la différence de pression pour tenir compte de la compressibilité du gaz. De plus, ces relations tiennent compte de la température en amont du gaz traversant la vanne.

Pour $p_{gs} < \frac{p}{2}$, le débit volumique à travers la vanne en (Nm³/s) s'exprime par :

$$\dot{q}_v^{Ng} = 257 \cdot Kv \cdot p \cdot \frac{1}{\sqrt{\rho_{Ng} \cdot T}} \quad (\text{II.63})$$

Avec ρ_{Ng} la densité du gaz se trouvant dans les conditions normales de température et de pression ($T=273,15$ K et $p=101325$ Pa).

Dans ces conditions de pression, le débit massique de gaz en sortie de l'échangeur se note donc :

$$\dot{m}_g = 257 \cdot Kv \cdot p \cdot \frac{1}{\sqrt{\rho_{Ng} \cdot T}} \cdot \rho_{Ng} \quad (\text{II.64})$$

Le coefficient phénoménologique pour le gaz est :

$$Lv_g = \frac{\dot{m}_g}{257 \cdot p \cdot \frac{1}{\sqrt{\rho_{Ng} \cdot T}} \cdot \rho_{Ng}} \quad (\text{II.65})$$

Pour $p_{gs} \geq \frac{p}{2}$, le débit volumique à travers la vanne en (Nm³/s) s'exprime :

$$\dot{q}_v^{Ng} = 514 \cdot Kv \cdot \sqrt{\frac{(p - p_{gs}) \cdot p}{\rho_{Ng} \cdot T}} \quad (\text{II.66})$$

Dans ces conditions de pression, le débit massique de gaz en sortie de l'échangeur se note donc :

$$\dot{m}_g = 514 \cdot Kv \cdot \sqrt{\frac{(p - p_{gs}) \cdot p}{\rho_{Ng} \cdot T}} \cdot \rho_{Ng} \quad (\text{II.67})$$

Le coefficient phénoménologique pour le gaz est :

$$Lv_g = \frac{\dot{m}_g}{514 \cdot \sqrt{\frac{(p - p_{gs}) \cdot p}{\rho_{Ng} \cdot T}} \cdot \rho_{Ng}} \quad (\text{II.68})$$

II.3.5 Implémentation du modèle dynamique

Le modèle en régime dynamique est réalisé sous l'environnement Delphi® (Borland Software Corporation, 2011) en tenant compte des différentes équations développées en régime permanent et dynamique, afin d'avoir l'approche la plus globale possible. Delphi® est un logiciel de programmation qui implémente une version « orientée objet » du langage Pascal. Le terme « orientée objet » caractérise les composants et les sous-systèmes programmés qui peuvent ensuite être connectés pour créer le modèle dans sa totalité. Souvent, les mêmes codes de sous-systèmes peuvent être employés dans différents modèles, diminuant ainsi le temps de calcul. Le logiciel permet également d'avoir une interface graphique (Figure II-7) qui permet la visualisation des différentes variables ainsi que l'évolution des performances du procédé. Les calculs sont effectués et ensuite affichés sur l'interface. Après la compilation du programme, le rendu final correspond à un fichier exécutable qui permet de réaliser la simulation du procédé. Les propriétés thermodynamiques du fluide caloporteur, de l'évaporateur et du condenseur sont celles de l'eau de mer (UNESCO, 1983 ; Copin-Montégut, 2002). La masse volumique ainsi que la capacité thermique massique sont fonctions de la température, de la salinité ainsi que de la pression.

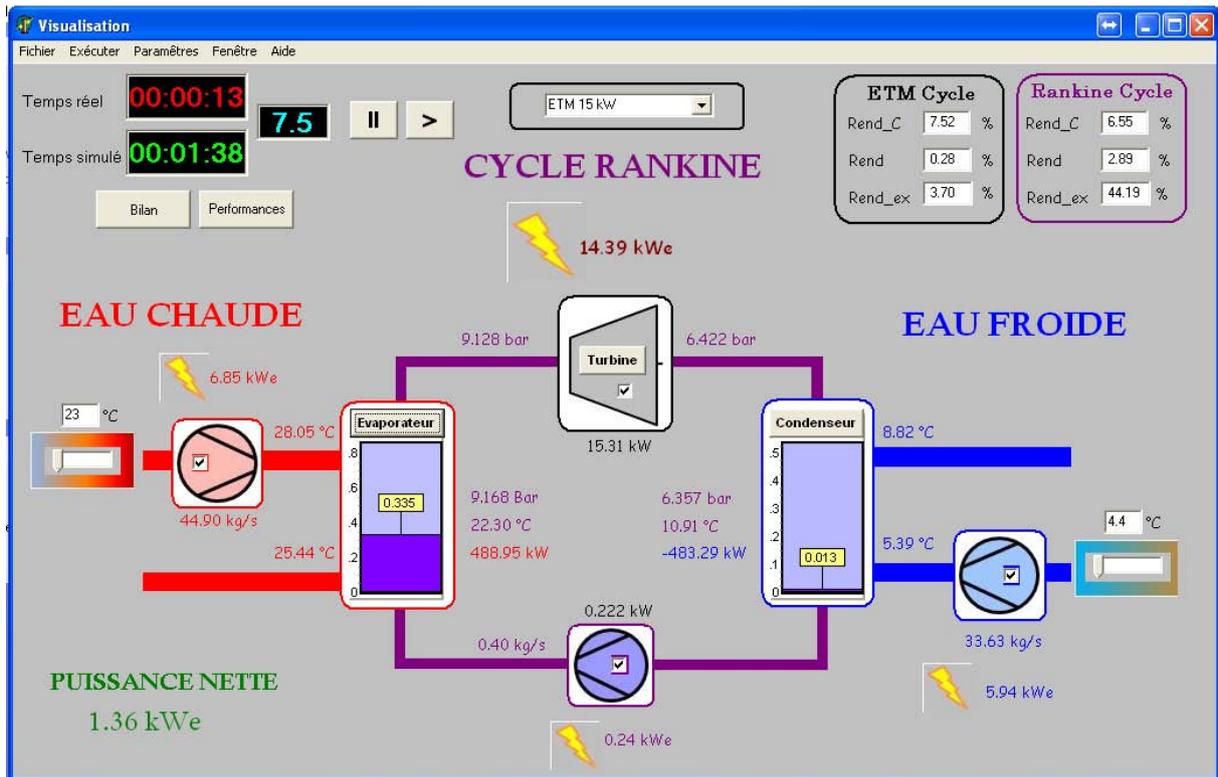


Figure II-7 : Interface graphique de Delphi

II.4 Conclusion

Le cycle ETM a été modélisé à la fois en régime permanent et en régime dynamique. Le modèle en régime statique a été développé à partir d'une description mathématique simplifiée des composants du cycle. Ce modèle permet une évaluation globale des performances du système, incluant le prélèvement et le rejet de l'eau de mer ainsi que le cycle thermodynamique. Ceci, dans le but de proposer un outil de dimensionnement. À partir de la puissance électrique souhaitée, le dimensionnement est effectué en tenant compte du design des échangeurs, des pertes de charge (pour déterminer la puissance des auxiliaires) et du gradient de température. Ces éléments permettent de modéliser le cycle et d'estimer la puissance nette récupérable. Le modèle a été développé sous l'environnement EES, qui permet la résolution rapide de systèmes d'équations et de modéliser les procédés thermodynamiques grâce aux fonctions qui lui sont associées.

Grâce au dimensionnement réalisé en statique, le modèle en régime dynamique a été conçu à partir des systèmes équivalents de Gibbs. Chaque composant du procédé est assimilé à un système équivalent dont la température et la pression sont considérées comme uniformes. À l'équilibre thermodynamique, le système équivalent et le système réel ont les mêmes propriétés extensives (m , U , S) et les deux systèmes conduisent à la même production d'entropie. L'utilisation de coefficients phénoménologiques permet d'avoir des algorithmes simples et robustes pour une meilleure stabilité numérique, en permettant d'exprimer simplement la production d'entropie du système pour une analyse du type « second principe » fiable. Le modèle a été développé sur la plateforme de programmation Delphi® en langage Pascal, qui permet de visualiser la dynamique du procédé sur une interface graphique. Le modèle va permettre d'affiner le dimensionnement réalisé en statique par une optimisation du procédé présentée dans le dernier chapitre.

CHAPITRE III

RESULTATS ET ELEMENTS DE VALIDATIONS

III.1 Introduction

Le développement d'outils numériques lié à la simulation de phénomènes physique n'est satisfaisant que lorsque leur fiabilité est démontrée pour s'assurer de la qualité des résultats obtenus. La validation de ces outils est donc aussi importante que leur développement. Des procédures de validation ont été mises en place pour le développement de modèle en thermique de l'habitat (Lucas, 2001). Pour tester le comportement des modèles, une procédure peut être utilisée et se décompose en six étapes découplées en deux phases (Mara, 2000) :

- Une phase de vérification
 - Vérification de la théorie de base
 - Vérification du bon fonctionnement numérique
 - Comparaison inter-logiciel
 - Vérification analytique des modèles élémentaires
- Une phase de validation expérimentale
 - Validation expérimentale
 - Analyse de sensibilité paramétrique

Cette procédure est longue à mettre en œuvre et nécessite que la modélisation soit aboutie. Cependant, en reprenant certaines étapes de cette procédure, il est possible d'effectuer des tests permettant de s'assurer de la validité des modèles. Une adaptation de cette procédure est possible pour l'étude de la modélisation de cycle thermodynamique. Dans ce qui est décrit précédemment, la méthodologie proposée comporte deux types de phases. La première concerne la vérification du code et du logiciel et consiste surtout à s'assurer que les modèles sont correctement implémentés. La seconde s'attache à vérifier que les résultats de simulation sont suffisamment proches des résultats de mesures afin de s'assurer que le modèle représente bien la réalité et que les hypothèses de modélisation sont acceptables.

Il est nécessaire d'avoir un certain nombre d'éléments pour avoir une validation la plus complète possible de la modélisation. Cependant, comme présenté dans le premier chapitre, des modèles de cycle de Rankine appliquées à l'ETM, sont peu nombreux et peu détaillées

(paragraphe I.3.2). Les expérimentations elles aussi sont peu nombreuses et ont un coût élevé. Malgré la prise de contact et les entrevues obtenues avec War du Nelha ou Ikegami de IOES, il a été impossible de récupérer des séquences expérimentales. Il a donc été difficile de trouver des points de comparaison.

À partir des modèles présentés dans les paragraphes II.2 et II.3 dans le chapitre précédent, des études comparatives sont donc menées afin d'effectuer les étapes possibles de la procédure de vérification.

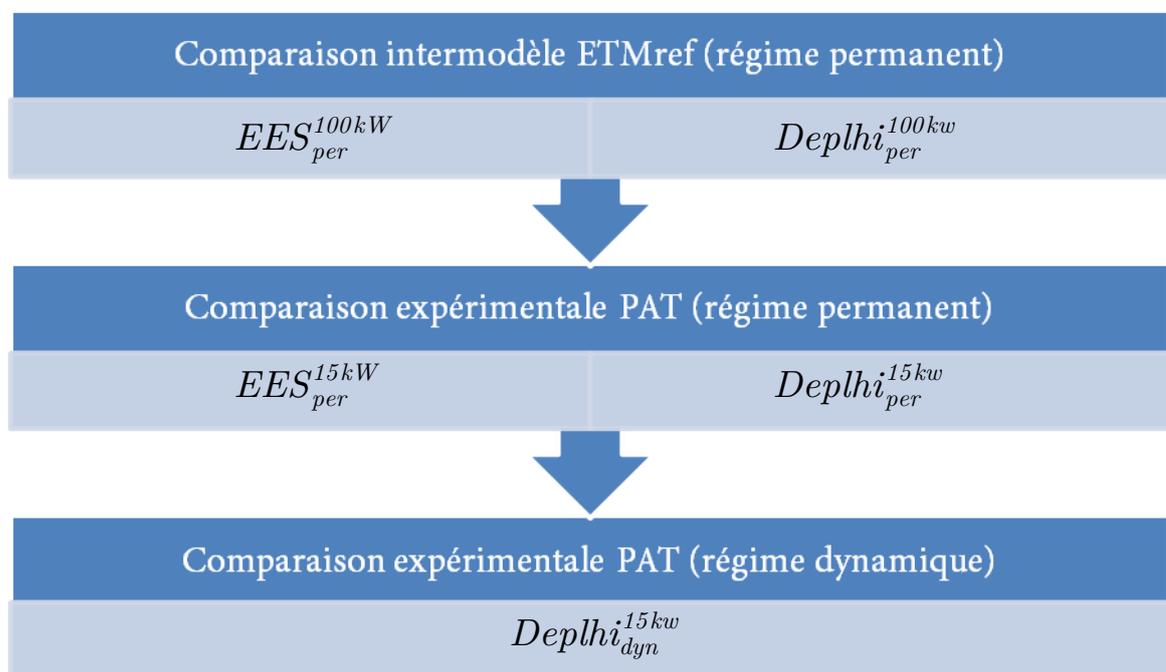


Figure III-1 : Procédure simplifiée de validation

La première partie de ce chapitre concerne l'étape de vérification des deux modèles développés sous l'environnement EES et Delphi. Cette vérification est menée avec un modèle de centrale de 100 kW, présenté dans les travaux de Yamada (Yamada, *et al.*, 2009). Grâce à cette comparaison des résultats des différents modèles, il sera possible de vérifier la théorie, le bon fonctionnement numérique et de comparer Delphi et EES. La deuxième partie présente la validation expérimentale des modèles en régime permanent et dynamique en les confrontant à des données expérimentales extraites du Prototype A Terre (noté PAT). La

validation en régime permanent permettra de vérifier les hypothèses retenues pour le dimensionnement du PAT. Les résultats expérimentaux en régime dynamique permettront de valider la méthode des systèmes équivalents de Gibbs. La Figure III-1 présente démarche utilisée pour le processus de validation en nommant les différents modèles utilisés. À partir des comparaisons effectuées, les outils seront utilisés afin de réaliser un dimensionnement d'une centrale qui sera présenté dans la dernière partie de ce chapitre. D'une puissance de 10 MW et représentant la future installation pilote, elle sera installée en 2014 dans un département d'outre-mer.

III.2 Comparaison intermodèle

Afin d'avoir les premiers éléments de validation concernant nos principes de modélisation (hypothèses retenues, équations mises en jeu), une comparaison de nos modèles est effectuée avec les travaux réalisés par Yamada (Yamada, *et al.*, 2009).

Paramètres	Notations	Valeurs
Rendement Turbine	η_{is}^T	0,80
Rendement Alternateur	η_{elec}^T	0,90
Rendement pompe eau chaude	η_p^E	0,80
Rendement pompe eau froide	η_p^C	0,80
Rendement pompe ammoniac	η_p^{FT}	0,75
Coefficient d'échange global de l'évaporateur ($W/m^2.K$)	K^E	4000
Surface d'échange de l'évaporateur (m^2)	S_u^E	514
Coefficient d'échange global du condenseur ($W/m^2.K$)	K^C	3500
Surface d'échange du condenseur (m^2)	S_u^C	478
Température d'eau chaude ($^{\circ}C$)	T_{ce}^E	25,7
Température d'eau froide ($^{\circ}C$)	T_{ce}^C	4,4
Longueur équivalente tuyau d'eau chaude (m)	L^E	50
Diamètre tuyau d'eau chaude(m)	D^E	0,7
Longueur équivalente tuyau d'eau froide (m)	L^C	1000
Diamètre tuyau d'eau froide (m)	D^C	0,7
Débit d'eau chaude (kg/s)	\dot{m}_c^E	260
Débit d'eau froide (kg/s)	\dot{m}_c^C	260
Débit d'ammoniac (kg/s)	\dot{m}_{FT}	2,6

Tableau III-1 : Paramètres de simulation pour la centrale de 100 kW

Celui-ci présente, dans un article, une modélisation d'un cycle ETM et une optimisation du procédé avec l'utilisation de capteurs solaires thermique. Notre comparaison sera faite uniquement sur la partie ETM « classique » sans l'utilisation des capteurs solaires et ce modèle sera appelé « ETM_{ref} ».

La modélisation effectuée par Yamada concerne donc une centrale développant une puissance brute de 100 kW, avec l'utilisation d'échangeurs à plaques. Le cycle thermodynamique est un cycle de Rankine considéré comme idéal. Les pertes de charge et les pertes thermiques sont négligées pour le cycle thermodynamique. L'encrassement des échangeurs n'est pas pris en compte dans la modélisation. Les paramètres de simulations définis dans l'article sont illustrés dans le Tableau III-1.

À partir des équations et des modèles présentés dans le paragraphe II.2 du deuxième chapitre, une confrontation sera faite en appliquant les paramètres utilisés par Yamada. Afin de caractériser la performance globale du cycle, il est nécessaire d'introduire la notion de puissance nette. Elle est définie par :

$$\dot{W}_{nette} = \dot{W}_T^{elec} - \sum \dot{W}_P^{elec} \quad (III-1)$$

Elle correspond à la puissance produite par la turbine, en déduisant la consommation des différentes pompes. Ce paramètre permet de donner une première approche sur la performance du cycle.

III.2.1 Comparaison avec le modèle EES_{per}^{100kw}

III.2.1.1 Hypothèses

Afin de comparer la modélisation sous EES, certaines données doivent être utilisées comme « entrées » de ce modèle. Ce sont les températures d'eau de mer à l'entrée du système, les débits, les rendements des pompes et du turbo-alternateur, les caractéristiques des échangeurs et des conduites (Tableau III-1). Les propriétés de l'eau de mer sont calculées à partir d'une salinité S égale à 35 g/kg et à la température considérée (conditions de l'eau à

l'entrée des pompes). Ces propriétés proviennent d'une librairie fournie avec EES (Sharqawy, *et al.*, 2010). Les propriétés thermodynamiques de l'ammoniac sont déterminées à partir des corrélations intégrées dans EES (Klein, 2011).

Les variables de sorties obtenues lors des simulations et celles obtenues par Yamada sont données dans le Tableau III-2. Avant de commenter les résultats obtenus, il est nécessaire d'introduire la notion d'écart. L'écart sur les températures est un écart absolu calculé par la différence entre le modèle ETM_{ref} et le modèle EES_{per}^{100kw} . Pour les puissances, un écart est calculé entre le modèle ETM_{ref} et le modèle EES_{per}^{100kw} par rapport au modèle ETM_{ref} . La même méthode sera appliquée dans la suite de ce manuscrit.

Paramètres	Notations	EES_{per}^{100kw}	ETM_{ref}	Ecart
Température d'eau chaude (°C)	T_{cs}^E	22,7	22,7	0 °C
Température d'eau froide (°C)	T_{cs}^C	7,4	7,4	0 °C
Température d'évaporation (°C)	T^E	21,7	21,7	0 °C
Température de condensation (°C)	T^C	8,4	8,4	0 °C
Puissance brute (kW)	\dot{W}_T^{elec}	103,2	100	3,2 %
Puissance pompe eau chaude (kW)	$\dot{W}_{P,E}^{elec}$	7,63	7,1	7,5 %
Puissance pompe eau froide (kW)	$\dot{W}_{P,C}^{elec}$	17,47	18,6	6,1 %
Puissance pompe ammoniacque (kW)	$\dot{W}_{P,FT}^{elec}$	1,85	1,8	2,8 %
Puissance nette (kW)	\dot{W}_{nette}	76,24	72,5	4,4 %

Tableau III-2 : Résultats de simulations et comparaison EES/ ETM_{ref}

Les écarts sont relevés sur les puissances. Concernant la puissance délivrée par la turbine et la puissance consommée par la pompe ammoniacque, les erreurs relatives sont faibles, avec une valeur maximale de 3,2 %. Ces erreurs sont dues au calcul des propriétés thermodynamiques utilisées pour le fluide de travail qui sont différentes. Pour son modèle, Yamada utilise la base de données de propriétés thermodynamique PROPATH (Propath

group, 2001). Cette base contient plusieurs références pour les équations d'état de l'ammoniac et est présentée en Annexe 1. Celle utilisée par défaut avec PROPATH est différente de celle utilisée par EES. Ces dissimilitudes peuvent expliquer les écarts obtenus. Concernant les erreurs relatives calculées sur les puissances de pompage de l'eau de mer, la valeur maximale est de 7,5 %. Elle peut être due à plusieurs paramètres. Le premier de ces paramètres est l'eau de mer. En effet, les propriétés thermodynamiques de l'eau de mer sont déterminées à partir de corrélations qui nécessitent des paramètres d'entrée ; à savoir la température et la salinité. Cette dernière n'étant pas mentionnée par Yamada, l'écart peut venir de cette hypothèse. Le deuxième paramètre est l'estimation des pertes de charge et des hypothèses prises dans leur travail qui n'est pas énoncée. Dans nos équations présentées dans le chapitre 2, certaines hypothèses sont faites sur le matériau des conduites et sur le calcul des coefficients de pertes de charge. Ceci influe sur le calcul des puissances des pompes. Cependant, cette comparaison permet d'avoir une première validation concernant les équations utilisées pour la modélisation sous EES. En effet, malgré les écarts obtenus sur les températures et les puissances des pompes, l'erreur sur la puissance nette n'est que de 4,4 % entre les deux simulations.

III.2.2 Comparaison avec le modèle $Delphi_{per}^{100kw}$

III.2.2.1 Hypothèses

La description de la modélisation sous Delphi a été proposée dans le chapitre précédent. Pour réaliser la simulation, certains paramètres doivent être déterminés. En effet, pour la modélisation avec les systèmes de Gibbs, les coefficients phénoménologiques doivent être calculés au point nominal de fonctionnement. Ils sont déterminés à partir des conditions et du design des échangeurs. Ces derniers sont donnés dans les Tableau III-1 et Tableau III-3. Les pertes de charge des pompes en régime nominal sont déduites directement des puissances consommées. Les propriétés de l'eau de mer sont calculées à partir d'une salinité S égale à 35 g/kg, à la pression et à la température considérée (conditions de l'eau à l'entrée des pompes). Les propriétés thermodynamiques de l'ammoniac sont déterminées à partir d'une «

Dynamic Link Library » ou DLL de RefEqns (Skovrup, 2001) et ont été couplées au modèle sous Delphi.

<i>Paramètres</i>	<i>Notations</i>	<i>Evaporateur</i>	<i>Condenseur</i>
Températures d'entrée (°C)	T_{ce}	25,7	4,4
Débit d'eau de mer (kg/s)	\dot{m}_c	260	260
Coefficient phénoménologique de la réaction chimique (kg ² .K/s/J)	L_x	4,5	4,0
Coefficient phénoménologique du transfert thermique (K.W)	L_{calo}	$11,5387.10^{10}$	$9,75661.10^{10}$
Coefficient phénoménologique du débit (m ³ /s)	L_v	$8,58.10^{-3}$	$1,83.10^{-3}$

Tableau III-3 : Conditions de simulations pour le modèle $Delphi_{per}^{100kw}$ basé provenant du modèle ETM_{ref}

III.2.2.2 Analyse des résultats

Les résultats de simulations obtenus en utilisant les deux modèles numériques sous Delphi et ETM_{ref} , sont présentés dans le Tableau III-4.

<i>Paramètres</i>	<i>Notations</i>	$Delphi_{per}^{100kw}$	ETM_{Ref}	<i>Ecart</i>
Température d'eau chaude (°C)	T_{cs}^E	22,6	22,6	0 °C
Température d'eau froide (°C)	T_{cs}^C	7,4	7,4	0 °C
Température d'évaporation (°C)	T^E	21,7	21,7	0 °C
Température de condensation (°C)	T^C	8,4	8,4	0 °C
Puissance brute (kW)	\dot{W}_T^{elec}	102,3	100	2,3 %
Puissance pompe eau chaude (kW)	$\dot{W}_{P,E}^{elec}$	7,1	7,1	0 %
Puissance pompe eau froide (kW)	$\dot{W}_{P,C}^{elec}$	18,6	18,6	0 %
Puissance pompe ammoniacale (kW)	$\dot{W}_{P,FT}^{elec}$	1,8	1,8	0 %
Puissance nette (kW)	\dot{W}_{nette}	74,8	72,5	3,2%

Tableau III-4 : Comparaison des résultats de simulations entre ETM_{ref} / $Delphi_{per}^{100kw}$

Les résultats sont quasi identiques dans les deux cas. Seule la puissance délivrée par la turbine est plus élevée pour le modèle sous Delphi. Ceci peut être expliqué de la même manière que pour la modélisation sous EES et de par la différence dans l'utilisation des bases

de propriétés thermodynamiques. Il est normal de retrouver la même puissance consommée par les pompes ou les mêmes températures. Le calcul étant fait pour un point particulier de fonctionnement, le régime permanent. La puissance nette est donc légèrement supérieure pour le modèle $Delphi_{per}^{100kw}$. Les erreurs sont faibles (3 % environ) et le fait de trouver les mêmes valeurs est une bonne indication sur la validité du modèle. Une première validation peut donc être considérée pour la modélisation avec les systèmes de Gibbs en régime permanent.

III.2.3 Conclusion sur la comparaison intermodèle

La comparaison intermodèle a permis de vérifier le bon fonctionnement numérique des modèles sous les deux environnements utilisés. Les deux modèles donnent des résultats satisfaisants par rapport au modèle de référence. Ceci permet de vérifier la théorie utilisée dans les deux modèles et conforte nos choix dans les équations retenues. De plus, la méthode des systèmes équivalents avec l'utilisation des relations phénoménologiques permet en régime permanent d'obtenir les mêmes résultats. Une comparaison des deux modèles est présentée dans le Tableau III-5. Les deux modèles donnent quasiment les mêmes résultats, l'écart étant de 0,1 °C sur les températures et de 2 % sur les puissances. Ces résultats permettent également d'effectuer une comparaison inter-logiciel et montre que les deux méthodes utilisées pour les modèles EES et Delphi donnent le même résultat.

Paramètres	Notations	$Delphi_{per}^{100kw}$	EES_{per}^{100kw}	Ecart
Température d'eau chaude (°C)	T_{cs}^E	22,6	22,7	0,1 °C
Température d'eau froide (°C)	T_{cs}^C	7,4	7,4	0 °C
Température d'évaporation (°C)	T^E	21,7	21,7	0 °C
Température de condensation (°C)	T^C	8,4	8,4	0 °C
Puissance brute (kW)	\dot{W}_T^{elec}	102,3	103,2	0,8 %
Puissance nette (kW)	\dot{W}_{nette}	74,80	76,24	1,8 %

Tableau III-5 : Comparaison des résultats de simulations entre EES_{per}^{100kw} / $Delphi_{per}^{100kw}$

III.3 Validation expérimentale

III.3.1 Présentation de l'installation

L'ETM est d'actualité à La Réunion depuis 2005, suite à une visite du Professeur Takahashi sur l'île (Takahashi, *et al.*, 1996). À l'horizon, 2025-2030, il est prévu qu'une puissance de 100 MW d'ETM soit installée autour de l'île pour assurer environ 25 % de l'énergie de base. L'ETM occupera alors une place non négligeable dans le mix énergétique mis en place par l'ARER (Hoarau, 2008 ; Préfecture de La Réunion, 2011). Depuis 2008, des études ont été menées (Hoarau, 2008 ; Hoarau, *et al.*, 2009 ; Sinama, *et al.*, 2010) et ont abouti à un projet d'installation d'une centrale pilote de 10 MW afin de tester cette technologie dans des conditions réelles. Pour faire un bref historique, une entreprise française, DCNS, a été mandatée par la Région Réunion afin d'effectuer une étude de faisabilité sur l'implantation d'un démonstrateur ETM à la Réunion. Le laboratoire PIMENT a été contacté dans le but de travailler en collaboration avec DCNS dans le cadre de cette étude. La finalité est d'évaluer la potentialité de l'installation de ce démonstrateur au large de la ville du Port à l'horizon 2014.



Figure III-2: Vue d'artiste de l'implantation de l'expérimentation à l'IUT, Source : DCNS

Dans le cadre de l'étude du démonstrateur, un plan de levée de risques est mené. Le PAT ETM (Figure III-2) en fait partie. Il s'agit de l'installation d'un banc d'essai à échelle réduite onshore sur le site de l'Université, à l'Institut Universitaire de Technologie (IUT) de Terre-

Sainte à Saint-Pierre. Cette installation expérimentale permettra d'avoir des éléments de validation sur les choix retenus pour le dimensionnement du démonstrateur. Elle servira également d'expérimentation pour les activités de recherches et pédagogiques pour l'IUT. Le coût total pour les études, l'installation et les essais de ce banc est de 6 M€, dont 4,5 M€ financés par l'État français grâce au plan de relance (Etat Français, *et al.*, 2009).

III.3.1.1 Cahier des charges fonctionnel du banc d'essais

Le dimensionnement du banc d'essai a été soumis à plusieurs contraintes techniques. L'installation sur le site de l'IUT de Terre-Sainte a contraint le dimensionnement du PAT. La puissance électrique disponible n'étant que de 200 kW sur le poste de transformation, le design et la mise à échelle de l'installation sont basés sur ce point.

Les principaux critères du cahier des charges qui ont permis le dimensionnement sont donnés ci-dessous :

- Le cycle ETM fonctionne avec de l'ammoniac et aura une puissance théorique brute de 15 kWe, ce qui correspond à une échelle 1/250 environ d'un module de la centrale de 10 MW. Celle-ci sera composée de 4 modules de 4 MW.
- La simulation des conditions de températures provenant des sources chaude et froide est reproduite grâce à une pompe à chaleur. La pompe à chaleur permettra ainsi de faire varier la température d'eau chaude, pour reproduire les variations saisonnières de l'île.
- Une prise en compte de la spécificité du site universitaire est nécessaire pour la mise en conformité du système vis-à-vis de la sécurité des personnes et des biens.

III.3.1.2 Description du banc d'essai

Cette installation (Figure III-3) est composée de trois boucles. La première est la boucle ammoniacque, constituant le cycle thermodynamique du procédé ETM. La seconde boucle et la troisième sont respectivement les boucles d'eau froide et d'eau chaude. Elles sont alimentées par la Pompe A Chaleur (PAC). En effet, les conditions de températures en eau chaude et froide sont reproduites à l'aide de la PAC, fonctionnant elle aussi à l'ammoniac.

Un condenseur évaporatif, couplé à la production d'eau chaude sera également implanté afin d'évacuer l'excédent de chaleur produit par cette pompe à chaleur vers l'air extérieur. Une première phase d'essai d'un an est prévue à partir de janvier 2012 sur le site de l'IUT. Avant l'installation à la Réunion, une phase de test a été réalisée à Nantes en août 2011, sur le site de DCNS afin de prendre en main et former le personnel qui sera amené à travailler sur le banc. C'est lors de cette phase de tests qu'une séquence de mesure a pu être extraite permettant d'effectuer une première comparaison entre les modèles et l'expérimentation.

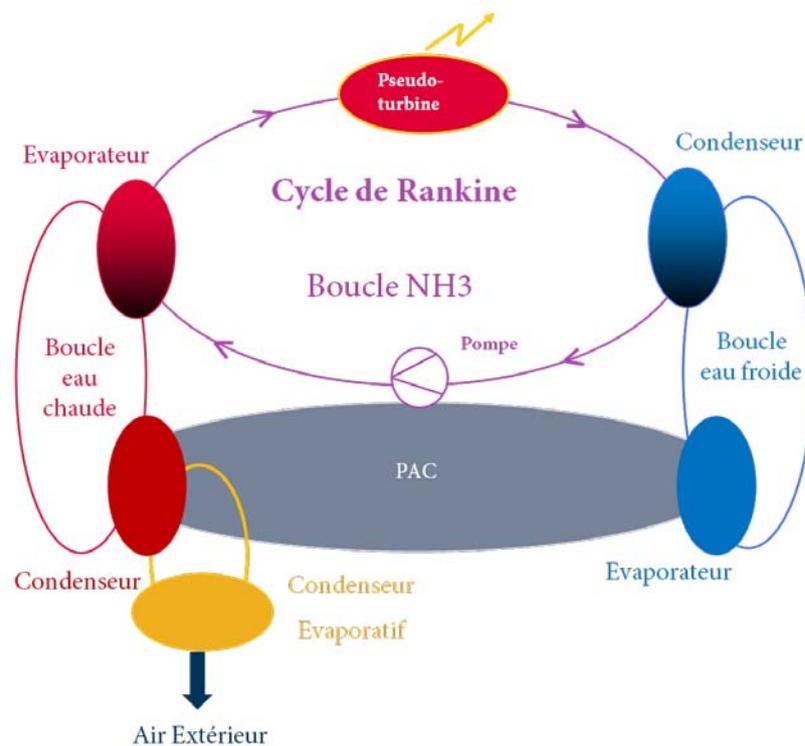


Figure III-3 : Schéma de principe du banc d'essai

III.3.1.3 Boucle ammoniacale

La boucle ammoniacale représente le cycle ETM et est composée de ces principaux éléments :

- Pseudo turbine
- Échangeurs
- Pompe de recirculation

1) Pseudo-turbine

Composant essentiel dans la production d'électricité, la turbine permet de transformer l'énergie potentielle en énergie cinétique ; le couplage avec l'alternateur permettant la production d'électricité. Le banc d'essai n'ayant pas vocation à produire de l'électricité (pour des raisons de coût de la turbine), une vanne de détente et une vanne de désurchauffe simulera la production de la turbine du système d'où l'appellation « pseudo turbine ».

2) Échangeurs

Les échangeurs de chaleur sont l'un des maillons essentiels de ce type d'installation. Ils permettent de transférer l'énergie d'un fluide vers un autre fluide (eau et ammoniac dans notre cas).

Évaporateur

Dans le cadre du programme d'essais d'un an, trois technologies d'évaporateurs seront testées :

- Évaporateur multitubulaire noyé : l'eau de surface circule à l'intérieur des tubes en titane dans notre cas et l'ammoniac entoure les tubes. L'ammoniac arrive en point bas de l'échangeur et est évaporé au contact des tubes. La vapeur est évacuée en partie haute.
- Évaporateur multitubulaire arrosé : l'eau de surface circule aussi à l'intérieur des tubes, mais l'ammoniac est pulvérisé sur les tubes par une rampe de buses pour permettre l'évaporation
- Évaporateur à plaques : Dans ce cas, l'ammoniac et l'eau circulent au travers des plaques d'aluminium brasées qui sont fixées les unes aux autres par une couche intermédiaire (elle aussi en aluminium)

Dans le cycle ETM, l'évaporateur est soumis à plus de contraintes que le condenseur, surtout sur la partie eau. En effet, le biofouling (ou encrassement) est plus important sur l'eau chaude à cause de la photosynthèse (production d'algues importante). De plus, en

fonction des technologies d'évaporateurs, la quantité d'ammoniac varie entre 75 kg avec un évaporateur à plaques et 300 kg avec un évaporateur arrosé (à puissance et coût équivalents). Il est donc important de pouvoir vérifier les performances du cycle en fonction de ces technologies pour diminuer l'emport d'ammoniac ou la taille des échangeurs dans la future centrale.

Condenseur

Pour la première phase d'essai, un seul type de condenseur sera testé. Il s'agit d'un condenseur tubulaire noyé. Le choix de tester uniquement un seul condenseur a été fait pour une question de coût. En fonction des résultats obtenus sur les évaporateurs, un test de condenseur à plaques pourrait être envisagé.

III.3.1.4 Boucle eau chaude et froide : Pompe à chaleur

Le prototype est installé sur terre. Il a fallu trouver le moyen de reproduire les conditions d'eau de mer sans avoir à installer des conduites d'eau de mer froide et chaude. La solution retenue est donc une pompe à chaleur qui permet de simuler à la fois l'eau froide et l'eau chaude. La PAC est composée de:

- 4 compresseurs à pistons permettant la modulation de puissance : les compresseurs peuvent démarrer à différents niveaux de charge grâce à un variateur de fréquence et permettent donc d'ajuster la puissance de la PAC en fonction des températures souhaitées.
- Un évaporateur à plaques pour la production de froid.
- Un condenseur tubulaire noyé pour la production de chaud. Celui-ci sera couplé à un condenseur évaporatif qui permet d'évacuer vers l'air extérieur l'excédent de chaleur produite. Il permet également, comme la régulation des compresseurs, de réguler la température d'eau chaude.

III.3.2 Analyse des premiers résultats expérimentaux

III.3.2.1 Problèmes rencontrés

Les premiers résultats expérimentaux ont été obtenus lors de tests du prototype chez le constructeur à Nantes. Une première séquence de données en « conditions nominales » a pu être extraite après plusieurs semaines de mise en service. La séquence fut difficile à obtenir à cause de la régulation de la pompe à chaleur. Comme présentée dans le paragraphe précédent, la pompe à chaleur est composée de quatre compresseurs à vis. Ces compresseurs ont deux types de fonctionnement:

- Trois compresseurs fonctionnant avec les paliers suivants : 33, 66 et 99% de charge
- Un compresseur disposant d'un régulateur de puissance

Ces deux types de fonctionnement ne permettaient pas de maintenir les conditions demandées par le cycle ETM sur les températures d'eau chaude et d'eau froide. Néanmoins, après plusieurs tentatives, quelques résultats ont pu être obtenus et permettent d'être confiant pour la suite du projet. Avec le constructeur de la PAC, une modification de la régulation de la pompe à chaleur a été effectuée pour modifier le fonctionnement par palier des compresseurs, à savoir :

- Trois compresseurs fonctionnant avec les paliers suivants : 25, 50 et 75 et 100% de charge
- Un compresseur disposant d'un régulateur de puissance

Cette nouvelle régulation a permis de stabiliser le fonctionnement de la PAC par rapport à la demande du cycle ETM et d'obtenir une séquence expérimentale exploitable. Cette séquence ne tient pas compte de la phase de démarrage de l'installation.

III.3.2.2 Analyse des données

Pour la validation expérimentale en régime permanent, il est nécessaire d'isoler sur la séquence expérimentale, une plage de données la plus « stable » possible afin de déterminer les conditions de fonctionnement en régime permanent. Sur la Figure III-4 est illustrée l'évolution des températures d'eau chaude à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur. Par rapport à la position des différents éléments dans l'installation, trois mesures de températures ont été faites en amont et en aval de cet échangeur. Ceci permet de conforter la mesure effectuée sur l'eau entre la sortie condenseur de la PAC et l'entrée de l'évaporateur du cycle ETM mais aussi de prendre en compte l'inertie du réseau pour la régulation (température uniforme). Sur les mesures effectuées à l'entrée, une des valeurs (Température d'entrée 3) s'écarte de 0,1 °C des deux autres. Cet écart peut être dû à la position de la sonde dans le circuit. Pour le calcul de la séquence en régime permanent, seules les deux premières mesures seront prises en compte. Pour les températures en sortie, les 3 mesures donnent le même résultat et ont les mêmes variations que les températures d'entrées. Les trois valeurs seront donc prises en compte dans le calcul de la séquence voulue. L'évolution des températures d'eau froide en entrée et sortie du condenseur sont représentées sur la Figure III-5, Les mesures donnant la même température et ayant les mêmes variations, les moyennes seront faites en utilisant toutes les mesures.

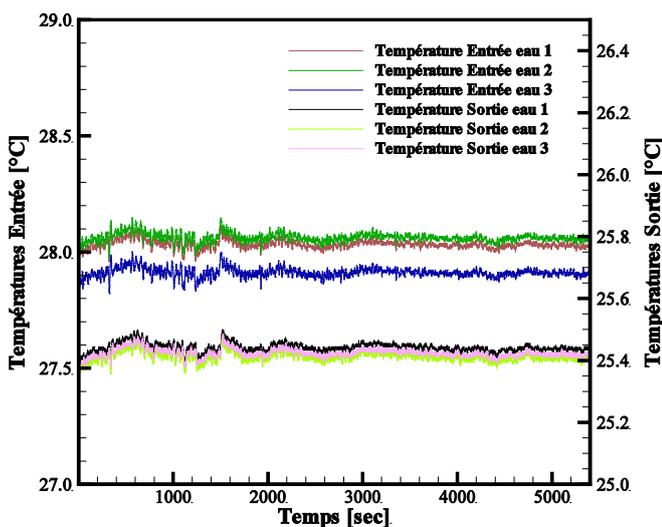


Figure III-4 : Évolution des températures d'eau chaude expérimentales (entrées et sorties)

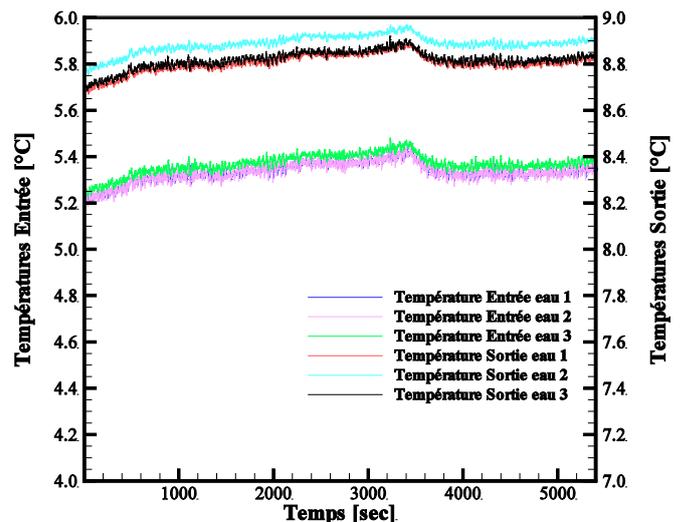


Figure III-5 : Évolution des températures d'eau froide expérimentales (entrées et sorties)

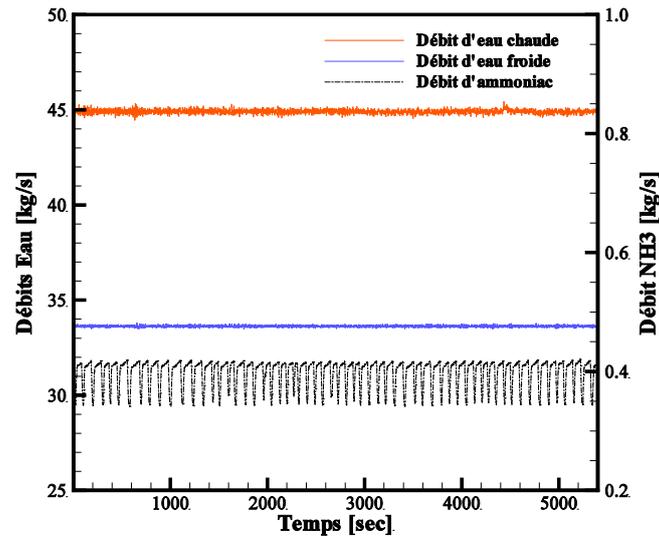


Figure III-6 : Évolution des débits expérimentaux des pompes

La séquence choisie pour le régime permanent va donc dépendre des températures, mais également des débits représentés sur la Figure III-6. Les débits d'eau chaude et froide varient peu pendant la séquence étudiée. Concernant le débit d'ammoniac, il varie de 0,35 à 0,42. Ces variations sont dues à la régulation du système. Pour un fonctionnement optimal des échangeurs, un niveau de liquide minimal est nécessaire dans chaque échangeur. L'automate va réguler le débit d'ammoniac afin de maintenir cette consigne dans l'évaporateur et le condenseur.

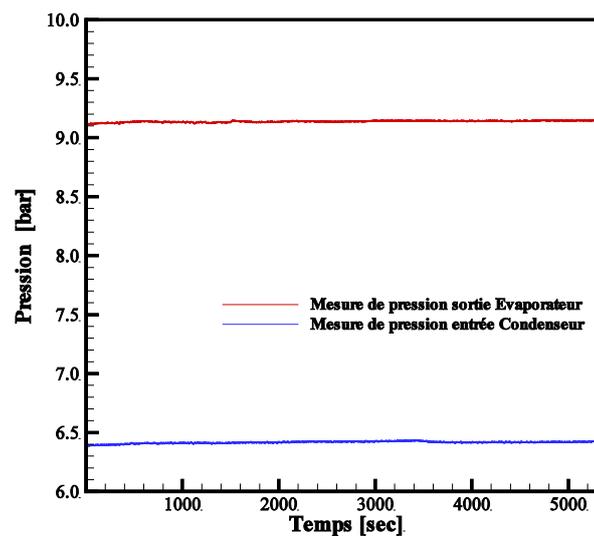


Figure III-7 : Évolution des pressions aux bornes de la turbine

Il est à noter que la puissance électrique consommée par les pompes ainsi que la puissance ne sont pas mesurées. La Figure III-7 présente l'évolution de la pression à la sortie de l'évaporateur et à l'entrée du condenseur. Ces deux valeurs correspondent aux pressions aux bornes de la turbine et permettront de déterminer la puissance « théorique » que pourrait délivrer la turbine. Ces valeurs restent quasi constantes toutes au long de la séquence expérimentale.

III.3.2.3 Incertitude de la mesure

Avant de comparer les modèles aux mesures, il est indispensable de déterminer l'incertitude de la mesure.

Toutes les sondes de température qui ont été installées sont de type PT100 de classe A. Leur précision est déterminée par la relation suivante :

$$\Delta T = \pm(0,15 + 0,002 \cdot T) \text{ avec } T \text{ en } ^\circ\text{C} \quad (\text{III.2})$$

Les débitmètres installés pour mesurer les débits d'eau sur chaque boucle hydraulique et sur le circuit ammoniac ont une précision de $\pm 0,5$ %.

Les capteurs de pression ont une précision de $\pm 0,2$ % sur la mesure effectuée.

Il est à noter que dans notre cas, l'incertitude de la chaîne d'acquisition n'a pu être déterminée et ne sera pas prise en compte dans les calculs.

III.3.3 Confrontation des modèles avec les données expérimentales en régime permanent

La première comparaison avec le travail de Yamada a permis de vérifier les équations mises en jeu. Il est nécessaire de confronter la modélisation avec des données expérimentales en régime permanent afin de vérifier les hypothèses retenues pour la modélisation.

III.3.3.1 Détermination des conditions du régime permanent

Pour vérifier le comportement de nos modèles vis-à-vis des données expérimentales, une moyenne de chaque paramètre sera faite sur une partie de la séquence expérimentale

présentée précédemment. Le but est d'avoir la séquence la plus « stable » possible afin de s'assurer du régime permanent. Elle a donc été choisie par rapport aux variations présentées dans la partie précédente. Elle correspond aux abscisses $t= 4000$ s à $t=5500$ s. Les valeurs comprises entre ces deux abscisses correspondent à la séquence la plus stable et permettent donc d'obtenir des conditions en régime stationnaire. Les valeurs moyennes d'entrées calculées ainsi que les caractéristiques des échangeurs sont données dans le Tableau III-6.

Le cycle de Rankine est considéré comme idéal et les pertes thermiques sont négligées dans tout le cycle pour les calculs. L'encrassement des échangeurs n'est pas pris en compte dans les calculs. Le fluide caloporteur dans les boucles eau chaude et froide est de l'eau douce et les propriétés sont basées sur les corrélations de EES ou de Refeqns pour Delphi. Ces hypothèses seront intégrées dans les deux modèles et les résultats de simulations sont comparés aux données expérimentales.

Paramètres	Notations	Valeurs
<i>Rendement Turbine</i>	η_{is}^T	0,87
<i>Rendement Alternateur</i>	η_{elec}^T	0,95
<i>Rendement mécanique pompe</i>	$\eta_{méca,p}$	0,82
<i>Rendement électrique pompe</i>	$\eta_{elec,p}$	0,92
<i>Coefficient d'échange global de l'évaporateur (W/m^2K)</i>	K^E	2500
<i>Surface d'échange de l'évaporateur (m^2)</i>	S_u^E	65
<i>Coefficient d'échange global du condenseur (W/m^2K)</i>	K^C	3600
<i>Surface d'échange du condenseur (m^2)</i>	S_u^C	40
<i>Température d'eau chaude ($^{\circ}C$)</i>	T_{ce}^E	28
<i>Température d'eau froide ($^{\circ}C$)</i>	T_{ce}^C	5,4
<i>Débit d'eau chaude (kg/s)</i>	\dot{m}_c^E	44,92
<i>Débit d'eau froide (kg/s)</i>	\dot{m}_c^C	33,63
<i>Débit d'ammoniac (kg/s)</i>	\dot{m}_{FT}	0,40

Tableau III-6 : Données d'entrées expérimentales moyennées

III.3.4 Comparaison avec le modèle EES^{15kw}_{per}

La démarche de comparaison est la même que réalisée précédemment (paragraphe III.2). Les résultats de simulations et les valeurs expérimentales correspondantes sont donnés dans le Tableau III-7.

Paramètres	Notations	EES_{per}^{15kw}	PAT	Ecart
Température d'eau chaude ($^{\circ}C$)	T_{cs}^E	25,4	25,4	0,02
Température d'eau froide ($^{\circ}C$)	T_{cs}^C	8,7	8,8	0,15
Température d'évaporation ($^{\circ}C$)	T^E	22,3	22,3	0,03
Température de condensation ($^{\circ}C$)	T^C	10,9	10,9	0,02
Pression d'évaporation (bar)	p^E	9,2	9,14	0,06
Pression de condensation (bar)	p^C	6,3	6,42	0,08

Tableau III-7 : Comparaison des résultats entre le PAT et le modèle EES_{per}^{15kw}

Les écarts sur les températures relevés entre le PAT et le modèle EES_{per}^{15kw} sont faibles et restent dans la plage d'incertitude de mesure du capteur qui est de $0,17^{\circ}C$. Ils sont donc acceptables pour les températures. Les écarts relevés sur les pressions sont faibles, mais supérieurs à l'incertitude sur la mesure de la pression. Ils peuvent s'expliquer de la même manière que précédemment (III.2.1). En effet, le calcul des propriétés thermodynamiques des fluides est basé sur des propriétés thermodynamiques et influe donc légèrement sur le résultat final. De plus, l'incertitude de la chaîne d'acquisition n'est pas prise en compte. Les puissances ne sont pas comparées, mais il est à noter que la puissance de la turbine calculée à partir des données est conforme à celle attendue, à savoir 14,8 kW calculée pour 15 kW en théorie. Le modèle peut donc être considéré comme valide.

III.3.5 Comparaison avec le modèle $Delphi_{per}^{15kw}$

La comparaison du modèle sous Delphi est effectuée de manière identique à la partie précédente. Les coefficients phénoménologiques sont calculés à partir des données expérimentales au point nominal de fonctionnement et sont donnés dans le Tableau III-8.

Paramètres	Notations	Evaporateur	Condenseur
Températures d'entrée (°C)	T_{ce}	28	5,4
Débit d'eau de mer (kg/s)	\dot{m}_c	44,92	33,63
Coefficient phénoménologique de la réaction chimique (kg ² .K/s/J)	L_x	0,50	0,46
Coefficient phénoménologique du transfert thermique (K.W)	L_{calo}	9,6119.10 ⁰⁹	10,3057.10 ⁰⁹
Coefficient phénoménologique du débit (m ³ /s)	L_v	13,288.10 ⁰⁴	2,914.10 ⁰⁴

Tableau III-8 : Détermination des conditions nominales de fonctionnement

Les résultats de simulation et ceux du PAT sont présentés dans le Tableau III-9. Comme pour le modèle EES_{per}^{15kw} , les écarts relevés sur les températures et les pressions sont faibles. Concernant les températures, les écarts restent dans la plage d'incertitude de mesures des capteurs et sont considérés comme acceptables. Pour les pressions, les écarts sont légèrement supérieurs à l'incertitude de mesure du capteur. Ils s'expliquent de la même manière que le modèle EES_{per}^{15kw} . Cependant, les écarts relevés sont plus faibles que pour le modèle EES_{per}^{15kw} . De plus, la puissance de la turbine reste conforme à la donnée théorique (15kW) avec une valeur de 14,48 kW.

L'utilisation des coefficients phénoménologiques permet de prédire au mieux la performance du cycle. Il est possible de dire que le modèle Delphi est plus précis que le modèle EES. Le modèle peut donc être considéré comme valide $Delphi_{per}^{15kw}$.

Paramètres	Notations	$Delphi_{per}^{15kw}$	PAT	Ecart
Température d'eau chaude (°C)	T_{cs}^E	25,4	25,4	0,01
Température d'eau froide (°C)	T_{cs}^C	8,7	8,8	0,06
Température d'évaporation (°C)	T^E	22,3	22,3	0,02
Température de condensation (°C)	T^C	10,9	10,9	0,01
Pression d'évaporation (bar)	p^E	9,2	9,14	0,01
Pression de condensation (bar)	p^C	6,3	6,42	0,02

Tableau III-9 : Comparaison des résultats entre le PAT et le modèle $Delphi_{per}^{15kw}$

III.3.6 Confrontation du modèle $Delphi_{dyn}^{15kw}$ avec les données expérimentales en régime dynamique

Le modèle est basé sur les systèmes équivalents de Gibbs et tient compte des régimes transitoires. Les modèles réalisés sous Delphi ($Delphi_{per}^{100kw}$ et $Delphi_{per}^{15kw}$) étant considérés comme valides en régime permanent, une comparaison est faite avec les données expérimentales en régime dynamique.

III.3.6.1 Données d'entrées du modèle

Les données d'entrées expérimentales ont été moyennées à la minute pour être intégrées dans le modèle et sont présentées sur les figures suivantes. Les évolutions des températures d'entrées et les débits sont représentés sur la Figure III-8 et Figure III-9.

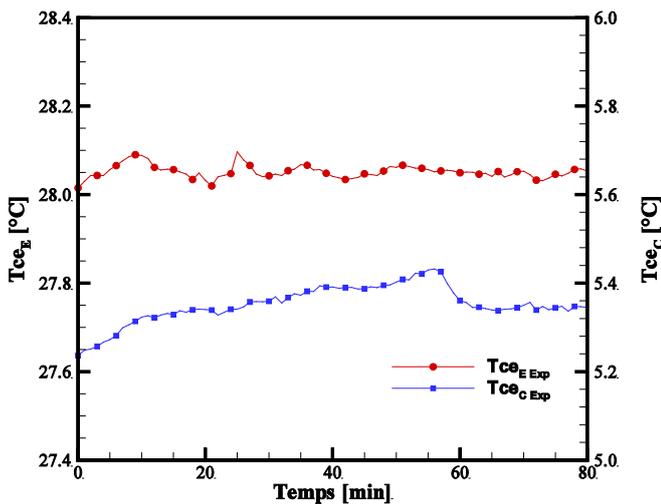


Figure III-8 : Évolution des températures d'entrées à la minute

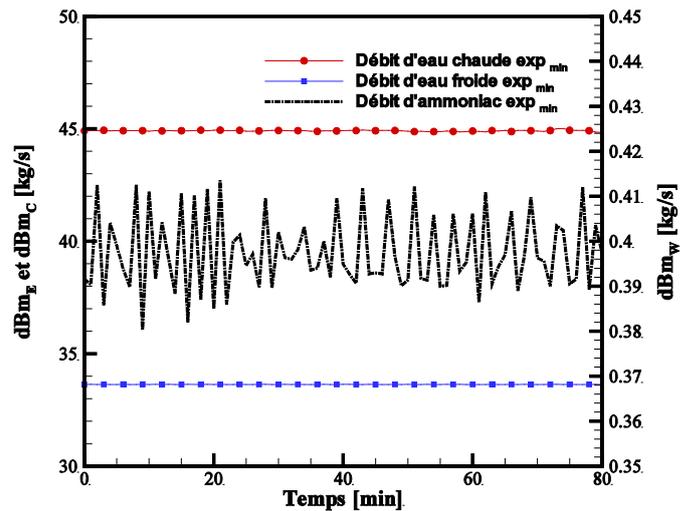


Figure III-9 : Évolution des débits à la minute

Les amplitudes des variables sont atténuées, que ce soit pour les températures et les débits, mais la dynamique observée sur les données expérimentales est quand même bien présent. Ces températures et débits peuvent être utilisés pour nos simulations en régime dynamique sous l'environnement Delphi, dans le modèle $Delphi_{dyn}^{15kw}$.

III.3.6.2 Comparaison avec le modèle $Delphi_{dyn}^{15kw}$

Le modèle est paramétré au point nominal de fonctionnement déterminé dans la partie III.3.5. Les coefficients phénoménologiques sont donc fixés et le modèle $Delphi_{dyn}^{15kw}$ évolué en régime transitoire autour de ce point de fonctionnement. La simulation a été initialisé sur les premières minutes être dans les mêmes conditions de départ. Les comparaisons réalisées sur les températures de sorties d'eau chaude et froide sont représentées respectivement sur les Figure III-10 et Figure III-11. Les températures simulées ont la même allure que les températures mesurées. La température d'eau chaude simulée est légèrement plus élevée que celle mesurée avec un résidu maximal calculé de 0,02°C. La température d'eau froide simulée est quant à elle plus faible que la valeur mesurée avec un résidu maximal d'environ 0,05°C. Ces valeurs restent dans la plage d'incertitude de mesure des capteurs. Sur ces variables, le modèle donne les mêmes valeurs que l'expérimentation pour les températures de sorties d'eau.

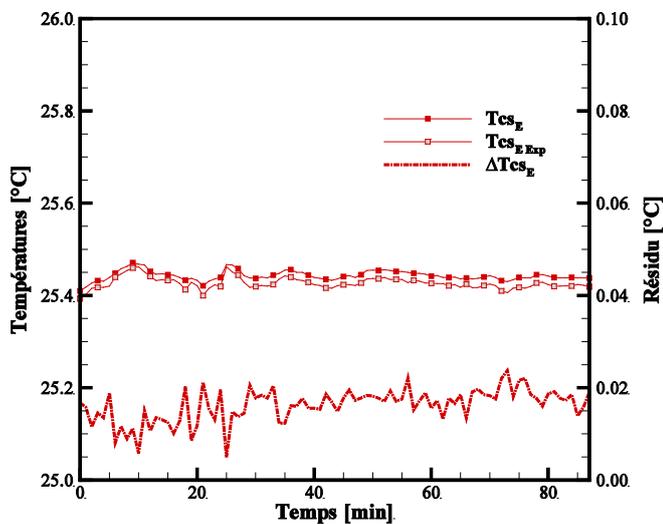


Figure III-10 : Comparaison des températures d'eau chaude

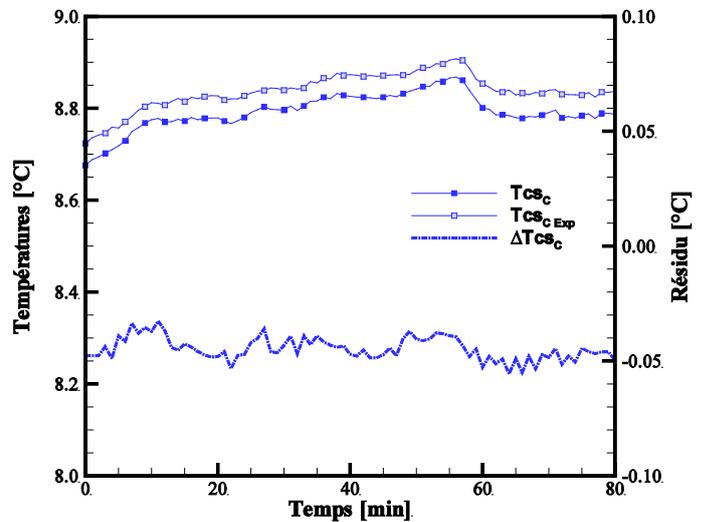


Figure III-11 : Comparaison des températures d'eau froide

Les températures d'évaporation et de condensation sont représentées sur les Figure III-12 et Figure III-13. Ces températures de changement de phase sont difficilement mesurables et ont donc été considérées comme comparées à la température mesurée à la sortie de l'échangeur. Elles sont comparées à la température équivalente de l'échangeur calculée dans le modèle. Deux mesures sont effectuées en sortie d'évaporateur. Une moyenne de ces deux

températures est également représentée sur la Figure III-10. En effet, les deux mesures effectuées ayant un écart important (d'environ $0,6^{\circ}\text{C}$), c'est la moyenne de ces deux températures qui sera comparée à la sortie du modèle. Le modèle suit correctement la valeur moyennée. Cependant, une déviation est constatée sur la fin de la séquence, du fait de l'augmentation d'une température (Figure III-12) et influe donc sur la moyenne. La température de condensation simulée suit correctement la valeur mesurée avec un écart maximal de $0,15^{\circ}\text{C}$, et une température calculée plus faible que la température mesurée. Les écarts obtenus sur ces deux paramètres peuvent s'expliquer par la précision de nos calculs sur l'évaluation des propriétés thermodynamiques. Cette hypothèse peut être vérifiée avec la comparaison de la différence de pression mesurée et calculée aux bornes de la turbine. En effet, cette différence dépend principalement des pressions d'évaporation et de condensation du cycle qui dépendent directement des températures de changement de phase de ces composants.

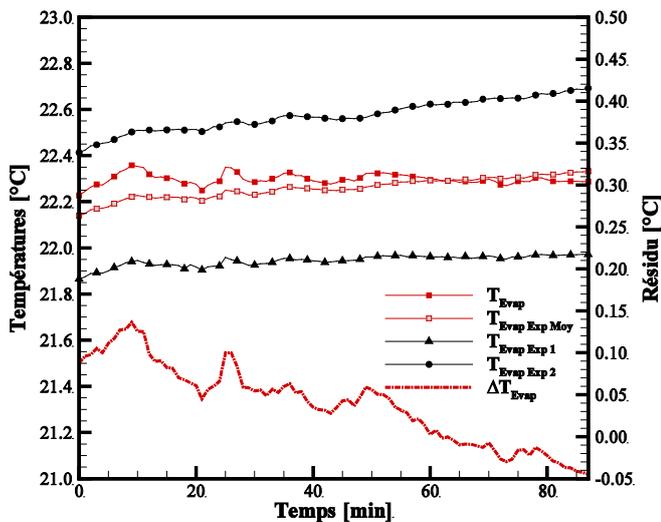


Figure III-12 : Comparaison des températures d'évaporation

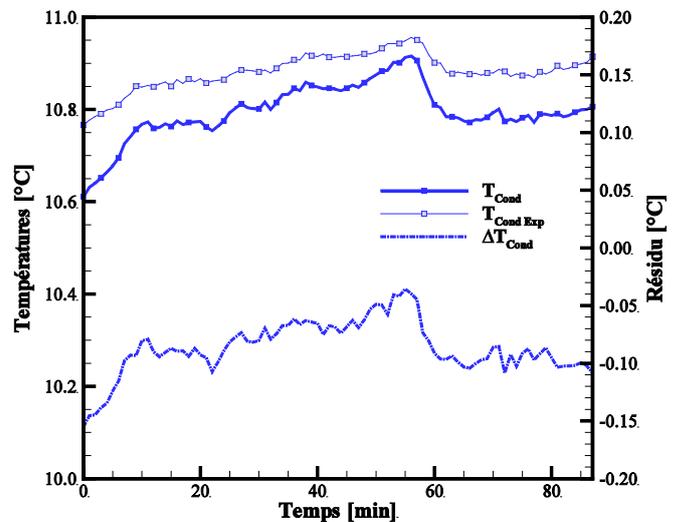


Figure III-13 : Comparaison des températures de condensation

Les différences de pressions aux bornes de la turbine, calculées et mesurées, sont représentées sur la Figure III-14. L'écart entre ces deux valeurs est de $0,1$ bar, nos calculs étant supérieurs aux valeurs mesurées. La température d'évaporation calculée par le modèle étant plus élevée et la température de condensation plus faible que les valeurs mesurées, il est normal d'avoir un écart entre les pressions calculées et mesurées. Cet écart influe sur la puissance de la

turbine. Notre modèle surestime légèrement cette puissance et il faudra en tenir compte dans le dernier chapitre pour l'optimisation.

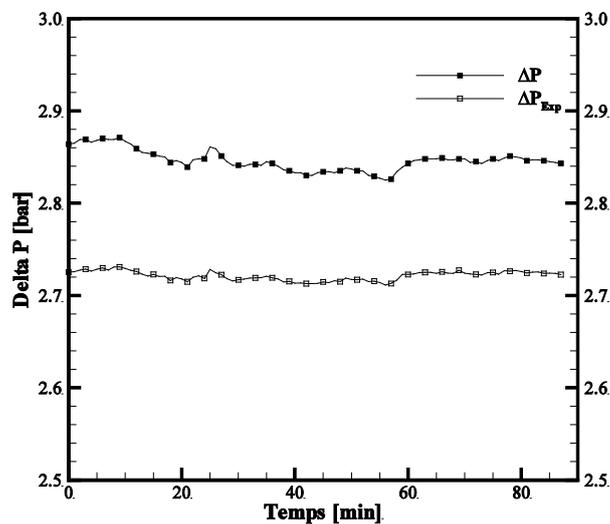


Figure III-14 : Comparaison de la différence de pression aux bornes de la turbine.

III.4 Dimensionnement et simulation d'une centrale de 10 MW

III.4.1 Objectifs

Les modèles étant validés à la fois en régime permanent et dynamique, il est intéressant de les utiliser comme outils de dimensionnement. Grâce à la validation des modèles, ces outils vont permettre de prédire le fonctionnement d'une centrale à partir d'un dimensionnement préétabli. Deux types d'outils peuvent être envisagés :

- Un outil d'aide au dimensionnement, en utilisant le modèle sous EES
- Un outil d'aide à l'optimisation du dimensionnement, avec le modèle sous Delphi.

Un dimensionnement d'une centrale de 10 MW est présenté dans cette partie avec l'utilisation du modèle sous EES pour aider au dimensionnement. La puissance de 10 MW n'est pas choisie arbitrairement. De nombreux experts comme Takahashi (Takahashi, *et al.*, 1996) ou Vega (Vega, 2010) s'accordent à dire que pour démontrer la faisabilité de la technologie, il est nécessaire de mettre en place des centrales de grandes puissances avec un minimum de 10 MW. Des industriels comme DCNS ou Lockheed Martin effectuent des

études préliminaires et souhaitent installer rapidement un démonstrateur qui ouvrirait la voie de la filière ETM. Le PAT fait partie de ces études préliminaires. Étant une échelle réduite de la centrale de 10 MW, le fait de s'appuyer sur la description du PAT permet de lever des doutes certaines hypothèses. Une hypothèse faite en numérique et vérifiée par l'expérimentation permet de s'assurer sur les résultats obtenus avec la centrale de 10 MW.

III.4.2 Principe de dimensionnement

La démarche de dimensionnement est présentée dans cette partie et est basée sur un travail similaire effectué par Vega (Vega, *et al.*, 2010).

Les hypothèses retenues sont les suivantes :

- Le design des échangeurs (efficacité et coefficient global d'échange) est le même que ceux utilisés sur le PAT.
- Les pertes de charge, nécessaires pour le calcul des pompes, sont calculées grâce aux équations intégrées dans le modèle EES.
- Les rendements des pompes et de la turbine sont les mêmes que ceux utilisés sur le PAT

Dans un premier temps, il faut déterminer les débits des différentes pompes. Le débit de la pompe ammoniac est calculé à partir de la puissance souhaitée en sortie d'alternateur. Pour notre dimensionnement, une puissance en sortie d'alternateur de 16 MW est requise afin d'assurer une puissance nette de 10 MW (Vega, *et al.*, 2010), et permettant de maintenir le BWR à une valeur acceptable (supérieur à 60%). En déterminant le débit de la pompe ammoniac à partir de cette puissance en sortie de turbine, il est possible de calculer le débit des pompes. Il faut, pour cela, fixer l'efficacité et la température de changement de phase pour chaque échangeur. D'après le premier principe de la thermodynamique qui exprime la conservation de l'énergie, il peut s'écrire sous la forme :

$$\dot{W}_{elec}^T + \dot{Q}^E + \dot{Q}^C + \dot{W}_{elec}^{P,FT} = 0 \quad \text{(III-3)}$$

Cette équation doit être vérifiée dans le modèle pour respecter le 1^{er} principe. Ceci permet de déterminer les puissances échangées au niveau des échangeurs et donc de déterminer les débits des pompes eau chaude et froide.

À partir de ces débits, le dimensionnement des conduites est effectué. Le réseau d'eau froide et d'eau chaude est dimensionné en fonction de la vitesse du fluide. Le liquide est considéré comme incompressible. Le débit volumique est défini comme la quantité de liquide occupant un volume cylindrique de base S et circulant à une vitesse \dot{v} , correspondant à la longueur du trajet effectué pendant l'unité de temps, par une particule de fluide traversant une conduite de section S . La vitesse dépend donc du diamètre de notre conduite et influe directement sur les pertes de charge. Une vitesse d' 1m/s a été retenue pour notre dimensionnement (Avery, *et al.*, 1994), permettant de diminuer les pertes de charge et donc la consommation des pompes.

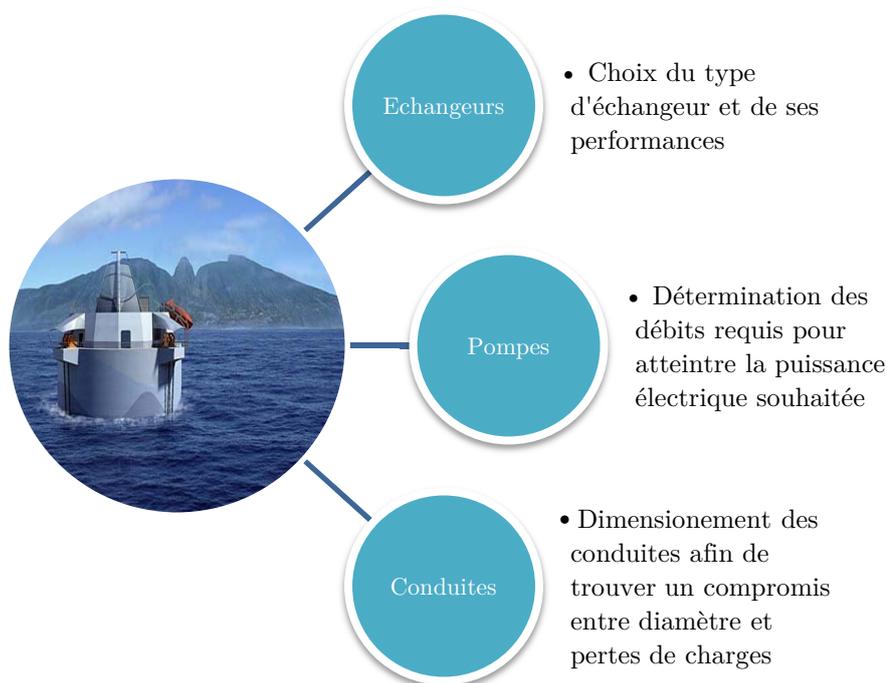


Figure III-15 : Démarche de dimensionnement

La Figure III-15 résume les étapes principales à suivre pour dimensionner une centrale de 10 MW

III.4.3 Résultats et Analyse

Afin de dimensionner cette centrale, certaines hypothèses ont été émises. La température d'eau chaude est considérée égale à 28°C et correspond à la température maximale sur l'année, comme illustrée dans le paragraphe I.2.3.1. La température d'eau froide est considérée comme constante et est égale à 5°C. Cette valeur correspond à une campagne de mesures effectuées par l'ARVAM en 2009 (Hoarau, 2008) pour de l'eau de mer prélevée à 1000m de profondeur. Le dimensionnement sera donc fait sur le delta maximal qu'il sera possible d'avoir c'est-à-dire 23°C.

	Paramètres	Notations	Valeurs
<i>Entrées</i>	<i>Rendement Turbine</i>	η_{is}^T	0,87
	<i>Rendement Alternateur</i>	η_{elec}^T	0,95
	<i>Rendement pompe eau chaude</i>	η_p^E	0,82
	<i>Rendement pompe eau froide</i>	η_p^C	0,92
	<i>Rendement pompe ammoniac</i>	η_p^{FT}	2500
	<i>Coefficient d'échange global de l'évaporateur (W/m².K)</i>	K^E	50000
	<i>Surface d'échange de l'évaporateur (m²)</i>	S_u^E	3600
	<i>Coefficient d'échange global du condenseur (W/m².K)</i>	K^C	40000
	<i>Température d'eau entrée évaporateur (°C)</i>	T_{ce}^E	28
	<i>Température d'eau entrée condenseur (°C)</i>	T_{ce}^C	5
	<i>Température d'évaporation (°C)</i>	T^E	22,3
	<i>Température de condensation (°C)</i>	T^C	10,9
	<i>Longueur équivalente tuyau d'eau chaude (m)</i>	L^E	50
	<i>Diamètre tuyau d'eau chaude (m)</i>	D^E	7
<i>Longueur équivalente tuyau d'eau froide (m)</i>	L^C	1000	
<i>Diamètre tuyau d'eau froide (m)</i>	D^C	6,5	
<i>Sorties</i>	<i>Débit d'eau chaude (kg/s)</i>	\dot{m}_c^E	51020
	<i>Débit d'eau froide (kg/s)</i>	\dot{m}_c^C	35849
	<i>Débit d'ammoniac (kg/s)</i>	\dot{m}_{FT}	438
	<i>Température d'eau sortie évaporateur (°C)</i>	T_{cs}^E	25,3
	<i>Température d'eau sortie condenseur (°C)</i>	T_{cs}^C	8,7
	<i>Puissance brute (kW)</i>	\dot{W}_T^{elec}	15995
	<i>Puissance pompe eau chaude (kW)</i>	$\dot{W}_{P,E}^{elec}$	1912
	<i>Puissance pompe eau froide (kW)</i>	$\dot{W}_{P,C}^{elec}$	3723
<i>Puissance pompe ammoniac (kW)</i>	$\dot{W}_{P,FT}^{elec}$	262	
<i>Puissance nette (kW)</i>	\dot{W}_{net}	10097	

Tableau III-10 : Dimensionnement et Résultats

Le dimensionnement et les résultats de simulations sont présentés dans le Tableau III-10. Le dimensionnement des réseaux amène à des diamètres de 6,5 m pour la conduite d'eau froide et de 7 m sur la conduite d'eau chaude. Dans ce cas, en faisant le diamètre de la conduite d'eau froide d'1m mètre de diamètre, il y a une augmentation de la puissance électrique de la pompe froide de 20 %, du fait de l'augmentation de la vitesse du fluide. C'est pour cela que la vitesse de 1 m/s, retenue pour le dimensionnement, permettant la minimisation de la puissance des pompes. La puissance nette de sortie est de 10,2 MW et correspond à la puissance attendue. Il faut donc que la turbine produise 16 MW d'électricité pour avoir une puissance nette de 10 MW. Le pompage de l'eau de mer influe sur la production nette d'électricité injectée sur le réseau. Il faudra veiller à toujours minimiser l'impact des pompes sur le cycle en termes de puissance.

III.5 Conclusion

La procédure de validation menée dans ce chapitre a permis de donner quelques éléments de validation aux modèles utilisés au travers d'études de comparaison.

La comparaison avec les travaux de Yamada permet d'avoir de premiers éléments de validation de nos modèles. En effet, les modèles sous EES et DELPHI donnent des résultats similaires à la modélisation faite par Yamada et permettent de conforter les équations utilisées et la démarche suivie pour nos deux modèles. La confrontation avec les données expérimentales conforte notre modélisation en régime permanent et offre la possibilité d'avoir un outil d'aide au dimensionnement pour de futures centrales. L'un des avantages de l'utilisation des systèmes de Gibbs sous le modèle Delphi est l'étude en régime transitoire d'un procédé. Les données expérimentales ont permis de valider une partie de la dynamique de ce modèle. Le modèle suit correctement les mesures malgré une modélisation simplifiée du procédé. Il faudra par la suite, avec le prototype expérimental à terre, valider le modèle avec les phases de démarrage et d'arrêt pour compléter la validation de la modélisation en régime transitoire. Cependant, l'outil pourra être utilisé comme outil d'optimisation au dimensionnement.

Grâce à ces modèles, un dimensionnement a pu être réalisé sur une centrale de 10MW et a montré les éléments à prendre en compte. Le choix de dimensionner la centrale pour un gradient de température maximale amène à se poser des questions : comment fonctionnera cette même centrale avec un gradient de température plus faible ? Quels sont les paramètres à modifier pour conserver une performance du cycle acceptable ? Est-il possible d'améliorer les performances pour un même gradient de température ? Des éléments de réponses peuvent être apportés grâce à une analyse thermodynamique du système et à son optimisation. Ces éléments seront présentés dans le dernier chapitre de ce manuscrit.

CHAPITRE IV

ANALYSE EXERGETIQUE ET OPTIMISATION DU PROCÉDE

IV.1 Introduction

L'optimisation d'un système peut être abordée selon deux visions. Tout système, innovant, sans impact pour l'environnement ou simple à utiliser, doit faire face à une contrainte majeure : le coût. Il est difficile de réaliser un système si les coûts d'investissements et de fonctionnements sont très élevés. Il est donc nécessaire de connaître les différents paramètres (coût des équipements, de l'énergie, de la maintenance, situation de l'entreprise ou du pays, ...) afin de pouvoir optimiser le système. La notion d'optimisation du procédé de cette première approche, ici, englobe une notion économique où l'objectif est de minimiser le coût monétaire de l'installation. La sélection ou la valorisation d'une technologie sont ainsi soumis aux aléas et aux fluctuations économiques (Tondeur, 2006).

Une deuxième vision peut être abordée. Elle se base sur une analyse fournissant des résultats qualitatifs et quantitatifs sur le procédé étudié. Cette méthode permet d'éviter des erreurs de conception et de sélectionner la ou les solutions les plus prometteuses. Cette démarche est opposée à la première approche, mais peut être complémentaire. Elle permet de faire un premier tri dans les options de départ et par la suite de réaliser l'analyse financière, uniquement sur les solutions retenues. L'analyse exergétique (ou thermodynamique) décrite dans ce chapitre correspond à une des démarches possibles de cette deuxième approche. Le premier, le second principe sont utilisés simultanément dans le but de déterminer les conditions de fonctionnement du système théorique et la production d'entropie (ou l'exergie détruite) du système réel. L'analyse sera donc menée à la fois sur les composants et sur le cycle dans sa globalité, permettant ainsi d'identifier les composants les plus sensibles de l'installation. Cette analyse se base sur les travaux de Bejan (Bejan, 1998), Neveu (Neveu, 2002), Pons (Pons, 2004) et Benelmir (Benelmir, *et al.*, 2002). À partir de l'analyse exergétique des cycles thermodynamiques, ce chapitre présente des études de sensibilités sur différents paramètres afin d'améliorer les performances de la centrale ETM.

IV.2 Démarche pour l'analyse exergetique du procédé

Le principe de fonctionnement d'un système thermodynamique dépend de la méthode utilisée pour la conversion de l'énergie et implique l'étude de différents bilans :

- Le bilan massique, qui est défini par la loi de conservation de la masse.
- Le bilan de quantité de mouvement qui résulte de la relation fondamentale de la dynamique.

Tout système réel fonctionne en respectant le premier principe qui régit le bilan d'énergie et le second principe régissant le bilan entropique. Ce dernier permet d'énoncer que toutes les formes d'énergies ne sont pas équivalentes. Il est donc impossible de convertir une forme d'énergie intégralement en une autre. Le second principe permet de déterminer les limites de la conversion de l'énergie, à travers l'entropie, l'irréversibilité et la dégradation d'énergie.

Par définition, l'énergie est constituée d'une partie noble, mécanisable et convertible, appelée exergie. L'autre est la partie non convertible et est appelée anergie. La somme des deux donnant l'énergie. Pour une analyse thermodynamique, il est courant d'émettre des équivalences entre entropie et exergie. Si un processus thermodynamique réversible est considéré comme idéal, la production d'entropie est nulle, puisqu'elle n'engendre aucune perte d'exergie. La « richesse » d'une forme d'énergie peut donc être évaluée en fonction de son exergie : plus celle-ci est importante, plus l'énergie considérée est mécanisable. Par définition, toute forme d'énergie mécanique (cinétique, potentielle, électrique ou du travail mécanique) est de l'exergie pure puisqu'elle est totalement convertible en une autre, à la différence de la chaleur et de l'énergie interne qui contiennent à la fois une partie d'exergie et une d'anergie. Il faut noter que l'anergie correspond à l'exergie détruite ou à la production d'entropie. Un système qui fournit du travail produit un transfert d'exergie équivalant à la puissance mécanique développée. Le transfert de masse correspond à un transfert d'exergie. Ainsi, lors d'un transfert d'énergie mécanique ou de masse, le flux d'exergie mis en jeu et correspond au flux d'énergie mécanique utilisable.

Le premier et le second principe peuvent donc être exprimés en fonction de l'exergie et de l'anergie, à savoir :

- La somme d'exergie et d'anergie mise en jeu est constante (Premier principe)
- L'anergie ne peut être transformée en exergie ; l'exergie quant à elle, peut être transformée en anergie dans un processus irréversible (Deuxième principe)

Le second principe introduit donc la notion des limites de fonctionnement du système entre l'énergie disponible et l'énergie utile.

Pour pouvoir mener notre analyse, il est nécessaire d'introduire des critères d'évaluation permettant de caractériser les performances globales du cycle de Rankine et du cycle ETM. Les critères retenus sont le rendement thermique η_{th} , le « Back Work Ratio » noté BWR , le nombre de destruction d'exergie N_{ex} dans chaque élément du cycle et le rendement exergetique η_{ex} . Ils seront définis dans la suite de ce chapitre.

IV.2.1 Présentation des cycles étudiés

À partir des équations présentées dans le chapitre 2, il est possible de réaliser l'analyse thermodynamique. Elle sera effectuée à la fois sur le cycle thermodynamique seul (appelé cycle de Rankine) et sur le cycle global (appelé cycle ETM), dont une présentation schématique et fonctionnelle est donnée sur la Figure IV-1 et la Figure IV-2.

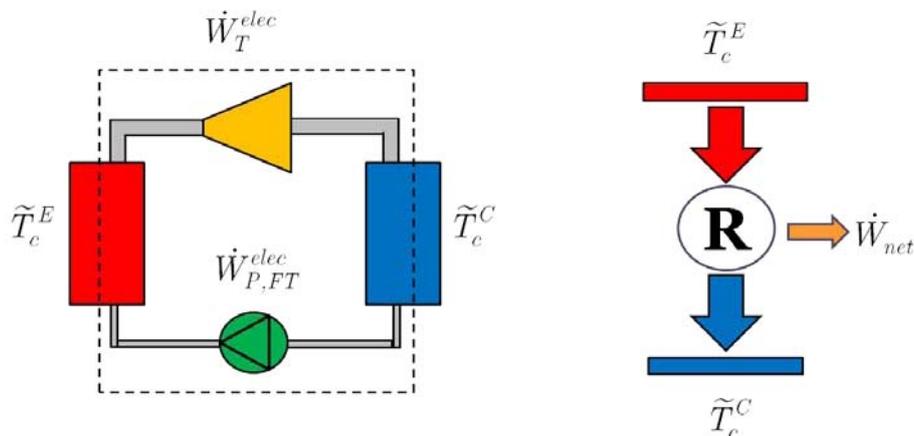


Figure IV-1 : Représentations fonctionnelle et schématique du cycle de Rankine

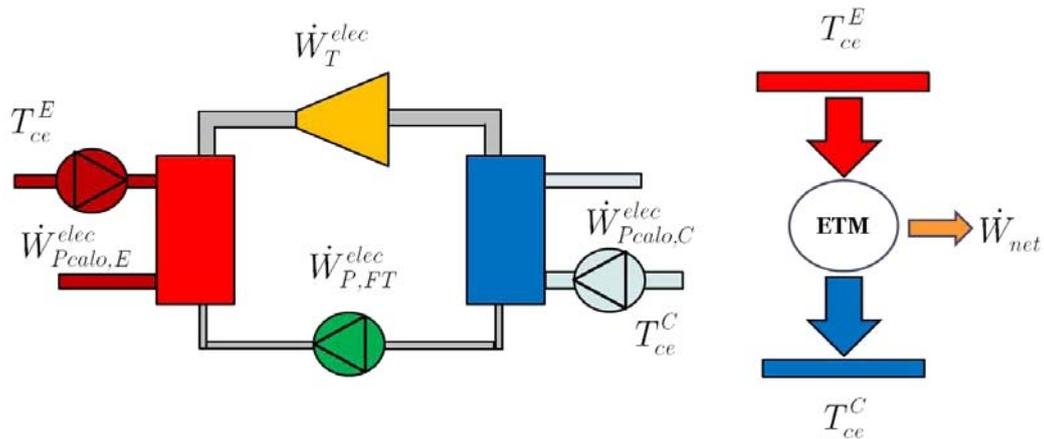


Figure IV-2 : Représentations fonctionnelle et schématique du cycle ETM

Ces schémas permettent de représenter les frontières de chaque système. La différence entre les deux cycles est la prise en compte du pompage de l'eau de mer chaude et froide pour le cycle ETM.

L'analyse exergetique des deux cycles est réalisée à l'aide du modèle utilisant les systèmes équivalent de Gibbs et présenté dans le chapitre 2. Les équations décrivant le premier et le second principe sont intégrés au modèle Delphi et sont déterminés à chaque pas de temps. Cependant, l'analyse sera effectuée uniquement lors que le process aura atteint le régime permanent.

IV.2.2 Bilan d'énergie

IV.2.2.1 Rendement thermique

Le rendement thermique du procédé se définit comme le rapport entre l'énergie fournie \dot{W}_{net} (le travail net dans notre cas) et la quantité d'énergie reçue de la source chaude \dot{q}_c et s'écrit :

1) Pour le cycle de Rankine

$$\eta_{th}^{Ran} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{q}_c} = \frac{\dot{W}_T^{elec} - \dot{W}_{P,FT}^{elec}}{\dot{q}_c^E} \quad (IV.1)$$

2) Pour le cycle ETM

$$\eta_{th}^{ETM} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{q}_c} = \frac{\dot{W}_T^{elec} - \dot{W}_{P,FT}^{elec} - \sum \dot{W}_{Pcalo}^{elec}}{\dot{q}_c^E} \quad (IV.2)$$

IV.2.2.2 Rendement de Carnot

Un cycle de Carnot est défini comme un cycle thermique réversible à deux sources isothermes, l'une qui reçoit de la chaleur d'une source chaude et l'autre qui en cède une partie à une source froide. La différence de température est convertie en partie en énergie mécanique. Le rendement de ce cycle s'écrit de la forme suivante :

1) Pour le cycle de Rankine

$$\eta_{Car}^{Ran} = 1 - \frac{T_0}{\tilde{T}_c^E} \quad \text{Avec } T_0 = \tilde{T}_c^C \quad (IV.3)$$

2) Pour le cycle ETM

$$\eta_{Car}^{ETM} = 1 - \frac{T_0}{T_{ce}^E} \quad \text{Avec } T_0 = T_{ce}^C \quad (IV.4)$$

Ce rendement correspond à la valeur maximale que pourrait atteindre le cycle.

La température T_0 correspond à la température de référence. Cet état de référence indique que la transformation thermodynamique implique un état d'équilibre entre les composants et l'environnement, qui est appelé « source froide », car elle a la capacité d'absorber de la chaleur. Dans notre cas, T_0 sera respectivement considérée comme égale à la température entropique moyenne du condenseur et à la température de la source froide pour le cycle de Rankine et le cycle ETM, permettant de prendre en compte la limite fonctionnelle pour chaque cycle.

IV.2.2.3 Back Work Ratio

Le BWR est un coefficient permettant de caractériser la performance du système. Il correspond au rapport entre la puissance nette et la puissance délivrée par la turbine (puissance « brute ») et s'écrit :

$$BWR = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{W}_{brut}} = \frac{\dot{W}_{elec}^T - \dot{W}_{elec}^{P,FT} - \sum \dot{W}_{elec}^{Pcalo}}{\dot{W}_{elec}^T} \quad (IV.5)$$

$$BWR = \frac{\dot{W}_{brut} - \dot{W}_{cons}}{\dot{W}_{brut}} = 1 - \frac{\sum \dot{W}_{cons}}{\dot{W}_{elect_T}} = 1 - \sum N_{\dot{W}_{cons}} \quad (IV.6)$$

L'équation 1.6 introduit le $N_{\dot{W}_{cons}}$ qui correspond à la part consommée par chaque pompe.

Un BWR élevé indiquera une performance remarquable du cycle. Il sera défini uniquement pour le cycle ETM.

IV.2.3 Bilan d'exergie

Les composants de notre système, à savoir les échangeurs, la turbine, les pompes et les conduites fonctionnent, dans la plupart des cas, avec un écoulement établi en régime permanent. Les variations temporelles de la masse, du volume et de l'énergie, de l'entropie et de l'exergie peuvent donc être négligées. Chaque composant est considéré comme un système ouvert et prend en compte le transfert d'exergie par l'écoulement qui traverse ce volume. La formule générale traduisant le bilan exergétique appliqué en régime permanent à un volume de contrôle est donnée par l'équation suivante (Çengel, *et al.*, 2008):

$$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot \dot{q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m} \cdot \psi - \sum_s \dot{m} \cdot \psi - \Delta\psi_d = 0 \quad (IV.7)$$

Le terme $\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot \dot{q}$ correspond à l'exergie fournie par la source de chaleur à la température T et est positif quand elle entre dans le système. Le terme \dot{W} est le travail mécanique. L'expression $\sum_e \dot{m} \cdot \psi - \sum_s \dot{m} \cdot \psi$ correspond à la somme des flux exergétiques entrant et sortant du volume de contrôle. Le dernier terme $\Delta\psi_d$ correspond à l'exergie détruite par le système en raison des irréversibilités. Cela revient à dire que l'exergie qui entre dans le système ouvert sous forme de chaleur, de travail et d'écoulement est égale à l'exergie sortante ajoutée de l'exergie détruite.

Dans le cas d'un système ouvert, l'exergie se définit par :

$$\psi = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) + \frac{\dot{v}^2}{2} + gz \quad (\text{IV.8})$$

Les termes $\frac{\dot{v}^2}{2}$ et gz correspondent respectivement à l'énergie cinétique et l'énergie potentielle. En posant l'hypothèse que les énergies cinétique et potentielle sont négligeables, notre système étant considéré à l'état d'équilibre, l'équation (IV.8) devient alors :

$$\psi = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (\text{IV.9})$$

À partir des équations (IV.7) et (IV.9), la variation d'exergie entre l'entrée et la sortie de ce volume de contrôle s'exprime par :

$$\psi_e - \psi_s = (h_e - h_s) - T_0 \cdot (s_e - s_s) \quad (\text{IV.10})$$

À partir des différentes équations définies dans ce paragraphe, il est maintenant possible de déterminer l'exergie détruite par chaque composant du système.

IV.2.3.1 Exergie détruite par les échangeurs

En utilisant les relations exprimant la production d'entropie et les coefficients phénoménologiques (chapitre 2), il est possible de déterminer l'exergie détruite par les échangeurs. Elle se décompose en quatre parties : exergie détruite par les pertes de charge, par le fluide caloporteur, par la transformation physico-chimique et par le transport de la matière entre l'entrée et la sortie.

1) Exergie détruite par les pertes de charge.

Le volume de contrôle est constant, adiabatique et ne reçoit aucun travail. À partir de l'équation (IV.7), l'exergie détruite par les pertes de charge $\Delta\psi_d^{PC}$ s'exprime par :

$$\Delta\psi_d^{PC} = \psi_e - \psi_s \quad (\text{IV.11})$$

En utilisant la relation (IV.10), l'exergie détruite s'exprime donc par :

$$\Delta\psi_d^{PC} = (h_e - h_s) - T_0(s_e - s_s) \quad (\text{IV.12})$$

La détente causée par les pertes de charge est considérée comme isenthalpique :

$$\Delta\psi_d^{PC} = T_0(s_s - s_e) \quad (\text{IV.13})$$

En utilisant la relation :

$$dh = Tds + vdp \quad (\text{IV.14})$$

L'exergie détruite par les pertes de charge (en fonction du dp) :

$$\Delta\psi_d^{PC} = T_0 \cdot \frac{v \cdot dp}{T} \quad (\text{IV.15}).$$

2) Exergie détruite par le fluide caloporteur

L'exergie détruite par le fluide caloporteur $\Delta\psi_d^c$ s'écrit (Neveu, 2002) :

$$\Delta\psi_d^c = T_0 \cdot \dot{\sigma}_i \quad (\text{IV.16})$$

En utilisant la relation (39 chapitre2), il est possible d'écrire :

$$\Delta\psi_d^c = T_0 \cdot \dot{q}_c \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{\widetilde{T}_c} \right) \quad (\text{IV.17})$$

En utilisant la relation (41 chapitre 2), l'exergie détruite par le fluide caloporteur s'exprime par :

$$\Delta\psi_d^c = T_0 \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{\widetilde{T}_c} \right)^2 \quad (\text{IV.18})$$

3) Exergie détruite par la transformation physico-chimique

De la même manière que pour le fluide caloporteur, il est possible d'écrire les relations suivantes pour exprimer l'exergie détruite par la transformation physico-chimique $\Delta\psi_d^x$:

$$\Delta\psi_d^x = T_0 \cdot \dot{\sigma}_i = T_0 \cdot \dot{m}_x \cdot \frac{A}{T} \quad (\text{IV.19})$$

$$\Delta\psi_d^x = T_0 \cdot \left(\frac{A}{T}\right)^2 \cdot \tau \quad (\text{IV.20})$$

4) Exergie détruite par le transport de la matière entre l'entrée et la sortie du système

De la même manière que pour le fluide caloporteur, il est possible d'écrire les relations suivantes pour exprimer l'exergie détruite par le transport de matière entre l'entrée et la sortie $\Delta\psi_d^{Aj}$:

$$\Delta\psi_d^{Aj} = T_0 \cdot \dot{\sigma}_i = T_0 \cdot \Delta j \quad (\text{IV.21})$$

$$\Delta\psi_d^{Aj} = T_0 \cdot \left[\dot{m}_{le} \cdot \left[\frac{h_l(T_{le}) - h_l(T)}{T} - (s_l(T_{le}) - s_l(T)) \right] + \dot{m}_{ge} \cdot \left[\frac{h_g(T_{ge}, p) - h_g(T, p)}{T} - (s_g(T_{ge}, p) - s_g(T, p)) \right] \right] \quad (\text{IV.22})$$

IV.2.3.2 Exergie détruite par les pompes d'eau mer

La pompe est assimilée à un système ouvert en régime stationnaire. Le premier et le second principe permettent d'écrire :

$$\begin{cases} \dot{q}_p + \dot{W}_p + \dot{m}_c \cdot (h_e - h_s) = 0 \\ \frac{\dot{q}}{T} + \dot{m}_c \cdot (s_e - s_s) + \dot{\sigma}_i^p = 0 \end{cases} \quad (\text{IV.23})$$

La compression est considérée adiabatique et irréversible, d'où

$$\begin{cases} \dot{W}_p = \dot{m}_c \cdot (h_s - h_e) \\ \dot{\sigma}_i^p = \dot{m}_c \cdot (s_s - s_e) \end{cases} \quad (\text{IV.24})$$

En utilisant le système d'équations (IV.23), il est possible d'exprimer l'exergie détruite par la pompe en posant :

$$\dot{q}_p + \dot{W}_p + \dot{m}_c \cdot (h_e - h_s) - T_0 \cdot \left(\frac{\dot{q}_p}{T} + \dot{m}_c \cdot (s_e - s_s) + \dot{\sigma}_i^p \right) = 0 \quad (\text{IV.25})$$

$$\dot{W}_p + \dot{m}_c \cdot (h_e - h_s) + T_0 \cdot \dot{m}_c \cdot (s_s - s_e) - T_0 \cdot \dot{\sigma}_i^p = 0 \quad (\text{IV.26})$$

$$-\dot{W}_p = \dot{m}_c \cdot (h_e - h_s) + T_0 \cdot \dot{m}_c \cdot (s_s - s_e) - T_0 \cdot \dot{\sigma}_i^p \quad (\text{IV.27})$$

$$-\dot{W}_p = \dot{m}_c \cdot [(h_e - h_s) + T_0 \cdot (s_s - s_e)] - T_0 \cdot \dot{\sigma}_i^p \quad (\text{IV.28})$$

En utilisant la relation (IV.28), par identification, l'exergie détruite s'exprime par :

$$\Delta\psi_d^{Pcalo} = \dot{W}_p + \dot{m}_c \cdot (\psi_e - \psi_s) \quad (\text{IV.29})$$

La compression est considérée comme adiabatique et irréversible, d'après le système (II.24), donc l'exergie détruite par la pompe peut s'écrire :

$$\Delta\psi_d^{Pcalo} = T_0 \cdot \dot{m}_c \cdot (s_s - s_e) \quad (\text{IV.30})$$

D'après la relation (IV.14) :

$$TdS = dh - v \cdot dp \quad (\text{IV.31})$$

$$dS = \frac{dh - v \cdot dp}{T} \quad (\text{IV.32})$$

À partir des relations (II.34) et (II.35), caractérisant la compression adiabatique irréversible de la pompe, il est possible d'exprimer la différence d'entropie par :

$$dS = \frac{\frac{v \cdot (p_s - p_e)}{\eta_{méca}} + v \cdot (p_s - p_e)}{T} \quad (\text{IV.33})$$

$$dS = \frac{v \cdot (p_s - p_e) \cdot \left(\frac{1}{\eta_{méca}} + 1 \right)}{T} \quad (\text{IV.34})$$

À partir des relations (IV.29), (IV.30) et (IV.34), l'exergie détruite $\Delta\psi_d^p$ s'écrit :

$$\Delta\psi_d^{Pcalo} = T_0 \cdot \frac{v \cdot (p_s - p_e) \cdot \left(\frac{1}{\eta_{méca}} + 1 \right)}{T} \quad (\text{IV.35})$$

IV.2.3.3 Exergie détruite par la pompe du fluide de travail

La compression est considérée comme adiabatique et irréversible, d'après le système (relation pompe chapitre 2), l'exergie détruite $\Delta\psi_d^p$ par la pompe peut s'écrire :

$$\Delta\psi_d^{P,FT} = T_0 \cdot \dot{m}_{FT} \cdot (s_s - s_e) \quad (\text{IV.36})$$

Comme cela a été démontré pour les pompes du fluide caloporteur, L'exergie détruite peut aussi s'écrire sous la forme :

$$\Delta\psi_d^{P,FT} = T_0 \cdot \frac{v_l \cdot (p_s - p_e) \cdot \left(\frac{1}{\eta_{is}^p} + 1 \right)}{T} \quad (\text{IV.37})$$

IV.2.3.4 Exergie détruite par la turbine

La turbine est considérée comme adiabatique, l'exergie détruite par la turbine $\Delta\psi_d^T$ s'écrit :

$$\Delta\psi_d^T = T_0 \cdot \dot{m}_{FT} \cdot (s_{s_irr} - s_e) \quad (\text{IV.38})$$

IV.2.4 Rendement exergétique

Le rendement η_{ex} , basé sur le second principe, évalue le rapport entre l'exergie utile, récupérée par le procédé, et l'exergie consommée ou fournie au système. Il peut donc s'écrire sous la forme :

$$\eta_{ex} = \frac{\psi_{utile}}{\psi_{fournie}} \quad (\text{IV.39})$$

Le rendement exergétique est aussi défini comme la mesure relative de la performance du cycle par rapport au cycle réversible fonctionnant dans les mêmes conditions. Il s'exprime sous la forme :

$$\eta_{ex} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{Car}} \quad (\text{IV.40})$$

En régime permanent, les températures des sources étant considérées comme constantes, le rendement exergétique s'exprime aussi sous la forme :

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{q}_x \cdot \mathcal{G}_x}{\dot{q}_c \cdot \mathcal{G}_c} \quad (\text{IV.41})$$

Avec $\mathcal{G}_c = 1 - \frac{T_0}{\tilde{T}_c}$ et $\mathcal{G}_x = 1 - \frac{T_0}{T}$ étant le facteur de Carnot.

Le rendement exergetique peut aussi s'exprimer en nombre de destruction d'exergie et est défini par :

$$\eta_{ex} = 1 - \sum N_{ex} \quad (\text{IV.42})$$

$$\text{Avec } N_{ex} = \frac{\Delta\psi_d}{\Psi_{fournie}} \quad (\text{IV.43})$$

À partir de ces différentes relations, il est possible de déterminer le rendement exergetique η_{ex} avec trois méthodes différentes, permettant ainsi de s'assurer du résultat obtenu.

1) Pour le cycle de Rankine

Le rendement exergetique s'écrit :

$$\eta_{ex}^{Ran} = \frac{\eta_{th}^{Ran}}{\eta_{Car}^{Ran}} \quad (\text{IV.44})$$

$$\eta_{ex}^{Ran} = \frac{\Psi_{utile}}{ex_{\text{à payer}}} = \frac{\dot{W}_T^{elec} - \dot{W}_{P,FT}^{elec}}{\dot{q}_c^E \cdot \mathcal{G}_c^E} \quad \text{Avec } \mathcal{G}_c^E = 1 - \frac{\tilde{T}_c^C}{\tilde{T}_c^E} \quad (\text{IV.45})$$

$$\eta_{ex}^{Ran} = \frac{\Psi_{fournie} - \Delta\psi_d}{\Psi_{fournie}} = \frac{\dot{q}_c^E \cdot \mathcal{G}_c^E - \sum \Delta\psi_d}{\dot{q}_c^E \cdot \mathcal{G}_c^E} = 1 - \frac{\sum \Delta\psi_d}{\dot{q}_c^E \cdot \mathcal{G}_c^E} = 1 - \sum N_{ex} \quad (\text{IV.46})$$

Avec

$$N_{ex}^E = \frac{\Delta\psi_d^E}{\dot{q}_c^E \cdot \mathcal{G}_c^E}, \text{ l'exergie détruite par l'évaporateur}$$

$$N_{ex}^C = \frac{\Delta\psi_d^C}{\dot{q}_c^E \cdot \mathcal{G}_c^E}, \text{ l'exergie détruite par le condenseur}$$

$$N_{ex}^T = \frac{\Delta\psi_d^T}{\dot{q}_c^E \cdot \mathcal{G}_c^E}, \text{ l'exergie détruite par la turbine}$$

$$N_{ex}^{P,FT} = \frac{\Delta\psi_d^{P,FT}}{\dot{q}_c^E \cdot \mathcal{G}_c^E}, \text{ l'exergie détruite par la pompe du fluide de travail}$$

2) Pour le cycle ETM

Le rendement exergétique s'écrit :

$$\eta_{ex}^{ETM} = \frac{\eta_{th}^{ETM}}{\eta_{Car}^{ETM}} \quad (IV.47)$$

$$\eta_{ex}^{ETM} = \frac{\Psi_{utile}}{ex_{\dot{a} \text{ payer}}} = \frac{\dot{W}_T^{elec} - \dot{W}_{P,FT}^{elec} - \sum \dot{W}_{Pcalo}^{elec}}{\dot{q}_c^E \cdot g_c^E} \quad \text{Avec } g_c^E = 1 - \frac{T_{ce}^C}{T_{ce}^E} \quad (IV.48)$$

$$\eta_{ex}^{ETM} = \frac{\Psi_{fournie} - \Delta\psi_d}{\Psi_{fournie}} = \frac{\dot{q}_c^E \cdot g_c^E - \sum \Delta\psi_d}{\dot{q}_c^E \cdot g_c^E} = 1 - \frac{\sum \Delta\psi_d}{\dot{q}_c^E \cdot g_c^E} = 1 - \sum N_{ex} \quad (IV.49)$$

Avec

$$N_{ex}^E = \frac{\Delta\psi_d^E}{\dot{q}_c^E \cdot g_c^E}, \text{ l'exergie détruite par l'évaporateur}$$

$$N_{ex}^C = \frac{\Delta\psi_d^C}{\dot{q}_c^E \cdot g_c^E}, \text{ l'exergie détruite par le condenseur}$$

$$N_{ex}^T = \frac{\Delta\psi_d^T}{\dot{q}_c^E \cdot g_c^E}, \text{ l'exergie détruite par la turbine}$$

$$N_{ex}^{P,FT} = \frac{\Delta\psi_d^{P,FT}}{\dot{q}_c^E \cdot g_c^E}, \text{ l'exergie détruite par la pompe du fluide de travail}$$

$$N_{ex}^{Pcalo,E} = \frac{\Delta\psi_d^{Pcalo,E}}{\dot{q}_c^E \cdot g_c^E}, \text{ l'exergie détruite par la pompe d'eau de mer chaude}$$

$$N_{ex}^{Pcalo,C} = \frac{\Delta\psi_d^{Pcalo,C}}{\dot{q}_c^E \cdot g_c^E}, \text{ l'exergie détruite par la pompe d'eau de mer froide}$$

IV.3 Etudes des cycles de Rankine et ETM initiaux

IV.3.1 Cycle de Rankine

Avant d'analyser le cycle ETM dans sa globalité, il est indispensable d'analyser le cycle de Rankine. Une comparaison sera donc faite entre le cycle du PAT (noté PAT), de la centrale de 10 MW (noté 10 MW) et du cycle de Yamada (noté ETM_{ref}), utilisé pour la

validation. Le rendement exergetique pour le cycle ETM_{ref} est calculé à partir du rendement énergétique donné par l'auteur et du rendement de Carnot, en émettant l'hypothèse que la température entropique moyenne de l'échangeur est égale à la température de changement de phase. Les résultats de cette comparaison sont présentés dans le Tableau IV-1. Dans un premier temps, il est possible de dire que le PAT et le 10 MW ont quasiment le même rendement exergetique avec un écart entre les deux valeurs de 2 %. Les deux cycles sont cependant loin du cycle ETM_{ref} , qui atteint lui une valeur d'environ 71 %. L'écart s'explique simplement : le cycle ETM_{ref} a été optimisé par son auteur et il est donc normal d'avoir une valeur élevée de rendement exergetique.

Paramètres	PAT	10 MW	ETM_{ref}
\tilde{T}_c^E ($^{\circ}C$)	22,3	22,3	21,7
\tilde{T}_c^C ($^{\circ}C$)	10,9	10,9	8,4
η_{th}^{Ran} (%)	3,0	2,9	3,2
η_{Car}^{Ran} (%)	6,5	6,5	4,5
η_{ex}^{Ran} (%)	45,6	43,5	70,9

Tableau IV-1 : Comparaison des 3 cycles thermodynamiques

Il est donc nécessaire d'optimiser nos cycles (PAT et 10 MW) afin d'augmenter les rendements exergetiques et énergétiques. Il est nécessaire d'analyser le cycle ETM afin de voir quels sont les composants qui détruisent le plus d'exergie. Les Figure IV-3 et Figure IV-4 illustrent la répartition de la destruction d'exergie dans chaque composant respectivement pour le PAT et le 10 MW.

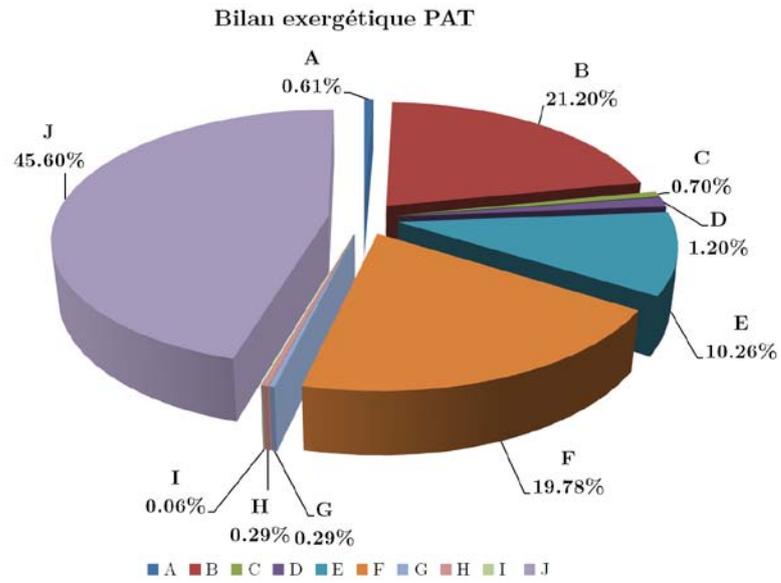


Figure IV-3 : Destruction d'exergie et rendement exergetique du cycle PAT

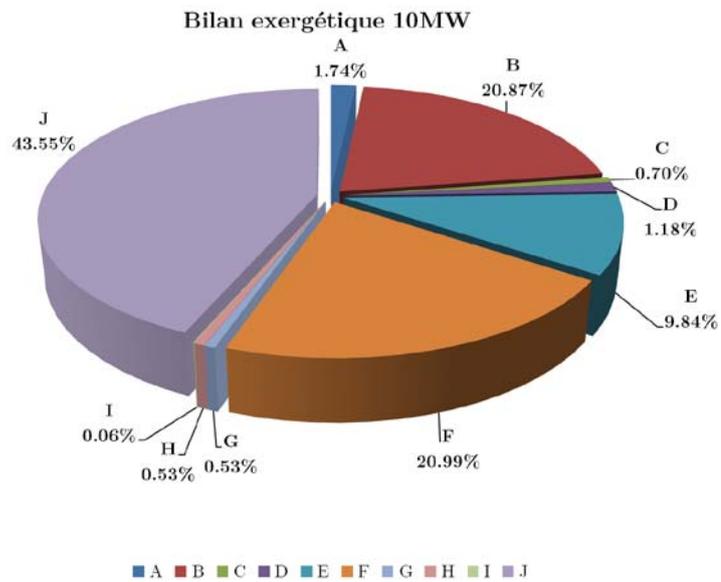


Figure IV-4 : Destruction d'exergie et rendement exergetique du cycle 10 MW

N.B : La legende pour ces 2 diagrammes est donnee ci-apres.

Legende

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
N_{ex}^{PC}	$N_{ex}^{c,E}$	$N_{ex}^{x,E}$	$N_{ex}^{Aj,E}$	N_{ex}^T	$N_{ex}^{c,C}$	$N_{ex}^{x,C}$	$N_{ex}^{Aj,C}$	$N_{ex}^{P,FT}$	η_{ex}^{Ran}

La destruction d'exergie des composants est similaire pour les deux cycles. Le dimensionnement du 10 MW étant basé sur le PAT, il est normal de retrouver le même comportement. Les composants détruisant le plus d'exergie sont les échangeurs, principalement dus à la destruction d'exergie du fluide caloporteur. Le mélange de matière et la transformation physico-chimique, les pertes de charge du circuit d'ammoniac et la pompe de travail impactent peu les performances du cycle, pour une valeur globale de l'ordre de 6 % pour les deux cycles. La destruction d'exergie de la turbine est de l'ordre de 10 %, mais une piste peut être proposée afin d'améliorer son fonctionnement et donc de diminuer l'exergie détruite par ce composant en augmentant le rendement mécanique de la turbine.

IV.3.2 Cycle ETM

L'analyse du cycle de Rankine qui ne tient pas compte du pompage de l'eau et de l'eau froide montre que les échangeurs sont les points à optimiser. La même analyse est faite maintenant sur le cycle ETM. Le PAT ne sera pas analysé dans cette partie pour 2 raisons. Les mesures de consommations de pompes et des pertes de charge n'étant pas effectuées, il est difficile de pouvoir analyser le comportement du cycle global. De plus, le comportement du PAT étant similaire au 10 MW, seul ce dernier sera comparé avec le cycle ETM_{ref}. Les résultats de cette comparaison sont présentés dans le Tableau IV-2. Comme pour la première comparaison, le cycle ETM_{ref} est plus performant que notre cycle de 10 MW malgré un gradient de température plus important pour le cycle 10 MW. Cela confirme l'optimisation effectuée par Yamada.

Paramètres	10 MW	ETM_{ref}
T_{ce}^E (°C)	28	25,7
T_{ce}^C (°C)	5	4,4
η_{th}^{ETM} (%)	1,8	2,3
η_{Car}^{ETM} (%)	7,6	7,1
η_{ex}^{ETM} (%)	24,1	32,4
BWR (%)	63,1	72,5

Tableau IV-2 : Comparaison des 2 cycles ETM

Nos rendements exergetique, énergétique et le BWR sont plus faibles indiquant donc qu'une optimisation des performances est possible en ajustant les débits des pompes d'eau de mer.

La Figure IV-5 illustre la répartition de la destruction d'exergie dans chaque composant pour le cycle 10 MW. Comme pour le cycle de Rankine, les échangeurs détruisent le plus d'exergie dans le cycle. Les exergies détruites par les pompes d'eau de mer chaude et froide sont respectivement de l'ordre de 9 % et 5 %. Ces destructions sont principalement causées par les pertes de charge. Il est normal d'avoir une exergie détruite plus importante sur la pompe d'eau de mer froide. Celle-ci devant pomper l'eau de mer froide à 1000 m de profondeur. Les autres paramètres ont les mêmes ordres de grandeur que pour le cycle de Rankine.

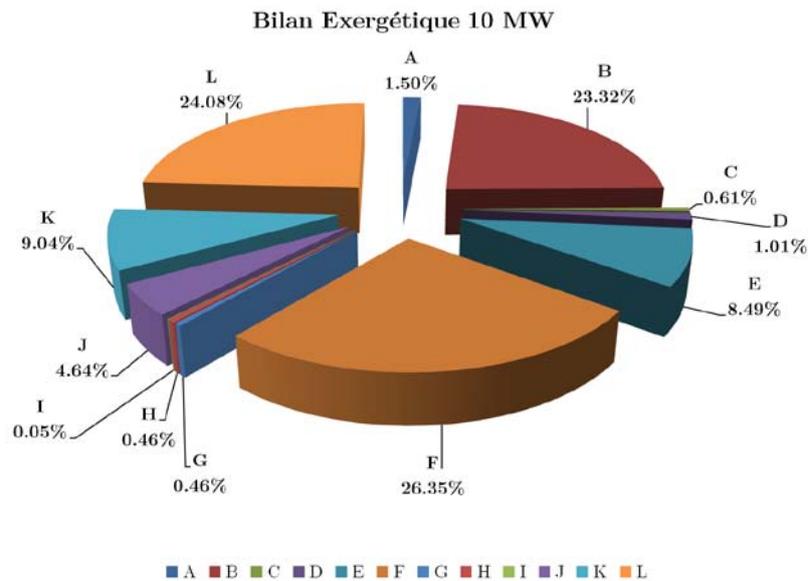


Figure IV-5 : Destruction d'exergie et rendement exergetique du cycle 10 MW

N.B : La légende pour ce diagramme est donnée ci-après.

Légende

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
N_{ex}^{PC}	$N_{ex}^{c,E}$	$N_{ex}^{x,E}$	$N_{ex}^{Aj,E}$	N_{ex}^T	$N_{ex}^{c,C}$	$N_{ex}^{x,C}$	$N_{ex}^{Aj,C}$	$N_{ex}^{P,FT}$	$N_{ex}^{Pcalo,E}$	$N_{ex}^{Pcalo,C}$	η_{ex}^{ETM}

IV.3.3 Synthèse des analyses

La comparaison avec le travail de Yamada montre que les performances de nos cycles ne sont pas optimales. Avec un gradient de température plus faible, Yamada arrive à des performances plus élevées. Les deux tiers de l'exergie détruite par le cycle ETM proviennent des couples évaporateurs/pompe eau chaude et condenseur/pompe eau froide, en raison des pertes de charge. Ceci est confirmé par le BWR plus faible que celui de Yamada. Il faut donc diminuer la consommation des pompes et donc les débits, pour augmenter la puissance nette.

Il est alors nécessaire d'optimiser le fonctionnement et/ou le dimensionnement de ces composants afin d'améliorer la performance globale de notre cycle ETM.

IV.4 Optimisations du cycle ETM

Dans cette partie, les études menées sont effectuées sur le cycle 10 MW. En effet, dans l'optique de l'installation d'une future centrale pilote, il est intéressant de proposer des pistes permettant l'amélioration des performances du cycle ETM. Afin d'optimiser ce cycle, des études de sensibilité sont réalisées à partir des conclusions obtenues par les analyses précédentes. Les échangeurs et les débits des pompes sont les éléments principaux à optimiser pour augmenter le rendement exergetique, le rendement thermique et le BWR.

IV.4.1 Utilisation de l'outil Genopt : Couplage avec Delphi

IV.4.1.1 Principe

L'outil Genopt est un outil d'optimisation développé par l'université de Berkeley (Wetter, 2001). Basé sur l'utilisation d'algorithmes génétiques, il permet la minimisation d'une fonction qui est calculée par un environnement de simulation externe à GenOpt. Il peut donc être utilisé avec n'importe quel environnement de simulation qui permet la lecture et l'écriture de fichiers texte. Il a été couplé au modèle implémenté sous Delphi. L'organisation de ce couplage est présentée sur la Figure IV-6.

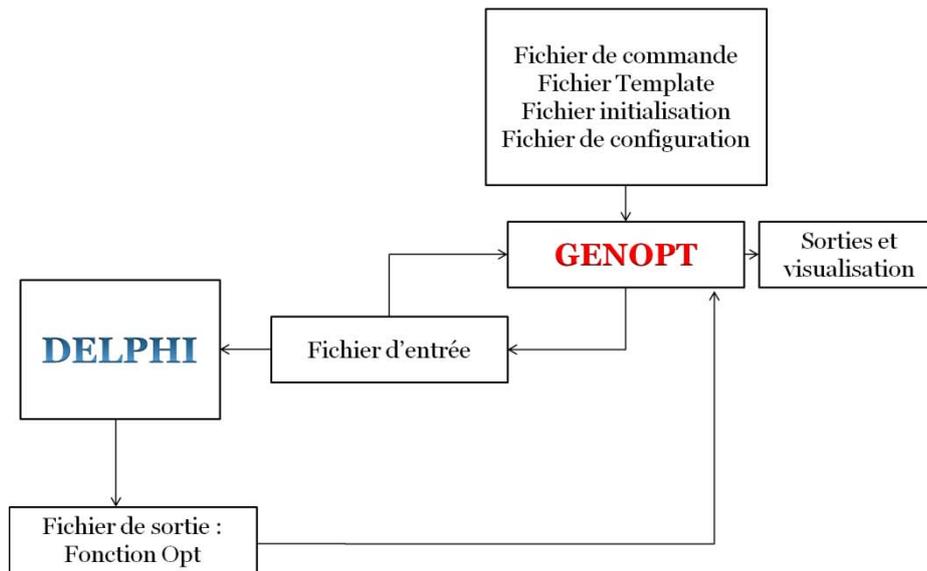


Figure IV-6 : Schématisation de présentation du couplage Genopt-Delphi

Les différents éléments nécessaires pour le fonctionnement du couplage Genopt-Delphi sont les suivants :

- *Fichier d'entrée* : Ce fichier est lu par Delphi et contient toutes les données d'entrées nécessaires à la simulation.
- *Fichier de sortie* : Ce fichier contient la valeur de la fonction de minimisation écrite par Delphi et est lu par Genopt.
- *Fichier de commande* : Ce fichier contient les paramètres qui vont varier durant la simulation, en donnant la valeur initiale, la valeur minimale et la valeur maximale. Il contient également les paramètres nécessaires pour l'algorithme de résolution choisi.
- *Fichier Template* : Le fichier est une réplique du fichier d'entrée. Par rapport aux résultats de la fonction de minimisation, Genopt va ajuster les paramètres d'entrées données dans le fichier de commande et va les intégrer dans le fichier template et sera répliquée dans le fichier d'entrée de Delphi
- *Fichier de configuration* : Ce fichier permet à Genopt de lancer l'exécutable de Delphi en fonction du système d'exploitation utilisé (Windows, MacOS ou Linux).
- *Fichier initialisation* : Ce fichier va permettre à Genopt de localiser les différents fichiers utilisés. C'est ce fichier qui sera lancé via l'interface sous Java de Genopt.

- *Sorties et visualisation* : Pour chaque simulation lancée, Genopt écrit les paramètres utilisés et le résultat de la fonction de minimisation dans un fichier de sorties. La visualisation des données est possible via l'interface Java où sont tracés les paramètres et la fonction de sorties.

IV.4.1.2 *Fonction de minimisation*

L'objectif pour le cycle ETM est de produire le maximum d'électricité en minimisant la consommation des auxiliaires. La fonction de minimisation doit en tenir compte.

Cette fonction que l'on nommera Opt peut donc s'écrire sous la forme :

$$Opt = f(\dot{W}_{elec}^T, \dot{W}_{elec,max}^T, \dot{W}_{net}, BWR) \quad (IV.50)$$

La puissance maximale de la turbine doit être prise en compte pour éviter la divergence du modèle qui donnerait une puissance délivrée par la turbine trop élevée.

Genopt minimise une fonction pour déterminer les paramètres optimaux. Or, dans notre cas, nous voulons maximiser la puissance nette et donc le BWR. De plus, afin que chaque terme ait le même « poids » dans l'équation, il faudra les pondérer et en tenir compte pour le calcul de la fonction.

L'équation de la fonction Opt s'écrit donc :

$$Opt = \dot{W}_{net,min}^T + BWR_{min} + \dot{W}_{elec}^T \quad (IV.51)$$

Avec

$$\begin{cases} \dot{W}_{net} > 0 \rightarrow \dot{W}_{net,min} = \frac{1}{\dot{W}_{net}} \cdot \dot{W}_{elec,max}^T \cdot 100 \\ \dot{W}_{net} < 0 \rightarrow \dot{W}_{net,min} = (-\dot{W}_{net} + 2) \cdot \dot{W}_{elec,max}^T \cdot 100 \end{cases} \quad (IV.52)$$

$$\begin{cases} BWR > 0 \rightarrow BWR_{min} = \frac{1}{BWR} \cdot 100 \\ BWR < 0 \rightarrow BWR_{min} = (-BWR + 2) \cdot 100 \end{cases} \quad (IV.53)$$

Le couplage entre Genopt et Delphi va permettre d'optimiser les paramètres et va être utilisé dans les études de sensibilité.

IV.4.2 Courbes de pertes de charge des pompes d'eau de mer

Pour tenir compte de l'évolution des pertes de charge en fonction du débit d'eau, des courbes caractéristiques des pompes-hauteur manométrique sont utilisées. Elles ont été déterminées avec les équations intégrées dans le modèle EES (paragraphe II.2.3) à partir du dimensionnement réalisé dans le chapitre précédent. Ces équations ont permis de calculer la hauteur manométrique de la pompe en fonction du débit et les courbes sont représentées sur la Figure I-8. À partir de ces courbes, une équation caractéristique de chaque pompe est déterminée de la forme $y = a \cdot x^2 + b \cdot x + c$ et est intégrée dans le modèle Delphi, qui pour chaque simulation va déterminer les coefficients phénoménologiques en fonction du débit et des pertes de charge.

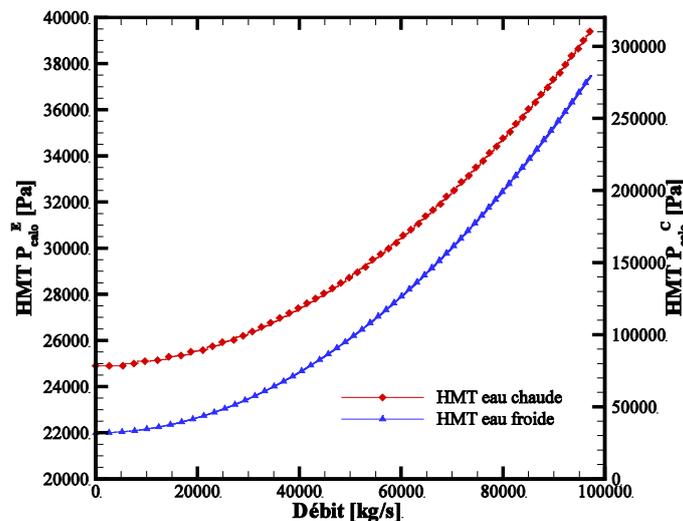


Figure IV-7 : Courbes caractéristique débit des pompes-hauteur manométriques eau froide et eau chaude

D'après la Figure I-8, il est possible de dire que la pompe d'eau de mer froide a une hauteur manométrique plus élevée que la pompe d'eau de mer chaude pour un débit équivalent. Le pompage d'eau de mer froide nécessite donc une puissance plus importante et il faudra veiller à optimiser le débit d'eau de mer froide afin de diminuer cette puissance.

IV.4.3 Étude de sensibilité sur le pincement des échangeurs

Le pincement de l'échangeur se définit comme l'écart entre la température d'entrée d'eau et la température de changement de phase. Trois cas vont être étudiés :

- Cas n°1 : Variation du pincement de l'évaporateur
 - Le pincement de l'évaporateur varie de 1 à 8 °C, le pincement du condenseur reste fixe à 4 °C.
- Cas n°1 : Variation du pincement du condenseur
 - Le pincement du condenseur varie de 1 à 8 °C, le pincement de l'évaporateur reste fixe à 6 °C.
- Cas n°3 : Variation du pincement des deux échangeurs
 - Le pincement de l'évaporateur et du condenseur varie de 1 à 8 °C

Dans les 3 cas, le débit de la pompe ammoniac est déterminé afin d'avoir la puissance de la turbine maximale (16MW). Les débits des pompes eau de mer sont déterminés par la puissance nécessaire à apporter (ou à extraire du cycle) et du pincement des échangeurs.

IV.4.3.1 Bilan thermodynamique

La destruction d'exergie et le rendement exergetique pour les trois cas sont représentés sur les Figure III-8, Figure III-9 et Figure IV-10. La légende utilisée pour ces figures est la même que celle utilisée pour le diagramme du paragraphe IV.3.2.

Dans le cas n°1 (Figure III-8), le pincement de l'évaporateur doit être au minimum de 2 °C en raison de l'exergie détruite par la pompe eau chaude qui est importante et qui dégrade les performances du cycle pour donner un rendement nul. Un pincement faible permet d'obtenir une exergie détruite par le fluide caloporteur plus faible dans l'évaporateur. L'exergie détruite par la turbine diminue avec l'augmentation du pincement. La température et la pression sont constantes, en état diphasique et sont donc liées. Lorsque la différence de température diminue entre l'évaporateur et le condenseur, la différence de pression diminue, entraînant une destruction d'exergie moins importante dans la turbine. Comme nous l'avons vu précédemment, la transformation physico-chimique, le mélange, les pertes de charge et la

pompe ammoniacale sont faibles et varient peu avec l'augmentation du pincement. Cependant, il faut noter que plus le pincement est faible, plus ces valeurs sont grandes. Dans ce cas, un pincement de l'évaporateur compris entre 2 et 3 °C permet d'obtenir le meilleur rendement exergétique (23,5 %) du cycle.

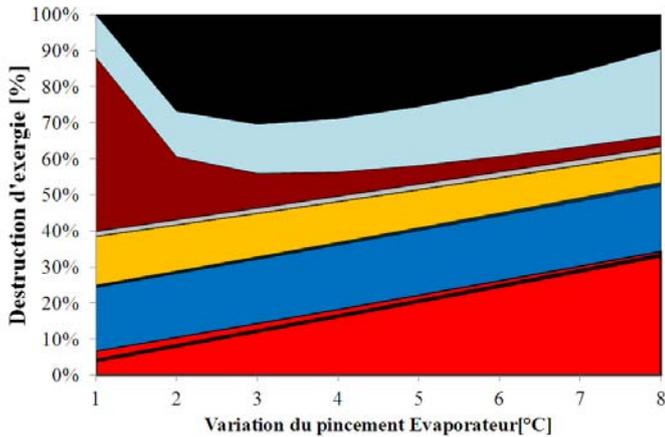


Figure IV-8 : Cas n°1 - Évolution de l'exergie détruite et du rendement exergétique

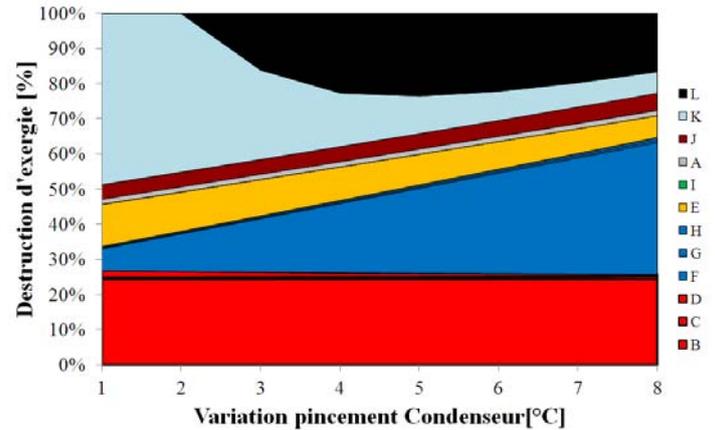


Figure IV-9 : Cas n°2 - Évolution de l'exergie détruite et du rendement exergétique

Dans le cas n°2 (Figure III-9), le pincement minimal du condenseur est de 3 °C afin d'assurer un rendement exergétique positif. L'exergie détruite par la pompe d'eau froide augmente, lors que le pincement diminue. L'exergie détruite par le fluide caloporteur dans le condenseur augmente lorsque le pincement est grand. Les autres paramètres varient de la même manière que dans le cas n°1. Dans ce cas, la valeur optimale du rendement exergétique (30 %) est atteinte pour un pincement compris entre 4 et 5 °C. Le troisième cas (Figure IV-10) permet de visualiser le fonctionnement du cycle en faisant varier les paramètres des deux composants simultanément. L'exergie détruite par les pompes est identique et augmente lorsque le pincement diminue. L'exergie détruite par le fluide caloporteur au niveau des échangeurs diminue lorsque le pincement est faible. Comme pour les deux autres cas, il y a opposition entre l'exergie détruite par les pompes et par le fluide caloporteur.

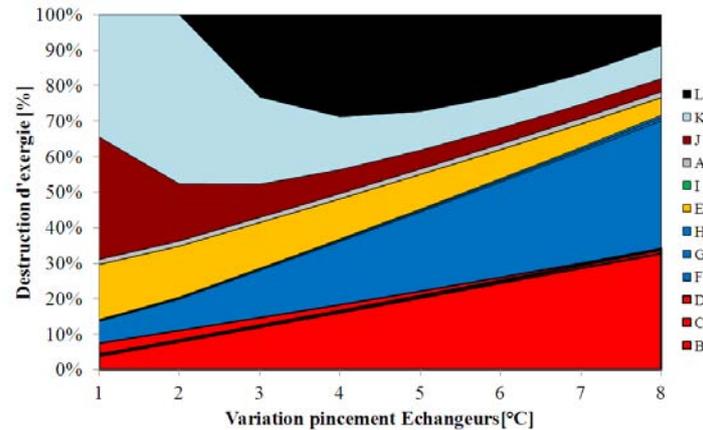


Figure IV-10 : Cas n°3 – Évolution de l'exergie détruite et du rendement exergetique

Le pincement pour les deux échangeurs doit être de 4 °C afin d'avoir un rendement exergetique (28 %) le plus élevé possible. Cette valeur est un compromis entre les pincements déterminés pour l'évaporateur (cas n°1) et le condenseur (cas n°2).

IV.4.3.2 Bilan « électrique »

L'objectif de l'installation étant de produire de l'électricité, une analyse « électrique » est menée afin d'évaluer les consommations des pompes et la puissance nette pour les différents cas à partir de la relation (IV.6).

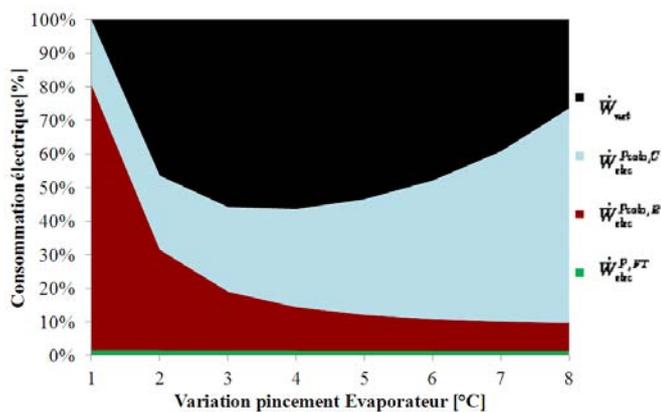


Figure IV-11 : Cas n°1 - Évolution de la consommation électrique du cycle ETM

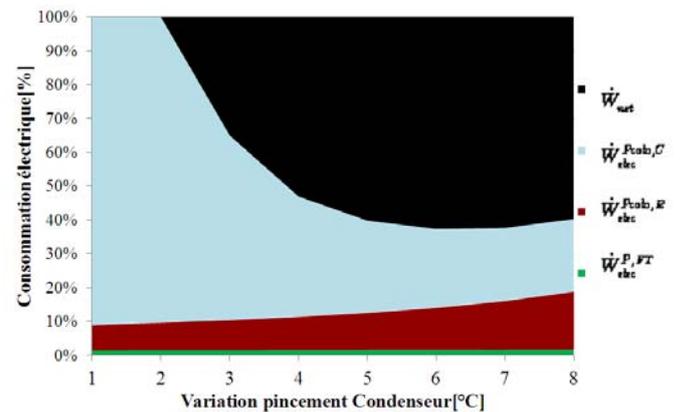


Figure IV-12 : Cas n°2 - Évolution de la consommation électrique du cycle ETM

La Figure IV-11 illustre le bilan électrique pour le cas n°1. La part de la pompe eau chaude diminue avec l'augmentation du pincement. En effet, plus le pincement augmente, plus le débit d'eau chaude va diminuer pour avoir la même température en sortie. La part de la pompe d'eau froide augmente dans le bilan bien que le débit reste constant. Dans ce cas, la

puissance nette est maximale pour un pincement compris entre 3 et 4 °C. Pour le cas n°2 (Figure IV-12), la part de la pompe d'eau froide diminue avec l'augmentation du pincement et une puissance nette maximale est atteinte pour une valeur de pincement comprise entre 5 et 6 °C.

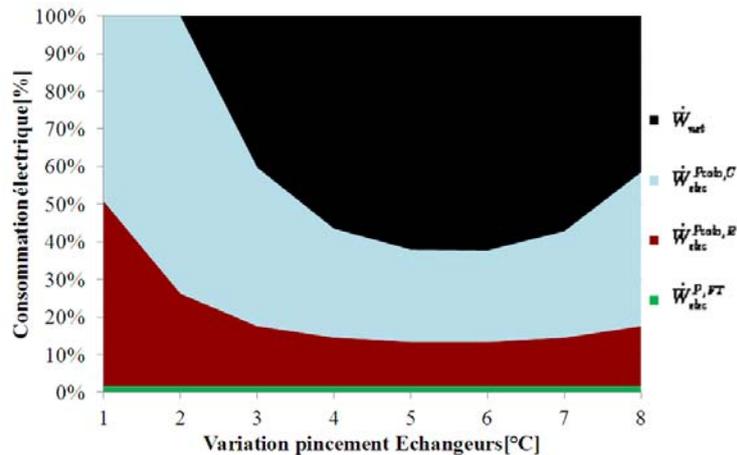


Figure IV-13 : Cas n°3 – Évolution de la consommation électrique du cycle ETM

Dans le cas n°3, la consommation des pompes d'eau de mer est influencée par la variation du pincement des deux échangeurs illustrés sur la Figure IV-13. La puissance nette est maximale, pour une valeur de pincement des échangeurs comprise entre 5 et 6 °C. Les pertes de charge étant plus importantes sur la pompe d'eau froide que sur la pompe d'eau chaude, il est normal que la part de cette pompe soit plus importante dans le bilan. Dans les trois cas, il est à noter que la part de la pompe du fluide de travail est faible par rapport aux deux autres pompes.

IV.4.3.3 Synthèse sur l'étude du pincement

Les analyses exergétique et électrique montrent que le cycle peut être optimisé de deux manières :

- en maximisant le rendement exergétique
- en maximisant la puissance nette.

La Figure IV-14, représentant le troisième cas, illustre ces propos. Dans les deux cas, plus le pincement sera faible, plus les performances du cycle se dégradent. Cependant, un trop grand pincement va aussi dégrader les performances. Un pincement de 4 °C permet d'obtenir

un rendement maximal (23,5%) alors qu'un pincement de 6 °C permet d'obtenir un BWR maximal (62%). L'objectif étant de produire le plus d'électricité, c'est la puissance nette et le BWR qui devront être optimisés.

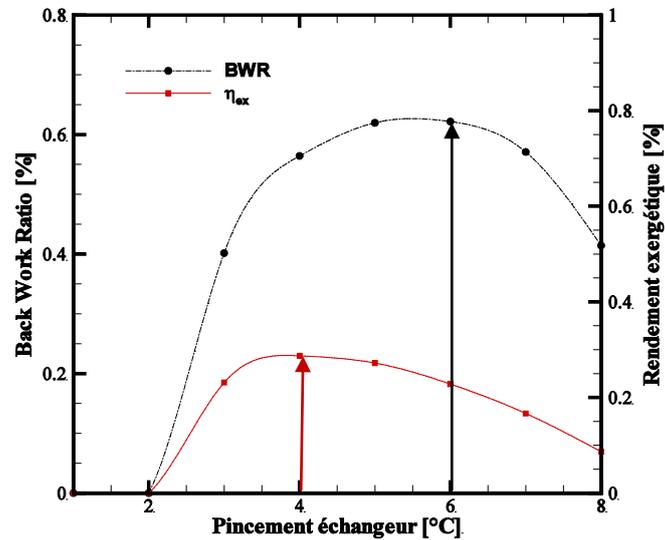


Figure IV-14 : Cas n°3 – Comparaison entre le BWR et le rendement exergetique

Une comparaison entre le cycle de départ (noté 10 MW) et le cycle avec un pincement de 6°C (noté 10 MW_{pin}) est présentée dans le Tableau IV-3. Le pincement fixé pour les échangeurs et le condenseur ne permet pas d'avoir une meilleure performance globale du cycle. Le rendement thermique le même alors que le rendement exergetique est plus faible dans le cycle 10 MW_{pin}. De plus comme illustré sur la figure précédente, le BWR reste plus faible.

Paramètres	10 MW	10 MW _{pin}
\tilde{T}_c^E (°C)	22,3	22
\tilde{T}_c^C (°C)	10,9	11
η_{th}^{ETM} (%)	1,8	1,8
η_{Car}^{ETM} (%)	7,6	7,6
η_{ex}^{ETM} (%)	24,1	23,3

Tableau IV-3 : Comparaison entre le cycle de base et le cycle optimisé

Il est nécessaire de déterminer le pincement optimum à la fois pour le condenseur et l'évaporateur afin d'améliorer la puissance nette et le BWR du cycle en gardant un rendement exergétique acceptable. Ce travail est réalisé grâce au couplage entre Genopt et Delphi. Les paramètres optimisés par Genopt seront donc les températures de fonctionnement des échangeurs et le débit d'ammoniac. Les autres variables sont déterminées par le modèle.

Les résultats de l'optimisation sont comparés au cycle de départ et présentés dans le Tableau IV-4. Les puissances des pompes d'eau chaude $\dot{W}_{elec}^{Pcalo,E}$ et ammoniacque $\dot{W}_{elec}^{P,FT}$ sont légèrement supérieures, mais la puissance de la pompe d'eau froide $\dot{W}_{elec}^{Pcalo,C}$ est plus faible ce qui permet d'avoir une puissance nette et un BWR en hausse. Le delta de température entre la température d'évaporation et de condensation est plus faible dans le cycle optimisé, mais est compensé par une augmentation du débit d'ammoniac. Les rendements énergétique et exergétique sont quasi-identiques dans les deux cas.

Paramètres	10 MW	10 MW _{opt}
\tilde{T}_c^E (°C)	22,3	22,4
\tilde{T}_c^C (°C)	10,9	11,4
$\dot{W}_{elec}^{P,FT}$ (kW)	262	265
$\dot{W}_{elec}^{Pcalo,C}$ (kW)	3723	3458
$\dot{W}_{elec}^{Pcalo,E}$ (kW)	1912	2036
\dot{W}_{net} (kW)	10098	10243
η_{th}^{ETM} (%)	1,8	1,8
η_{Car}^{ETM} (%)	7,6	7,6
η_{ex}^{ETM} (%)	24,1	23,9
BWR(%)	63,1	64,0

Tableau IV-4 : Comparaison entre le cycle de base et le cycle optimisé

L'optimisation simultanée du pincement des deux échangeurs permet d'avoir une puissance nette et un BWR en augmentation et d'avoir un compromis entre le pincement de l'évaporateur et le pincement du condenseur. Dans notre cas, les pincements optimaux sont :

- Pour le condenseur : 6,4 °C
- Pour l'évaporateur : 5,6 °C

L'optimisation sur le pincement permet d'améliorer légèrement la performance globale du cycle, avec une puissance nette en augmentation d'1,43%. D'autres pistes sont donc à explorer pour améliorer les performances, notamment sur l'efficacité des échangeurs. Cette étude est réalisée dans le paragraphe suivant.

IV.4.4 Optimisation de l'efficacité des échangeurs

Dans l'étude précédente, la variation du pincement des échangeurs a montré qu'il était possible d'optimiser le fonctionnement du cycle en déterminant les pincements optimaux. Dans notre cas, nos échangeurs ont une efficacité de 0,44 pour l'évaporateur et de 0,62 pour le condenseur. L'augmentation de l'efficacité laisse à penser une amélioration des performances. Cependant, l'augmentation de l'efficacité, pour des caractéristiques d'échangeurs identiques, entraîne une surface d'échange plus grande, et a un coût plus élevé. Un critère d'optimisation peut-être mis en place afin de prendre en compte ces paramètres en :

- Minimisant le cout d'investissement → Surface d'échange minimale
- Minimisant le cout d'exploitation → Débits des pompes minimaux
- Maximisant les performances de l'échangeur → Efficacité maximisée

IV.4.4.1 Détermination de l'efficacité optimale

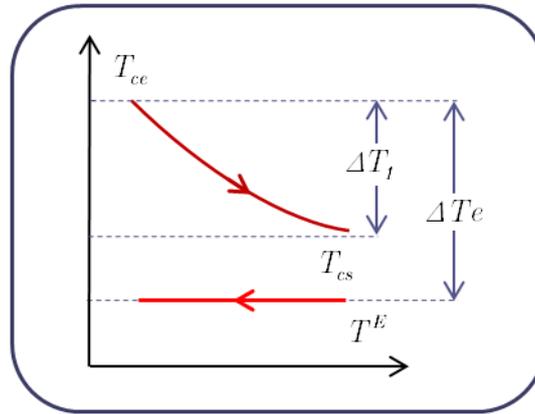


Figure IV-15 : Évolution des températures au sein d'un évaporateur ou condenseur

L'efficacité peut être exprimée en fonction des températures (Figure IV-15) par :

$$\varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T^E} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_e} \quad (\text{IV.54})$$

L'efficacité peut s'exprimer en fonction du NUT :

$$\varepsilon = f \left[NUT = \frac{KS}{(\dot{m}.cp)_{min}} \right] \quad (\text{IV.55})$$

La puissance échangée peut s'écrire sous la forme :

$$\dot{q} = K.S.\Delta T_{log} = \dot{m}_1.c p_1.\Delta T_1 \quad (\text{IV.56})$$

À partir de la relation (IV.56), il est possible d'affirmer que :

- Pour minimiser la surface d'échange S, il faut maximiser le ΔT_{log} .
- Pour minimiser le débit \dot{m}_1 , il faut maximiser le ΔT_1 .

Cependant, en fixant le ΔT_e , le ΔT_1 et le ΔT_{log} varient en sens inverse.

Il faut donc trouver le NUT optimal afin de satisfaire les paramètres définis auparavant.

À partir des équations (IV.55) et (IV.56), il est possible d'exprimer le NUT comme :

$$NUT = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_{log}} \quad (\text{IV.57})$$

Le NUT et l'efficacité sont exprimés en fonction des différences de température.

En posant :

$$\frac{NUT}{\varepsilon} = \frac{\Delta T_e}{\Delta T_{log}} \quad (\text{IV.58})$$

Pour maximiser l'efficacité et minimiser le ΔT_1 et le ΔT_{log} , il faut minimiser le rapport γ :

$$\gamma = \frac{NUT}{\varepsilon^2} \quad (\text{IV.59})$$

Pour un évaporateur ou un condenseur, l'efficacité s'exprime de la manière suivante :

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (\text{IV.60})$$

Le NUT peut donc s'exprimer en fonction de l'efficacité en posant

$$NUT = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (\text{IV.61})$$

En utilisant de cette dernière relation, il est possible d'écrire le rapport γ en fonction de l'efficacité :

$$\gamma = -\frac{\ln(1 - \varepsilon)}{\varepsilon^2} \quad (\text{IV.62})$$

Il faut donc déterminer la valeur γ minimale pour déterminer la valeur optimale pour nos échangeurs.

La courbe $\gamma = f(\varepsilon)$ est représentée sur la Figure IV-16. Le minimum de cette fonction permet de déterminer la valeur optimale pour l'efficacité. La valeur obtenue est $\varepsilon = 0,715$.

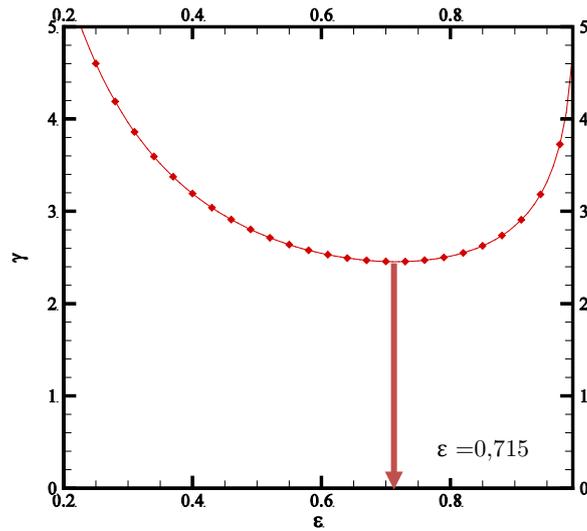


Figure IV-16 : Optimisation de l'efficacité

IV.4.4.2 Étude de sensibilité sur l'efficacité de l'évaporateur

Afin d'illustrer la démonstration faite dans le paragraphe précédent, une étude est proposée sur les échangeurs. L'efficacité des deux échangeurs va être augmentée depuis sa valeur initiale jusqu'à une valeur maximale de 0,99. Le débit d'ammoniac et les températures de fonctionnement des échangeurs sont les mêmes que le cycle de base. Les autres paramètres sont recalculés en fonction de l'efficacité en maintenant une puissance de turbine la plus proche de la puissance maximale. Le coefficient global d'échange K étant considéré comme constant pour les mêmes températures d'entrées, il est possible d'évaluer l'augmentation de la surface d'échange avec la variation de l'efficacité. Ces variations pour l'évaporateur (cas n°1) et le condenseur (cas n°2) sont représentées respectivement sur les Figure IV-17 et Figure IV-18. Pour obtenir la valeur de l'efficacité optimale, il faut augmenter la taille de l'évaporateur de 33 % et celle du condenseur de 12 %.

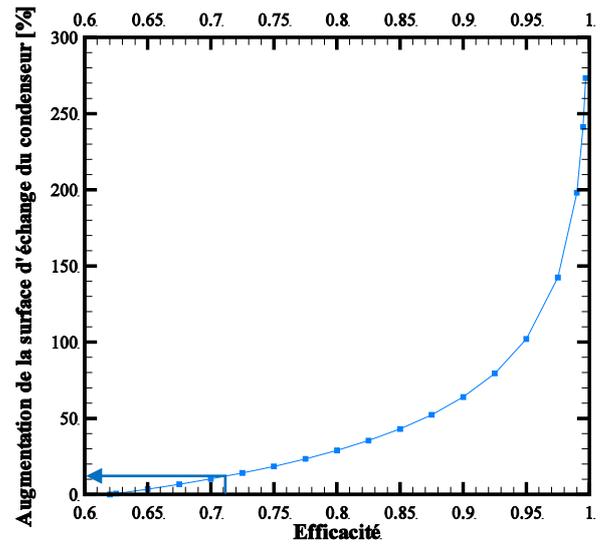
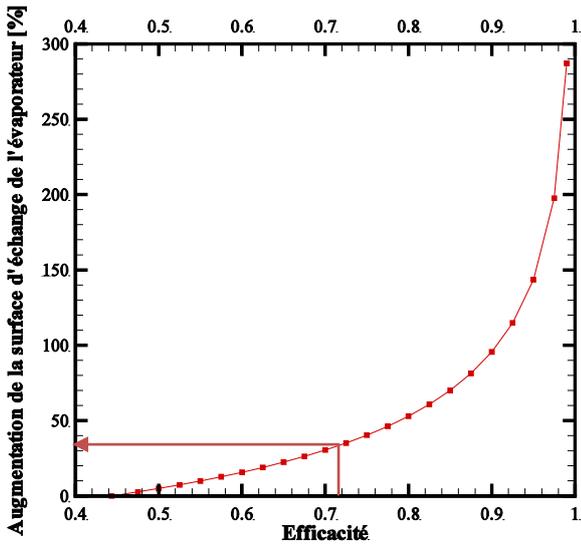


Figure IV-17 : Cas n°1 - Évolution la surface d'échange de l'évaporateur en fonction de l'efficacité

Figure IV-18 : Cas n°2 - Évolution la surface d'échange du condenseur en fonction de l'efficacité

La destruction d'exergie et le rendement exergetique pour les cas n°1 et n°2 sont représentés respectivement sur les Figure IV-19 et Figure IV-20. Pour les deux cas, plus la surface d'échange va augmenter, plus les destructions d'exergie par les pompes d'eau de mer, chaude pour le cas n°1 et froide pour le cas n°2, vont diminuer. Le débit d'eau est influencé par la surface d'échange ; plus celle-ci est grande, plus le débit est faible. La part d'exergie détruite par les autres composants n'est pas affectée par la variation de la surface d'échange. L'augmentation de la surface permet donc d'améliorer le rendement exergetique du cycle.

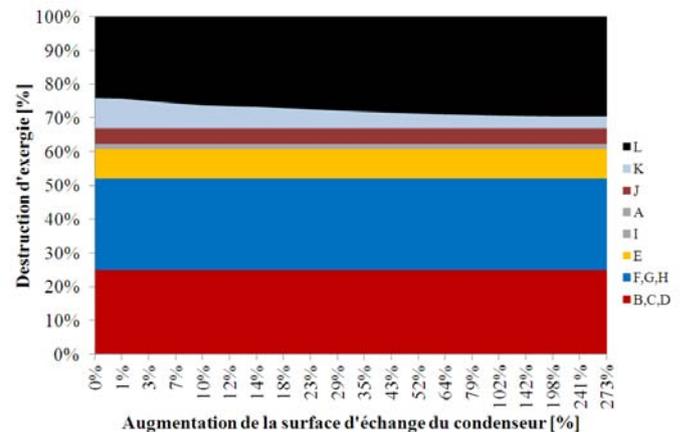
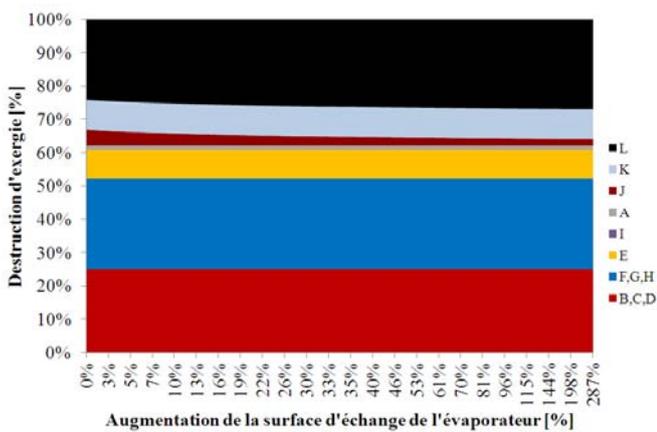


Figure IV-19 : Cas n°1 - Évolution de l'exergie détruite et du rendement exergetique

Figure IV-20 : Cas n°2 - Évolution de l'exergie détruite et du rendement exergetique

La Figure IV-21 illustre l'évolution de la puissance nette et du BWR en fonction de la variation de la surface d'échange pour l'évaporateur seul, le condenseur seul et les deux échangeurs réunis. Dans le cas de l'évaporateur, l'augmentation de la surface d'échange permet d'améliorer le BWR de 11,4 %. Pour le condenseur, l'augmentation du BWR atteint 22,4 %. En combinant les deux échangeurs, le BWR peut être amélioré à une valeur de 34 %. Cependant, ces valeurs maximales sont atteintes pour une surface d'échange très importante, ce qui n'est pas économiquement viable.

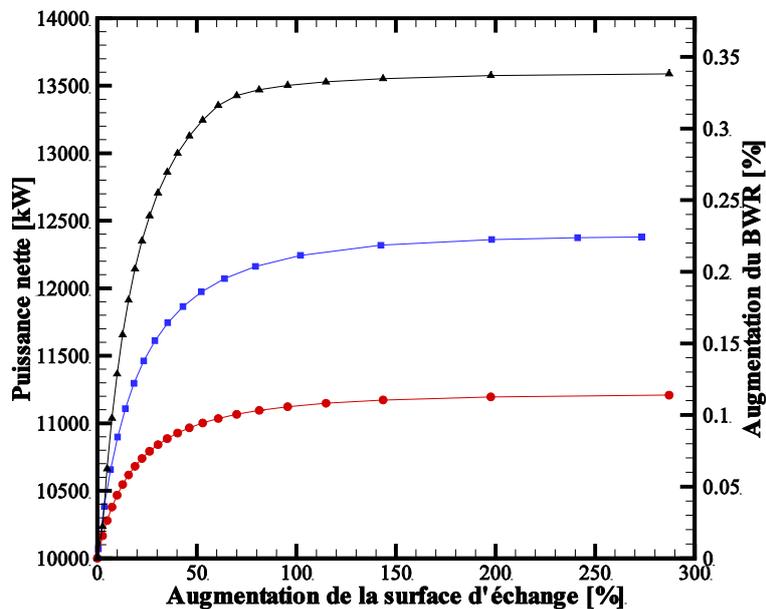


Figure IV-21 : Évolution du BWR

IV.4.4.3 Synthèse sur l'optimisation de l'efficacité

La valeur optimale de l'efficacité (0,715) déterminée en IV.4.4.1 permet donc de trouver un compromis entre la performance globale et le coût de l'installation. Une comparaison entre le cycle de base (10MW) et le cycle en tenant compte de la valeur optimisée de l'efficacité (noté 10 MW_γ) pour les deux échangeurs est présentée dans le Tableau IV-5. La performance globale du cycle 10 MW_γ est meilleure que le cycle de base. Les puissances des pompes sont diminuées et permettent donc d'augmenter la puissance nette du cycle de 18%. Le rendement exergétique est lui aussi optimisé, l'exergie détruite par les pompes d'eau de mer étant moins importantes.

Paramètres	10 MW	10 MW_γ
$\dot{W}_{elec}^{P,FT} (kW)$	262	262
$\dot{W}_{elec}^{Pcalo,C} (kW)$	3723	2745
$\dot{W}_{elec}^{Pcalo,E} (kW)$	1912	1085
$\dot{W}_{net} (kW)$	10098	11901
$\eta_{th}^{ETM} (\%)$	1,8	2,2
$\eta_{Car}^{ETM} (\%)$	7,6	7,6
$\eta_{ex}^{ETM} (\%)$	24,1	28,8
$BWR (\%)$	63,1	74,4

Tableau IV-5 : Comparaison entre le cycle de base et le cycle optimisé

IV.4.5 Étude de sensibilité sur la température d'eau chaude

L'un des avantages de l'ETM est la disponibilité permanente de la ressource. Cependant, la température d'eau chaude variant de 23 °C en hiver austral à 28 °C en été austral, il paraît important de s'assurer des performances de notre centrale sur un fonctionnement annuel. Le débit et les températures de fonctionnement sont déterminés pour chaque température d'eau chaude à l'aide de Genopt. Comme présentés dans l'étude sur le pincement, les paramètres sont déterminés afin de s'assurer d'une performance optimale pour la température d'eau chaude désirée. La Figure IV-22 présente la variation de la destruction d'exergie et du rendement exergetique en fonction la température d'eau chaude.

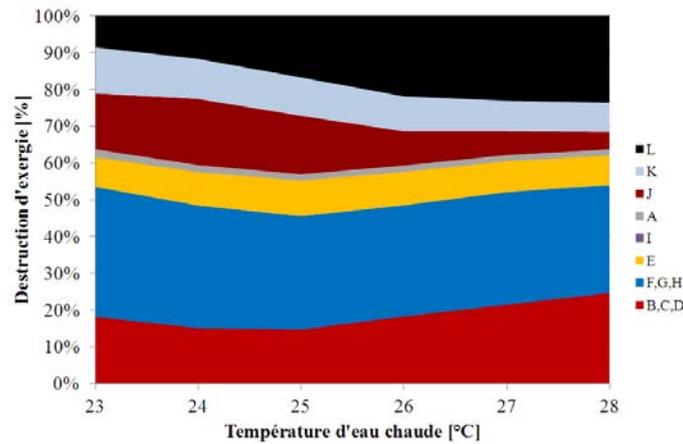


Figure IV-22 : Évolution de la destruction d'exergie et du rendement exergetique en fonction de la température d'eau chaude

La part d'exergie détruite par l'évaporateur diminue avec la température d'eau chaude. La température d'eau chaude se rapprochant de la température de référence, il est normal que l'exergie détruite dans l'évaporateur diminue. La part d'exergie détruite par le condenseur reste constante avec la diminution de la température d'eau chaude. La température de condensation a été optimisée pour éviter de détruire de l'exergie dans le condenseur et par la pompe d'eau froide. La part de celle-ci augmente peu ; le pincement du condenseur a été maintenu constant afin que la pompe d'eau froide ait le moins d'impact possible. La pompe d'eau chaude détruit plus d'exergie quand la température d'eau chaude diminue. Le pincement de l'échangeur diminuant, le débit d'eau chaude augmente, élevant ainsi la destruction d'exergie de la pompe.

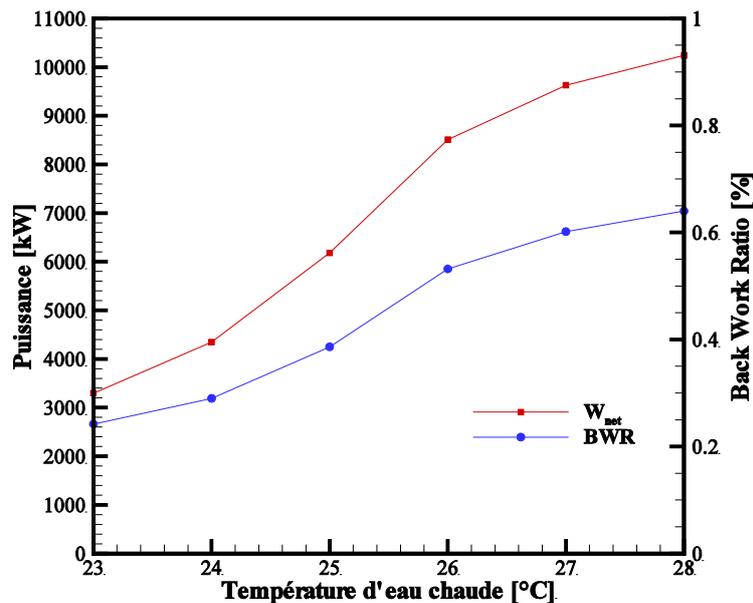


Figure IV-23 : Évolution de la puissance nette et du BWR

La Figure IV-23 présente l'évolution de la puissance nette et du BWR. La puissance nette passe de 10 MW à 3,8 MW entre 28 °C et 23 °C. Afin de maintenir un BWR correct, la puissance délivrée par la turbine a été diminuée. Il n'est pas nécessaire de faire fonctionner la turbine à pleine puissance tout en sachant que la puissance nette sera faible. Avec ce design, la question de faire fonctionner la centrale en hiver austral se pose. La demande en électricité étant plus faible en hiver, cette période pourrait être utilisée pour des maintenances sur la centrale. La température étant considérée comme variant entre 23 et 28 °C, la puissance moyenne nette est de 7 MW. Le dimensionnement de la centrale ne peut donc être réalisé uniquement sur une seule température d'eau chaude.

IV.5 Synthèse du chapitre

L'optimisation du cycle ETM a pu être réalisée à partir de l'analyse exergetique et a permis la mise en place de critères d'optimisations. L'outil Genopt permet d'améliorer les performances du cycle à partir de n'importe quel paramètre. La méthode devra être validée grâce à l'expérimentation. L'optimisation du pincement des échangeurs permet d'améliorer les performances du cycle sans changer son design. Cependant, la diminution de la température d'eau chaude influe sur la puissance nette et l'optimisation du pincement n'est

pas suffisante. Il faut également modifier le design des échangeurs en augmentant son efficacité. La valeur optimale déterminée dans le paragraphe IV.4.4.1 permet d'améliorer les performances du cycle. Une simulation est réalisée en tenant compte de la valeur optimisée de l'efficacité pour les deux échangeurs et en optimisant les températures de fonctionnement et le débit d'ammoniac pour une température d'eau chaude variant de 23 à 28 °C

Paramètres	10 MW	10MW _{opt}	ETM _{ref}
η_{th}^{ETM} (%)	1,8	2,1	2,3
η_{Car}^{ETM} (%)	7,6	7,6	7,1
η_{ex}^{ETM} (%)	24,1	28,9	32,4
BWR (%)	63,1	75,2	72,5

Tableau IV-6 : Comparaison entre le cycle de base, le cycle optimisé et le travail de Yamada

Le Tableau IV-6 présente la comparaison entre le cycle de base, le cycle optimisé et le travail de Yamada. Le cycle optimisé permet d'obtenir une performance plus élevée que ce soit pour le rendement exergétique, le rendement thermique et le BWR. De plus, les performances du cycle optimisé se rapprochent du cycle de Yamada. Le BWR est plus élevé, mais les rendements énergétiques et exergétiques sont plus faibles.

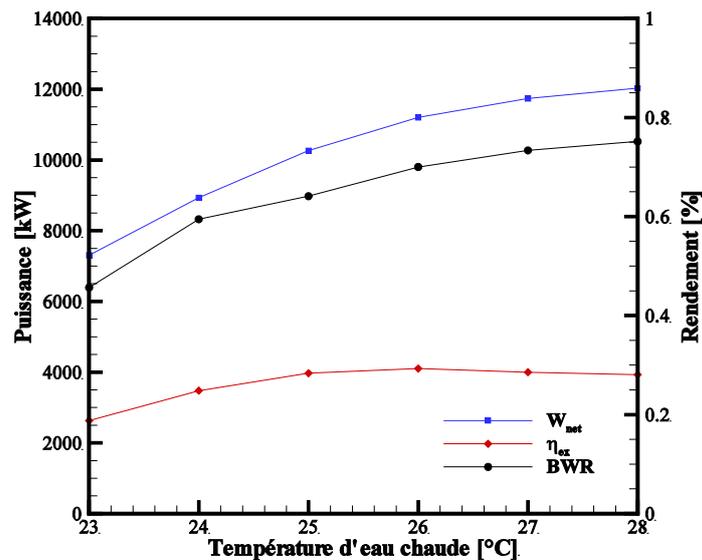


Figure IV-24 : Évolution de la puissance nette, du back work ratio du rendement exergétique du cycle optimisé

La Figure IV-24 présente l'évolution de la puissance nette et du rendement exergetique en fonction de la variation de la température d'eau chaude. La puissance nette et le BWR sont améliorés par rapport à l'étude faite au paragraphe IV.4.5. De plus, la diminution est moins prononcée que dans l'étude précédente. La puissance moyenne sur l'année est de 10 MW. L'optimisation permet donc de s'assurer d'obtenir une puissance moyenne conforme aux exigences en terme de production, de revente d'électricité et de retour sur investissement. Comme pour l'étude précédente, la valeur de la puissance moyenne correspond à la température moyenne sur l'année. Le dimensionnement devra donc être réalisé pour ce niveau de température.

Les échangeurs sont le point clé du dimensionnement du système « énergie ». Pour s'assurer d'obtenir des performances correctes, il est nécessaire d'avoir une efficacité acceptable pour ces éléments. Il faut donc augmenter les surfaces d'échanges pour un même coefficient d'échange global ou d'étudier d'autres technologies d'échangeurs dans le but de minimiser la taille des échangeurs et donc de la centrale. Il est à noter qu'il est possible d'améliorer les performances du cycle en utilisant une turbine ou des pompes plus efficaces, mais avec un prix plus élevé. Il y a donc un juste milieu à déterminer et peut être réalisé par une étude exergo-économique (Bonnet, 2005) ou technico-économique (Mansilla-Pellen, 2006). L'objectif est simple : construire une centrale la plus performante possible pour un coût le plus bas possible.

CONCLUSION GENERALE

L'objectif de ce travail était d'évaluer les technologies permettant d'exploiter le gradient de température présent entre l'eau de surface et l'eau de profondeur à la Réunion pour la production d'électricité.

Au niveau national et international, le procédé est connu depuis de nombreuses années et des projets liés à l'ETM sont en plein développement. Du fait d'un coût élevé de la technologie, les expérimentations et les premières centrales pilotes en mer sont peu nombreuses et n'ont pas permis à ce jour de lever toutes les incertitudes sur l'intérêt de cette technologie. Le projet ETM Réunionnais est le fruit d'une collaboration entre DCNS, Région Réunion et l'Université de La Réunion. L'objectif de cette collaboration est de lever les incertitudes au travers d'un plan de levée de risques sur ce procédé et s'organise en trois phases :

- Phase 1 : modélisation et création d'outils d'aide à la décision
- Phase 2 : expérimentation sur pilote à terre
- Phase 3 : Conception et installation d'un démonstrateur en mer d'une puissance de 10MW

Ce travail de thèse propose une réponse à la phase 1. Le travail sur la modélisation du cycle ETM en régime permanent et dynamique est présenté dans ce manuscrit. Deux types de modèles ont été développés : un modèle en régime permanent et un modèle en régime dynamique. Le modèle en régime permanent offre une évaluation globale des performances du système, incluant le prélèvement et le rejet de l'eau de mer ainsi que le cycle thermodynamique, dans le but de proposer un outil de dimensionnement à partir de la modélisation statique. Le modèle dynamique est établi en appliquant la méthode des systèmes équivalents de Gibbs. Cet outil permet de décrire les phases de démarrage et d'arrêt, d'étudier la modulation de la puissance électrique délivrée au réseau et d'optimiser le cycle.

L'installation du prototype à terre va permettre d'avoir une base solide pour :

- Valider les modèles
- Vérifier des hypothèses et les choix technologiques retenus au niveau des composants et du cycle.

Ceci permettant de proposer un dimensionnement d'une future centrale de 10 MW. Des premières données expérimentales ont d'ores et déjà été obtenues lors des tests d'épreuve du pilote à terre et ont permis une confrontation avec la modélisation. À partir d'une procédure de validation présentée dans le troisième chapitre, des confrontations ont été menées afin d'étudier le comportement des modèles par rapport à la littérature et aux données expérimentales extraites des premiers essais du PAT. La comparaison avec la littérature a permis de vérifier la cohérence des équations utilisées et le fonctionnement numérique des modèles. La confrontation avec les données expérimentales a permis de valider les hypothèses retenues et la dynamique du modèle.

Le dernier chapitre de ce travail a présenté une étude d'optimisation du cycle. À partir d'une analyse thermodynamique, il a été possible d'étudier le comportement du cycle vis-à-vis de la sensibilité des certains paramètres. L'utilisation de l'outil Genopt a permis de déterminer les paramètres optimaux afin que le cycle ait la performance la plus élevée possible.

L'énergie thermique des mers offre une alternative intéressante dans l'objectif de produire de l'électricité en continu à partir d'une ressource renouvelable. Le principal frein à la technologie est son coût lié à la centrale et à la pose de la conduite d'eau froide. Il est donc indispensable au travers de l'expérimentation et du démonstrateur de montrer la faisabilité technique afin de rassurer les investisseurs.

Les premiers essais prévus avec l'expérimentation s'inscrivent dans cette démarche. Ils vont permettre de tester différentes technologies d'échangeurs et différentes configurations afin d'optimiser le dimensionnement du futur démonstrateur. De plus, un plan pluriannuel de

recherche va être mis en place afin d'exploiter ce banc à la suite de ces essais. Ce travail de thèse a permis d'identifier des pistes à explorer:

- La validation expérimentale des optimisations proposées dans le dernier chapitre en les intégrant à l'expérimentation afin d'effectuer une confrontation modèles et mesures.
- La validation expérimentale des phases de démarrage et d'arrêt pour compléter la validation du modèle en régime dynamique.
- Le test de nouveaux cycles comme celui de Kalina, Uehera. Considérés comme plus performants que le cycle de Rankine, il sera intéressant d'étudier ces deux cycles afin de voir le rapport entre le surcout engendré par la modification du cycle et le gain énergétique.
- Le test de nouveaux fluides de travail plus performants, propres pour l'environnement et non toxiques pour l'homme afin de remplacer l'ammoniac. La modélisation sera utilisée afin d'effectuer une sélection de fluides et des tests seront réalisés avec le banc d'essais.

Les outils d'aide à la décision serviront dans l'optique du dimensionnement de la centrale pilote de 10 MW. Ils permettront de vérifier la puissance électrique délivrée par la centrale en fonction des hypothèses choisies (débits, caractéristiques échangeurs) grâce à l'outil d'aide au dimensionnement. Les phases de démarrage et d'arrêt dans le cadre d'opération de maintenance ou d'utilisation de la centrale en semi-base, pourront également être simulées grâce à l'outil d'aide à l'optimisation du procédé. Le fonctionnement de la centrale à charge partielle pourra donc être modélisé en mettant en place une régulation adaptée à la puissance souhaitée. Une étude exergo-économique permettra d'affiner l'optimisation du dimensionnement en tenant des différents coûts liés à l'installation et au fonctionnement de la centrale ETM.

RÉFÉRENCES

- W. H. Avery and C. Wu**, "Renewable Energy From the Ocean: A Guide to OTEC ", Oxford University Press, p. 480 p, 1994.
- O. Bai, M. Nakamura, Y. Ikegami, and H. Uehara**, "Simulation and Evaluation of Transient Performance of Ocean Thermal Energy Conversion Plant with Working Fluid of Binary Mixtures", in *International Offshore and Polar Engineering Conference*, Kitakyushu, Japan, p. 8, 2002.
- D. Baldacchino, P. Bozonnet, and S. Santhaman**, "Design of a 150W OTEC prototype base on the Kalina cycle and comparaison with ORC based OTEC.", présenté à: First International Seminar on ORC power systems, Pays-Bas, 2011.
- A. Bejan**, "Exergy analysis and entropy generation minimization," dans *Mechanical Engineers' Handbook*, Wiley, Ed., 2nd ed, p. 2376, 1998.
- R. Benelmir, A. Lallemand, and M. Feidt**, Analyse exergetique, *Techniques de l'ingénieur* Vol BE 8 015, 15p, disponible sur: <http://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/genie-energetique-ti200/analyse-exergetique-be8015/>, 2002
- M. Bernier**, "Conception d'un échangeur thermique selon des critères de developpement durable", présenté à: CIFQ2003, Québec, 2003.
- S. Bonnet**, "Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON", Thèse, LaTep, Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau, 2005.
- Borland Software Corporation**, "Produits", vu à: <http://www.borland.com/fr/products/delphi/#pro>, 2011
- Y. A. Çengel and M. A. Boles**, "Thermodynamics : an engineering approach, " 6th ed. Montréal, Chenelière McGraw-Hill, 2008.
- F. Conand, F. Marsac, E. Tessier, and C. Conand**, "A Ten-year Period of Daily Sea Surface Temperature at a Coastal Station in Reunion Island, Indian Ocean (July 1993 – April 2004): Patterns of Variability and Biological Responses", *Western Indian Ocean Journal of Marine Science* vol. Vol 6, p. 16, 2008.
- G. Copin-Montégut**, Propriétés physiques de l'eau de mer, *Techniques de l'ingénieur* Vol K170 disponible sur: <http://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/procedes-chimie-bio-agro-th2/constantes-chimiques-42337210/proprietes-physiques-de-l-eau-de-mer-k170/>, 2002
- T. H. Daniel**, A Brief History of OTEC Research at NELHA, *Archive of OTEC Information* Vol, 5, disponible sur: <http://library.greenocean.org/oteclibrary/otecpapers/OTEC%20History.pdf>, 1999
- Etat Français and Région Réunion**, "Convention entre l'Etat et le Conseil Régional de la Réunion relative à la mise en oeuvre du projet de valorisation de l'Energie Thermique des Mers", vu à: http://www.regionreunion.com/fr/spip/IMG/pdf/convention_signee_ETM.pdf, 2009
- R. Forristall**, Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver, *National Renewable Energy Laboratory* Vol TP-550-34169, disponible sur: <http://www.nrel.gov/csp/troughnet/pdfs/34169.pdf>, 2003
- M. Gauthier**, "The French OTEC Project in Tahiti: Preliminary Results of the Site Environment Study", in *OCEANS 1984*, pp. 359-363, 1984.
- M. Gauthier**, "Dossier Océan et énergie : L'énergie thermique des mers, Les eaux océaniques profondes, Les Travaux de Recherche et de Développement pour leurs applications à des fins Industrielles et commerciales.", vu à: <http://www.clubdesargonautes.org/energie/thermique.htm>, 2003

- R. Gicquel**, "Systèmes énergétiques - Tome 3", 2009.
- GIEC**, *Changements Climatiques 2007 - Rapport de synthèse*. disponible sur: http://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/syr/ar4_syr_fr.pdf, 2007
- S. Goto, Y. Motoshima, T. Sugi, T. Yasunaga, Y. Ikegami, and M. Nakamura**, "Construction of simulation model for OTEC plant using Uehara cycle", *Electrical Engineering in Japan*, vol. 176, pp. 1-13, 2011.
- M. Hoarau**, "Note d'opportunités pour l'utilisation de l'Energie Thermique des Mers et la valorisation de l'eau froide profonde au Port", *ARER*, p. 82, 2008.
- M. Hoarau and M. Salomez**, "Note d'opportunités pour l'utilisation de l'Energie Thermique des Mers et la valorisation de l'eau froide profonde à Sainte Rose", *ARER*, p. 83, 2009.
- IEA**, "Key World Energy Statistics 2011", OECD Publishing, p. 82, 2011.
- F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. Lavine**, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", 6th ed., John Wiley & Sons Inc, p. 1024, 2006.
- INSEE Réunion**, "Bilan démographique 2009", *Résultats n°40*, 2011.
- N. J. Kim, K. C. Ng, and W. Chun**, "Using the condenser effluent from a nuclear power plant for Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 36, pp. 1008-1013, 2009.
- S. Klein**, "Engineering Equation Solver", vu à: <http://www.fchart.com>, 2009
- S. A. Klein**, Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating Systems, *F-Chart Software* Vol, 334, disponible sur: http://www.fchart.com/assets/downloads/ees_manual.exe, 2011
- A. A. Lakew, O. Bolland, and Y. Ladam**, "Theoretical thermodynamic analysis of Rankine power cycle with thermal driven pump", *Applied Energy*, vol. 88, pp. 3005-3011, 2011.
- D. Levrat**, "Otec : Océanothermie", p. 31 2004.
- F. Lucas**, "Développement et validation de modèles thermo-hydrauliques dans les bâtiments ; Influence de la condensation et des systèmes de traitement d'air couplés aux bâtiments", Thèse, Université de la Réunion, 2001.
- C. Mansilla-Pellen**, "Contribution à l'optimisation technico-economique de systèmes énergétiques", Thèse, Laboratoire de Génie Industriel, Ecole centrale Paris, Paris, 2006.
- T. Mara**, "Contribution à la validation globale d'un logiciel de simulation thermo-aéraulique du bâtiment : proposition de nouveaux outils d'aide à la validation", Thèse, Université de la Réunion, 2000.
- P. Marchand**, "Energie Thermique des Mers - Evaluation pour la CCE", IFREMER, 1985.
- M. Martins, S. Mauran, and D. Stitou**, "A new thermal-hydraulic process for solar cooling", *Energy*, vol. In Press, Corrected Proof, 2011.
- F. P. Moore and L. L. Martin**, "A nonlinear nonconvex minimum total heat transfer area formulation for ocean thermal energy conversion (OTEC) systems", *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, pp. 1015-1021, 2008.
- M. J. MORAN and H. N. SHAPIRO**, "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", John and Wiley, 2008.
- Y. Nakamoto, T. Terayama, and M. Takayanagi**, "Evaluation of Sliding Pressure Operation For OTEC Plant", in *OCEANS 1984*, pp. 711-715, 1983.
- M. Nakamura, S. Jitsuhara, H. Isogai, and H. Uehara**, "Computer simulation developments for OTEC plant design and control", 1991.
- M. Nakamura, I. Y., and U. H.**, "Computer simulation for OTEC system design: pump control of flow rate", *Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers*, vol. Vol 5, pp. 247-255, 1988.

- P. Neveu**, "Apports de la thermodynamique pour la conception et l'intégration de procédés", HDR, PROMES-CNRS, Université de Perpignan, Perpignan, 2002.
- P. Neveu and N. Mazet**, "Gibbs Systems Dynamics: A Simple But Powerful Tool for Process Analysis, Design and Optimization", *ASME Conference Proceedings*, vol. 2002, pp. 477-483, 2002.
- G. C. Nihous**, "An Order-of-Magnitude Estimate of Ocean Thermal Energy Conversion Resources", *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 127, pp. 328-333, 2005.
- G. C. Nihous**, "An estimate of Atlantic Ocean thermal energy conversion (OTEC) resources", *Ocean Engineering*, vol. 34, pp. 2210-2221, 2007.
- OECD**, "World Energy Outlook 2010", OECD Publishing, 2010.
- OER**, "Bilan Energétique de l'île de la Réunion 2009 - Version Technique ", 2010.
- M. Pons**, "Irreversibility in energy processes: Non-dimensional quantification and balance", *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics*, vol. 29, pp. 157-175, 2004.
- J. P. Praene, M. David, F. Sinama, D. Morau, and O. Marc**, "Renewable energy: Progressing towards a net zero energy island, the case of Reunion Island", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011.
- Préfecture de La Réunion**, "Projet Gerri ", vu à: <http://www.gerri.re/>, 2011
- I. Prigogine**, "Introduction to thermodynamics of irreversible processes", Interscience Publishers, 1968.
- Propath group**, "Propath - A program package for thermophysical properties of fluids - Version 12.1", 2001.
- R. Rapiet**, "Answering Questions on OTEC - Part I", vu à: <http://www.consumerenergyreport.com/2010/02/21/answering-questions-on-otec-part-i/>, 2010
- F. Rousseau**, "E.T.M : étude de faisabilité d'une centrale signée en Polynésie", 2010a.
- F. Rousseau**, "E.T.M. : pas d'usine à Hawaï avant 2020 ?", vu à: <http://energiesdelamer.blogspot.com/2010/02/etm-pas-dusine-pilote-hawai-avant-10.html>, 2010b
- M. Ruellan**, "Méthodologie de dimensionnement d'un système de récupération de l'énergie des vagues", Thèse, Ecole Doctorale des Sciences Pratiques, Ecole normale supérieure de Cachan, 2007.
- M. H. Sharqawy, J. H. L. V, and S. M. Zubair**, Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data, *Desalination and Water Treatment Vol 16(1-3)*, 354-380, disponible sur: <http://www.deswater.com/readpaper.php?id=676>, 2010
- F. Sinama, F. Lucas, and F. Garde**, "Modeling of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) Plant in Reunion Island", *ASME Conference Proceedings*, vol. 2010, pp. 929-936, 2010.
- M. J. Skovrup**, *Thermodynamic and Thermophysical Properties of Refrigerants*. disponible sur: http://www.et.web.mek.dtu.dk/WinDali/Files/RefEqns_3.10.ZIP, 2001
- M. M. Takahashi**, *DOW: Deep Ocean Water as Our Next Natural Resource*. disponible sur: <http://www.terrapub.co.jp/e-library/dow/index.html>, 2000
- P. K. Takahashi and A. Trenka**, "Ocean thermal energy conversion", John Wiley, 1996.
- D. Tondeur**, Optimisation Thermodynamique - Equipartition de production d'entropie, *Techniques de l'ingénieur Vol BE 8 017*, 15, 2006
- H. Uehara and Y. Ikegami**, "Parametric performance analysis of OTEC using Kalina cycle", in *ASME joint solar engineering conference* pp. 203-207, 1993.

- UNESCO, "Algorithms for computation of fundamental properties of seawater", *Unesco technical papers in Marine Sciences*, vol. 44, p. 53, 1983.
- L. A. Vega, "Economics of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) : An Update", présenté à: 2010. Offshore Technology Conference, Houston, Texas, 2010.
- L. A. Vega and D. Michaelis, "First Generation 50 MW OTEC Plantship for the Production of Electricity and Desalinated Water", présenté à: 2010. Offshore Technology Conference, Houston, Texas, 2010.
- S. K. Wang and T. C. Hung, "Renewable Energy from the Sea - Organic Rankine Cycle using Ocean Thermal Energy Conversion", présenté à: PEA-AIT International Conference on Energy and Sustainable Development: Issues and Strategies (ESD 2010), Chiang Mai, Thailand, 2010.
- M. Wetter, "GenOpt– A Generic Optimization Program", in *Seventh International IBPSA Conference*, Rio de Janeiro, Brazil, pp. 601-608, 2001.
- N. Yamada, A. Hoshi, and Y. Ikegami, "Performance simulation of solar-boosted ocean thermal energy conversion plant", *Renewable Energy*, vol. 34, pp. 1752-1758, 2009.
- A. Yonan, "Hui revives plan to get electricity from water", vu à: http://www.staradvertiser.com/business/businessnews/20110710_Hui_revives_plan_to_get_electricity_from_water.html (16/08/2011), 2011
- A.-M. Zahra and J.-C. Mathieu, Thermodynamique des processus irréversibles, *Techniques de l'ingénieur Vol A 228*, 25, disponible sur: <http://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/tiafp-archives-physique-chimie/download/a228/thermodynamique-des-processus-irreversibles.html>, 1989
- P. D. Zotto, J.-M. Larre, A. Merlet, and L. Picau, "Mémotech, Génie Energétique", Casteilla, 1996.

ANNEXE 1 : PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DE L'AMMONIAC

Les propriétés thermodynamiques de l'ammoniac sont déterminées d'équations d'état. Ces expressions utilisées sont valables sous les conditions suivantes :

- La phase liquide est considérée comme étant incompressible (volume spécifique constant).
- La vapeur se comporte comme un gaz parfait.

Les propriétés thermodynamiques de l'ammoniac évaluées pour Propath, EES et Delphi sont données dans le tableau A-1 pour le point critique et pour la température et la pression minimale.

Paramètres	Propath			Delphi	EES
	Stewart, Jacobsen and Renoncello	Tillner-Roth, Harms- Watzenberg and Baehr	Tillner-Roth, Watzenberg, and Baehr		
Pression Critique (Pa)	$1,1304.10^{07}$	$1,1360.10^{07}$	$1,1333.10^{07}$	$1,1353.10^{07}$	$1,1333.10^{07}$
Temperature Critique ($^{\circ}C$)	132,25	132,25	132,25	132,35	132,25
Volume spécifique critique (m^3/kg)	$4,2550.10^{-03}$	$4,4440.10^{-03}$	$4,440.10^{-03}$	$4,2735.10^{-03}$	$4,4440.10^{-03}$
Température minimum ($^{\circ}C$)	-77,67	-77,655	-77,65	-77,66	-77,65
Pression Minimum(Pa)	$6,0630.10^{03}$	$6,0630.10^{03}$	$6,0937.10^{03}$	$6,0846.10^{03}$	$6,1020.10^{03}$

Tableau A-1 : Propriétés thermodynamiques de l'ammoniac

Des écarts sont relevés entre les Propath, Delphi et EES permettent de donner une explication sur les écarts calculés entre les modèles. Par exemple, la détermination des enthalpies dépend de la température et de la pression du fluide. S'il y a un écart entre deux bases thermodynamiques, il est normal de d'avoir un écart sur un calcul de puissance.