Contribution au développement des moteurs à apport de chaleur externe utilisés pour la conversion des rejets thermiques industriels en électricité. Modélisation et optimisation thermodynamique d'un nouveau convertisseur : Turbosol

Mathilde Blaise

▶ **To cite this version:**

Mathilde Blaise. Contribution au développement des moteurs à apport de chaleur externe utilisés pour la conversion des rejets thermiques industriels en électricité. Modélisation et optimisation thermodynamique d'un nouveau convertisseur : Turbosol. Energie électrique. Université de Lorraine, 2016. Français. NNT : 2016LORR0147 . tel-01495040

HAL Id: tel-01495040
https://theses.hal.science/tel-01495040

Submitted on 24 Mar 2017

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.

AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4
Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10
http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php
http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm

Ecole Doctorale 409 EMMA : Energie Mécanique et Matériaux

THÈSE

Pour obtenir le grade de: **Docteur de l'Université de Lorraine**
Discipline/Spécialité: **Mécanique et Energétique**

Présentée et soutenue publiquement par
Mathilde BLAISE

le 21 septembre 2016

Contribution au développement des moteurs à apport de chaleur externe utilisés pour la conversion des rejets thermiques industriels en électricité. Modélisation et optimisation thermodynamique d'un nouveau convertisseur : Turbosol

Directeur de thèse: **Denis Maillet**

Co-encadrant de thèse: **Michel Feidt**

Jury :

M. François LANZETTA	Professeur à l'Université de Franche-Comté	Rapporteur
Mme Céline MORIN	Professeur à l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis	Rapporteur
M. Jean-François HETET	Professeur à l'Ecole Centrale de Nantes	Examinateur
M. Nicolas DAVID	Maitre de conférences habilité à diriger des recherches à l'Université de Lorraine	Examinateur
M. Denis MAILLET	Professeur à l'Université de Lorraine	Directeur de thèse
M. Michel FEIDT	Professeur émérite à l'Université de Lorraine	Co-encadrant de thèse

Invités :

M. Jean-Edmond CHAIX	Directeur technique d'Hevatech	Membre invité
M. Antoine ALEMANY	Professeur émérite à l'Institut National Polytechnique de Grenoble	Membre invité
M. Frédéric STREIFF	Ingénieur Agence de l'Environnement et de la Maitrise De l'Energie	Membre invité

Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée, CNRS UMR 7563,
2 Avenue de la Forêt de Haye TSA 60604, 54518 Vandœuvre-lès-Nancy cedex
http://lemta.univ-lorraine.fr/

Mot clés : Chaleur fatale ; moteur ; Carnot ; thermodynamique ; Turbosol ; optimisation ; énergétique
Copyright © 2016, Mathilde Blaise
Tous droits réservés

Je tiens à remercier mes encadrants. Tout d'abord **Michel Feidt**, qui, par son investissement en temps qu'enseignant, m'a donné le goût de la discipline. Intérêt qui s'est poursuivi par le projet de thèse donnant lieu à une collaboration scientifique et humaine particulièrement riche. Merci à lui pour son investissement, sa forte volonté de transmission et sa bienveillance. Je remercie **Denis Maillet** pour son encadrement, toujours soucieux de mes intérêts et de ma réussite personnelle. Son investissement et sa détermination m'ont été d'une grande aide.

Je tiens ensuite à remercier l'entreprise Hevatech, en commençant par **Jean-Edmond Chaix**. Merci à lui pour sa confiance. Le respect de cette confiance m'a motivée au quotidien! Merci ensuite à **Patrick Paillere** pour sa bienveillance, ses nombreuses interrogations sur Turbosol ont rythmé et axé mes recherches. Merci également à **Guillaume Le Guen**, toujours disponible pour m'aider et m'accueillir à Malataverne. Sa sympathie et sa grande connaissance de Turbosol ont été essentielles à mon travail. Merci à **Jocelyn Pollet**, mon premier interlocuteur à Malataverne, qui a posé les bases d'une collaboration professionnelle et humaine particulièrement agréable. Merci ensuite à **Marie Kermarrec**, qui, en plus d'être dynamique et pleine de ressource, est particulièrement bienveillante. Merci à ceux qui ont rejoint Hevatech (et Ergosup) en cours de route, **Elisa Grindler**, **Lionel Bonin**, **Patrick Bouchard** et **Stéphane Paillere**. A l'image d'Hevatech, le contact a tout de suite été agréable et bienveillant. Bref, quelle chance pour moi d'être tombée sur l'équipe d'Hevatech!

Je remercie l'ADEME pour le financement et la collaboration. Merci à **Frédéric Streiff** pour sa confiance qui m'a permis une grande liberté de travail. Merci également à **Valérie Pineau**, toujours disponible pour les interrogations et les démarches des doctorants.

Je remercie l'ensemble des membres du jury, en commençant par son président, **Jean-François Hetet** et les rapporteurs, **Céline Morin** et **François Lanzetta**. Merci à **Nicolas David** d'avoir participé au jury, ça a été un plaisir de travailler ensemble. Et enfin, merci à **Antoine Alemany**, nos échanges ont été très importants pour moi.

Passons maintenant au laboratoire, en commençant par celles et ceux qui ont partagé mon bureau **Van Long Le**, **Mohamed Tahar Mabrouk**, **Aroussia Abid Jaouahdou**, **Saïd Ait Hammou Taleb**, **Monica Andreea Paraschiv** et **Akerke Mukhamediyarova.** Merci à vous pour tous ces bons moments! J'en profite pour remercier les autres copains du labo : **Ahmad Addoum, Thomas Loussouarn, Lionel Perrin, Sebastian Castrillon Escobar, Omar Ringa** et **Juan David Pena Carrillo**; les copains des piles : **Thomas Gaumont, Sofyane Abbou, Assma El Kaddouri** et **Mathilde Cazot** ; les copains du feu: **Nicolas Trevisan, Romain Morlon, Thomas Gasparotto** et **Alexis Marchand** et enfin mon fidèle rival **Waseem Al Hadad**. Je remercie les secrétaires, toujours agréables et tellement efficaces: **Fatiha Boumendjel, Irène Leonard, Françoise Odille Hirtt, Edith Lang, Valérie Reichhart, Dalida Simonigh** et **Christine Sartori**. Je remercie également tous les collègues du laboratoire avec qui j'ai pu échanger **Ludovic Buhler, Alain Chenu, Sophie Didierjean, Laurent Farge, Abdelhamid Kheiri, Ophélie Caballina, Michel Gradeck, Sébastien Kiesgen De Richter, Alexandre Labergue, Fabrice Lemoine, Emmanuel Plaut, Jean-Christophe Perrin** et **Gérard Vinsard**.

Je remercie mes amis pour leur soutient, évidemment **Charlène** et **Milou**, mes amies de toujours, je vous aime, tout simplement. Je remercie aussi **Nico** et mes deux **Clément**, qui aurait cru que je ferais une thèse en thermodynamique… Mes copains physiciens (dans l'ordre alphabétique, pas besoin de chercher à savoir qui est mon chouchou, ça change tous

les jours!) : **Ayoub** et **Dimitrios** (mes copains blagueurs), **Florent** (clown, réparateur, déménageur, partenaire de nourriture et de bière, etc. Bref, un Flofli en or), **Guillaume** (toujours partant pour des discussions enflammées, on ne s'ennuie pas avec Marty!), **Lucas** (même si c'est mon rival, je suis bien obligée d'admettre qu'il est attachant ce Looch), **Matthias** (reviens!), **Mohamed** (la famille!), **Thomas M.** (des bonnes blagues…), **Vincent** (la blague de trop finit toujours par arriver mais, pour toutes les autres, ça vaut le coup!), ainsi qu'**Anaïs** et **Marine** bien sûr (les chères et tendres)!

Un grand merci à mes amis du volley qui m'ont bien aidé à me changer les idées en sortant du labo, par le sport bien sûr, mais surtout par tout le reste! Je suis obligée de commencer par **Charles,** évidemment, merci Charles! Merci les Tambu, **Eve** et **Julien**, c'est un bonheur et une chance d'être votre amie. Merci à l'équipe 3, en commençant par **David**, mon partenaire de bières de l'amitié, **Cindy, Nath, Christel, Diego** et **Quentin**. Merci **Elo**, les **Julien** (indissociables), **Paul et Marion**, **Cathy, Vincent, Rizak, Sarah, Delphine, Alex, Jacques, Sébastien, Aurore, Hélène, Caro, Yannick, Adrien, Sylvain, Pierre, JP** et **Damiano**.

Je tiens maintenant à remercier ma famille, en commençant par **mes parents** et **ma sœur**, toujours là pour moi, sincèrement je leur dois tout. Merci aussi à **Marie-France** qui est toujours la pour me soutenir. Ensuite, merci à mes chères cousines, **Aurélie**, binôme de festival, confidente et rebouteuse et **Emilie**, ma deuxième sœur tout simplement (merci à **Coc** aussi!). Merci à **Clovis** et **Eugénie** pour le bonheur qu'ils me procurent. Et bien sûr, bienvenue à **Antoine** dans ma vie!

Enfin, merci **Thomas**, mon amoureux! Je suis la plus chanceuse des femmes de t'avoir.

Nomenclature 9
Introduction au sujet 13
0.1.1. Contexte énergétique, environnemental et politique 15
0.1.2. Etat de l'art des technologies de conversion de chaleur en énergie mécanique ayant un potentiel de valorisation de rejets thermiques 24
0.1.3. Contexte et objectifs généraux de la thèse 40
Partie 1. Machines fonctionnant selon le cycle de Carnot : modélisation et optimisation 43
Chapitre 1.1. Du cycle de Carnot aux machines de Carnot 49
1.1.1. Objectifs du chapitre 1.1. 49
1.1.2. Description du convertisseur de Carnot 49
1.1.3. Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies 53
1.1.4. Conclusions et perspectives du chapitre 1.1 62
Chapitre 1.2. Modélisation d'une machine de Carnot à fluide changeant de phase 65
1.2.1. Objectifs du chapitre 1.2. 65
1.2.2. Bilans énergétiques et entropiques des différents sous-systèmes 65
1.2.3. Expression du théorème de Gouy-Stodola aux différentes échelles 84
1.2.4. Modélisation des transferts thermiques par la méthode du Nombre d'Unités de Transfert et des efficacités 88
1.2.5. Conclusions et perspectives du chapitre 1.2 89
Chapitre 1.3. Optimisation de la machine de Carnot à fluide changeant de phase par maximisation de la puissance électrique nette produite 91
1.3.1. Objectifs du chapitre 91
1.3.2. Présentation de différents critères d'optimisation 91
1.3.3. Comparaison des différents critères d'optimisation dans un cas simplifié 94
1.3.4. Expression du Lagrangien 97
1.3.5. Optimisation dans le cas de référence 98
1.3.6. Etude de sensibilité paramétrique 102
1.3.7. Conclusions et perspectives du chapitre 1.3 116
Partie 2. Convertisseur de chaleur en électricité Turbosol® 121
Chapitre 2.1. Turbosol®, un nouveau convertisseur à détente quasi-isotherme 129
2.1.1. Objectifs du chapitre 2.1. 129
2.1.2. Présentation de Turbosol® 129
2.1.3. Modélisation et dimensionnement de la tuyère 140
2.1.4. Conclusions et perspectives du chapitre 2.1 159
Chapitre 2.2. Analyse entropique du Prototype Turbosol® 161
2.2.1. Objectifs du chapitre 2.2. 161
2.2.2. Description du prototype et mesures expérimentales 161

2.2.3. Analyse entropique sur chaque composant 165
2.2.4. Conclusions du chapitre 179
Chapitre 2.3. Dimensionnement de Turbosol® dans différentes configurations 181
2.3.1. Objectifs du chapitre 2.3. 181
2.3.2. Modélisation du convertisseur Turbosol® 181
2.3.3. Etude de sensibilité aux variables de commande et aux paramètres 191
2.3.4. Comparaison à d'autres configurations 196
2.3.5. Conclusions et perspectives du chapitre 2.3 203
Chapitre 2.4. Optimisation de Turbosol® 205
2.4.1. Objectifs du chapitre 2.4. 205
2.4.2. Optimisation sans surchauffe de la vapeur d'eau 205
2.4.3. Optimisation avec surchauffe de la vapeur d'eau 221
2.4.4. Conclusions et perspectives du chapitre 2.4 232
Chapitre 2.5. Comparaison du cycle de Turbosol® avec le cycle de Carnot/Hirn 235
2.5.1. Objectifs du chapitre 2.5. 235
2.5.2. Modélisation et optimisation du cycle idéal de Carnot/Hirn 235
2.5.3. Comparaison de Turbosol® et de Carnot/Hirn dans le cas idéal 237
2.5.4. Etude de sensibilité aux paramètres de l'optimum de Turbosol® et de Hirn fonctionnant avec de l'eau dans le cas idéal 238
2.5.5. Conclusions et perspectives du chapitre 2.5 242
Conclusions et perspectives générales 247
Travaux cités 251
Annexes 259

Nomenclature

Al Surface longitudinale, m^2
At Section transversale, m^2
C Couple, $N.m$
C Capacité thermique, $J.K^{-1}$
$\dot{C}$ Débit calorifique, $W.K^{-1}$
C_f Coefficient de friction
C_x Coefficient de trainée
cp Chaleur massique à pression constante, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
cv Chaleur massique à volume constante, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
d Diamètre, m
D Diamètre, m
D_h Diamètre hydraulique, m
e Erreur relative, %
$\dot{E}c$ Flux d'énergie Cinétique, W
$\dot{E}d$ Puissance dissipée, W
f Facteur de qualité (rendement au sens du second principe de la thermodynamique)
f Densité de force volumique, $N.m^{-3}$
F Force, N
h Enthalpie massique, $J.kg^{-1}$
h Coefficient d'échange par convection, $W.m^{-2}.K^{-1}$
k Coefficient global de transfert, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
K Coefficient qualitatif du transfert de quantité de mouvement
L Lagrangien
L Longueur, m
L Chaleur latente, $J.kg^{-1}$
Lc Longueur caractéristique, m
M Masse, kg
$\dot{m}$ Débit massique $kg.s^{-1}$
n Paramètre d'ajustement (corrélation de la chaleur latente)
n Nombre de gouttelettes
N Nombre de tour, $tr.s^{-1}$
NUT Nombre d'Unités de Transfert
On Nombre d'Ohnesorge
p Pression, Pa
$\dot{P}$ Puissance électrique, W
Pe Nombre de Peclet

P_m Périmètre mouillé, m
r Constante spécifique des gaz parfaits, J. kg^{-1}. K^{-1}
Re Nombre de Reynolds
$\dot{Q}$ Puissance calorifique, W
s Entropie massique, J. kg^{-1}. K^{1}
$\dot{S}$ Flux de production d'entropie, W. K^{-1}
T Température, K
v Vitesse m. s^{-1}
$\dot{W}$ Puissance mécanique, W
We Nombre de Weber
x Titre en vapeur
X Titre dynamique massique en eau

Symboles grecs

α Taux de vide
γ Coefficient de Laplace
$\alpha, \beta, \gamma, \delta$ Pondération de l'optimisation
ε Efficacité d'échangeur
ζ Coefficient de friction
η Rendement
λ Opérateur de Lagrange
λ Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
μ Viscosité dynamique, Pa. s
ρ Masse volumique, kg. m^{-3}
σ Tension superficielle, N. m^{-1}
τ Temps, s
τp Contrainte de frottement pariétal, Pa
χ Compressibilité, Pa^{-1}
Ω Coefficient de répartition de l'entropie produite

Indices et exposants

a air
$cond$ Condensation
$comp$ Compression
C Convertisseur
C Critique (point)
d Dissipé
e Eau
eq Equivalent
exp Expansion
exp Expérimental
f Final
f Fumée
F Fluide cycle

g Gaz
gh Gouttelettes d'huile
h Huile
H High
HEX Echangeur
HS High Source (fluide ou source chaud(e))
i Inlet
is Isentropique
l Lost
l Liquide
L Low
LS Low Source (fluide ou source froid(e))
m Mélange
o Outlet
opt Optimum
p Particulaire
p Pompe
P Dissipation par perte de pression
r Regulière
$rév$ Réversible
s Singulière
s Son
S Isentropique
S Système
$S0$ Système dans l'environnement
sl Limite de surchauffe
th Théorique
$t, turb$ Turbine
tuy Tuyère
T Degradation de température
T Total
T Triple (point)
T Isotherme
u Utile
vap Vaporisation
0 Environnement
0 Etat générateur

Introduction au sujet

0.1.1. Contexte énergétique, environnemental et politique 15

0.1.1.1. Bilan énergétique et environnemental de l'activité humaine 15

0.1.1.2. Les engagements politiques 18

0.1.1.2.1 Les engagements internationaux 18

0.1.1.2.2 Les engagements de la France 20

0.1.1.2.3 Le rôle de l'ADEME 20

0.1.1.3. L'énergie fatale et la chaleur fatale : un enjeu pour accroitre l'efficacité énergétique 21

0.1.1.3.1 Définitions 21

0.1.1.3.2 La chaleur fatale disponible en France 21

0.1.1.4. La valorisation des rejets thermiques 23

0.1.2. Etat de l'art des technologies de conversion de chaleur en énergie mécanique ayant un potentiel de valorisation de rejets thermiques 24

0.1.2.1. Les moteurs à apport de chaleur externe à gaz 24

0.1.2.1.1 Le moteur de Stirling 24

0.1.2.1.2 Le moteur Ericsson 26

0.1.2.2. Les moteurs à effet magnéto-calorique, à effet thermo-acoustique et à effet thermo-électrique 27

0.1.2.2.1 Moteur à effet magnéto-calorique (ou effet thermomagnétique) 27

0.1.2.2.2 Moteur à effet thermo-acoustique 28

0.1.2.2.3 Moteur à effet thermo-électrique 28

0.1.2.3. Les machines de Carnot 29

0.1.2.3.1 La machine à Cycle Organique de Rankine : extension de la machine de Carnot à fluide changeant de phase 29

0.1.2.3.2 Extension au cycle de Kalina 33

0.1.2.3.3 La machine de S. Klutchenko : machine de Carnot à piston 33

0.1.2.3.4 La machine de Carnot à liquide permanent 36

0.1.2.3.5 Le convertisseur Turbosol® : machine de Carnot à fluide changeant de phase et à détente quasi-isotherme 36

0.1.2.3.5.1. Le convertisseur de Turbosol® 36

0.1.2.3.5.2. L'éjecteur en machine à froid 38

0.1.3. Contexte et objectifs généraux de la thèse 40

Dans cette introduction, un bilan général du contexte environnemental, énergétique et politique est dressé. L'objectif est de comprendre l'enjeu du développement des systèmes de conversion de chaleur fatale en électricité, appelés moteurs à apport de chaleur externe.

Puis, un état de l'art non exhaustif des technologies de conversion de la chaleur en électricité est réalisé. Pour chaque technologie, le degré d'avancement est évalué. L'objectif étant de cerner les verrous, qu'ils soient théoriques, technologiques ou économiques.

L'état de l'art se termine par les machines de Carnot, c'est-à-dire les technologies dont le cycle théorique s'apparente le plus au cycle de Carnot. Ce cycle étant connu pour être le plus performant, le développement de machines fonctionnant selon ce cycle est un véritable enjeu dans le développement des moteurs à apport de chaleur externe.

0.1.1. Contexte énergétique, environnemental et politique

0.1.1.1. Bilan énergétique et environnemental de l'activité humaine

L'activité humaine implique une forte consommation des ressources naturelles énergétiques. Les ressources naturelles d'énergie consommées sont principalement le pétrole, le charbon, l'uranium et le gaz. D'un point de vue mondial, la consommation d'énergie primaire augmente de manière significative depuis les années 80 et correspond majoritairement à la consommation de charbon, de gaz et de pétrole (Figure 1). En 2012, la consommation mondiale d'énergie représentait 12500 Mtep[1]. Cette consommation massive induit une raréfaction des ressources naturelles.

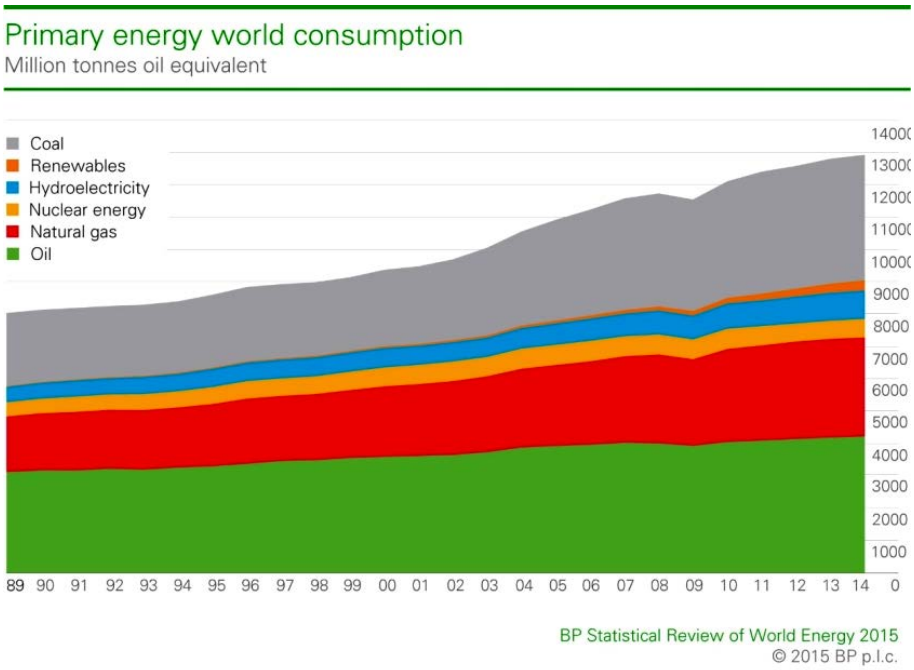


Figure 1 : Consommation d'énergie primaire dans le monde de 1989 à 2014 [1]

[1] La tonne équivalent pétrole (tep) est une unité d'énergie, elle vaut : 1 tep = 11 630 kWh

Les trois principaux secteurs de consommation d'énergie en France sont les transports, le résidentiel tertiaire et l'industrie (Figure 2). La consommation d'énergie en France en 2012 équivalait à 154,4 Mtep.

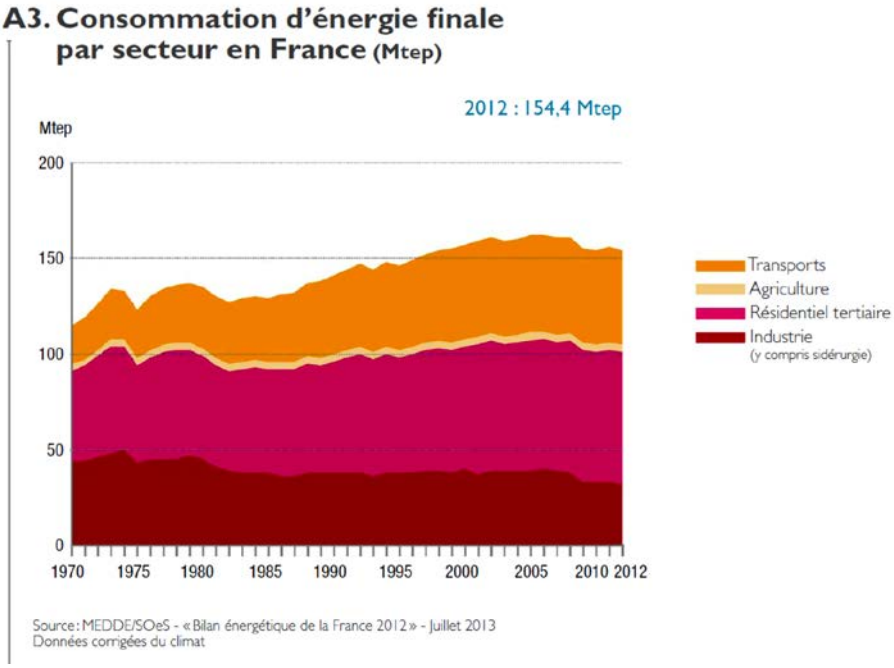


Figure 2 : Consommation d'énergie finale en France de 1970 à 2012 [2]

Le réchauffement climatique est à l'origine de nombreux bouleversements tels le réchauffement de l'atmosphère et des océans (Figure 3), la diminution de la couverture neigeuse, le recul des glaces et la dilatation des eaux provoquant l'élévation du niveau des mers. La température de l'atmosphère est liée à la concentration en gaz à effet de serre.

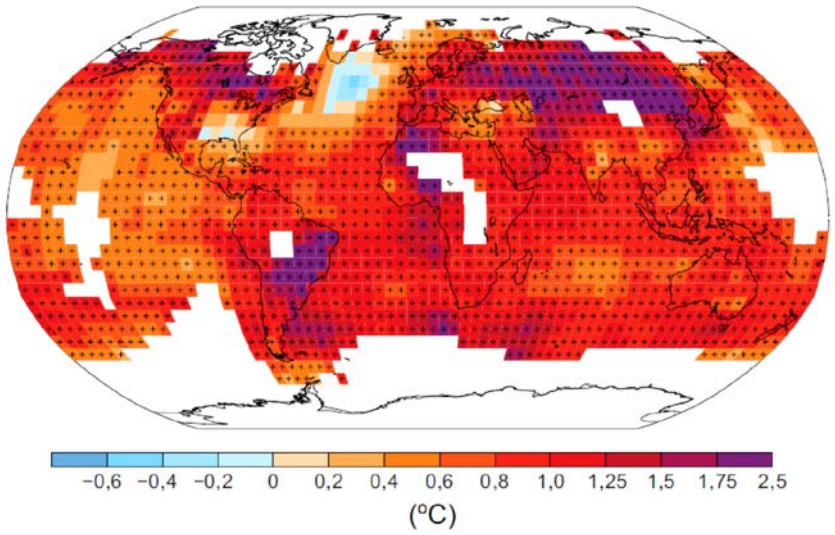


Figure 3 : Carte de l'évolution des températures en surface observée entre 1901 et 2012, (les mailles pour lesquelles la tendance est significative sont indiquées par le signe +) [3]

Le principal gaz à effet de serre est le dioxyde de carbone. L'activité humaine participe à la production de dioxyde de carbone, elle en a produit 30 Gt en 2014 (Figure 4). C'est la production d'électricité qui est le plus gros poste de production de $C0_2$.

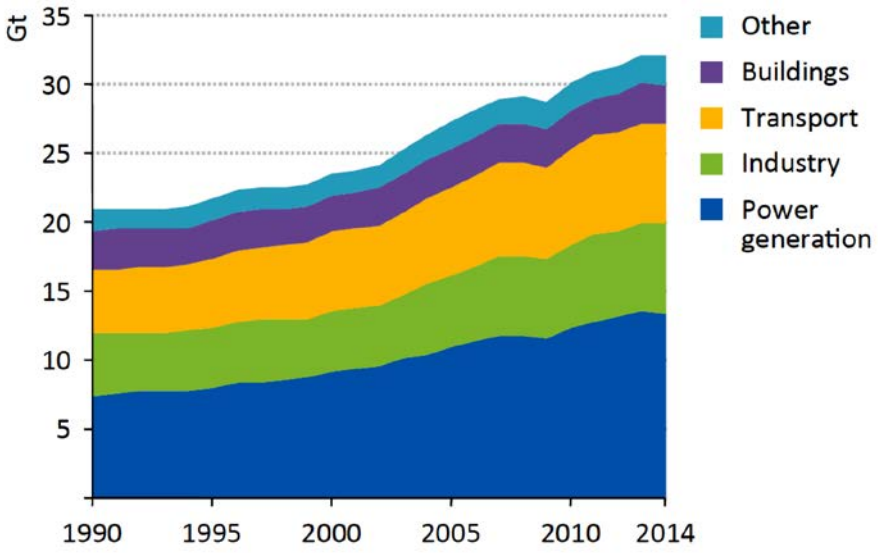


Figure 4 : Emissions de dioxyde de carbone dans le monde de 1990 à 2014 [4]

La France a émis 358 Mt de $C0_2$ en 2011 (Figure 5). Les transports sont pour la France le secteur principal de production de dioxyde de carbone.

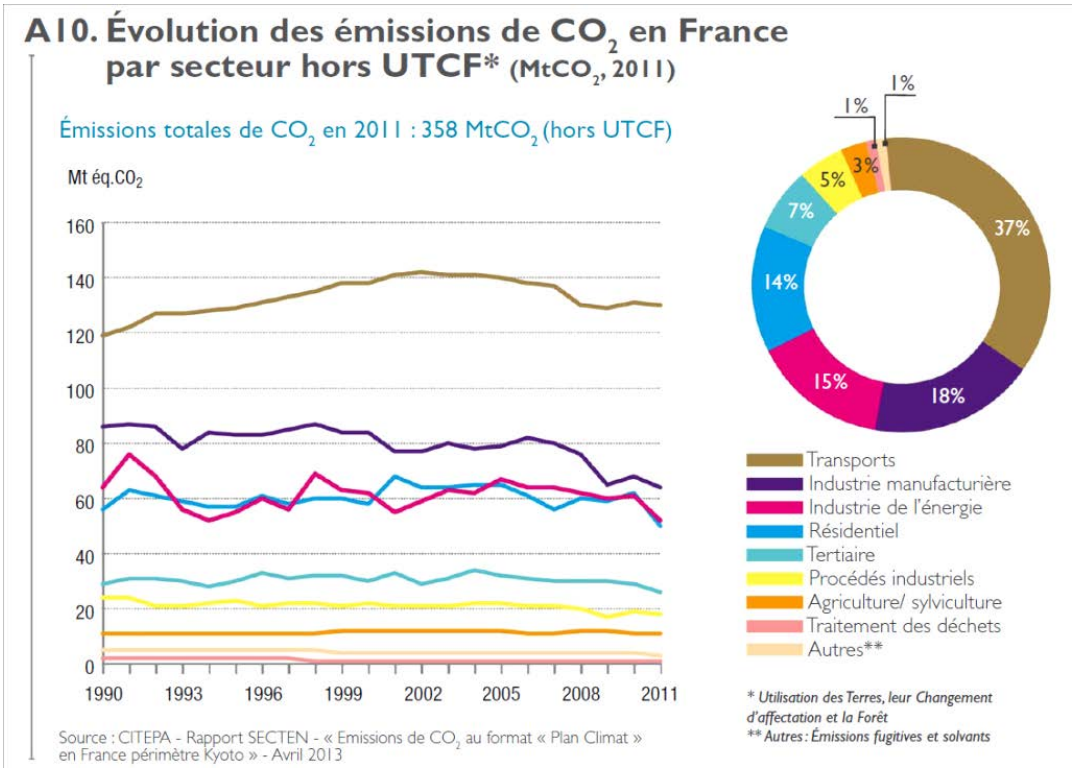


Figure 5 : Emissions de dioxyde de carbone en France de 1990 à 2011 [2]

Enfin, l'activité humaine entraîne de la pollution, par exemple l'émission d'oxydes d'azote (NOx), de composés organiques volatils non méthaniques (COVNM), d'ammoniac (NH_3) et de dioxyde de souffre ($S0_2$) (Figure 6). Même si ces émissions diminuent depuis les années 1990, elles impliquent une dégradation de la qualité de vie humaine. La qualité de l'environnement est devenue un véritable problème de santé publique.

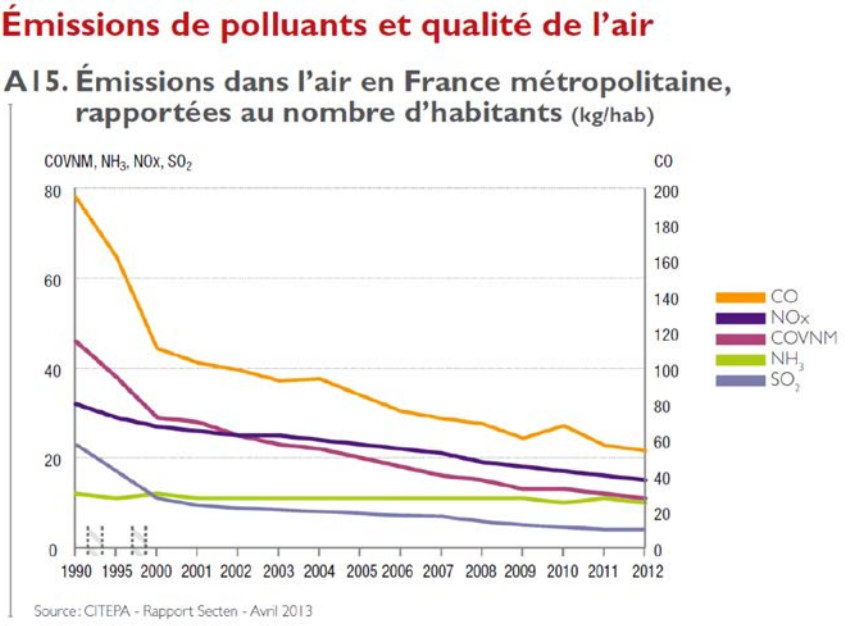


Figure 6 : Emission de polluants de 1990 à 2012 [2]

0.1.1.2. Les engagements politiques

0.1.1.2.1 Les engagements internationaux

L'ensemble des pays du monde sont concernés par les problématiques énergétiques et environnementales. Les principaux consommateurs d'énergie par habitant en 2014 sont l'Amérique du Nord, la Russie, l'Australie, l'Arabie Saoudite et l'Europe (Figure 7).

L'ONU (Organisation des Nations Unies) a organisé, en 1972, le premier sommet de la Terre. Un sommet de la Terre consiste à réunir les dirigeants mondiaux, dans le but de trouver des solutions pour réduire l'impact de l'homme sur l'environnement, et de viser une activité axée sur le développement durable. Le premier sommet a eu lieu à Stockholm et le dernier a eu lieu à Paris en 2015 (COP 21). Ces rassemblements symboliques permettent aux dirigeants de créer des organismes internationaux et d'adhérer à des conventions collectives.

Le premier accord, signé en 1972, est la création du Programme des Nations unies pour l'environnement (PNUE). Le PNUE est un organisme chargé de coordonner les activités des Nations Unies dans le domaine de l'environnement et d'assister les pays dans la mise en œuvre de politiques environnementales.

Le second accord est signé en 1992 à Rio de Janeiro. Il s'agit de la Convention-Cadre des Nations Unies sur les Changements Climatiques (CCNUCC). Elle est entrée en vigueur le 21 mars 1994 et est actuellement ratifiée par 195 pays. Elle reconnait le principe de précaution, le principe des responsabilités communes (mais différenciées) et le principe du droit au développement. Cependant, la convention n'est pas un accord juridiquement contraignant, c'est un simple engagement intentionnel. La convention a tout de même donné lieu au protocole de Kyoto, signé en 1997 par une partie des pays de la CCNUC. Les pays concernés se sont engagés à réduire leurs émissions de gaz à effet de serre d'au moins 5% par rapport au niveau de 1990, entre 2008 et 2012 [5]. Ce protocole n'est pas fixé et doit être régulièrement renégocié en fonction des enjeux économiques et politiques de chaque pays déjà adhérents et des pays souhaitant y adhérer.

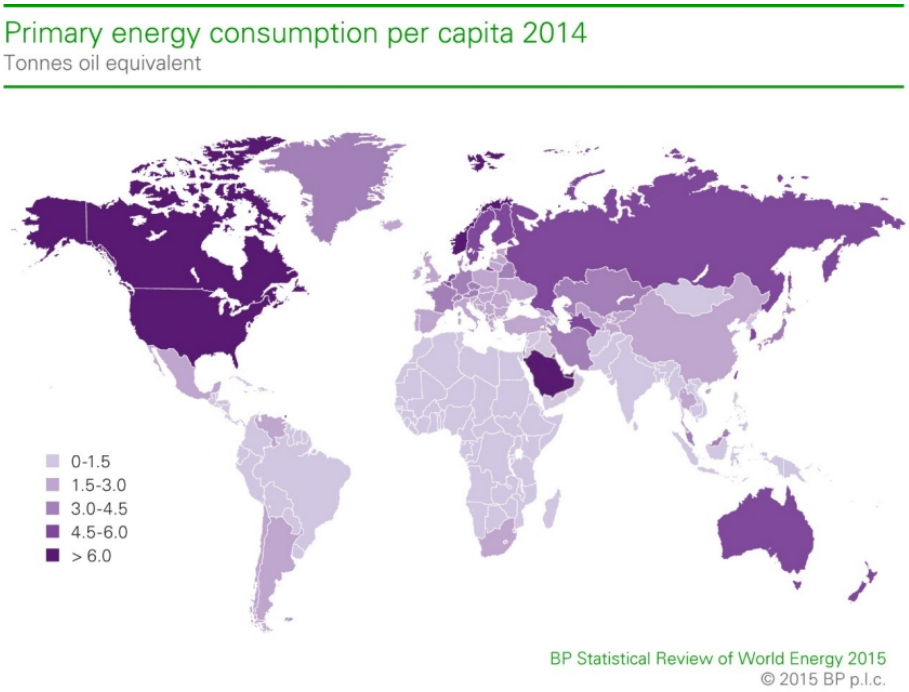


Figure 7 : Consommation d'énergie par pays en 2014 et par habitant [1]

Les pays les plus gros émetteurs de gaz à effet de serre n'ont pourtant pas réduit leurs émissions de gaz à effet de serre. Le Canada n'a pas respecté ses engagements et c'est le premier pays à vouloir se retirer du protocole en 2011. Les Etats-Unis ne s'étant pas engagés dans le protocole de Kyoto, ont augmenté leur émission de gaz à effet de serre de 1% par an depuis 1990. La Chine, en plein développement industriel, a considérablement augmenté ses émissions de dioxyde de carbone (Figure 8). C'est d'ailleurs l'argument principal que donnent les Etats-Unis pour justifier leur refus de ratifier le protocole. En effet, le protocole Kyoto n'avait pas intégré les pays en voie de développement, qui privilégient leur propre développement aux enjeux climatiques. Ainsi, les déséquilibres économiques et techniques entre les différents pays du monde rendent difficile un accord commun.

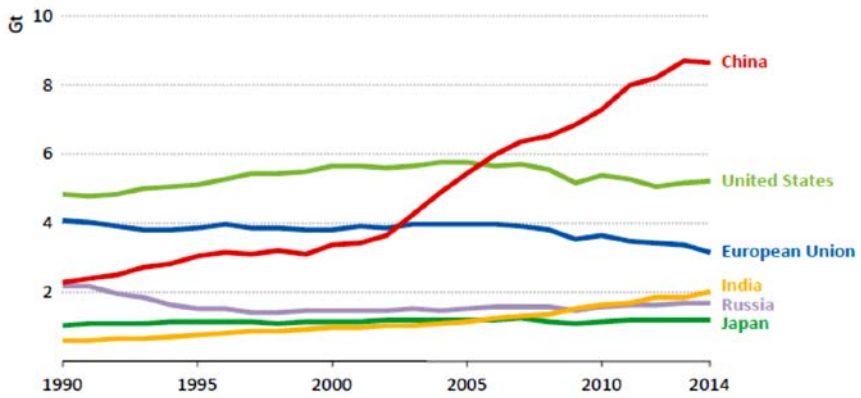


Figure 8 : Emission de dioxyde de carbone par rapport à l'énergie consommée par région du monde entre 1990 et 2014 [4]

Le 30 novembre 2015 a eu lieu la conférence de Paris sur le climat (COP 21). L'accord international sur le climat validé par tous les participants fixe comme objectif une limitation du réchauffement mondial entre 1,5 °C et 2 °C d'ici 2100. Chaque pays a ainsi présenté son programme, programme qui constitue une intention (Intented Nationally Determined Contributions) et non un engagement.

Le principal sujet traité est le réchauffement climatique. Cependant, les enjeux environnementaux sont plus larges. D'autres accords s'intéressent à des enjeux plus concrets, comme l'interdiction d'une substance (par exemple l'interdiction des CFC et des gaz fluorés). Cependant, lorsqu'un pays s'engage à réduire ses émissions de gaz à effet de serre, cela nécessite un fort investissement sur son parc industriel, sur sa production d'électricité, sur ses transports, son agriculture et son habitat. Ces efforts consistent principalement en une meilleure gestion de l'énergie consommée, en la réduction des polluants et des déchets, et au développement des énergies renouvelables. Ainsi, les effets espérés par la réduction de l'émission de gaz à effet de serre vont au delà de la minimisation du réchauffement climatique.

0.1.1.2.2 Les engagements de la France

« L'objectif national est de réduire de 17% les émissions de gaz à effet de serre d'ici 2020 et de les diviser par 4 d'ici 2050 par rapport à 1990. Ces objectifs sont respectivement appelés « Horizon 2020 » et « Facteur 4 ». La France s'engage également à réduire son intensité énergétique finale de 2% par an à partir de 2015 et de 2,5% par an à partir de 2030. L'intensité énergétique est une mesure de l'efficacité énergétique d'une économie. C'est le rapport de la consommation d'énergie au produit intérieur brut. Le Programme National d'Amélioration de l'Efficacité Énergétique de 2008 a fixé un objectif indicatif de 12 Mtep d'économies d'énergie en 2016. La France a ensuite pour objectif d'effectuer 20% d'économies d'énergie en 2020 par rapport aux projections de consommations établies pour cette date en 2005 (soit environ 20% de 160 Mtep). Enfin, le pays s'engage à produire 23% de l'énergie consommée en 2020 par des énergies renouvelables » [2].

Différentes mesures politiques sont alors mises en œuvre pour respecter ces engagements. Ainsi, la Directive sur les Performances Énergétiques des Bâtiments, les Directives sur les Appareils Electroménagers, le Règlement sur les Emissions Spécifiques des Voitures Neuves et la Directive sur l'Efficacité Énergétique sont mises en place. Ces mesures sont principalement fiscales ou financières. C'est-à-dire qu'elles sont sous forme de subventions, de crédits d'impôt et d'éco-prêts à taux zéro [2].

0.1.1.2.3 Le rôle de l'ADEME

L'ADEME est un Etablissement Public à Caractère Industriel et Commercial (EPIC) qui dépend du ministère de l'Écologie, du Développement Durable et de l'Énergie et du ministère de l'Éducation Nationale, de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche. « Cet établissement est l'opérateur de l'état pour la mise en œuvre de ses engagements politiques en termes de réduction des consommations d'énergie et des émissions de Gaz à effet de serre (GES), de développement des énergies renouvelables et de l'économie circulaire. La reconversion des friches et sites pollués et l'amélioration de la qualité de l'air intérieur ou extérieur sont également de son ressort. L'ADEME met à disposition des entreprises, des collectivités locales, des pouvoirs publics et du grand public ses capacités d'expertise et de conseil » [6]. L'action de l'ADEME consiste également à financer des projets de recherche, de développement et d'innovation. C'est d'ailleurs dans ce cadre que cette thèse a été

cofinancée par l'ADEME. Son second co-financeur est l'entreprise Hevatech qui est une jeune entreprise spécialisée dans la valorisation de la chaleur fatale dans les secteurs de l'industrie et de l'énergie. La chaleur fatale est l'objet du paragraphe suivant.

0.1.1.3. L'énergie fatale et la chaleur fatale : un enjeu pour accroitre l'efficacité énergétique

0.1.1.3.1 Définitions

L'énergie dite « fatale »[2] désigne la quantité d'énergie disponible et dissipée dans certains processus ou produits. Elle peut dans certains cas être récupérée et utilisée, c'est pourquoi le terme fatal est abusif. L'énergie fatale peut prendre la forme de matière, par exemple le contenu énergétique des déchets ménagers. L'énergie fatale peut aussi prendre la forme d'énergie dite noble (électricité ou énergie mécanique), par exemple le freinage de tout véhicule en mouvement qui induit la dissipation de l'énergie mécanique en chaleur. Et enfin, elle peut prendre la forme de chaleur. C'est cette dernière forme qui est l'objet de la thèse. La chaleur est une énergie dite dégradée, elle n'est pas facilement transportable ni stockable, elle peut être générée par des processus très variés et sa qualité dépend fortement de son niveau de température.

0.1.1.3.2 La chaleur fatale disponible en France

La chaleur fatale à récupérer peut être « portée » par différents milieux. La plus facile à récupérer, en principe, est la forme liquide, par exemple l'eau de purge d'une chaudière. La deuxième forme de rejets récupérables est la forme gazeuse, qui est généralement plus difficile à capter. Les rejets gazeux sont essentiellement des gaz de combustion dont la chaleur spécifique est faible et dont la composition entraîne des problèmes d'encrassement d'échangeurs. Enfin, la dernière forme de rejet est dite diffuse, elle correspond par exemple à des pertes aux parois. Cette dernière forme est particulièrement difficile à capter.

Le second aspect à considérer est le niveau de température de la chaleur à récupérer. Quatre niveaux de température sont distingués par l'ADEME. Pour des rejets à moins de 30 °C, on parle de très basses températures, pour des rejets compris entre 30 °C et 60 °C, on parle de basse température, entre 60°C et 100 °C, ce sont des rejets à moyenne température et pour des températures supérieures à 100 °C, les rejets sont dits à haute température. Ces différentes formes de rejets à différentes températures sont classifiées par L'ADEME (Figure 9). Pour les gaz de combustion, il existe une classification spécifique en température. Les fumées comprises entre 100 et 200 °C sont dite basse température, les fumées comprises entre 200 et 400 °C sont dites à moyenne température et au delà de 400 °C, ce sont des fumées à haute température.

Dans un premier temps, il est judicieux de s'intéresser aux rejets dits à haute température et les plus accessibles (liquides ou gazeux). En effet bien qu'il ne faille pas négliger les autres rejets, les rejets à haute température et accessibles sont les plus prometteurs. Ces rejets représentent dans l'industrie 51 TWh en France en 2012, ce qui équivaut à 16% de la consommation de combustibles des industries [7]. La répartition en température de ses rejets est donnée en Figure 10.

[2] « fatale » est ici synonyme de « perdue »

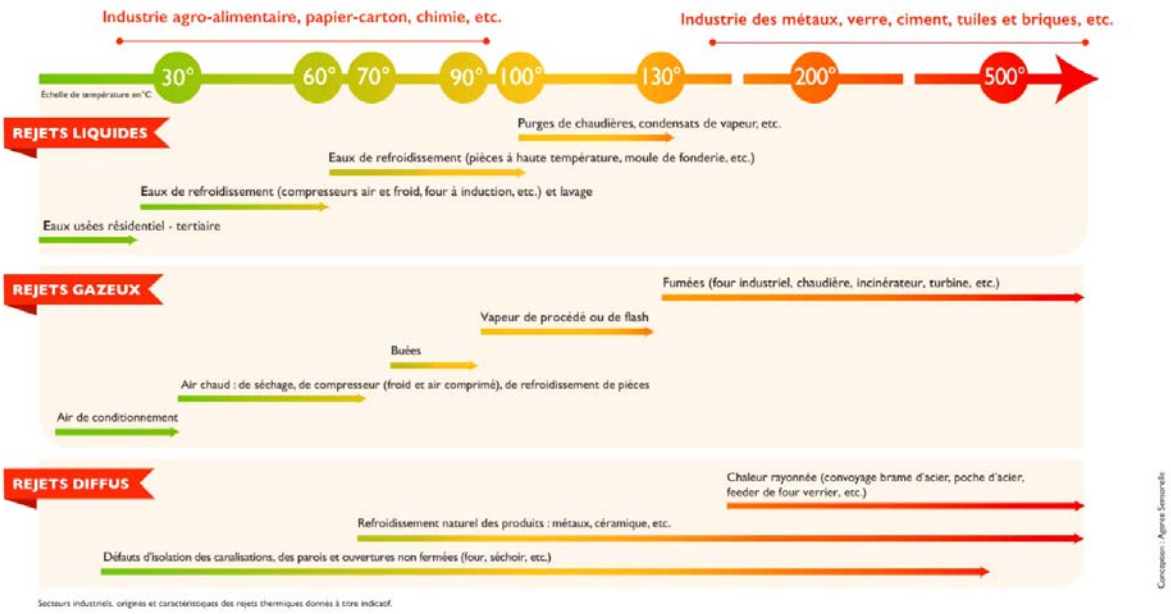


Figure 9 : Types de rejets thermiques classés par forme et par température [7] (Echelle de température en °C, secteurs industriels, origines et caractéristiques des rejets thermiques donnés à titre indicatif)

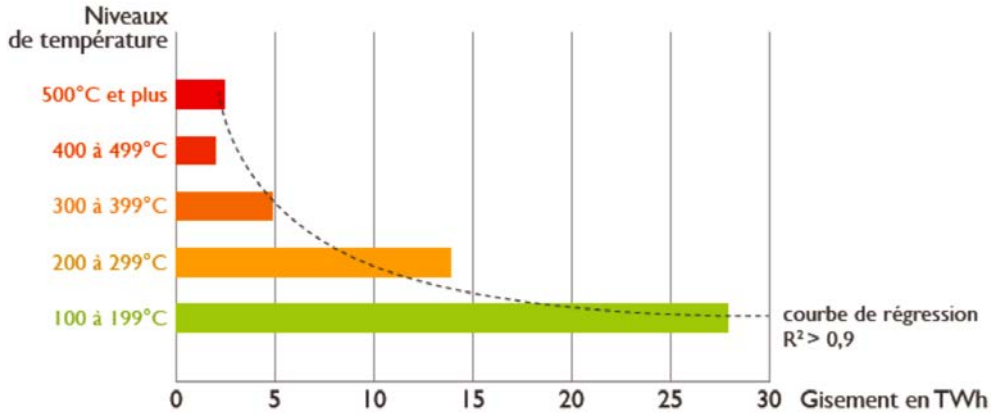


Figure 10 : Classification en température des rejets thermiques industriels en France en 2012 [7]

Les domaines les plus générateurs de rejets thermiques sont les industries de la chimie et du plastique (20%), la production de matériaux non métalliques (19%) tels que le ciment et le verre, l'agroalimentaire (17%), la production de métaux (17%), la production de papier et de cartons (12%) et enfin le raffinage (7%) (Figure 11a). Dans 78% des cas, les conditions de production sont du 3 × 8 h sans arrêt le week-end, ce qui correspond à un fonctionnement en régime stationnaire (Figure 11b). Enfin, ce sont principalement des fumées de four (40%), des buées de séchoir (32%) et des fumées de chaudières (28%) (Figure 11c).

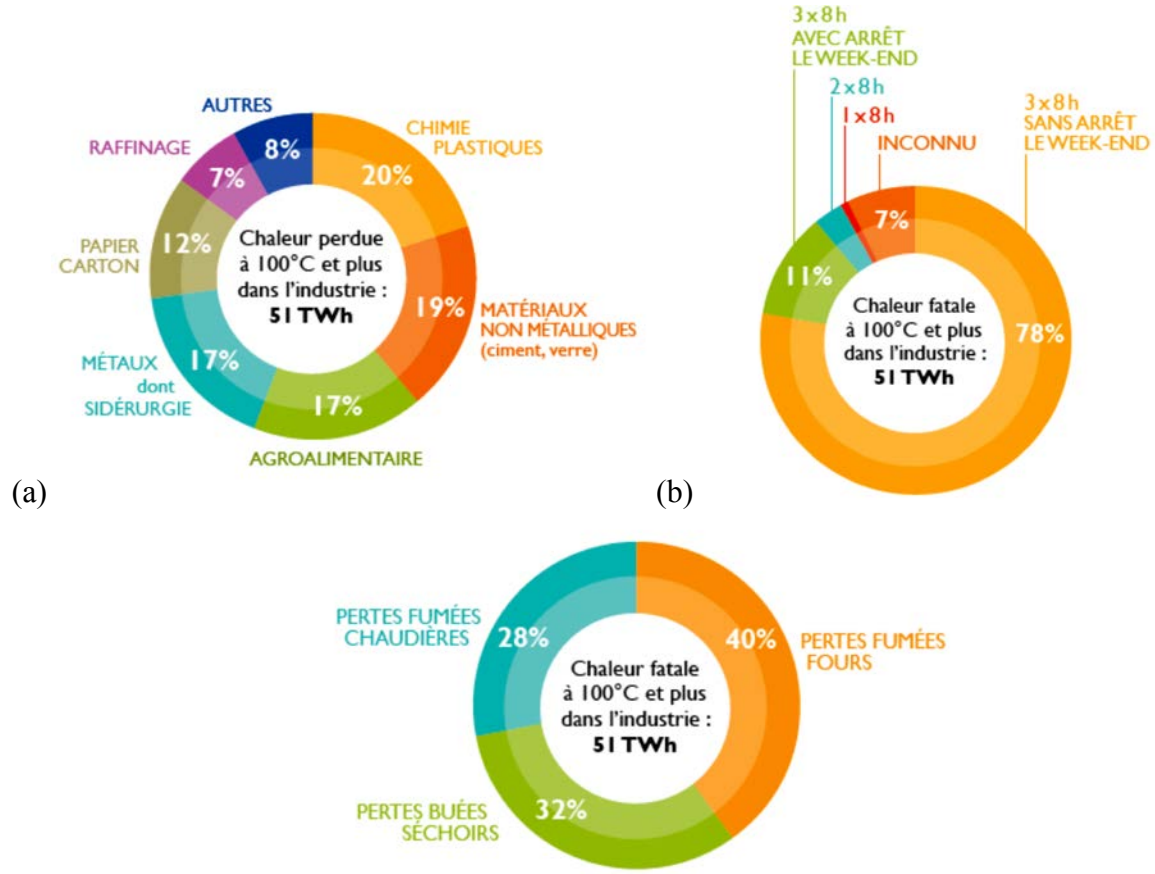


Figure 11 : (a) Répartition des rejets thermiques dans l'industrie ; (b) régime de fonctionnement et (c) types de rejets thermiques en France en 2012[7]

0.1.1.4. La valorisation des rejets thermiques

Tout d'abord, une industrie doit gérer au mieux son énergie pour générer le moins de chaleur fatale, c'est le premier objectif à considérer. Ensuite, une fois que l'industrie a optimisé son fonctionnement, elle a deux solutions pour valoriser ses rejets thermiques. Soit elle les valorise en interne, c'est-à-dire qu'elle utilise l'énergie dans sa propre industrie, soit elle valorise cette énergie en externe, c'est-à-dire qu'elle la vend. Enfin, il existe plusieurs possibilités pour valoriser la chaleur. Soit elle est utilisée sous forme de chaleur (préchauffage d'un procédé, chauffage de locaux, etc.), soit elle est convertie en une autre forme d'énergie, par exemple en électricité. La tendance actuelle est d'abord de valoriser l'énergie sous forme de chaleur et, une fois les besoins en chaleur entièrement satisfaits, la chaleur restante est convertie en une autre forme d'énergie.

Cependant, le rendement d'un convertisseur de chaleur en électricité croît avec l'augmentation de l'écart de température entre le fluide chaud et le fluide froid [8]. De plus, un convertisseur rejette nécessairement de la chaleur à son environnement, idéalement à la plus basse température possible. Ainsi, si une industrie rejette une chaleur à haute température et qu'elle a un besoin en chaleur à basse température, elle a plutôt intérêt à convertir sa chaleur à haute température en électricité et à récupérer les rejets thermiques de son convertisseur pour ses besoins en chaleur à basse température. Ses besoins en chaleur sont satisfaits et le convertisseur de chaleur en une autre forme d'énergie, a un bon rendement [9].

Il est clair que l'optimisation de la conception d'un système, ou d'un ensemble de systèmes industriels est nécessairement multicritère. L'organisation de la valorisation des rejets thermiques est complexe et ne peut être optimisée par une procédure systématique. La prise en compte des enjeux économiques, énergétiques et technologiques impliquent un travail au cas par cas. Il existe un logiciel libre d'accès appelé plateforme logicielle CERES conçu pour appuyer les industriels dans leur choix d'investissements en identifiant les solutions optimales d'intégration énergétique. Cette plateforme a été développée par un consortium dans le cadre de l'Agence Nationale de la Recherche (ANR).

0.1.2. Etat de l'art des technologies de conversion de chaleur en énergie mécanique ayant un potentiel de valorisation de rejets thermiques

0.1.2.1. Les moteurs à apport de chaleur externe à gaz

0.1.2.1.1 Le moteur de Stirling

Le moteur de Stirling a été inventé et breveté par Robert Stirling en 1816 [10]. C'est un moteur à piston qui se décline en 3 configurations de base respectivement nommées α, β et γ. Ces trois configurations sont présentées en Figure 12 [11].

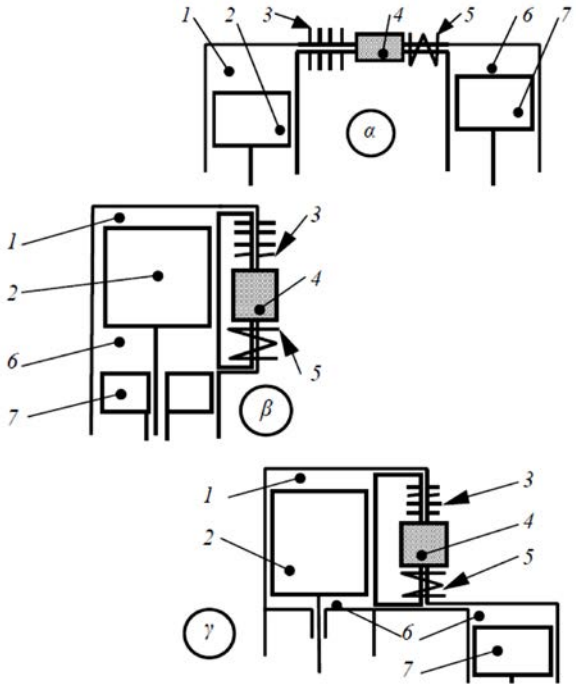
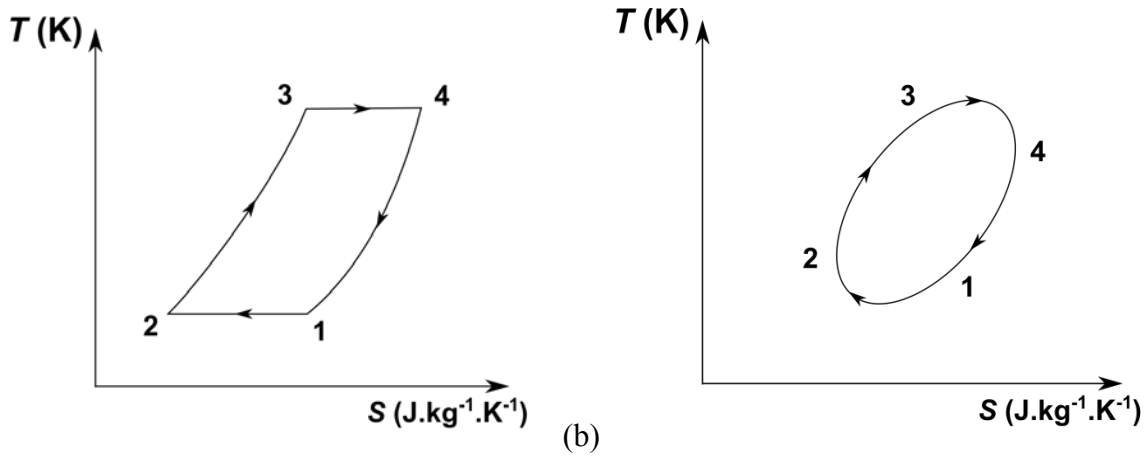


Figure 12 : Trois configurations d'un moteur Stirling [11] : 1=chambre de détente, 2=déplaceur, 3=échangeur chaud, 4=régénérateur, 5=échangeur froid, 6=chambre de compression, 7=piston moteur

Le cycle de Stirling est représenté dans le diagramme entropique en Figure 13a. Il se décompose en 4 transformations. Pendant la transformation 1-2 le gaz cyclé est comprimé et refroidi de manière isotherme. Ensuite, le fluide passe dans le régénérateur où il subit un chauffage isochore (transformation 2-3). Puis, le fluide se détend en étant chauffé par la source chaude de manière isotherme pendant la transformation 3-4. Enfin, pendant la transformation 4-1, le fluide est refroidi de manière isochore. Pendant cette transformation, le fluide cède sa chaleur au régénérateur. Le régénérateur est une matrice poreuse qui capte la chaleur du fluide pendant son refroidissement 4-1 et lui restitue pendant le chauffage 2-3. En

réalité, le cycle pratique de Stirling est moins bien défini, il correspond plutôt à celui représenté en Figure 13b.



(a) (b)

Figure 13 : Cycle de Stirling dans le diagramme entropique (a) idéal et (b) réel

De nombreux projets et développements ont été engagés, notamment par Philips, General Motors (Sunmachine) et la NASA (MOD II [12]) mais n'ont pas abouti à l'heure actuelle à une commercialisation d'un moteur de Stirling. D'autres prototypes de cogénération fonctionnant avec un moteur de Stirling proposés par exemple par Cleanenergy ont subi le même sort [13].

Deux technologies ont vu le jour pour une application de micro-cogénération de l'habitat, la première est proposée par Viessmann et De Dietrich et la seconde par Qnergy [14]. Geonoastirling propose également des modèles expérimentaux de moteurs Stirling de 1kW à 3 kW à la vente [15].

De nombreux travaux scientifiques ont été menés. Le modèle adiabatique d'Urieli proposé en 1977 considère que le fluide est à l'équilibre thermique avec le fluide chaud pendant le chauffage et avec le fluide froid pendant le refroidissement ([13]. Les différents compartiments sont bien définis et séparés par des interfaces. Ce modèle a évolué vers l'analyse simple d'Urieli en 1983 [16]. Dans ce second modèle, les transferts de chaleur avec les fluides chauds et froids sont considérés. Berchowitz propose un modèle quasi-stationnaire dans lequel le transfert de chaleur dans le régénérateur est modélisé [17]. Les pertes de pression sont également prises en compte. Puis, des modèles en volume fini permettent une modélisation plus fine par exemple celui d'Andersen [18]. La thermodynamique en vitesse finie contribue également à la modélisation des irréversibilités dans les moteurs à piston [19].

Le moteur Stirling a un bon rendement théorique et son fonctionnement est silencieux. Il est un bon candidat pour la récupération de la chaleur fatale. Cependant, les conditions à satisfaire pour optimiser un moteur de Stirling sont nombreuses et difficiles à concilier. La durée des transferts de chaleur avec les fluides externes est très courte, il faut donc que la capacité thermique du fluide de travail soit élevée pour favoriser les transferts de chaleur [20]. Puis, il faut que la conductivité du fluide de travail soit élevée pour minimiser le gradient de température interne [21]. Ensuite, il faut que la surface du régénérateur soit grande pour augmenter le transfert de chaleur entre le fluide de travail et le régénérateur [22]. Il faut également un faible volume mort pour augmenter le gradient de pression moteur, ce qui implique une matrice de régénérateur dense ([22] et [23]). Mais le régénérateur doit avoir une

faible résistance à l'écoulement ([24] et [25]). Il est donc nécessaire, mais difficile, de trouver un compromis entre ces différents objectifs.

0.1.2.1.2 Le moteur Ericsson

L'ingénieur Ericsson a conçu en 1826 sa première version de moteur Ericsson. La version à cycle ouvert, qu'il a inventée en 1853, a été utilisée pour une application de moteur marin et a donner lieu à une commercialisation aux Etats-Unis, en Allemagne, en Suède et en France, de moteurs de plus faibles puissances (environ 3000 exemplaires) [26].

Le schéma de principe du moteur Ericsson à cycle ouvert et sans récupération est donné en Figure 14. Le fluide de travail est admis dans le cylindre de compression, puis le fluide est chauffé par la source chaude. Ensuite, le fluide est admis dans le cylindre de détente et enfin il est rejeté.

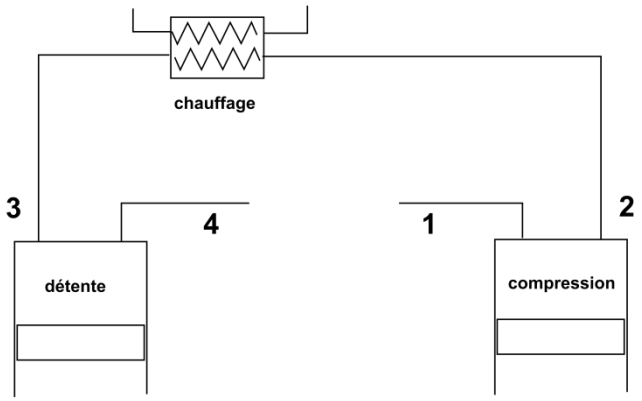


Figure 14 : Schéma de principe du moteur Ericsson à cycle ouvert et sans récupération

Le cycle d'Ericsson suppose que les étapes de compression et de détente sont isothermes. « Cependant, étant donné la vitesse de balayage des pistons, la durée disponible pour la réalisation d'un échange thermique à travers la paroi de chaque cylindre, au cours des phases de compression et de détente, est très faible, ce qui limite fortement la puissance thermique transférée. Ainsi, le modèle de transformations thermodynamiques sans transfert thermique (adiabatiques), correspondant à un cycle de Joule, s'avère plus proche de la réalité» [27]. C'est pourquoi, la machine d'Ericsson est généralement modélisée selon le cycle de Joule et est ainsi appelée machine d'Ericsson à cycle de Joule. Le cycle de Joule dans le diagramme entropique est représenté en Figure 15. Pendant la transformation 1-2 le fluide est comprimé et, dans le cas idéal, la compression est isentropique. Puis, le fluide est chauffé de manière isobare pendant la transformation 2-3. Ensuite, pendant la transformation 3-4, le fluide est détendu idéalement isentropiquement. Enfin, la transformation 4-1 correspond à un refroidissement isobare. Dans le cas d'un cycle ouvert, cette étape n'existe pas mais il est possible de fermer le système et d'ajouter un échangeur de chaleur pour refroidir le fluide entre les points 4 et 1. Une deuxième modification est possible, il est possible de préchauffer le fluide en sortie de compresseur par le fluide sortant du détendeur, on parle de récupérateur.

La différence majeure avec le cycle de Stirling est que les phases de chauffage et de refroidissement sont isobares et non isothermes. Cela est dû au fait que les cylindres sont isolés par des vannes. Les chauffages et refroidissement sont effectués dans des échangeurs de chaleur classiques. Cette différence implique que les zones de transfert de chaleur ne

constituent pas de volumes morts [28]. Mais ces vannes ajoutent nécessairement une difficulté technique.

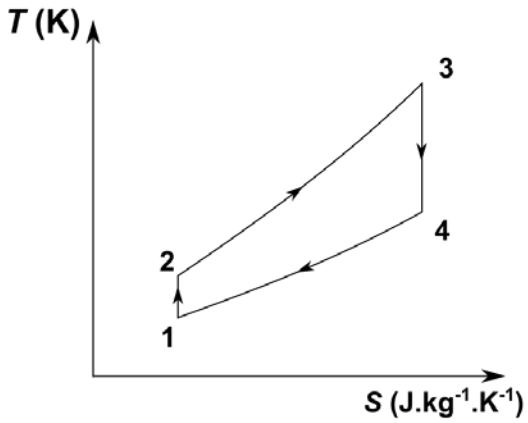


Figure 15 : Cycle de Joule dans le diagramme entropique

Le cycle de Joule a largement été étudié pour des applications de grandes puissances [29] mais moins pour de plus faibles puissances ([30] et [31]). Il existe des études de configurations de machine à cycle de Joule inversable, c'est à dire qu'il est possible de fonctionner en cycle moteur et en cycle récepteur ([32] et [33]). Les études des machine à cycle de Joule à apport de chaleur externe sont plus rares ([34],[35], [27], [36], [37] et [38]). Le moteur Ericsson à cycle de Joule est adapté aux régimes transitoires [39].

Depuis 2008, la société française Assystem développe un moteur Ericsson dans le cadre du projet Indeho. L'entreprise a un partenariat avec le laboratoire FEMTO-ST (département énergie Belfort) depuis 2012. Le projet a été lauréat du Grand Prix National de l'Ingéniérie en 2015.

En parallèle, l'entreprise Enerbiom, spécialisée dans la biomasse, a lancé un partenariat avec le laboratoire LAMIH de Valenciennes pour développer une unité de micro-cogénération biomasse avec moteur Ericsson. Cette collaboration a donné lieu à la thèse de Marie Creyx en 2014 [35]. Ces travaux n'ont pas encore abouti à l'heure actuelle à un produit commercialisé.

0.1.2.2. Les moteurs à effet magnéto-calorique, à effet thermo-acoustique et à effet thermo-électrique

0.1.2.2.1 Moteur à effet magnéto-calorique (ou effet thermomagnétique)

L'Effet Magnéto-Calorique (EMC) est la capacité d'un matériau à changer de température sous l'effet d'un champ magnétique (et réciproquement). Cet effet a été découvert par Pierre Weiss et Auguste Piccard ([40] et [41]). Ils observèrent une augmentation de température de 0,7 °C sur du nickel soumis à champ magnétique de 1,5 T. Pour observer ce phénomène, il faut que le matériau soit à une température proche de sa température de Curie, dans le cas du nickel elle est de 354 °C. Le principe théorique du phénomène a ensuite été mis en évidence par Debye en 1926 [42], puis Giauque en 1927 [43].

Le concept peut servir à refroidir, c'est la réfrigération magnétique. Cette application a fait l'objet de nombreuses recherches ([44], [45] et [46]) et pourrait prochainement être commercialisée en cave à vin par BASF [47]. La société française Cooltech Application est également très active sur le sujet.

En machine motrice, le concept n'a pas connu le même développement. Cet axe de recherche connait un regain d'intérêt ([48] et [49]). Le développement de ce concept dépend des recherches portant sur les matériaux permettant cette conversion (par exemple [50] et [51]).

0.1.2.2.2 Moteur à effet thermo-acoustique

L'effet thermo-acoustique est la conversion d'une onde acoustique en gradient de température et réciproquement. Ainsi, il est possible de convertir de la chaleur en onde acoustique, qui est une onde de pression et donc une énergie mécanique. A l'inverse, des ondes acoustiques peuvent permettre de générer un gradient de température, l'application étant la production de froid (effet frigorifique) ou la production de chaleur (pompe à chaleur).

Les premiers travaux portant sur les machines à effet thermo-acoustique ont été réalisés par le LANL (Los Alamos National Laboratory, Swift, Backhaus) et l'Université Penn State (Garrett) dans les années 1980. Le terme thermo-acoustique est introduit par Rott qui en établit les fondements théoriques (1969 à 1980). La NASA exploite cet effet pour des applications motrices [52].

L'entreprise française Hekyom développe un convertisseur de chaleur en ondes acoustiques dans le but de valoriser la chaleur fatale [53]. Les niveaux de température visés sont compris entre 330 °C et 500 °C. L'entreprise coordonne le projet Valta soutenu par le programme Total-Ademe.

0.1.2.2.3 Moteur à effet thermo-électrique

L'effet thermo-électricité est la conversion de la chaleur en électricité, grâce à l'utilisation de matériaux appropriés. Il existe trois effets thermoélectriques : les effets Seebeck [54], Peltier [55] et Thomson [56]. « Ce n'est qu'à partir des années 1950 que ces effets ont été exploités pour produire du froid ou générer de l'électricité. Les convertisseurs d'énergie basés sur la technologie thermoélectrique présentent de nombreux avantages tels que l'absence d'organes mobiles et de fluide, la simplicité de mise en œuvre, une grande fiabilité et l'avantage d'être «propres» pour l'environnement. Les réfrigérateurs et les générateurs thermo-électriques sont utilisés dans des applications où leurs avantages compensent leur coût élevé et leur performance relativement faible. Ainsi, la réfrigération par effet Peltier connaît des débouchés dans les réfrigérateurs portatifs à usage domestique ou médical, dans la climatisation d'air (automobile...) et dans le refroidissement de composants pour l'opto-électronique (détecteurs infrarouges...). Des générateurs thermoélectriques ont été développés avec succès depuis 1962 pour alimenter, sur de longues périodes (plus de 22 ans pour certaines missions) les sondes spatiales de la NASA (Voyager I et II, Galiléo, Cassini...). Dans le contexte actuel des besoins en nouvelles sources d'énergie, les générateurs thermoélectriques pourraient jouer un rôle croissant dans la production d'électricité à partir de sources de chaleur perdue (valorisation des effluents thermiques des pots d'échappement des voitures par exemple) » [57].

0.1.2.3. Les machines de Carnot

0.1.2.3.1 La machine à Cycle Organique de Rankine : extension de la machine de Carnot à fluide changeant de phase

Le cycle de Rankine est le cycle thermodynamique le plus proche du cycle de Carnot. Il est représenté dans le diagramme entropique en Figure 16. Le schéma de principe d'une machine fonctionnant selon le cycle de Rankine est donné en Figure 17.

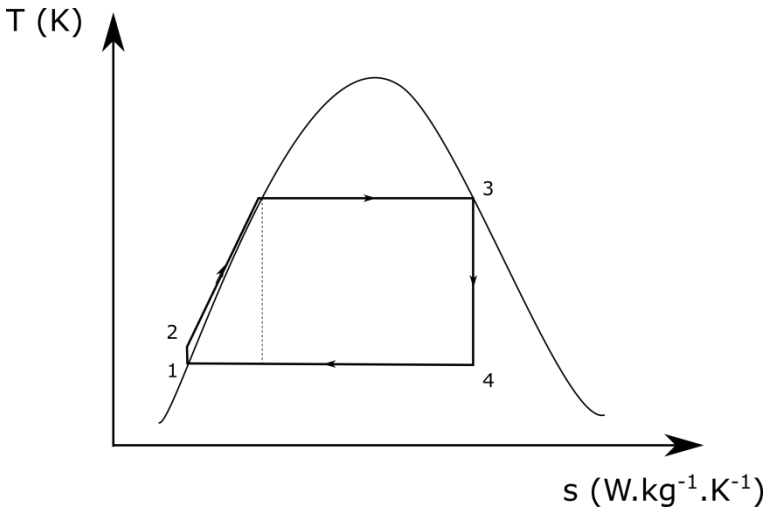


Figure 16 : Cycle de Rankine dans le diagramme entropique

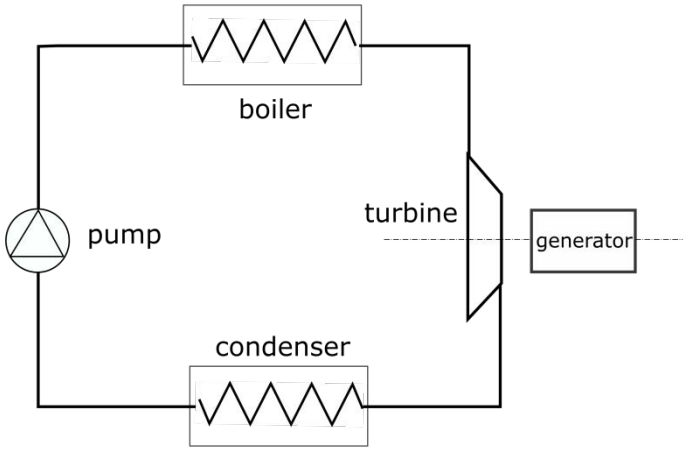


Figure 17 : Schéma de principe d'un moteur fonctionnant selon le cycle de Rankine

La différence avec le cycle de Carnot porte sur la compression du fluide de travail. Dans le cycle de Rankine c'est une mise en pression dans le domaine liquide (transformation 1-2). Le fluide cyclé est chauffé puis vaporisé pendant la transformation 2-3 en sous critique. La détente du fluide dans une turbine correspond à la transformation 3-4, elle s'effectue ainsi dans le domaine diphasique (dans le cas d'un fluide dit mouillant, voir Figure 18). D'un point de vue technologique, la détente dans le domaine diphasique entraine des dégradations, ce qui ne rend pas exploitable actuellement le cycle de Rankine pour les fluides mouillants, par exemple l'eau. Il existe cependant des travaux visant à permettre la détente de fluide dans le domaine diphasique [58], [59]).

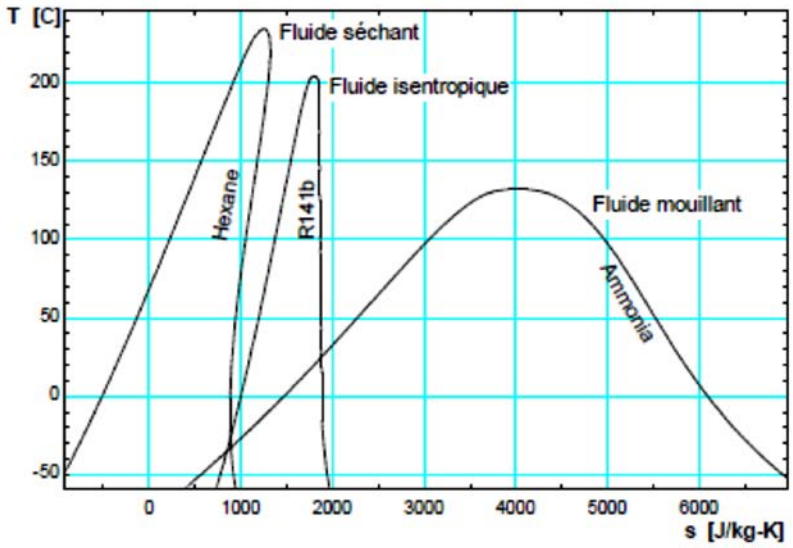


Figure 18 : Classification des fluides (mouillant, séchant et isentropique) [60][3]

Le cycle de Rankine a donc évolué vers le cycle de Hirn dont la représentation dans le diagramme entropique est donnée en Figure 19. Dans le cycle de Hirn, il y a une surchauffe du fluide cyclé ce qui permet à la détente de se produire dans le domaine gazeux et évite les problèmes techniques de détente pour les fluides mouillant.

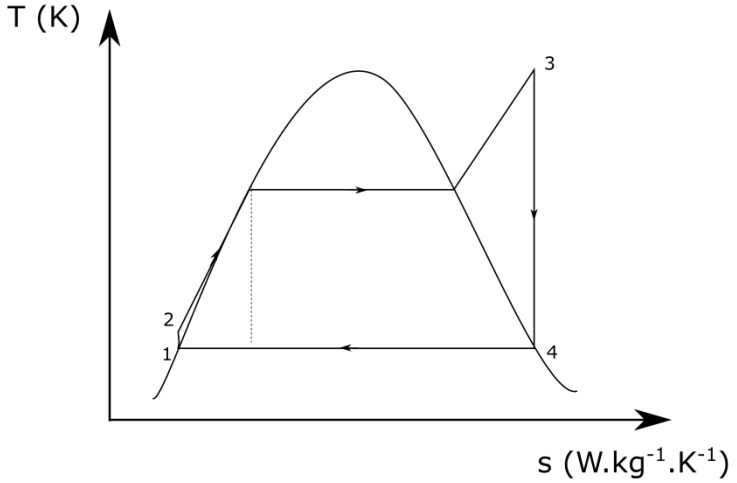


Figure 19 : Cycle de Hirn dans le diagramme entropique

Les centrales thermiques de production d'électricité fonctionnent selon le cycle de Hirn avec de l'eau. Ces centrales sont de taille conséquente ($>$ 50 MWe) et nécessitent une source de chaleur à température très élevée (au moins 350 °C) [60]. Pour aller vers de plus petits systèmes pour des températures inférieures, il est nécessaire de changer le fluide de travail. Les fluides organiques ont la propriété de se vaporiser à la pression atmosphérique à des températures plus basses que l'eau (100 °C), ce qui rend possible l'exploitation de chaleur à plus basse température. Le second avantage de certains fluides organiques est leur caractère

[3] La classification des fluides est caractérisée par l'allure de la pente de la courbe de saturation dans le diagramme entropique (T,s). Si dT/ds > 0, le fluide est séchant (Hexane par exemple). Si dT/ds < 0 le fluide est mouillant (ammoniac par exemple). Enfin, si dT/ds = 0 le fluide est isentropique, comme le R141b.

séchant ou isentropique, ce qui signifie que la surchauffe n'est pas nécessaire et que le cycle de Rankine peut être suivi sans que la détente ne se fasse dans le domaine diphasique (voir Figure 18). La sélection du fluide de travail est déterminée par le niveau de température du fluide chaud, la température du fluide froid, le coût du fluide et son impact environnemental. De plus, les propriétés du fluide influent sur les performances, les conditions opérationnelles et la viabilité économique. C'est ce choix de fluide de travail qui est l'enjeu principal des machines à Cycle Organique de Rankine ([61], [62], [63], [64], [65] et[66]).

Les machines à cycle organique de Rankine se développent actuellement. Plusieurs centrales ont été installées récemment en Europe, principalement en Autriche, en Allemagne, en Italie et en Suisse contrairement à la France. Elles en sont encore au stade du développement puisque dans la majorité des cas, des subventions publiques ont permis leur installation.

Dans le coût d'une machine à ORC, il y a le coût d'achat de la machine et son coût de maintenance. Le coût d'installation n'est généralement pas compris dans le coût global alors qu'il peut représenter jusqu'à 100% du coût de la machine en fonction de la chaleur à exploiter. Le prix moyen de modules ORC de quelques fournisseurs, dans le cas d'une cogénération, sont présentés en Tableau 1.

TURBODEN	**Prix**
500 kW	~1900 €/kWe
1000 kW	~1350 €/kWe
2000 kW	~ 950 €/kWe
Cycle pur 280 (~250 kWe)	~335000 € (soit ~1350 €/kWe)
Tri-O-Gen	**Prix**
150 kW	~ 650 000 € (soit ~4300 €/kWe)
BEP-Europe	**Prix**
50 kW	~120 000 € (module) (soit 2400 €/kWe) ~200 000 € (installé) (soit 4000 €/kWe)
250 kW	Le prix plus faible par rapport à l'unité de 50 kWe

Tableau 1 : Exemple de prix de modules ORC en 2015 [60]

Le leader mondial dans le domaine des centrales géothermiques est l'entreprise américaine Ormat Technologies (http://www.ormat.com). Elle propose des systèmes de production d'électricité à partir de chaleur, de puissance allant de 250 kW à 20 MW. Certaines de ses installations sont listées en Tableau 2.

Centrales géothermiques	Location	Année	Capacité	Propriétaire
Landau	Allemagne	2007	2,9 (MW)	Le tiers
Svartsengi	Islande	1993	5,2 (MW)	Le tiers
Rogner Hotel	Autriche	2001	200 (kW)	Le tiers
Tuzla	Turquie	-	7,5 (MW)	Le tiers
Bereket	Turquie	2008	6,9 (MW)	Le tiers
IREM I	Turquie	2011	17 (MW)	Le tiers
Valorisation de rejet thermique	**Location**	**Année**	**Capacité**	**Propriétaire**
ICQ Biosud	Italie	2007	350 (kW)	Le tiers
ICQ Sogliano Ambiente	Italie	2008	350 (kW)	Le tiers
Heidelberg Zement	Allemagne	1999	1,5 (MW)	Le tiers

Tableau 2 : Installation d'ORMAT en Europe [60]

La société italienne Turboden (http://www.turboden.eu) travaille sur les ORC pour des applications de biomasse ($250\,\text{kW} - 3\text{MW}$), de géothermie ($250\,\text{kWe} - 15\,\text{MWe}$), de centrales solaires ($1 - 10\,\text{MW}$) et de récupération de chaleur fatale ($250\,\text{kWe} - 10\,\text{MWe}$). Il existe quelques installations en France, notamment une installation de $700\,\text{kW}$ à Lons-le-Saunier qui date de 2015. Le client est Veolia Propreté Rhin-Rhône et la chaleur récupérée provient d'un incinérateur. Pour l'ensemble des applications, 316 installations sont recensées dans le monde (le 21/03/2016).

MAXXTEC, société allemande, a une filiale ADORATEC qui propose des modules ORC de puissance allant de 300 à $2400\,\text{kWe}$ (http://www.adoratec.com). L'application de récupération de chaleur fatale n'est pas encore développée. L'application visée par ADORATEC est la biomasse. Les installations sont majoritairement en Allemagne, et certaines sont en Italie, en Suisse et en Autriche.

Un second constructeur d'ORC est leader en Allemagne, GMK - Gesellschaft für Motoren und Kraftanlagen mbH (http://www.gmk.info). Il propose 3 gammes d'ORC. Inducal© a pour but de récupérer la chaleur fatale industrielle ($0{,}5 - 5\,\text{MW}$), Geocal© la géothermie ($0{,}5 - 15\,\text{MW}$) et Ecocal© la biomasse ($0{,}5 - 2\,\text{MW}$).

En Hollande, Tri-O-Gen (www.triogen.nl) propose un module ORC de 60 à $165\,\text{kWe}$ qui fonctionne pour une source de chaleur d'une température supérieure à $350\,°\text{C}$.

En France, ENERTIME (http://www.enertime.com) propose un module ORC appelé ORCHID©. « Le premier module ORCHID© de 1MW est installé dans la fonderie FMGC à Châteaubriant/Soudan » [67]. Ce dernier récupère la chaleur rejetée par un procédé de fonderie. Les fumées permettent de chauffer une huile à $200\,°\text{C}$. La chaleur valorisée représente une puissance thermique de 5 à 6 MW et produit une puissance de 5 000 MWh par an. « Enertime a obtenu la commande d'une machine ORC basse température de 3,2 MWe auprès du premier producteur d'acier Chinois, Shanghai Baosteel Group » [67]. Deux autres entreprises développent des moteurs ORC en France : Enogia (< 100 kW) et Aqylon.

0.1.2.3.2 Extension au cycle de Kalina

Le cycle de Kalina® a été inventé par Alexander Kalina en 1980. C'est une variante du cycle de Rankine. La différence réside dans le fait que le fluide cyclé est en réalité un mélange de deux fluides, à l'origine de l'eau et de l'ammoniac. Ainsi, le mélange cyclé se vaporise et se condense de manière non isotherme.

Certaines centrales fonctionnent selon le cycle de Kalina comme, « les centrales géothermiques, situées à Húsavík en Islande, à Unterhaching et à Bruschal en Allemagne, mais aussi à Quingshui à Taiwan. On le retrouve aussi dans des applications de récupération de chaleur au Japon comme dans une aciérie de l'entreprise Sumitomo Metal, dans la raffinerie de Fuji Oil dans la baie de Tokyo ou encore dans un incinérateur de déchets de la ville de Fukuoka » [68].

0.1.2.3.3 La machine de S. Klutchenko : machine de Carnot à piston

S. Klutchenko a imaginé un moteur à piston qui suivrait le cycle de Carnot fonctionnant avec un gaz permanent ([69]). Le cycle de Carnot dans le diagramme entropique est rappelé en Figure 20.

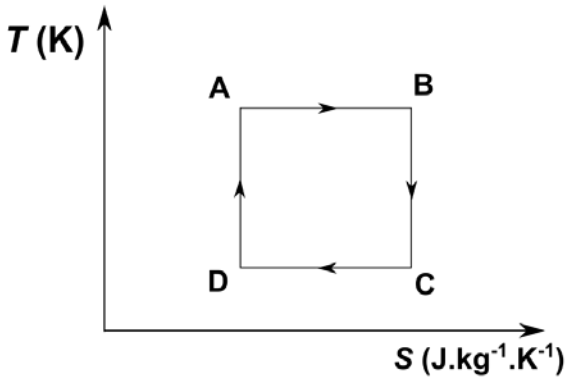


Figure 20 : Cycle de Carnot dans le diagramme entropique

La détente du gaz se fait en contact de la source chaude pendant la transformation AB (Figure 20), ainsi le volume du gaz augmente et pousse le déplaceur D1 (Figure 21a). Pendant cette transformation, le gaz reste à la même température. Ensuite, le déplaceur D1 est déplacé vers la source chaude (Figure 21b). Le gaz n'est plus en contact avec la source chaude et continue à se détendre (Figure 21c), cette fois ci de manière adiabatique et, dans le cas idéal, de manière réversible, ce qui correspond à une transformation isentropique (transformation BC de la Figure 20). Puis, le déplaceur D2 est déplacé contre le déplaceur D1 (Figure 21d).

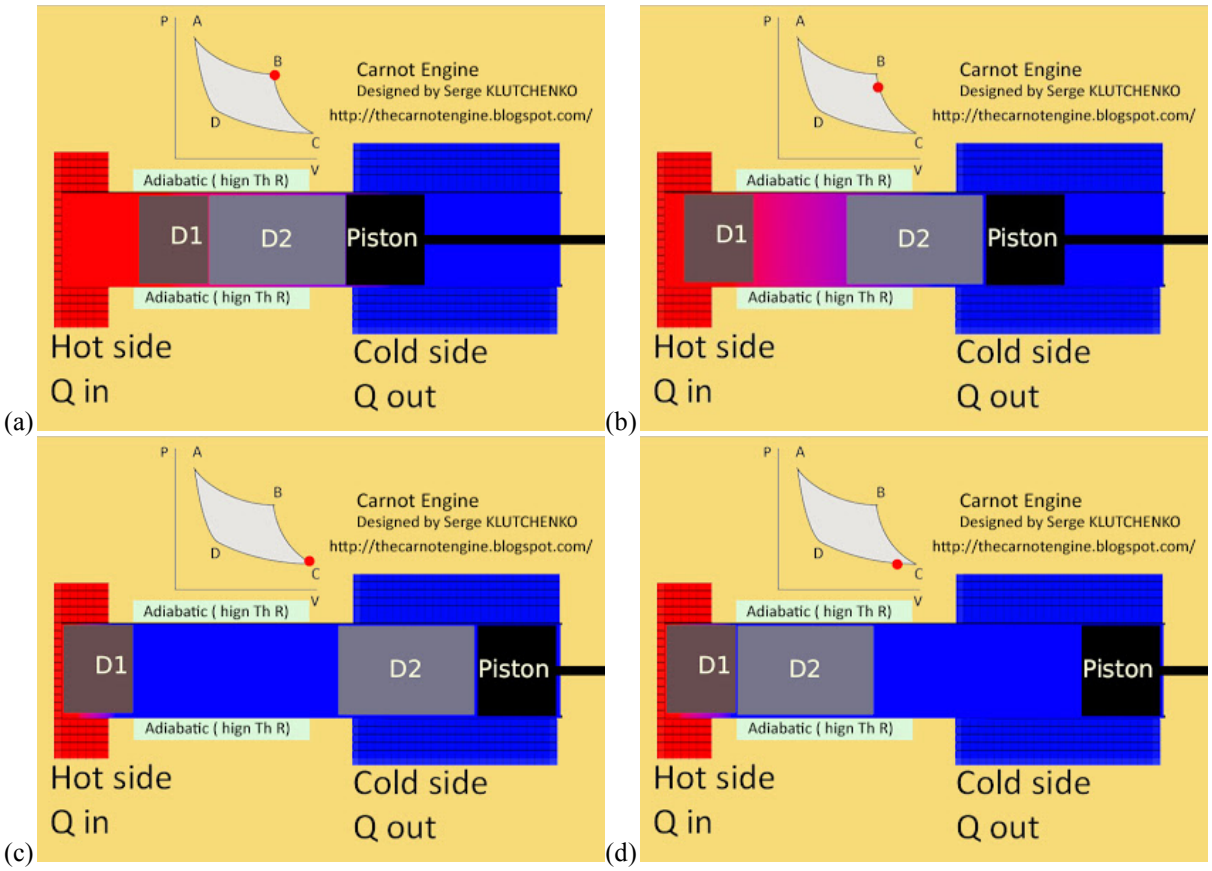


Figure 21 : Détail des transformations du moteur de S. Klutchenko ; (a) détente isotherme AB ; (b) déplacement du déplaceur D1 ; (c) détente isentropique BC et (d) déplacement du déplaceur D2.

Ensuite, le gaz est comprimé par le piston pendant la transformation CD tout en étant en contact avec le puits froid (Figure 22a), ce qui permet une transformation isotherme (Figure 20). Puis, le déplaceur D2 est déplacé vers le puits froid et le fluide n'est plus en contact avec le puits froid (Figure 22b). Le piston continue à comprimer le gaz qui est isolé thermiquement de l'extérieur, c'est la transformation DA (Figure 22c). Dans le cas idéal cette compression est isentropique (Figure 20). Enfin, le déplaceur D1 libère la source chaude pour que le gaz puisse être chauffé (Figure 22d). Un nouveau cycle peut commencer.

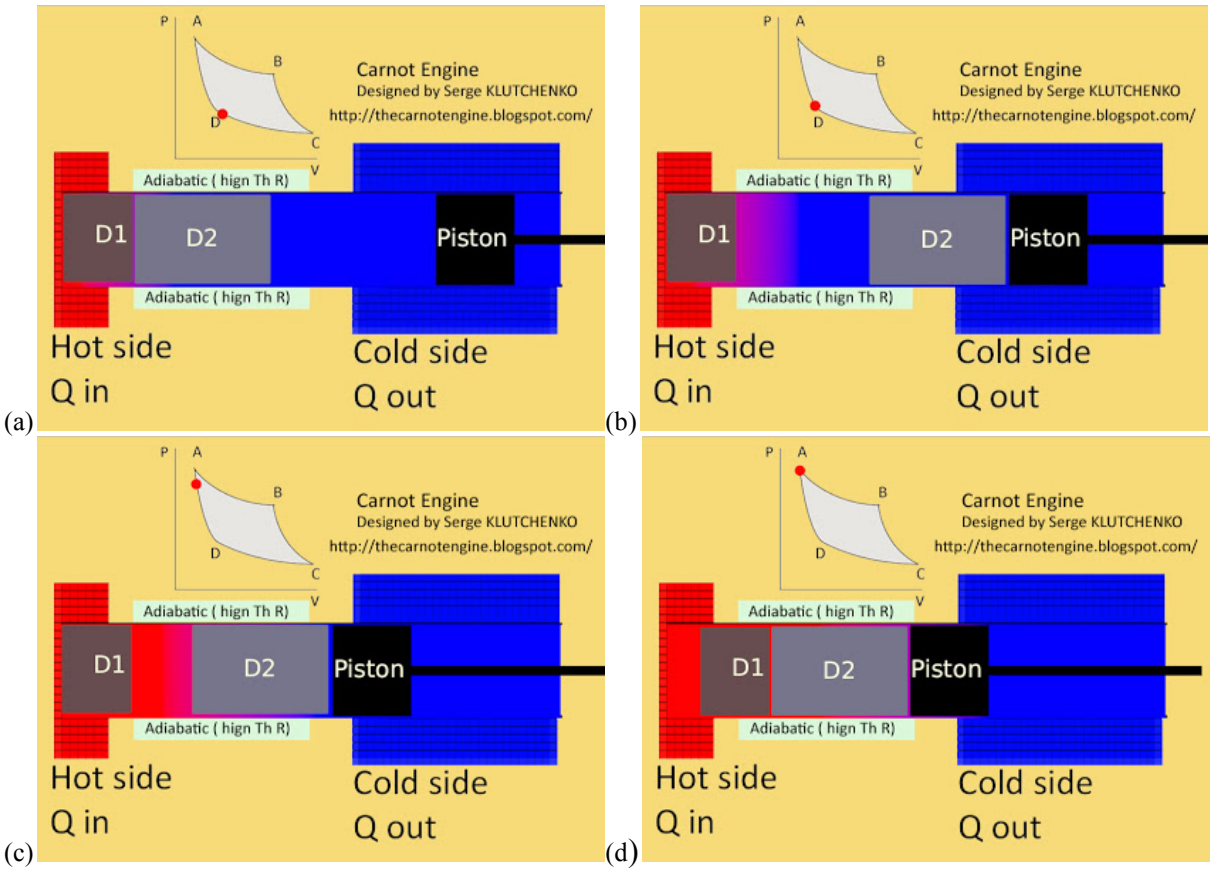


Figure 22 : Détail des transformations du moteur de S. Klutchenko ; (a) compression isotherme CD ; (b) déplacement du déplaceur D2 ; (c) compression isentropique DA et (d) déplacement du déplaceur D1.

En réalité, le déplacement des déplaceurs modifie le cycle suivi par le gaz. Cela représente un coût et une production d'entropie. Les déplacements impliquent une perte de pression à volume constant du gaz dont les cycles thermodynamiques sont donnés en Figure 23a et Figure 23b. Ce concept est breveté [70] mais le brevet n'est pas exploité.

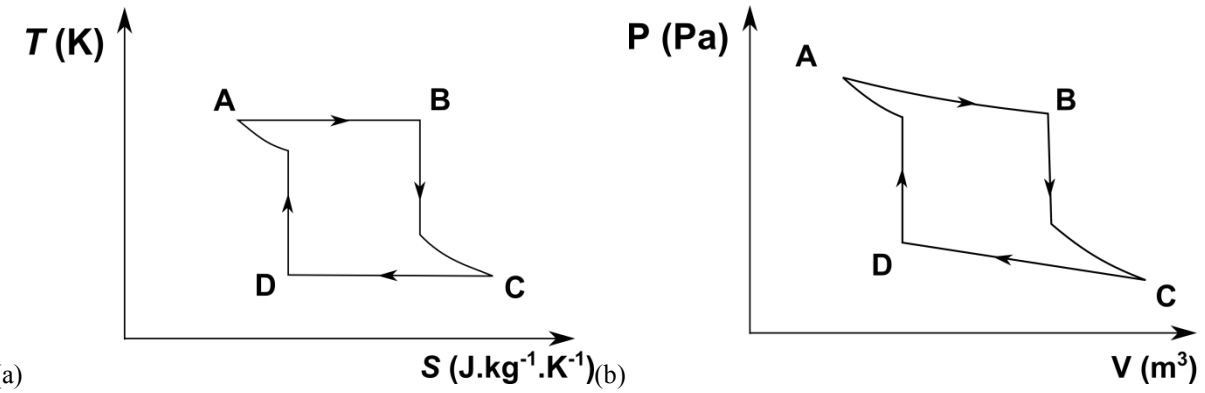


Figure 23 : Cycle de la machine de Klutchenko (a) dans le diagramme entropique et (b) dans le diagramme de Clapeyron

0.1.2.3.4 La machine de Carnot à liquide permanent

Il n'existe pas de machine de Carnot fonctionnant avec un fluide liquide cyclé. Un concept de machine fonctionnant en liquide permanent a été évoqué dans la littérature [71] mais il ne semble pas que cette voie soit exploitable.

0.1.2.3.5 Le convertisseur Turbosol® : machine de Carnot à fluide changeant de phase et à détente quasi-isotherme

0.1.2.3.5.1. Le convertisseur de Turbosol®

Turbosol® est un convertisseur de chaleur en énergie mécanique (et ensuite, éventuellement en électricité) ([72] et [73]). Le concept est breveté par Jean Edmond Chaix [74] et a été à l'origine imaginé pour exploiter la chaleur solaire par concentration, d'où le nom Turbosol®, « Turbo » pour turbine et « sol » pour solaire. Ce convertisseur étant un moteur à apport de chaleur externe, la source de chaleur peut être de diverses formes. Le développement de ce convertisseur a ainsi évolué vers la valorisation des rejets thermiques industriels. L'entreprise qui exploite le brevet de Turbosol® s'appelle Hevatech [75]. C'est une jeune entreprise spécialisée dans le développement de solutions permettant d'accroitre l'efficacité énergétique des industries. Son domaine de compétence comprend la valorisation des rejets thermiques ainsi que des solutions de stockage de la chaleur.

Le schéma de principe de Turbosol® est donné en Figure 24. L'évolution de l'eau cyclée de Turbosol® dans le diagramme entropique est donnée en Figure 25a. Pendant la transformation e1-e2, l'eau est mise sous pression dans le domaine liquide. Ensuite pendant la transformation e2-3m l'eau est chauffée et vaporisée (et éventuellement surchauffée) par contact direct avec l'huile chaude. Une fois sous forme de vapeur, l'eau est détendue dans la tuyère pendant la transformation 3m-4. La transformation 4-5 correspond à la transmission de l'énergie cinétique du jet en énergie cinétique de rotation de la turbine. L'huile et l'eau sont séparées pendant la transformation 5-6. Une fois séparée de l'huile, la vapeur est désurchauffée, condensée et sous-refroidie dans un condenseur, ce qui correspond à la transformation e6-e1.

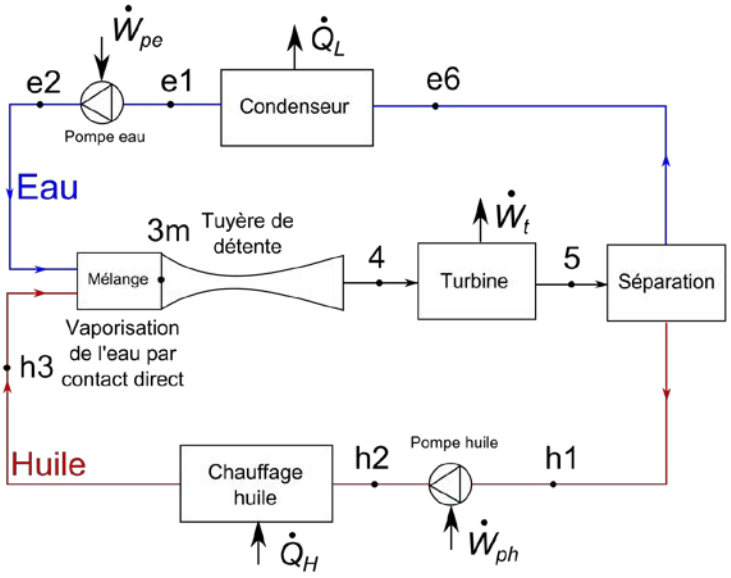


Figure 24 : Schéma de principe de Turbosol®

La particularité de Turbosol® est le fait que l'huile est également cyclée. Elle reste sous forme liquide pendant tout le cycle. Son évolution dans le diagramme entropique est donnée en Figure 25b. Pendant la transformation h1-h2 elle est mise en pression, puis est chauffée pendant la transformation h2-h3. L'huile est ensuite mise en contact direct avec l'eau pendant la transformation h3-h3m, durant cette transformation elle cède une partie de sa chaleur à l'eau. Le reste de la chaleur de l'huile est cédée à l'eau pendant la détente h3m-h4, durant laquelle l'huile se détend également.

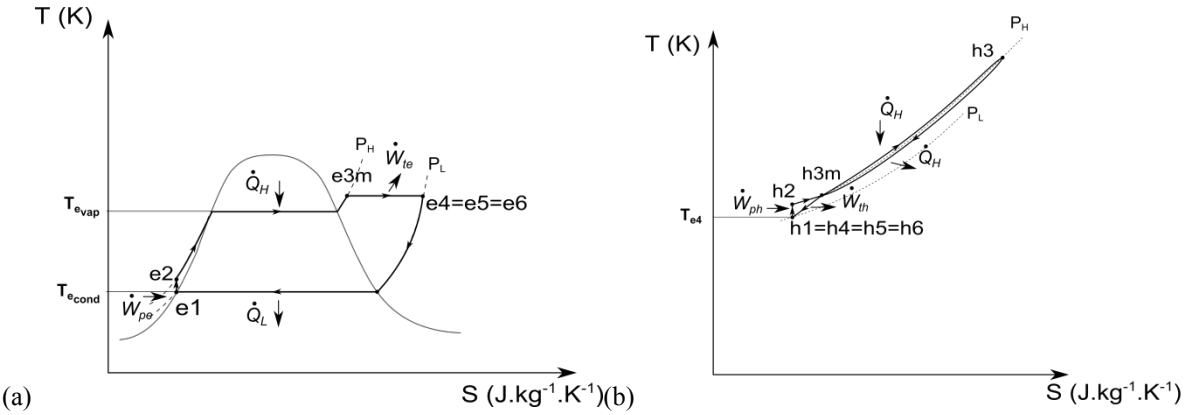


Figure 25 : (a) Evolution de l'eau cyclée dans Turbosol® dans le diagramme entropique ; (b) Evolution de l'huile cyclée dans Turbosol® dans le diagramme entropique

Le flux de chaleur entrant dans le convertisseur $\dot{Q}_H$ est reçu par l'huile pendant la transformation h2-h3. L'huile cède la totalité de cette chaleur à l'eau pendant deux transformations : le mélange h3-h3m et la détente h3m-h4. Ainsi, l'eau reçoit de la chaleur pendant les transformations e2-e3m et e3m-e4. C'est pour cela que la détente de l'eau est quasi-isotherme. Elle reçoit de la chaleur de l'huile. Le flux de chaleur sortant du convertisseur $\dot{Q}_L$ est rejeté par l'eau dans le condenseur. Les consommations mécaniques correspondent aux consommations des pompes de circulation de l'eau ($\dot{W}_{pe}$) et de l'huile ($\dot{W}_{ph}$). La vapeur est détendue d'une pression haute à une pression basse, ce qui génère une énergie mécanique $\dot{W}_{te}$. L'huile produit également un travail de la pression haute à la pression basse $\dot{W}_{th}$.

L'entreprise Hevatech a été lauréate de l'AMI 7 TOTAL-ADEME « Efficacité Energétique dans l'Industrie ». Ce qui lui permet actuellement de développer un prototype (Figure 26) et de mettre en place un démonstrateur sur site à l'incinérateur de boues de station d'épuration de ROMANS. Elle co-finance le travail de thèse avec l'ADEME.

Figure 26 : Photo du prototype de Turbosol®

0.1.2.3.5.2. L'éjecteur en machine à froid

En machine à froid, le concept d'éjecteur a fait l'objet de nombreux travaux de recherche. Le concept est proche de celui de Turbosol® mais en machine à froid. La machine à éjecteur également appelée appareil à jet ou trompe, est un appareil destiné à comprimer (ou aspirer) des gaz (ou des liquides) par la détente d'un fluide primaire moteur. Le système peut alors être un ventilateur, un compresseur, une pompe ou une pompe à vide. Le principal avantage technologique des éjecteurs est que la compression (ou aspiration) est faite sans pièce mobile, ce qui limite la maintenance. Pour les applications de pompe à vide, l'éjecteur a un coût de revient inférieur à celui des pompes classiques mais sa plage de fonctionnement est plus étroite [76]. Enfin, l'éjecteur est un bon candidat à la valorisation de chaleur à basse température, c'est-à-dire de l'ordre de 100°C [77].

Les éjecteurs peuvent être de deux principaux types, les éjecteurs à mélangeur cylindrique et les éjecteurs à mélangeur convergent-divergent. Le premier type est généralement utilisé quand le fluide moteur est liquide alors que le second type est plutôt utilisé si le fluide moteur est un gaz. Pour expliquer le principe de fonctionnement général, le cas du mélangeur cylindrique est considéré (Figure 27). Le fluide primaire, ou fluide moteur, passe dans la tuyère motrice avec un débit massique Q_m et une pression P_m[4]. Le fluide étant liquide, la tuyère est un simple convergent de section de sortie s_t. Le fluide primaire est ainsi accéléré et sa pression diminue. Dans le cas où le fluide primaire est un gaz, la tuyère est un convergent-divergent qui permet le passage d'un écoulement subsonique à un écoulement supersonique. Le fluide primaire est ensuite injecté dans le fluide secondaire de débit massique Q_a et de pression P_a. Le mélange des deux fluides est quasi-isobare. Les deux fluides s'écoulent dans le mélangeur de longueur l et de section s_m. Pendant ce mélange, la pression est supposée constante, la vitesse du fluide primaire diminue et celle du fluide secondaire augmente jusqu'à ce que les deux fluides soient à la même vitesse en fin de mélange. Il y a donc un transfert de quantité de mouvement entre les deux phases. Le fluide primaire et le fluide secondaire

[4] La nomenclature utilisée dans ce paragraphe est directement reprise de celle utilisée dans l'article des Techniques de l'ingénieur portant sur les éjecteurs [75]. Ainsi elle ne correspond pas aux conventions retenues dans le reste du manuscrit.

peuvent être de même nature ou être différents. Le mélange passe ensuite dans un diffuseur, qui est un simple divergent d'angle β. L'énergie cinétique du mélange est convertie en pression dans le diffuseur. Le mélange est ainsi comprimé en sortie d'éjecteur.

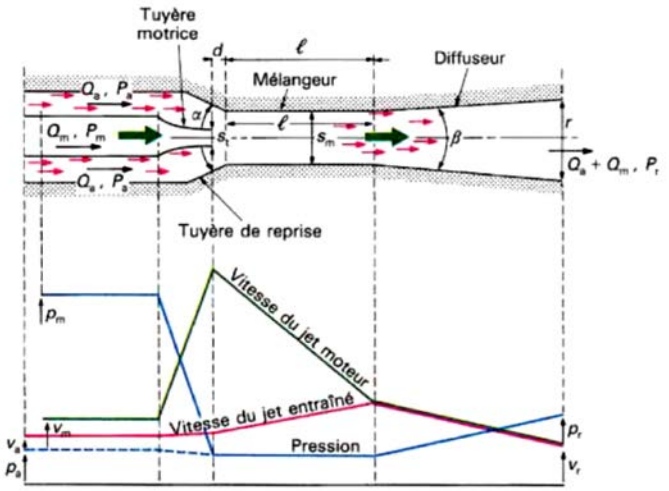


Figure 27 : Détail d'un éjecteur à mélangeur cylindrique [76]

La compression du fluide par un éjecteur permet son utilisation dans une machine à froid. Un schéma de machine à froid à éjecteur est donné en Figure 28. Un fluide est mis en pression puis chauffé par un fluide chaud. Ce fluide chaud est dans notre cas une chaleur dite fatale à récupérer. Le fluide chauffé est le fluide primaire, il est envoyé dans l'éjecteur et va servir à comprimer le fluide froid. Le mélange des deux fluides passe dans un condenseur, pendant cette transformation le mélange rejette de la chaleur dans l'atmosphère. Ensuite, le fluide primaire et le fluide secondaire sont séparés. Le fluide primaire est renvoyé vers le générateur de chaleur alors que le fluide secondaire est détendu par une valve. Une fois détendu, le fluide secondaire passe dans un échangeur pour être vaporisé. Cette vaporisation nécessite de prélever de la chaleur au fluide froid à refroidir. Le fluide secondaire réchauffé est ensuite envoyé dans l'éjecteur pour être comprimé.

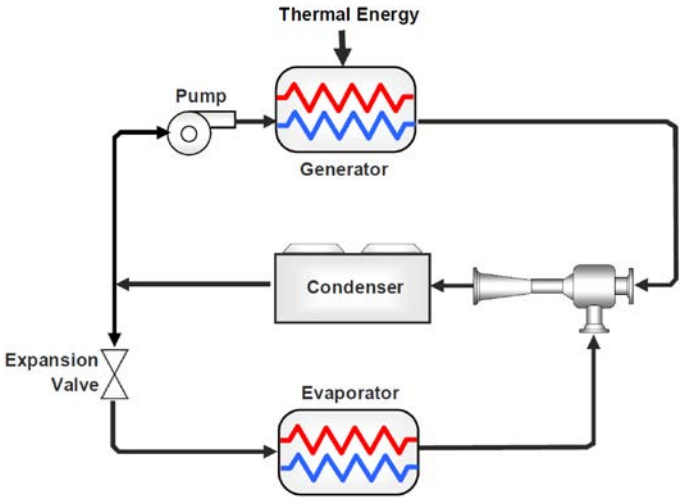


Figure 28 : Schéma d'un éjecteur [77]

Les éjecteurs font l'objet de nombreuses publications. Sokolov propose en 1990 3 articles de synthèse sur les machines à froid à éjecteur. Il étudie les cycles frigorifiques améliorés à éjecteur et mus par de la chaleur dégradée ([78], [79],[80]). Par améliorés, il entend des cycles hybrides à éjecteur et à compresseur. Il montre l'intérêt économique et énergétique de ces cycles combinés pour la valorisation de la chaleur fatale. En 2011, un numéro spécial d'International Journal of Refrigeration sur la technologie des éjecteurs a été publié. Le premier article est l'éditorial de A. Groll [81] et le second est un article de revue de S. Elbel [82]. Le travail de revue a été complété par J. Fischer [83]. Enfin, plus récemment, un article de synthèse des récents développements dans la technologie de pointe des éjecteurs a été écrit par S. Elbel [84].

L'éjecteur a été développé par Parsons en 1901 et Le Blanc en 1910 ([78], [85]) pour des applications de production de froid. La technologie fonctionnait avec de l'eau comme fluide primaire et secondaire. L'utilisation de l'eau ne permettait de faire que du froid positif. En 1931, la technologie a évolué grâce aux travaux de Gay. D'un point de vue théorique, les premiers articles de modélisation de l'éjecteur en écoulement unidirectionnel sont attribués à G. Flugël, [86] J.H. Keenan, E.P. Neumann et F. Lustwerk [87] , [88]. Dans ces articles, le couple de fluide est de l'air et de la vapeur d'eau. A partir des années 50, d'autres couples de fluides ont été considérés pour élargir la plage de fonctionnement des machines à éjecteur ([89], [90], [91] et [92]).

0.1.3. Contexte et objectifs généraux de la thèse

Dans cette partie, il a été vu que l'activité humaine impactait fortement l'environnement et la qualité de vie. Des engagements politiques internationaux et nationaux ont été pris par un grand nombre de pays. Par exemple, la France s'est engagée à réduire de 17% les émissions de gaz à effet de serre d'ici 2020 et de les diviser par 4 d'ici 2050 par rapport à 1990.

L'ADEME, qui est l'organisme français en charge de respecter les engagements politiques précédemment énoncés, a dressé un bilan chiffré des activités les plus énergivores et de leur émission de dioxyde carbone. Les secteurs les plus consommateurs d'énergie primaire sont dans l'ordre, le résidentiel-tertiaire, le transport et l'industrie. En termes d'émission de gaz à effet de serre, c'est le transport qui est dominant suivi par l'industrie (manufacturière et énergie) et le résidentiel-tertiaire. Le poste de valorisation dans lequel la thèse s'inscrit est l'amélioration de l'efficacité énergétique des industries. Pour cela, la question de la valorisation des rejets thermiques industriels est considérée. Ces rejets thermiques représentaient 51 TWh en 2014, soit 16% de la consommation d'énergie des industries. Il y a différents moyens de valoriser cette chaleur. Soit elle est utilisée sous forme de chaleur, par exemple dans le procédé industriel ou pour chauffer des locaux. Soit elle est convertie sous une autre forme d'énergie, mécanique et électrique. Cette seconde valorisation est le propos de la thèse. C'est d'ailleurs dans ce cadre, que la bourse de thèse ADEME a été attribuée au sujet.

Les systèmes permettant la conversion des rejets thermiques industriels en électricité sont appelés moteurs à apport de chaleur externe. C'est-à-dire que ce sont des systèmes dont la source de chaleur est externe à leur fonctionnement moteur. Ceci est par opposition aux moteurs à combustion interne (ou à explosion). Il a été vu que de nombreuses technologies sont de bons candidats, mais à l'heure actuelle, aucun de ces systèmes ne connait une commercialisation massive. Le co-financeur de la thèse est une entreprise (Hevatech) qui développe un nouveau convertisseur de chaleur en électricité pour des applications de chaleur

fatale appelé Turbosol®. Ce convertisseur a un cycle thermodynamique proche du cycle de Carnot, ce qui lui confère de bonnes performances théoriques.

La première partie de la thèse porte sur le cycle de Carnot et la faisabilité d'une machine fonctionnant selon le cycle de Carnot. Différentes configurations sont alors distinguées. Puis, une machine fonctionnant selon le cycle de Carnot avec de l'eau changeant de phase pendant le chauffage est modélisée puis optimisée par maximisation de la puissance nette produite. Les variables de l'optimisation sont les températures de vaporisation et de condensation du fluide cyclé, qui est dans notre cas de l'eau, ainsi que la répartition de la surface d'échange entre l'évaporateur et le condenseur. Cette première partie constitue une base fondamentale dans la modélisation et l'optimisation des moteurs à apport de chaleur externe. Les bilans énergétiques et entropiques sont réalisés à différentes échelles du système considéré. L'analyse entropique des dissipations thermiques et mécaniques y est détaillée ainsi que la modélisation des transferts thermiques. Les dissipations et les transferts de chaleur sont donc exprimés en fonction des variables de l'optimisation. Cette méthodologie peut être étendue à tout type de moteurs à apport de chaleur externe, et en l'occurrence à Turbosol®.

Dans la partie 2, un nouveau concept de convertisseur appelé Turbosol®, développé par l'entreprise Hevatech, est étudié. Le cycle de Turbosol® est une extension du cycle théorique de Carnot. Dans un premier temps, la spécificité de Turbosol®, à savoir la détente quasi-isotherme du fluide cyclé, est explicitée. Le convertisseur Turbosol® est ensuite modélisé sur la base d'une machine de Carnot à fluide changeant de phase dans différentes configurations qui sont ensuite comparées. L'objectif est d'évaluer l'impact de l'agencement des échangeurs de chaleur du convertisseur sur le coût d'investissement et le rendement. Puis, le convertisseur est optimisé dans la configuration du prototype mis en place actuellement. Deux fonctions objectifs sont considérées, la maximisation de la puissance nette produite et la maximisation du rendement. L'optimum en puissance dans le cas réversible est comparé à l'optimum en puissance d'une machine à cycle de Hirn. Le cycle de Hirn est le cycle suivi par l'eau dans une centrale thermique classique et celui suivi par le fluide organique d'une machine à cycle organique de Rankine. Cette comparaison est pertinente pour Hevatech en termes de situation par rapport à une technologie éprouvée (centrale thermique classique) et par rapport à une technologie en voie de développement directement concurrente (machine à Cycle Organique de Rankine).

Enfin, nous conclurons sur le travail effectué et ses limites dans le but d'identifier les résultats pertinents et d'évaluer les différentes perspectives à envisager.

Partie 1. Machines fonctionnant selon le cycle de Carnot : modélisation et optimisation

Chapitre 1.1. Du cycle de Carnot aux machines de Carnot 49

1.1.1. Objectifs du chapitre 1.1. 49

1.1.2. Description du convertisseur de Carnot 49

1.1.2.1. Concept de machines de Carnot 49

1.1.2.1.1 Réflexions sur l'œuvre de Sadi Carnot 49

1.1.2.1.2 Expression du rendement d'un moteur de Carnot selon la thermodynamique de l'équilibre 51

1.1.2.2. Cycle thermodynamique de Carnot 52

1.1.3. Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies 53

1.1.3.1. Modélisation et optimisation d'un moteur de Carnot général à réservoirs chaud et froid finis 53

1.1.3.1.1 Modélisation 53

1.1.3.1.2 Optimisation en températures et en capacités thermiques finies 55

1.1.3.1.2.1. Principe de l'optimisation 55

1.1.3.1.2.2. Maximisation de la puissance mécanique produite 56

1.1.3.1.2.3. Maximisation du rendement au sens du premier principe 58

1.1.3.2. Evolution de la thermodynamique de l'équilibre vers la Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies 60

1.1.3.3. Distinction des 3 possibilités de cycle de Carnot et des machines de Carnot associées : machine à liquide permanent, machine à gaz permanent et machine à fluide changeant de phase 62

1.1.4. Conclusions et perspectives du chapitre 1.1 62

Chapitre 1.2. Modélisation d'une machine de Carnot à fluide changeant de phase 65

1.2.1. Objectifs du chapitre 1.2. 65

1.2.2. Bilans énergétiques et entropiques des différents sous-systèmes 65

1.2.2.1. Décomposition en sous-systèmes 65

1.2.2.2. Bilans sur le convertisseur adiabatique 66

1.2.2.2.1 Bilan énergétique sur le convertisseur adiabatique 66

1.2.2.2.2 Bilan entropique sur le convertisseur adiabatique 67

1.2.2.2.2.1. Expression du bilan entropique sur le convertisseur adiabatique 67

1.2.2.2.2.2. Production d'entropie par perte de pression dans le convertisseur adiabatique 68

1.2.2.2.2.2.1. Expression générale des pertes de pression régulières 68

1.2.2.2.2.2.2. Expression générale des pertes de pression singulières 69

1.2.2.2.2.2.3. Expression générale de l'énergie mécanique dissipée et de l'entropie produite par perte de pression 69
1.2.2.2.2.2.4. Production d'entropie dans le fluide cyclé pendant les phases de chauffage et de refroidissement 70
1.2.2.2.2.2.4.1 Echangeur chaud 70
1.2.2.2.2.2.4.2 Echangeur froid 70
1.2.2.2.2.3. Production d'entropie pendant la détente 71
1.2.2.2.2.4. Production d'entropie pendant la compression 74
1.2.2.3. Bilans sur le fluide cyclé 76
1.2.2.3.1 Bilan énergétique sur le fluide cyclé 76
1.2.2.3.2 Bilan entropique sur le fluide cyclé 78
1.2.2.4. Bilan sur le système 79
1.2.2.4.1 Bilan énergétique sur le système 79
1.2.2.4.2 Bilan entropique sur le système 80
1.2.2.4.2.1. Expression globale de la production d'entropie dans le système 80
1.2.2.4.2.2. Expression des flux de production d'entropie dus aux transferts thermiques 81
1.2.2.4.2.3. Production d'entropie par dissipation mécanique dans les fluides chauds et froids 82
1.2.2.4.2.3.1. Production d'entropie dans le fluide chaud 82
1.2.2.4.2.3.2. Production d'entropie dans le fluide froid 82
1.2.2.4.2.4. Identification des différentes productions d'entropie dans le terme global de production d'entropie du système 83
1.2.2.5. Bilans sur le système environné 83
1.2.2.5.1 Bilan énergétique sur le système environné 83
1.2.2.5.2 Bilan entropique sur le système environné 84
1.2.3. Expression du théorème de Gouy-Stodola aux différentes échelles 84
1.2.3.1. Enoncé du théorème de Gouy-Stodola 84
1.2.3.2. Application du théorème de Gouy-Stodola aux sous-systèmes du convertisseur 86
1.2.3.2.1 Théorème de Gouy-Stodola appliqué au convertisseur adiabatique 86
1.2.3.2.2 Théorème de Gouy-Stodola appliqué au fluide cyclé 86
1.2.3.2.3 Théorème de Gouy-Stodola appliqué au système complet 87
1.2.3.2.4 Théorème de Gouy-Stodola appliqué au système dans son environnement 87
1.2.4. Modélisation des transferts thermiques par la méthode du Nombre d'Unités de Transfert et des efficacités 88
1.2.5. Conclusions et perspectives du chapitre 1.2 89

Chapitre 1.3. Optimisation de la machine de Carnot à fluide changeant de phase par maximisation de la puissance électrique nette produite 91
1.3.1. Objectifs du chapitre 91
1.3.2. Présentation de différents critères d'optimisation 91
1.3.2.1. Triangle d'optimisation 91
1.3.2.2. Minimisation des dissipations thermiques et mécaniques 92
1.3.2.3. Maximisation de l'efficacité 93
1.3.2.4. Proposition d'un critère multi-objectif 93
1.3.3. Comparaison des différents critères d'optimisation dans un cas simplifié .. 94
1.3.4. Expression du Lagrangien 97
1.3.4.1. Convertisseur adiabatique et fluide cyclé 97
1.3.4.2. Système et système environné 98
1.3.5. Optimisation dans le cas de référence 98
1.3.5.1. Convertisseur adiabatique et fluide cyclé 98
1.3.5.2. Système et système environné 100
1.3.5.3. Cas limite réversible et adiabatique 101
1.3.6. Etude de sensibilité paramétrique 102
1.3.6.1. Influence de la température du fluide chaud et du fluide froid en entrée de système 102
1.3.6.2. Influence du débit massique du fluide chaud et du débit massique du fluide froid 109
1.3.6.3. Influence des rendements globaux de compression et de détente 110
1.3.6.4. Influence des coefficients globaux d'échange thermique 112
1.3.6.5. Influence de la surface totale d'échange 114
1.3.6.6. Paramètres non influents 116
1.3.7. Conclusions et perspectives du chapitre 1.3 116

Introduction à la partie 1

Cette première partie se décompose en 3 chapitres. Dans le premier chapitre, une réflexion sur la réalisation d'une machine fonctionnant selon le cycle de Carnot est menée. Cette réflexion s'appuie sur l'évolution de la thermodynamique de l'équilibre vers la thermodynamique en Dimensions Physiques Finies. Puis, dans le deuxième chapitre, un convertisseur de chaleur en électricité fonctionnant selon le cycle de Carnot irréversible est modélisé. Le chauffage isotherme du fluide est respecté par le changement de phase du fluide pur cyclé. Dans le troisième chapitre, différents critères d'optimisation sont proposés et comparés dans un cas simplifié. Ces différents critères sont la maximisation de l'efficacité, la maximisation de la puissance, la minimisation de la consommation énergétique et la minimisation des dissipations. L'optimisation complète réalisée dans ce même chapitre porte sur la maximisation de la puissance nette produite. Une étude de sensibilité aux paramètres est réalisée.

Chapitre 1.1. Du cycle de Carnot aux machines de Carnot

1.1.1. Objectifs du chapitre 1.1.

Les travaux de Carnot sont repris. Le rendement maximal du cycle de Carnot en thermodynamique de l'équilibre est recalculé. Puis, la prise en compte de la capacité thermique finie des réservoirs de chaleur chaud et froid aboutit à de nouveaux résultats, introduisant la Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies. Enfin, différentes configurations de machines de Carnot seront présentées, la machine à liquide permanent, la machine à gaz permanent et la machine à fluide changeant de phase. L'objectif du chapitre est de décrire le concept de Carnot et d'aller vers la réalisation technique d'une machine de Carnot.

1.1.2. Description du convertisseur de Carnot

1.1.2.1. Concept de machines de Carnot

1.1.2.1.1 Réflexions sur l'œuvre de Sadi Carnot

La machine à vapeur, dont les évolutions les plus significatives datent du XVIIIème siècle, intéresse Nicolas Léonard Sadi Carnot. Initié à l'art de l'ingénierie et des mathématiques par son père Lazare Carnot, il étudie la conversion de la chaleur en mouvement. Pour S. Carnot, Le travail que peut fournir une quantité de chaleur donnée est limité. Il rédige les « Réflexions sur la puissance motrice du feu » en 1824 [8]. Dans cet ouvrage, Carnot se pose la question de l'origine de la production de la puissance mécanique, qu'il appelle « puissance motrice », dans les machines à vapeur. Il comprend que l'enjeu est de pouvoir « envisager dans toute sa généralité le principe de la production du mouvement par la chaleur » indépendamment de la machine et du fluide utilisé.

Carnot comprend que la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique n'est pas simplement une « consommation réelle du calorique », c'est-à-dire de la chaleur, mais résulte du « transport » de la chaleur « d'un corps chaud à un corps froid ». Il faut ainsi établir un déséquilibre thermique entre deux corps et faire circuler un fluide entre ses deux corps pour créer un mouvement. La première conclusion que Carnot tire de cette simple observation est qu'une combustion dans un environnement à la même température n'aurait aucun intérêt. Le réservoir froid a en effet autant d'importance que le réservoir chaud.

La vapeur d'eau est le fluide que Carnot utilise comme fluide de référence mais il précise bien que « tous les corps de la nature peuvent être employés à cet usage », qu'ils soient solides, liquides, gazeux ou qu'ils changent de phase. En effet, quel que soit le corps considéré, une variation de température entraine une dilatation ou une compression de ce corps. Cette variation de volume est un mouvement. Ce que comprend Carnot par cette observation c'est que toute variation de température qui n'est pas associée à une variation de volume est une « véritable perte ». A l'inverse, si tout changement de température est dû à un changement de volume, le maximum de production de travail est atteint. Carnot a bien conscience que cette condition à remplir est une limite idéale et que dans la réalité, on ne peut que tendre vers cette limite. Par exemple, pour transférer de la chaleur du corps chaud à la vapeur, il faut que leurs températures respectives diffèrent. Le passage de la chaleur du corps chaud au fluide de travail moins chaud est en effet une dégradation de la chaleur. Carnot suggère ainsi de l' « éviter autant que possible. Il ne peut être évité complètement, sans

doute, mais il faut au moins faire en sorte que les corps mis en contact les uns avec les autres diffèrent peu en température ».

La limite fondamentale que Carnot décrit correspond à l'hypothèse d'un équilibre local. Cela signifie que la température et la pression peuvent varier dans l'espace et dans le temps, mais que cette variation est tellement lente que pour tout point, on suppose qu'il existe un voisinage en équilibre autour de ce point. Ainsi, le chauffage de la vapeur se fait lentement et l'apport de chaleur se traduit instantanément par une détente du fluide. Le fluide étant en contact avec un corps chaud isotherme et à la même température, la détente de ce fluide se fait de manière isotherme. L'ensemble réservoir chaud+fluide est à l'équilibre local en chaque point mais à l'échelle macroscopique, l'ensemble évolue. L'ensemble de son raisonnement s'appuie sur cette hypothèse, il suppose que la différence de température entre les réservoirs et le fluide de travail tend vers zéro et que les variations sont suffisamment lentes pour que toute variation de température soit directement traduite par une variation de volume.

Les conditions précédemment définies sont pour Carnot les conditions de maximum, maximum d'une grandeur qu'il ne définit en réalité pas clairement. Sous ces conditions, il décrit le fonctionnement d'un moteur à piston qui fonctionne avec de l'air (Figure 29). De l'air est enfermé dans un cylindre (abcd) muni d'un piston (cd). Deux corps, A et B, sont maintenus chacun à une température constante, respectivement chaude et froide. L'air en contact avec le corps A prend la chaleur de ce corps, se dilate et pousse le piston en position (ef). L'air est ensuite considéré assez éloigné pour ne plus être en contact avec A et continue à pousser le piston jusqu'à la position (gh). La température de l'air s'abaisse pendant cette détente jusqu'à atteindre celle du corps B. L'air est ensuite mis en contact avec le corps froid B et est comprimé jusqu'à ce que le piston soit en position (cd). Cette compression est isotherme car la chaleur créée par la compression est cédée au corps B. L'air est ensuite comprimé sans contact au corps B pour que sa température s'élève jusqu'à ce qu'elle atteigne celle de A. La position du piston descend ainsi jusqu'en (ik). L'air est remis en contact avec le corps A et le piston retourne à la position (ef) pour commencer un nouveau cycle.

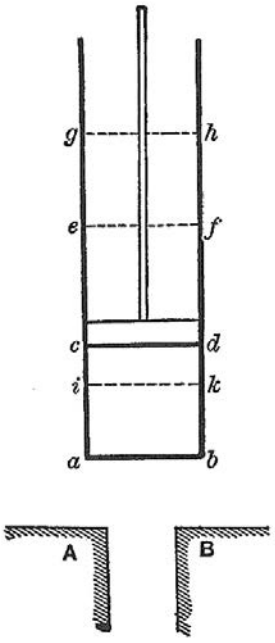


Figure 29 : Moteur de Carnot à piston

Carnot insiste sur le fait que son raisonnement suppose que le gaz revient à son état initial. Il introduit le concept de cycle thermodynamique qui permet d'appliquer le principe de conservation de l'énergie. Il explique que « les quantités de chaleur absorbées ou dégagées dans ces diverses transformations sont exactement compensées », par compensées on suppose qu'il entend converties en énergie mécanique.

Le raisonnement que Carnot fait avec l'air est évidemment valable avec d'autres fluides, il explique alors que « la puissance motrice de la chaleur est indépendante des agen[t]s mis en œuvre pour la réaliser ; sa quantité est fixée uniquement par les températures des corps entre lesquels se fait en résultat le transport du calorique ». Il est précisé ici que cette loi vaut pour une quantité de chaleur fixée. Carnot rappelle ses hypothèses, à savoir « aucun changement de température qui ne soit dû à un changement de volume » et pas de « contact entre des corps de température sensiblement différent ». Son idéal est traduit par la « perfection » que la puissance motrice est « susceptible » d' « atteindre ». Il ne parle pas à proprement dit de maximum de puissance mécanique produite dans cette conclusion. En effet, la limite idéale qu'il propose ici correspond en réalité au maximum de rendement.

1.1.2.1.2 Expression du rendement d'un moteur de Carnot selon la thermodynamique de l'équilibre

Le concept de moteur de Carnot est représenté en Figure 30. Le fluide cyclé prend une quantité de chaleur ΔQ_H à la source chaude et restitue une quantité de chaleur ΔQ_L au puits froid en libérant une quantité de travail ΔW. La convention thermodynamique est utilisée, les quantités reçues sont positives et celles cédées sont négatives. Pendant le chauffage du fluide cyclé, le réservoir chaud est supposé être alimenté continument en chaleur, ce qui lui permet de rester à la température T_H, par symétrie formelle, le réservoir froid reste à la température T_L. L'indice H signifie High, c'est-à-dire que c'est la température haute, alors que l'indice L signifie Low, c'est la température basse. Le premier principe de la thermodynamique appliqué au cycle de Carnot s'exprime par le bilan énergétique suivant :

$$\Delta Q_H + \Delta Q_L + \Delta W = 0 \qquad (1)$$

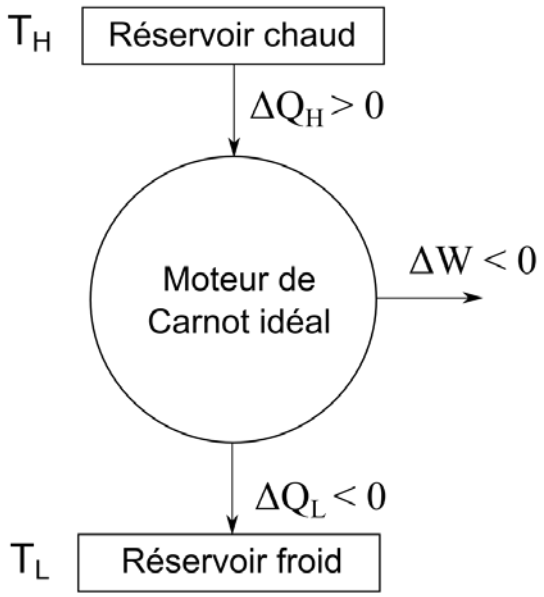


Figure 30 : Schéma de principe d'un moteur de Carnot idéal

Le rendement au sens du premier principe η est le rapport de l'effet utile sur la dépense énergétique nécessaire à sa réalisation, il s'exprime par :

$$\eta = \frac{|\text{Effet utile}|}{\text{Dépense Energétique}} = \frac{-\Delta W}{\Delta Q_H} = \frac{\Delta Q_H + \Delta Q_L}{\Delta Q_H} \quad (2)$$

Le second principe appliqué au cycle de Carnot réversible permet d'écrire le bilan entropique suivant :

$$\frac{\Delta Q_H}{T_H} + \frac{\Delta Q_L}{T_L} = 0 \quad (3)$$

L'expression du rendement idéal d'un moteur de Carnot se simplifie sous la forme suivante :

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (4)$$

1.1.2.2. Cycle thermodynamique de Carnot

Le cycle de Carnot se décompose en 4 étapes, elles sont représentées sur le diagramme entropique donné en Figure 31 :

Δ

-12 : Compression isentropique
-23 : Transformation isotherme avec apport de chaleur
-34 : Détente isentropique
-41 : Transformation isotherme avec rejet de chaleur

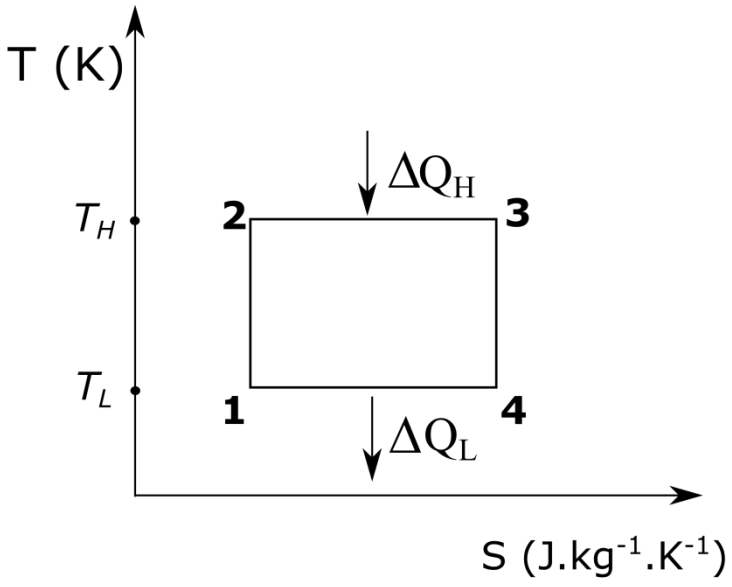


Figure 31 : Diagramme entropique d'un moteur de Carnot idéal

1.1.3. Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies

1.1.3.1. Modélisation et optimisation d'un moteur de Carnot général à réservoirs chaud et froid finis

1.1.3.1.1 Modélisation

Contrairement au cas limite de Carnot, le réservoir chaud et le réservoir froid ont une capacité thermique finie et le fluide cyclé n'est pas à la température des réservoirs chaud et froid pendant les phases respectives de chauffage et refroidissement (Figure 32). L'évolution en température dans chaque réservoir est prise en compte, ainsi la température du réservoir chaud est une fonction du temps $\left(T_{HS}(t)\right)$ et celle du réservoir froid également $\left(T_{LS}(t)\right)$. L'indice S signifie Source de chaleur. Le système est donc instationnaire. Les chaleurs spécifiques sont supposées ne pas dépendre de la température. Le réservoir chaud est à la température initiale de T_{HSi} et finale de T_{HSf}, le réservoir froid à la température initiale de T_{LSi} et finale T_{LSf} et les réservoirs sont stagnants. Le fluide cyclé est chauffé de manière isotherme à la température T_H qui est différente de $T_{HS}(t)$ et se refroidit à la température T_L qui est différente de $T_{LS}(t)$.

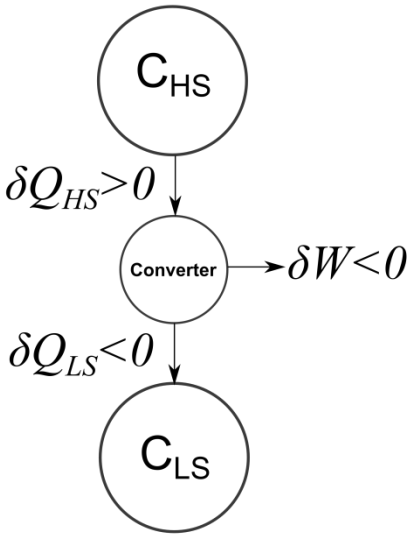


Figure 32 : Schéma d'une machine en contact avec des réservoirs thermiques de capacités thermiques finies

En prenant en compte ces deux points, la capacité thermique du réservoir chaud peut être définie de cette façon :

$$C_{HS} = M_{HS} cp_{HS} \tag{5}$$

cp_{HS} est la chaleur spécifique massique du réservoir chaud et M_{HS} est la masse disponible.

La capacité thermique du réservoir froid est définie par :

$$C_{LS} = M_{LS} cp_{LS} \tag{6}$$

cp_{LS} est la chaleur spécifique massique du réservoir froid et M_{LS} est la masse disponible.

La convention thermodynamique est utilisée et le système est considéré comme adiabatique. Le premier principe de la thermodynamique permet d'écrire le bilan d'énergie instantané de cette façon :

$$\delta Q_{HS} + \delta Q_{LS} + \delta W = 0 \tag{7}$$

Avec :

$$\delta Q_{HS} = -C_{HS} dT_{HS} \tag{8}$$

Et :

$$\delta Q_{LS} = -C_{LS} dT_{LS} \tag{9}$$

En intégrant entre l'état initial et l'état final, le bilan d'énergie devient :

$$\Delta Q_{HS} + \Delta Q_{LS} + \Delta W = 0 \tag{10}$$

Ce bilan peut se réécrire de cette façon :

$$C_{HS}(T_{HSi} - T_{HSf}) + C_{LS}(T_{LSi} - T_{LSf}) + \Delta W = 0 \tag{11}$$

Le bilan local d'entropie s'exprime par :

$$dS_{HS} + dS_{LS} + \delta S_C = 0 \tag{12}$$

δS_C est l'entropie produite dans le convertisseur (variation infinitésimale).

En intégrant entre l'état initial et l'état final, le bilan d'entropie devient :

$$C_{HS} ln\left(\frac{T_{HSi}}{T_{HSf}}\right) + C_{LS} ln\left(\frac{T_{LSi}}{T_{LSf}}\right) + \Delta S_C = 0 \tag{13}$$

La capacité thermique totale C_T est définie par la relation la relation suivante :

$$C_{HS} + C_{LS} = C_T \tag{14}$$

Un coefficient c de répartition des capacités thermiques entre le réservoir chaud et le réservoir froid est défini de la façon suivante :

$$\begin{cases} C_{LS} = cC_T \\ C_{HS} = (1-c)C_T \end{cases} \tag{15}$$

Les autres grandeurs sont adimensionnées de la façon suivante :

$$\begin{aligned} s_C &= \Delta S_C / C_T \ ; \ w = \Delta W / C_T T_{LSi} \, ; \\ q_a &= \Delta Q_a / C_T T_{LSi} \text{ (pour } a = LS \text{ et } a = HS); \\ t_b &= T_b / T_{LSi} \text{ (pour } b = HSi \, ; b = HSf \, ; b = LSf) \end{aligned} \tag{16}$$

1.1.3.1.2 Optimisation en températures et en capacités thermiques finies

1.1.3.1.2.1. Principe de l'optimisation

Une optimisation consiste en la détermination d'une ou de plusieurs variables qui maximisent ou minimisent la fonction objectif. Pour cela, il faut déjà écrire l'ensemble des équations qui régissent le système, c'est ce qui est appelé le modèle. Le modèle est donc un ensemble d'équations qui lient l'ensemble des variables du système.

Le fonctionnement du système peut être dans un premier temps simulé. Pour cela, on distingue les variables d'entrée et les variables de sortie (Figure 1). Les variables d'entrée sont décomposées en deux catégories, les variables de commande et les paramètres. Les variables de commande sont les variables du système sur lesquelles on peut jouer. Par contre, les paramètres d'une simulation sont des grandeurs physiques que l'on ne peut pas maitriser. Lors d'une simulation, le nombre de variables de sorties est égal au nombre d'équation du modèle.

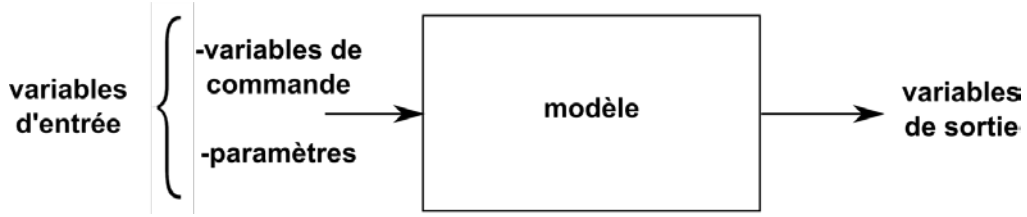


Figure 33 : Schéma de principe d'une simulation

Pour optimiser le système, on fait varier une ou plusieurs variables de commande et on regarde l'impact sur la fonction objectif que l'on veut maximiser (ou minimiser). La valeur de la variable de commande qui maximise (ou minimise) la fonction objectif est retenue.

La méthode mathématique utilisée est celle de Lagrange. Pour optimiser un système il faut définir la fonction objectif (FO), c'est-à-dire la fonction que l'on cherche à maximiser ou à minimiser, elle s'exprime en fonction des variables du système de la façon suivante :

$$FO = y(x_i) \qquad i : 1 \rightarrow n \tag{17}$$

x_i sont les n variables du système.

Le système est généralement soumis à m contraintes (C_j) que l'on peut toujours rapporter à des contraintes égalités comme suit :

$$\{C_j\} = \{\Phi_j(x_i)\} = \{0\} \qquad j: 1 \rightarrow m \tag{18}$$

Pour qu'il y ait optimisation il faut que $n > m$, si $m = n$ c'est une simple simulation. C'est une condition nécessaire mais pas suffisante. $(m - n)$ est le nombe de degrés de liberté de l'optimisation.

La méthode utilisant les multiplicateurs de Lagrange est une solution pour l'optimisation. Elle se construit de la manière suivante :

$$L(x_i, \lambda_j) = y(x_i) + \sum_{j=1}^{m} \lambda_j \Phi_j(x_i) \tag{19}$$

Avec λ_j le multiplicateur de Lagrange.

Il faut alors résoudre le système suivant :

$$\begin{aligned} &\left\{ \left. \frac{\partial L}{\partial x_i} \right|_{\substack{x_k \ pour \ k \neq i \\ \lambda_j \ pour \ j = 1 \ à \ m}} \right\} = \{0\} \qquad \Rightarrow n \ équations \\ &\left\{ \left. \frac{\partial L}{\partial \lambda_j} \right|_{\substack{x_i \ pour \ i = 1 \ à \ n \\ \lambda_k \ pour \ k \neq j}} \right\} = \{0\} \qquad \Rightarrow m \ équations \end{aligned} \tag{20}$$

Les $(m + n)$ équations permettent le calcul des λ_j et des x_i.

1.1.3.1.2.2. Maximisation du travail produit

Les variables de l'optimisation sont les températures de réservoirs chaud et froid finales (respectivement T_{HSf} et T_{LSf}) ainsi que le coefficient de répartition des capacités thermiques des réservoirs (c). Les paramètres de l'optimisation sont les températures initiales des réservoirs (T_{HSi} et T_{LSi}) ainsi que la capacité thermique totale disponible (C_T). Dans un premier temps, le maximum de travail produit est recherché.

Le travail adimensionné produit par le convertisseur s'exprime par :

$$-w = (1 - c)\left(t_{HSi} - t_{HSf}\right) + c\left(1 - t_{LSf}\right) \tag{21}$$

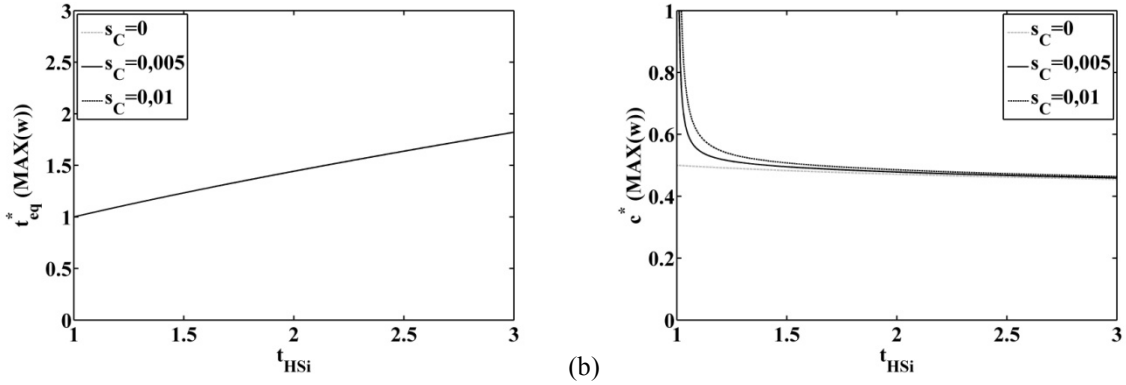
Le lagrangien s'exprime par :

$$L(t_{HSf}, t_{LSf}, c, \lambda) = -w + \lambda \left((1 - c) ln \left(\frac{t_{HSi}}{t_{HSf}} \right) + c \ ln \left(\frac{1}{t_{LSf}} \right) + s_C \right) \tag{22}$$

Il est supposé que l'entropie produite s_C est indépendante des variables de l'optimisation, ce qui permet l'annulation des quatre dérivées partielles du Lagrangien par rapport à ses arguments. Cela permet de trouver une valeur explicite de chacune des variables. Le maximum de travail produit implique une température de réservoir chaud et de réservoir froid en fin de transformation égales, ce qui correspond à l'équilibre thermique du réservoir chaud, du réservoir froid et du fluide cyclé. Cette température d'équilibre optimale s'exprime de cette façon :

$$t_{HSf}^* = t_{LSf}^* = t_{eq}^* = \frac{t_{HSi} - 1}{\ln t_{HSi}} \tag{23}$$

La température optimale ne dépend pas des irréversibilités (sous réserves des hypothèses) mais elle augmente avec l'augmentation de la température du réservoir chaud (Figure 34a).



(a) (b)

Figure 34 : (a) Température d'équilibre optimale et (b) coefficient de répartition optimal des capacités thermiques dans le cas de la maximisation du travail produit

Le coefficient de répartition optimal est le suivant :

$$c^* = \frac{s_C + \ln \frac{t_{HSi} \ln t_{HSi}}{t_{HSi} - 1}}{\ln t_{HSi}} \tag{24}$$

Le coefficient de répartition optimal diminue quand la température de réservoir chaud augmente, et ceci quelle que soit l'entropie produite dans le convertisseur (Figure 34b). Quand les irréversibilités sont nulles et que la température initiale du réservoir chaud tend vers celle du réservoir froid, le coefficient de répartition optimal tend vers 0,5. Par contre, quand il y a des irréversibilités et que la température initiale du réservoir chaud tend vers celle du réservoir froid, le coefficient de répartition optimal tend vers 1. Lorsque le réservoir chaud est à la même température que le réservoir froid, le système ne peut pas produire de travail et la fonction objectif tend vers zéro. Lorsque qu'il y a des irréversibilités, l'optimisation tend à favoriser leur évacuation dans le réservoir froid, alors que lorsqu'il n'y a pas de dissipation, l'optimisation tend vers l'équipartition des capacités thermiques.

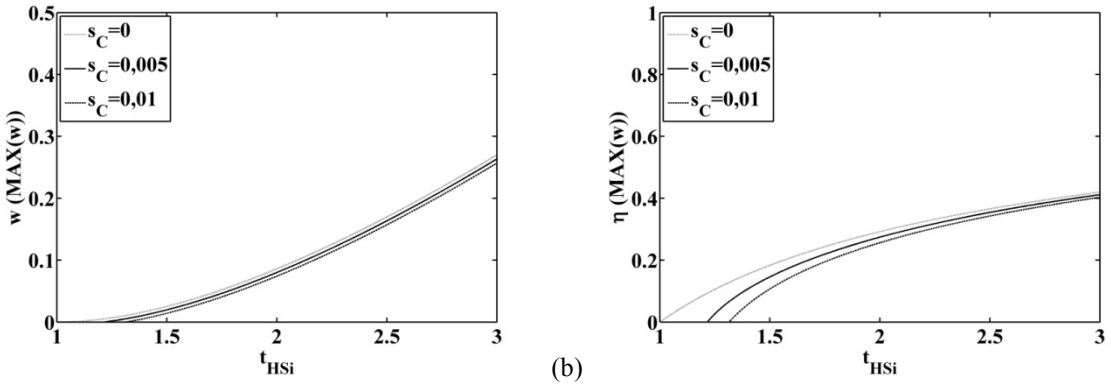
Le travail maximal produit s'exprime par :

$$-w^* = t_{HSi} + \frac{1 - t_{HSi}}{\ln t_{HSi}} \left(1 + s_C + \ln \frac{t_{HSi} \ln t_{HSi}}{t_{HSi} - 1}\right) \tag{25}$$

Le rendement au sens du premier principe correspondant s'exprime par :

$$\eta(-w^*) = 1 - \frac{c^*}{1 - c^*} \frac{t_{eq}^* - 1}{t_{HSi} - t_{eq}^*} \tag{26}$$

Ces deux grandeurs augmentent quand la température du réservoir chaud augmente et diminuent quand l'entropie produite augmente (Figure 35a et Figure 35b). Le rendement correspondant à l'optimum en puissance est plus sensible à la variation d'entropie que le travail produit.



(a) (b)

Figure 35 : (a) Travail maximal et (b) rendement au sens du premier principe dans le cas de la maximisation du travail produit

1.1.3.1.2.3. Maximisation du rendement au sens du premier principe

Dans cette partie, l'optimisation vise à maximiser le rendement au sens du premier principe. Les variables et les paramètres de l'optimisation sont les mêmes que pour la maximisation du travail produit.

Le rendement au sens du premier principe s'exprime par :

$$\eta = \frac{-w}{q_H} = 1 + \frac{c}{1-c}\frac{1-t_{LSf}}{t_{HSi}-t_{HSf}} \tag{27}$$

Le lagrangien s'exprime par :

$$L(t_{HSf}, t_{LSf}, c, \lambda) = \eta + \lambda\left((1-c)ln\left(\frac{t_{HSi}}{t_{HSf}}\right) + c\ ln\left(\frac{1}{t_{LSf}}\right) + s_C\right) \tag{28}$$

La solution est numérique. La solution asymptotique permet d'évaluer la valeur approchée du coefficient de répartition qui maximise le rendement de cette façon :

$$c^* \approx \frac{1+\sqrt{s_C}}{2} \tag{29}$$

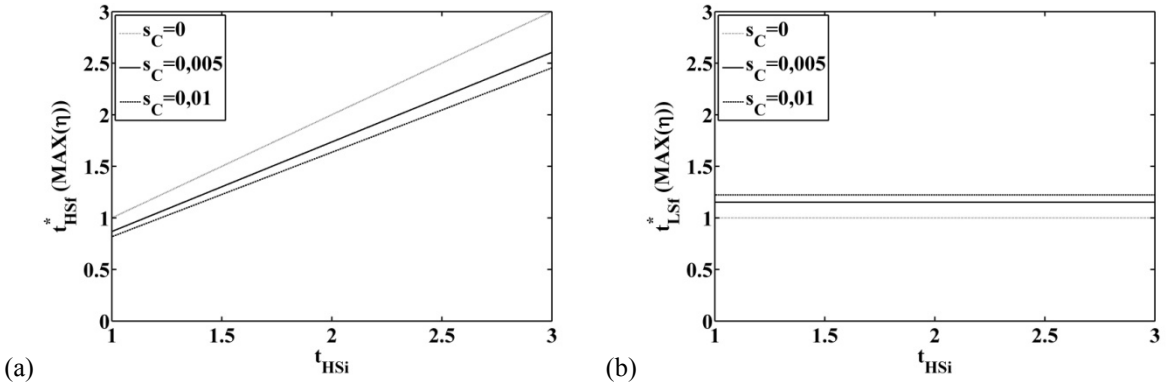
La température finale optimale du réservoir chaud est la suivante :

$$t^*_{HSf} \approx \frac{1-\sqrt{s_C}}{1+\sqrt{s_C}} t_{SHi} \tag{30}$$

La température finale optimale du réservoir froid est la suivante :

$$t_{LSf}^{*} \approx \frac{1+\sqrt{s_C}}{1-\sqrt{s_C}} \tag{31}$$

La température finale du réservoir chaud augmente avec la température initiale du réservoir chaud (Figure 36a) alors que la température finale du réservoir froid n'y est pas sensible (Figure 36b). L'augmentation des irréversibilités entraine une diminution de la température finale du réservoir chaud mais une augmentation de la température finale du réservoir froid.



(a) (b)

Figure 36 : (a) Température d'équilibre optimale et (b) coefficient de répartition optimal des capacités thermiques dans le cas de la maximisation du rendement au sens du premier principe

Le travail produit dans le cas du maximum de rendement s'exprime par :

$$-\mathrm{w}\,(\eta^{*}) \approx \sqrt{s_C}\,\frac{t_{HSi}\left(1-\sqrt{s_C}\right)^{2}-\left(1+\sqrt{s_C}\right)^{2}}{1-s_C} \tag{32}$$

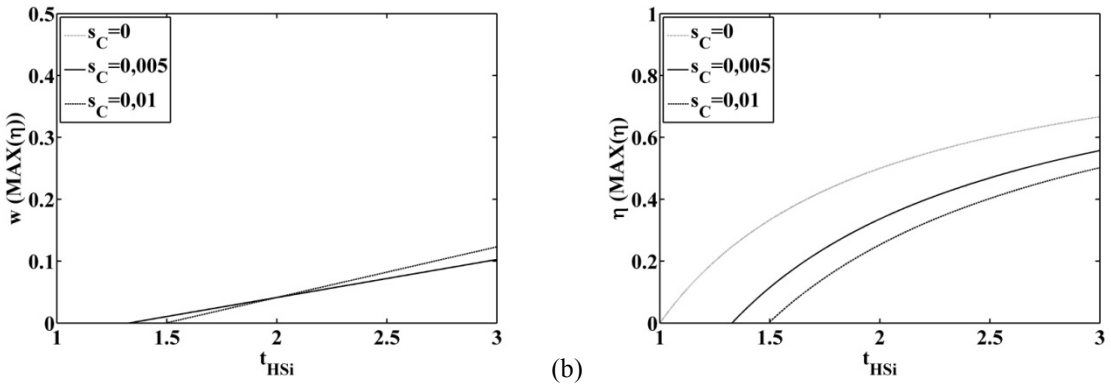
Si les irréversibilités sont nulles, alors la puissance est nulle. Lorsque la température du réservoir chaud augmente, la puissance produite augmente (Figure 37a). Au deçà d'une température de réservoir chaud de 2, l'augmentation des irréversibilités entraine une diminution de la puissance produite alors qu'au delà d'une température de réservoir chaud de 2, l'augmentation des irréversibilités entraine une augmentation de la puissance produite.

Le rendement maximal au sens du premier principe s'exprime par :

$$\eta^{*} \approx 1-\frac{\left(1+\sqrt{s_C}\right)^{2}}{t_{HSi}\left(1-\sqrt{s_C}\right)^{2}} \tag{33}$$

Si les irréversibilités sont nulles, le rendement maximal est celui de Carnot $1 - 1/t_{HSi}$. L'augmentation de la température de réservoir chaud entraine une augmentation du rendement et l'augmentation des irréversibilités entraine une diminution du rendement (Figure 37b).

Le cas limite pour lequel les irréversibilités sont nulles correspond à la limite fondamentale de Carnot. La maximisation du rendement aboutit au rendement de Carnot mais la puissance produite est nulle.



(a) (b)

Figure 37 : (a) Travail produit et (b) rendement au sens du premier principe dans le cas de la maximisation du rendement au sens du premier principe

1.1.3.2. Evolution de la thermodynamique de l'équilibre vers la Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies

Le paragraphe 1.1.3.1 montre que la prise en compte du caractère fini des capacités thermiques du réservoir chaud et du réservoir froid ainsi que les écarts de température entre le fluide cyclé et les réservoirs enrichit la modélisation et modifie les résultats de manière significative. Le maximum de travail n'est pas équivalent au maximum de rendement.

Le maximum de rendement dans le cas endoreversible s'exprime par $\eta_{MAX(\eta)} = 1 - T_{LS}/T_{HS}$, avec T_{HS} et T_{LS} respectivement les température de source chaude et de puits froid. Le fluide cyclé est supposé être à l'équilibre thermique avec la source chaude pendant le chauffage et avec le puits froid pendant le refroidissement (Figure 38a). Ces hypothèses imposent des transformations infiniment lentes et dans ces conditions, pas de travail produit.

H.B. Reitlinger introduisit en 1929 la température optimale qui maximise la puissance mécanique produite par une machine de Carnot ([93] et [94]). En 1955, Yvon présente également, lors de la Conférence Internationale de la Paix à Genève ([95] et [96]), le concept de température qui maximise la puissance mécanique produite $T_H = \sqrt{T_{HS}T_{LS}}$. Cette température optimale induit un rendement de $\eta_{MAX(-\dot{W})} = 1 - \sqrt{T_{LS}/T_{HS}}$. Cette limitation théorique a été reprise par Novikov [97] et Chambadal [98] puis par Curzon et Ahlborn en 1975 [99]. Cette évolution considère que pendant le transfert de chaleur entre la source chaude et le fluide cyclé les deux fluides ne sont pas à l'équilibre thermique (Figure 38b).

Pour que les sources et puits soient à température constante, il faut soit que les fluides chaud et froid changent de phase soit que leurs débits calorifiques tendent vers l'infini. Dans le cas de fluides chaud et froid cédant de la chaleur sensible et ayant un débit calorifique fini, leurs températures varient dans le temps. Le fluide chaud entre à la température T_{HSi} et sort à la température T_{HSo} et le fluide froid entre à la température T_{LSi} et sort à la température T_{LSo} (Figure 38c). En considérant que le cycle n'est pas réversible, c'est-à-dire qu'il y a production d'entropie, le cycle évolue vers celui de la Figure 38d.

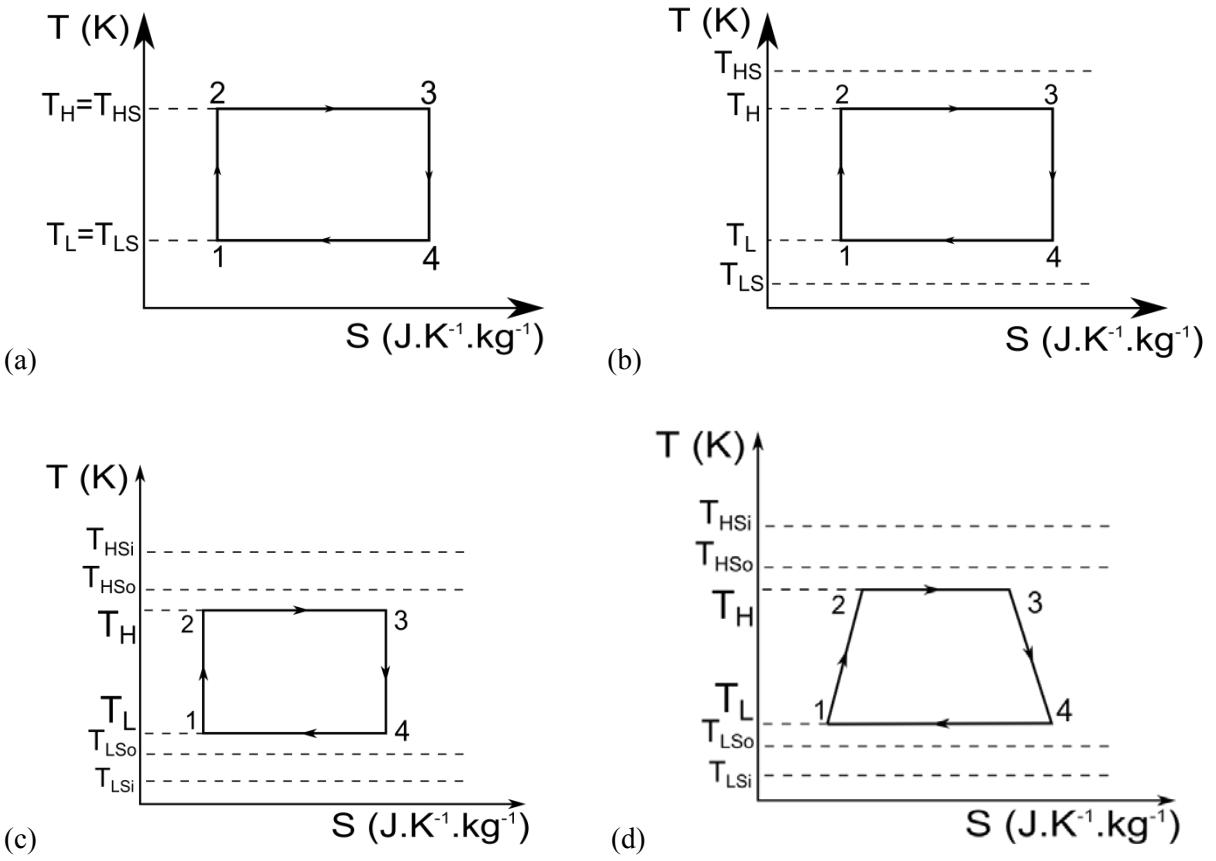


Figure 38 : Diagramme entropique ; (a) d'un moteur de Carnot idéal ; (b) d'un moteur de Carnot idéal en contact avec une source chaude et un puits froid isothermes ; (c) d'un moteur de Carnot idéal en contact avec une source chaude et un puits froid non isotherme; (d) d'un moteur de Carnot irréversible en contact avec une source chaude et un puits froid non isotherme

Ces nouvelles considérations ont donné lieu à la Thermodynamique en Temps Fini [100] ainsi qu'à la Thermodynamique en Vitesse Finie [19] qui peut être généralisée en Thermodynamique Optimale en Dimensions Physiques Finies [101]. La machine de Carnot irréversible en Dimensions Physiques Finies a fait l'objet d'articles scientifiques ([102], [103], [104] et [105]).

1.1.3.3. Distinction des 3 possibilités de cycle de Carnot et des machines de Carnot associées : machine à liquide permanent, machine à gaz permanent et machine à fluide changeant de phase

Les modèles précédemment proposés ne spécifient pas le comportement du fluide cyclé. Les trois états d'un fluide sont liquide, fluide changeant de phase et gazeux. Il apparait alors immédiatement trois cas limites que sont un fluide cyclé qui reste sous forme liquide pendant le cycle complet, un fluide qui change de phase ou un fluide qui reste sous forme de gaz (Figure 39). La technologie, ainsi que les équations qui régissent les transferts de masse et d'énergie qui peuvent être associées à chaque cas, sont alors complètement différentes.

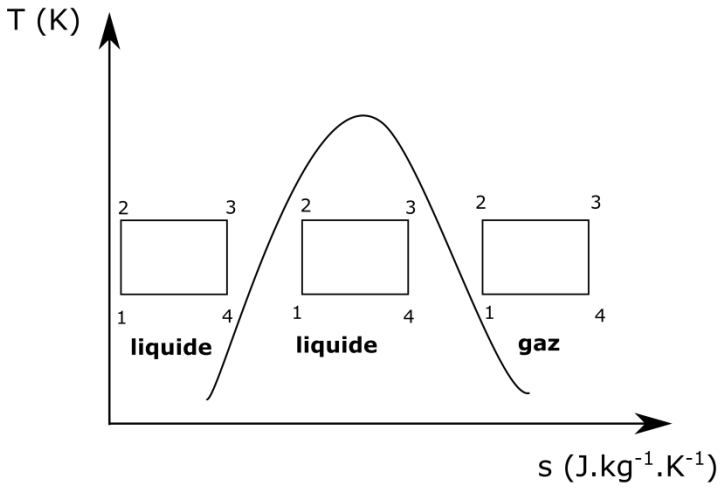


Figure 39 : Distinction des trois possibilités de cycle de Carnot dans le diagramme entropique (machine à liquide permanent, à gaz permanent et à fluide changeant de phase)

1.1.4. Conclusions et perspectives du chapitre 1.1.

S. Carnot a été le premier à proposer une approche théorique de la thermodynamique. Il pose les bases de la thermodynamique de l'équilibre. La limite fondamentale que Carnot décrit correspond à l'hypothèse d'un équilibre local. Il suppose que la différence de température entre les réservoirs et le fluide de travail tend vers zéro et que les variations sont suffisamment lentes pour que toute variation de température soit directement traduite par une variation de volume. Le maximum de rendement associé s'exprime par $\eta_{MAX(\eta)} = 1 - T_{LS}/T_{HS}$, avec T_{HS} et T_{LS} respectivement les température de source chaude et de puits froid. Mais dans ce cas, la puissance nette produite par le cycle de Carnot est nulle.

Pour passer du concept général du cycle idéal de Carnot dont le rendement est maximal à une machine de Carnot produisant une puissance mécanique, il faut prendre en compte le caractère fini des grandeurs physiques considérées (durée, surface, vitesse, etc.) ainsi que les irréversibilités. En prenant en compte ces éléments, la maximisation de la puissance nette produite aboutit à un rendement inférieur au rendement de Carnot idéal. Ces nouvelles considérations ont donné naissance à la Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies. Pour illustrer et introduire cette discipline, de nouveaux résultats portant sur l'optimisation d'une machine de Carnot à capacités thermiques chaude et froide finies ont été donnés. Deux fonctions objectifs ont été utilisées, la maximisation de la puissance et la maximisation du rendement au sens du premier principe. Pour améliorer cette optimisation, il faudrait prendre en compte la variation des chaleurs spécifiques massiques des réservoirs chaud et froid en fonction de leur niveau de température. Il faudrait également exprimer l'évolution de

l'entropie produite dans le convertisseur en fonction des variables de l'optimisation, supposée ici un paramètre de l'optimisation.

Pour aller vers une technologie de machine de Carnot il faut également fixer le domaine (liquide, diphasique ou gazeux) du fluide cyclé. En effet, l'optimisation proposée est dite exogène, c'est à dire qu'elle ne considère pas les aspects internes au convertisseur et au fluide cyclé. Ces derniers aspects dits endogènes, dépendent du domaine d'évolution du fluide cyclé ainsi que de ses propriétés thermophysiques.

Chapitre 1.2. Modélisation d'une machine de Carnot à fluide changeant de phase

1.2.1. Objectifs du chapitre 1.2.

Dans ce chapitre, le fluide cyclé de la machine de Carnot est supposé entièrement vaporisé pendant le chauffage isotherme. La détente et la compression sont réalisées dans le domaine diphasique. Le refroidissement correspond à la condensation partielle du fluide à la température de condensation. Le système est décomposé en quatre sous-systèmes. Le premier sous-système est le convertisseur adiabatique, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de pertes thermiques. A une échelle supérieure, c'est le fluide cyclé qui est considéré. Puis, le fluide cyclé est pris avec les fluides chaud et froid, ce qui correspond au système. Enfin, le système est considéré dans son environnement à la température ambiante. Un bilan énergétique et entropique est réalisé sur chaque sous-système. Chacune des dissipations est identifiée et incluse dans le bilan entropique. Une réflexion sur le théorème de Gouy Stodola est menée dans le but d'évaluer l'influence du système considéré sur des interprétations de ce théorème.

1.2.2. Bilans énergétiques et entropiques des différents sous-systèmes

1.2.2.1. Décomposition en sous-systèmes

Le schéma d'un convertisseur de Carnot est donné en Figure 40. Le cas considéré est celui d'une machine de Carnot avec changement de phase du fluide cyclé. L'ensemble du convertisseur est décomposé en quatre sous-systèmes que sont :

-Le système dans son environnement à la température ambiante T_0. C'est le volume de contrôle le plus large qui reprend l'ensemble du système étudié. Les pertes thermiques de ce système dans l'environnement sont prises en compte. L'indice utilisé pour ce sous-système est $S0$.

-Le système seul, c'est-à-dire que son lien avec l'environnement n'est pas considéré. Les fluides chaud et froid entrent et sortent de ce volume de contrôle en cédant et récupérant de la chaleur. Des pertes thermiques internes au système sont prises en compte entre le fluide chaud et le fluide froid. L'indice utilisé pour ce sous-système est S. Les enthalpies d'entrée et de sortie de système sont prises par rapport à l'état du fluide considéré dans les conditions de pression et de température ambiante. En sortie de système, les fluides chaud et froid ont un potentiel thermique valorisable. Trois solutions sont possibles, ils sont renvoyés respectivement vers les réservoirs chaud et froid, ou ils sont rejetés sur l'environnement, ou ils sont utilisés dans un autre système.

-Le fluide cyclé est le système sans la considération des fluides chaud et froid (dissipations, mises en pression et pertes thermiques). D'un point de vue thermique, une partie de la chaleur que reçoit le fluide cyclé du fluide chaud est directement transmise au point le plus froid du fluide cyclé par pont thermique. Cette part de la chaleur reçue n'est alors pas utilisée par le convertisseur de chaleur en électricité proprement dit. L'indice utilisé pour ce sous-système est F.

-Le convertisseur adiabatique. Ce dernier sous-système est quasiment équivalent au fluide cyclé, mais réduit de ses pertes thermiques internes. C'est un système qui ne peut être matérialisé physiquement. Il correspond à la fonction de conversion utile sans pertes

thermiques. Le flux de chaleur reçu par ce sous-système est équivalent au flux de chaleur reçu par le système environné réduit de l'ensemble des pertes thermiques. L'indice utilisé pour ce sous-système est C.

Dans chaque volume de contrôle, un bilan énergétique et entropique est réalisé. L'ensemble des notations sera détaillée lors de ces bilans.

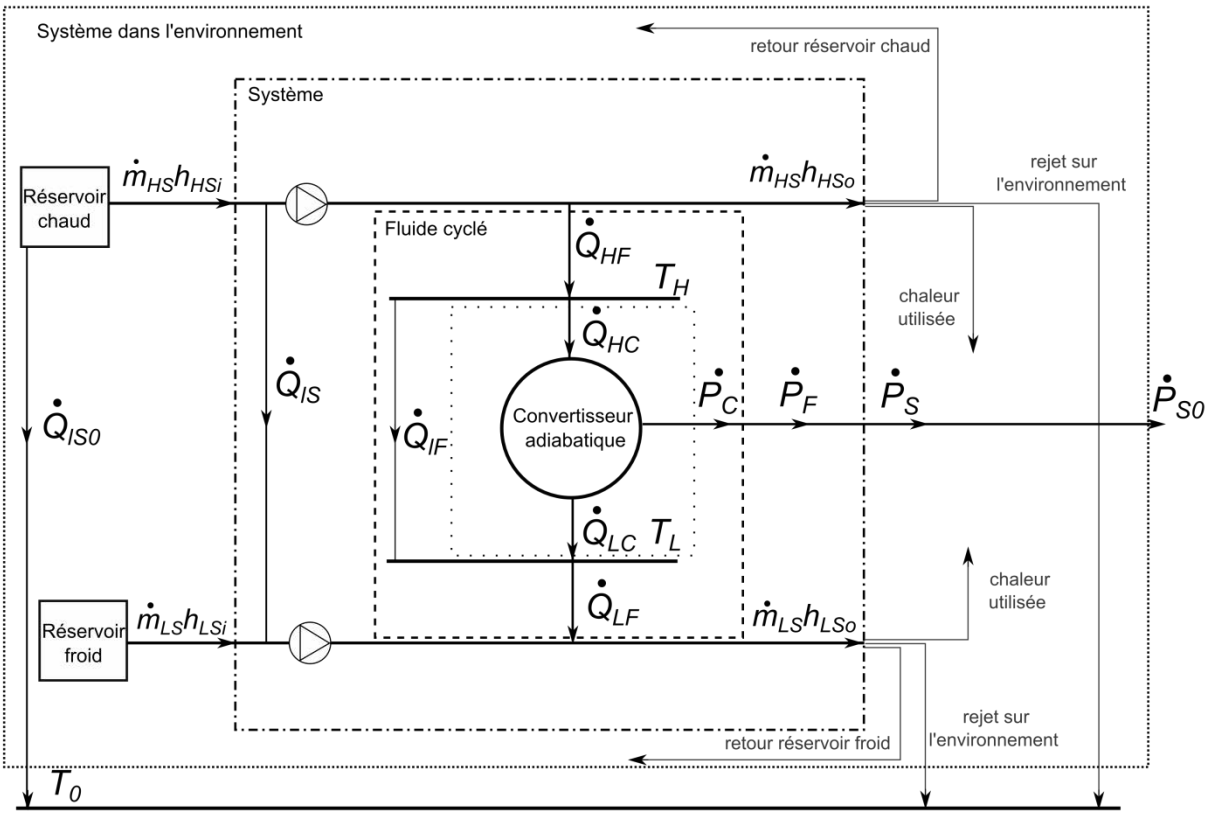


Figure 40 : Schéma formel d'un convertisseur de Carnot généralisé

1.2.2.2. Bilans sur le convertisseur adiabatique

1.2.2.2.1 Bilan énergétique sur le convertisseur adiabatique

L'hypothèse d'un fonctionnement en régime dynamique stationnaire est faite. C'est-à-dire que le système est invariant dans le temps. La puissance électrique produite par le convertisseur adiabatique s'exprime par $\dot{P}_C$. Le premier principe de la thermodynamique appliqué au convertisseur adiabatique permet d'écrire le bilan d'énergie de cette façon :

$$\dot{Q}_{LC} + \dot{Q}_{HC} + \dot{P}_C = 0 \tag{34}$$

La convention thermodynamique est utilisée avec comme système de référence le convertisseur. Ce qui implique que ce qui entre dans le convertisseur est positif et ce qui sort du convertisseur est négatif. $\dot{Q}_{HC}$ est le flux de chaleur reçu par le convertisseur et $\dot{Q}_{LC}$ est le flux de chaleur cédé par le convertisseur. $\dot{P}_C$ est la puissance électrique nette produite.

1.2.2.2.2 Bilan entropique sur le convertisseur adiabatique

1.2.2.2.2.1. Expression du bilan entropique sur le convertisseur adiabatique

Le second principe appliqué au convertisseur adiabatique permet d'écrire le bilan entropique suivant :

$$\frac{\dot{Q}_{LC}}{T_L} + \frac{\dot{Q}_{HC}}{T_H} + \dot{S}_C = 0 \tag{35}$$

T_H est la température haute du convertisseur et T_L est la température basse. Les dissipations internes au convertisseur se caractérisent par la production d'entropie $\dot{S}_C$. Ce terme se décompose en 4 postes de production d'entropie :

$$\dot{S}_C = \dot{S}_{PH} + \dot{S}_{PL} + \dot{S}_{comp} + \dot{S}_{exp} \tag{36}$$

$\dot{S}_{PH}$ est la production d'entropie due aux pertes de pression du fluide cyclé dans l'échangeur chaud et $\dot{S}_{PL}$ celle dans l'échangeur froid. $\dot{S}_{comp}$ est la production d'entropie pendant la compression du fluide et $\dot{S}_{exp}$ celle produite pendant la détente. L'indice exp est utilisé pour expansion (en Anglais), qui signifie détente. L'entropie produite pendant les phases de compression et de détente comprend les dissipations électriques. Le convertisseur est ainsi décomposé en 4 composants que sont les deux échangeurs, le compresseur et l'ensemble turbine+alternateur.

On suppose que l'ensemble des dissipations sont reçues par le fluide cyclé. En réalité, une partie des dissipations sont rejetées directement sur l'environnement, par exemple les dissipations électriques. Dans ce cas, il faudrait introduire un flux de chaleur directement rejeté sur l'environnement $\dot{Q}_{rejeté}$ dans le bilan entropique de cette façon :

$$\left(\frac{\dot{Q}_{LC_2}}{T_L} + \frac{\dot{Q}_{rejeté}}{T_0}\right) + \frac{\dot{Q}_{HC}}{T_H} + \dot{S}_C = 0 \tag{37}$$

$\dot{Q}_{LC_2}$ est, dans ce cas, le flux de chaleur rejeté au puits froid. Les équations (35) et (37) impliquent que $\dot{Q}_{LC} = \left(\dot{Q}_{LC_2} + \frac{T_L}{T_0}\dot{Q}_{rejeté}\right)$. Le flux de chaleur rejeté par le fluide cyclé dans le cas oùl'ensemble des irréversibilités sont reçues par le fluide cyclé est supérieur de $\frac{T_L}{T_0}\dot{Q}_{rejeté}$ par rapport à celui qui serait rejeté dans le cas où une partie $\dot{Q}_{rejeté}$ est directement rejetée dans l'environnement. En injectant ce résultat dans le bilan énergétique cela permet d'obtenir la relation suivante :

$$\dot{Q}_{LC_2} + \frac{T_L}{T_0}\dot{Q}_{rejeté} + \dot{Q}_{HC} + \dot{P}_C = 0 \tag{38}$$

La puissance nette produite par le convertisseur n'est alors pas affectée par l'hypothèse faite.

1.2.2.2.2.2. Production d'entropie par perte de pression dans le convertisseur adiabatique

1.2.2.2.2.2.1. Expression générale des pertes de pression régulières

Les pertes de pression correspondent à une dissipation d'une énergie mécanique en chaleur. Cette dissipation se traduit par une production d'entropie. Les pertes de pression régulières dans un échangeur s'expriment par [106]:

$$|\Delta p_R| = 4 \times C_f \frac{L}{D_h} \frac{\rho \bar{v}^2}{2} \tag{39}$$

C_f est le coefficient de perte de pression, L est la longueur de la conduite d'écoulement, $\bar{v}$ est la vitesse moyenne débitante de l'écoulement et ρ est la masse volumique du fluide considéré. La masse volumique du fluide n'est pas constante dans la conduite, elle dépend des niveaux de pression et de température. Généralement une valeur moyenne est utilisée.

D_h est le diamètre hydraulique de la conduite d'écoulement, il s'exprime par :

$$D_h = \frac{4At}{P_m} \tag{40}$$

A_t est la section transverse de passage du fluide considéré et P_m le périmètre mouillé. Ainsi l'équation (39) devient :

$$|\Delta p_R| = C_f \frac{LP_m}{At} \frac{\rho v^2}{2} \tag{41}$$

LP_m correspond à la surface de transfert de chaleur, c'est-à-dire la section longitudinale de l'écoulement :

$$LP_m = Al \tag{42}$$

La vitesse moyenne débitante de l'écoulement s'exprime en fonction du débit massique de la façon suivante :

$$\bar{v} = \frac{\dot{m}}{\rho At} \tag{43}$$

Les pertes de pression s'expriment alors par :

$$|\Delta P_R| = C_f \frac{Al}{At^3} \frac{1}{2\rho} \dot{m}^2 \tag{44}$$

Les pertes de pression régulières dépendent ainsi du coefficient de perte de pression, des surfaces longitudinales et transverses de la géométrie d'écoulement, de la masse volumique du fluide et de son débit massique.

1.2.2.2.2.2.2. Expression générale des pertes de pression singulières

Les pertes de pression singulières s'expriment par [106] :

$$|\Delta p_S| = \zeta \frac{\rho \vec{v}^2}{2} \tag{45}$$

ζ est le coefficient de perte de pression singulières, il dépend de la géométrie. Dans le cas d'une perte de pression singulière, la masse volumique du fluide peut être supposée constante.

L'expression des pertes de pression singulière en fonction du débit massique est la suivante :

$$|\Delta p_S| = \zeta \frac{1}{2\rho A t^2} \dot{m}^2 \tag{46}$$

Les pertes de pression singulières dépendent du coefficient de perte de pression, de la section transverse, c'est-à-dire de la section de passage, de la masse volumique du fluide et de son débit massique.

1.2.2.2.2.2.3. Expression générale de l'énergie mécanique dissipée et de l'entropie produite par perte de pression

L'énergie mécanique dissipée par perte de pression s'exprime par :

$$\dot{W}_{P_d} = \dot{m} \frac{|\Delta p|}{\rho} \tag{47}$$

L'indice d indique que l'énergie dissipée est sous forme d'une perte de pression et l'indice d signifie dissipé. La masse volumique ρ est prise au point considéré lors d'une perte de pression singulière et est moyennée dans l'ensemble de l'écoulement pour une perte de pression régulière. Cela sera détaillé dans chacun des échangeurs étudiés par la suite.

La production d'entropie associée aux pertes de pression s'exprime par :

$$\dot{S}_P = \frac{\dot{W}_{P_d}}{T} \tag{48}$$

T est la température à laquelle l'énergie $\dot{W}_{P_d}$ est dissipée, lorsqu'elle n'est pas constante, sa moyenne entropique est utilisée (cf Annexe A). Cela sera également détaillé dans chacun des échangeurs étudiés par la suite.

1.2.2.2.2.2.4. Production d'entropie dans le fluide cyclé pendant les phases de chauffage et de refroidissement

1.2.2.2.2.2.4.1 Echangeur chaud

En considérant que, pour un échangeur, il y a une perte de pression singulière à l'entrée et une autre à la sortie et qu'il y a des pertes de pressions régulières, l'énergie mécanique dissipée par pertes de pression du fluide cyclé dans l'échangeur chaud s'exprime par :

$$\dot{W}_{PH_d} = \dot{m}^3 \frac{1}{2At_H^2}\left(C_{fH}\frac{Al_H}{At_H}\frac{1}{\bar{\rho}_H^2} + \zeta_{Hi}\frac{1}{\rho_{Hi}^2} + \zeta_{Ho}\frac{1}{\rho_{Ho}^2}\right) \quad (49)$$

$\bar{\rho}_H$ est la masse volumique moyenne du fluide cyclé pendant le chauffage. La moyenne choisie est la moyenne arithmétique de la masse volumique, elle s'exprime par :

$$\bar{\rho}_H = \frac{\rho_{Hi} + \rho_{Ho}}{2} \quad (50)$$

L'indice i est utilisé pour inlet et o pour outlet. La production d'entropie dans le fluide cyclé pendant son passage dans l'échangeur chaud s'exprime par :

$$\dot{S}_{PH} = \frac{\dot{W}_{PH_d}}{T_H} \quad (51)$$

1.2.2.2.2.2.4.2 Echangeur froid

L'énergie mécanique dissipée par perte de pression du côté du fluide cyclé pendant le refroidissement s'exprime par :

$$\dot{W}_{PL_d} = \dot{m}^3 \frac{1}{2At_L^2}\left(C_{fL}\frac{Al_L}{At_L}\frac{1}{\bar{\rho}_L^2} + \zeta_{Li}\frac{1}{\rho_{Li}^2} + \zeta_{Lo}\frac{1}{\rho_{Lo}^2}\right) \quad (52)$$

$\bar{\rho}_L$ est la masse volumique moyenne du fluide cyclé pendant le refroidissement. Elle est également supposé correspondre à la moyenne arithmétique et s'exprime par :

$$\bar{\rho}_L = \frac{\rho_{Li} + \rho_{Lo}}{2} \quad (53)$$

L'entropie produite par perte de pression dans l'échangeur froid du côté du fluide cyclé s'exprime par :

$$\dot{S}_{PL} = \frac{\dot{W}_{PL_d}}{T_L} \quad (54)$$

1.2.2.2.2.3. Production d'entropie pendant la détente

La puissance électrique produite par la détente est liée à la puissance mécanique disponible sur l'arbre par un rendement de conversion électrique. La relation est la suivante :

$$|\dot{P}_{exp}| = \eta_{exp_e}|\dot{W}_{exp_m}| \tag{55}$$

$\dot{P}_{exp}$ est la puissance électrique produite et $\dot{W}_{exp_m}$ est la puissance mécanique disponible sur l'arbre. η_{exp_e} est le rendement de conversion de l'énergie mécanique en énergie électrique disponible. Il existe des rendements électriques intermédiaires mais le détail de la conversion électrique n'est pas donné.

La puissance mécanique disponible sur l'arbre ne correspond pas à la totalité de l'énergie mécanique reçue par la turbine. La relation qui lie ces deux puissances est la suivante :

$$|\dot{W}_{exp_m}| = \eta_{exp_m}|\dot{W}_{exp_t}| \tag{56}$$

$\dot{W}_{exp_t}$ est la puissance mécanique reçue par la turbine du fluide et η_{exp_m} est le rendement de conversion de cette énergie mécanique reçue en énergie mécanique disponible sur l'arbre de la turbine.

L'énergie mécanique que le fluide cède à la turbine ne correspond pas à l'énergie reçue par la turbine. Il est alors possible d'écrie la relation suivante :

$$|\dot{W}_{exp_t}| = \eta_{exp_f}\left|\dot{W}_{exp_f}\right| \tag{57}$$

$\dot{W}_{exp_f}$ est la puissance mécanique produite par la détente du fluide et η_{exp_f} est le rendement de conversion de l'énergie mécanique produite par la détente du fluide et celle reçue par la turbine.

La détente du fluide est irréversible, un rendement isentropique de détente est défini par la relation suivante :

$$\left|\dot{W}_{exp_f}\right| = \eta_{exp_{is}}|\dot{W}_{exp_{is}}| \tag{58}$$

$\dot{W}_{exp_{is}}$ est la puissance mécanique que produirait la détente réversible du fluide :

$$|\dot{W}_{exp_{is}}| = \dot{m}|\Delta h_{exp_{is}}| \tag{59}$$

Ainsi, il est possible de lier la puissance mécanique de la détente réversible du fluide à la puissance électrique réellement produite par l'expression suivante :

$$|\dot{P}_{exp}| = \eta_{exp_e}\eta_{exp_m}\eta_{exp_f}\eta_{exp_{is}}|\dot{W}_{exp_{is}}| \tag{60}$$

Un rendement global de détente est défini par la relation suivante :

$$\eta_{exp} = \eta_{exp_e}\eta_{exp_m}\eta_{exp_f}\eta_{exp_{is}} \tag{61}$$

La variation d'enthalpie du fluide pendant la détente s'exprime par :

$$dh_{exp} = T\delta s_{exch} + T\delta s_{prod} + vdP_{exp} + vdP_{dissip} \tag{62}$$

$T\delta s_{exch}$ correspond à l'énergie thermique échangée avec l'extérieur, $T\delta s_{prod}$ est l'entropie produite par irréversibilité, vdP_{exp} est l'énergie mécanique produite par la détente et vdP_{dissip} est l'énergie mécanique dissipée.

La variation d'entropie du fluide pendant la détente s'exprime par :

$$ds_{exp} = \delta s_{exch} + \delta s_{prod} \tag{63}$$

L'entropie produite est soit conservée par le fluide (cas adiabatique) soit rejetée sur l'environnement, soit partiellement conservée et rejetée. Un coefficient Ω_{exp} est défini, il caractérise la part de l'entropie produite conservée par le fluide :

$$ds_{exp} = (1 - \Omega_{exp})\delta s_{prod} = \left(1 - \frac{1}{\Omega_{exp}}\right)\delta s_{exch} \tag{64}$$

Toute l'entropie produite correspond à l'énergie mécanique dissipée :

$$T\delta s_{prod} = -vdP_{dissip} \tag{65}$$

En combinant les équations (62), (63), (64) et (65), la variation d'enthalpie du fluide s'exprime par :

$$dh_{exp} = \Omega_{exp}T\delta s_{prod} + vdP_{exp} \tag{66}$$

Une hypothèse assez forte est faite, elle consiste à considérer que toute l'énergie dissipée sous forme de chaleur pendant la détente est reçue par le fluide. Cela revient à considérer que l'ensemble constitué du fluide, de la turbine et de l'alternateur est isolé de l'extérieur. Ainsi, $\delta s_{exch} = 0$ et $\Omega_{exp} = 0$. Ce qui permet d'écrire le bilan enthalpique de cette façon :

$$dh_{exp} = vdP_{exp} \tag{67}$$

Ainsi, dans le cas d'une détente adiabatique, la variation d'enthalpie du fluide correspond à l'énergie électrique produite :

$$|\dot{P}_{exp}| = \dot{m}|\Delta h_{exp}| = -\dot{m}\int vdP_{exp} \tag{68}$$

Le bilan entropique est de la forme :

$$ds_{exp} = \delta s_{prod} \tag{69}$$

La différence entre l'énergie mécanique produite par la détente du fluide et l'énergie électrique produite correspond à de l'énergie dissipée. Il est possible d'écrire les relations suivantes :

$$\dot{W}_{exp_d} = |\dot{W}_{exp_{is}}| - |\dot{P}_{exp}| = \dot{m}|\Delta h_{exp_{is}}|\left(1 - \eta_{exp_e}\eta_{exp_m}\eta_{exp_f}\eta_{exp_{is}}\right) \tag{70}$$

$\dot{W}_{exp_d}$ est l'énergie totale (mécanique et électrique) dissipée pendant la détente motrice du fluide. La combinaison du bilan entropique et du bilan énergétique permet d'écrire la relation suivante :

$$\dot{W}_{exp_d} = \dot{m}\int T\delta s_{exp} = \tilde{T}_{exp}\dot{S}_{exp} \tag{71}$$

La température de référence utilisée est $\tilde{T}_{exp}$. On introduit ici le concept de température entropique [107]. En effet, si la transformation considérée n'est pas isotherme il faut connaitre comment évolue la température avec l'entropie pour pouvoir intégrer TdS. Pour cela on utilise une température équivalente de transformation que l'on sort de l'intégrale. Cette température est appelée température entropique et est évaluée de cette façon (Annexe A):

$$\tilde{T} = \frac{\Delta h}{\Delta s} \tag{72}$$

En négligeant la variation de la chaleur spécifique, elle s'exprime par :

$$\tilde{T}_{exp} = \frac{(T_L - T_H)}{\ln(T_L/T_H)} \tag{73}$$

Ainsi, il existe une relation qui lie le rendement global de détente, l'entropie produite et les niveaux de température. Elle est de la forme suivante :

$$\dot{S}_{exp} = \dot{m}\frac{\ln(T_L/T_H)}{T_L - T_H}\left(1 - \eta_{exp}\right)|\Delta h_{exp_{is}}| \tag{74}$$

La variation d'enthalpie de la détente isentropique dépend du fluide considéré. Elle est une fonction de T_H et T_L :

$$\Delta h_{exp_{is}}(T_H, T_L) = f_{exp}(T_H, T_L) \tag{75}$$

Avec f_{exp} une fonction qui dépend du fluide considéré[5].

[5] La base de donnée Refprop est utilisée pour déterminer la fonction f_{exp}

1.2.2.2.2.4. Production d'entropie pendant la compression

Comme pour la détente, la compression du fluide est irréversible. La puissance électrique consommée est liée à la puissance mécanique reçue par la pompe par la relation suivante :

$$\dot{W}_{comp_p} = \eta_{comp_e} \dot{P}_{comp} \tag{76}$$

η_{comp_e} est le rendement de conversion de l'énergie électrique $\dot{P}_{comp}$ en énergie mécanique reçue par la pompe $\dot{W}_{comp_p}$.

La puissance mécanique reçue par la pompe n'est pas entièrement disponible sous forme d'énergie mécanique. La relation suivante traduit cette irréversibilité de la transmission de l'énergie mécanique :

$$\dot{W}_{comp_m} = \eta_{comp_m} \dot{W}_{comp_p} \tag{77}$$

η_{comp_m} est le rendement de conversion de l'énergie mécanique $\dot{W}_{comp_m}$en énergie mécanique disponible $\dot{W}_{comp_m}$.

La puissance mécanique disponible n'est pas entièrement reçue par le fluide, la relation suivante lie les deux puissances mécaniques considérée :

$$\dot{W}_{comp_f} = \eta_{comp_f} \dot{W}_{comp_m} \tag{78}$$

η_{comp_f} est le rendement de conversion de l'énergie mécanique $\dot{W}_{comp_m}$en énergie mécanique reçu par le fluide $\dot{W}_{comp_f}$.

La compression du fluide est irréversible. La relation qui lie l'énergie mécanique reçue par le fluide et l'expression de la compression isentropique du fluide est la suivante :

$$\dot{W}_{comp_{is}} = \eta_{comp_{is}} \dot{W}_{comp_f} \tag{79}$$

Ainsi, l'énergie électrique consommée par la compression est liée à l'énergie mécanique que nécessiterait une compression isentropique de cette façon :

$$\dot{W}_{comp_{is}} = \eta_{comp_{is}} \eta_{comp_f} \eta_{comp_m} \eta_{comp_e} \dot{P}_{comp} \tag{80}$$

Le rendement global de compression est défini de la façon suivante :

$$\eta_{comp} = \eta_{comp_{is}} \eta_{comp_f} \eta_{comp_m} \eta_{comp_e} \tag{81}$$

Comme pour la détente, l'ensemble des irréversibilités est supposé être reçu par le fluide et le système est supposé être adiabatique. Ainsi, la variation d'enthalpie du fluide correspond à l'énergie électrique reçue :

$$\dot{P}_{comp} = \dot{m}\Delta h_{comp} \tag{82}$$

Une partie de l'énergie est reçue sous forme de chaleur, cela correspond à l'énergie électrique et mécanique dissipée et le reste de l'énergie correspond à l'énergie mécanique que nécessiterait une compression isentropique. La variation d'enthalpie du fluide pendant la compression s'exprime par :

$$dh_{comp} = T\delta s_{prod} + vdP_{comp} \tag{83}$$

En terme de puissance, l'équation (83) s'exprime par :

$$\dot{P}_{comp} = \dot{W}_{comp_d} + \dot{W}_{comp_{is}} \tag{84}$$

Avec $\dot{W}_{comp_d}$ l'énergie mécanique dissipée lors de la compression, elle s'exprime en fonction de l'entropie produite de cette façon :

$$\dot{W}_{comp_d} = \dot{m}\int T\delta s_{prod} = \tilde{T}_{comp}\dot{S}_{comp} \tag{85}$$

$\tilde{T}_{comp}$ est la température entropique du fluide pendant la compression, en supposant la chaleur spécifique constante elle s'exprime par (Annexe A) :

$$\tilde{T}_{comp} = \frac{(T_H - T_L)}{\ln(T_H/T_L)} \tag{86}$$

D'après les équations (73) et (86), $\tilde{T}_{comp} = \tilde{T}_{exp}$.

$\dot{W}_{comp_{is}}$ est l'énergie mécanique que nécessiterait la compression isentropique du fluide. Elle s'exprime par :

$$\dot{W}_{comp_{is}} = \dot{m}\Delta h_{comp_{is}} \tag{87}$$

L'énergie mécanique dissipée s'exprime alors par :

$$\dot{W}_{comp_d} = \dot{m}\frac{1-\eta_{comp}}{\eta_{comp}}\Delta h_{comp_{is}} \tag{88}$$

L'entropie produite s'exprime alors par :

$$\dot{S}_{comp} = \dot{m}\frac{\ln(T_L/T_H)}{(T_H - T_L)}\frac{1-\eta_{comp}}{\eta_{comp}}\Delta h_{comp_{is}} \tag{89}$$

La variation d'enthalpie de la compression isentropique dépend du fluide considéré. Elle est une fonction de T_H et T_L :

$$\Delta h_{comp_{is}}(T_H, T_L) = f_{comp}(T_H, T_L) \tag{90}$$

Avec f_{comp} une fonction qui dépend du fluide considéré.

1.2.2.3. Bilans sur le fluide cyclé

1.2.2.3.1 Bilan énergétique sur le fluide cyclé

Le flux de chaleur reçu par le fluide n'est pas entièrement utilisé par le convertisseur adiabatique. Une partie de cette chaleur est perdu par pertes thermiques. Cette chaleur perdue transite par les parois du convertisseur qui constituent un pont thermique entre le fluide cyclé au côté chaud et le fluide cyclé au côté froid. Cette perte thermique s'exprime par :

$$\dot{Q}_{lF} = K_{lF}(T_H - T_L) \tag{91}$$

K_{lF} est la conductance des pertes thermiques. Ce choix de modélisation suppose que cette conductance est identifiée expérimentalement. Par convention, les pertes sont toujours prises positives.

Le flux de chaleur reçu par le convertisseur est égal, aux pertes près, à celui reçu par le fluide :

$$\dot{Q}_{HC} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_{lF} \tag{92}$$

Un bilan enthalpique sur le fluide permet d'exprimer le flux de chaleur reçu de la façon suivante :

$$\dot{Q}_H = \dot{m}\Delta h_H > 0 \tag{93}$$

Dans le cas particulier où le chauffage du fluide correspond à la vaporisation du fluide, la variation d'enthalpie correspond à une partie ou à la totalité de la chaleur latente de vaporisation à la température haute $L(T_H)$. Le flux de chaleur reçu par le fluide cyclé s'exprime alors par :

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(x_{H_o} - x_{H_i})L(T_H) \tag{94}$$

x_{H_i} est le titre en vapeur du fluide cyclé en entrée d'échangeur chaud et x_{H_o} est le titre en vapeur en sortie d'échangeur chaud. Si le chauffage correspond à la totalité de la vaporisation, $(x_{H_o} - x_{H_i})$ vaut 1, ce qui est généralement le cas [66].

La chaleur latente de vaporisation dépend de la température de vaporisation. Pour un fluide donné, la chaleur latente de vaporisation est égale à zéro à la température T_C et est maximale et connue pour la température au point triple T_T. La chaleur latente au point triple $L(T_T)$ s'exprime par :

$$L(T_T) = L_{T_T} \tag{95}$$

La chaleur latente de vaporisation augmente avec l'augmentation de la température, elle peut être modélisée par cette expression :

$$L(T) = L_{T_T}\left(\frac{T_C - T}{T_C - T_T}\right)^{\frac{1}{n}} \tag{96}$$

n est un paramètre qui dépend du fluide considéré. Cette approximation a fait l'objet d'un article [66]. L'approximation est donnée pour une sélection de fluide en Tableau 3.

Substance	Formule chimique	Données physiques			Données sur l'approximation		
		T_C (K)	T_T (K)	L_{T_T} (J/kg)	n value	$e_{L_{max}}$ (%)	$e_{L_{ave}}$ (%)
R125	CHF_3CF_3	339	173	$1.90\ 10^5$	2.6	2.2	0.5
R143a	$C_2H_2F_3$	346	161	$2.67\ 10^5$	2.6	1.6	0.4
R32	CH_2F_2	351	136	$4.63\ 10^5$	2.6	2.7	0.5
R22	$CHClF_2$	369	116	$3.03\ 10^5$	2.5	2.2	1.1
propane	C_3H_8	370	86	$5.63\ 10^5$	2.6	1.7	1
R134a	$C_2H_2F_4$	374	170	$2.63\ 10^5$	2.5	3.0	0.6
R227ea	C_3HF_7	375	146	$1.75\ 10^5$	2.5	2.3	1.6
R152a	$C_2H_4F_2$	386	155	$4.06\ 10^5$	2.5	1.7	0.6
ammoniac	NH_3	405	195	$1.48\ 10^6$	2.6	4.4	1.4
isobutane	C_4H_{10}	408	114	$4.81\ 10^5$	2.6	1.5	0.7
butane	C_4H_{10}	425	135	$4.96\ 10^5$	2.6	1.3	0.7
R245fa	$C_3H_3F_5$	427	171	$2.59\ 10^5$	2.4	12	2.3
R123	$C_2HCl_2F_3$	457	166	$2.24\ 10^5$	2.5	5.5	1.6
acétone	CH_3COCH_3	508	179	$6.49\ 10^5$	2.4	5	1
Cyclopentane	C_5H_{10}	512	180	$4.87\ 10^5$	2.6	25	2.2
Cyclohexane	C_6H_{12}	554	279	$4.04\ 10^5$	2.5	1.5	0.7
benzène	C_6H_6	562	279	$4.48\ 10^5$	2.5	1.2	0.6
toluène	C_7H_8	592	178	$4.92\ 10^5$	2.4	2.9	1.8
décane	$C_{10}H_{22}$	618	244	$3.93\ 10^5$	2.3	2.7	1.4
water	H_2O	647	273	$2.50\ 10^6$	2.9	12	1.7

Tableau 3 : Approximation de la chaleur latente de vaporisation pour différents fluides

Le biais relatif est donné par :

$$e_L(T_H) = \frac{\left|L_{approxim}(T_H) - L_{experimental}(T_H)\right|}{L_{approxim}(T_H)} \tag{97}$$

Le biais moyen le plus grand est 2,3%, il correspond au R245fa et l'erreur relative la plus grande est de 25%, elle correspond au cyclopentane. L'erreur maximale est systématiquement pour des valeurs de chaleur latente proches de zéro, dans cette zone un faible biais représente une forte erreur relative.

Le flux de chaleur cédé par le convertisseur s'exprime par :

$$\dot{Q}_{LC} = \dot{Q}_L + \dot{Q}_{lF} \tag{98}$$

Le bilan enthalpique du fluide froid permet d'évaluer le flux de chaleur rejeté par le fluide froid de la façon suivante :

$$\dot{Q}_L = \dot{m}\Delta h_L = \dot{m}(x_{L_o} - x_{L_i})L(T_L) < 0 \tag{99}$$

Le premier principe appliqué au convertisseur permet d'écrire le bilan énergétique de cette façon :

$$\dot{Q}_L + \dot{Q}_H + \dot{P} = 0 \tag{100}$$

Les équations (34), (92), (98) et (100) permettent d'écrire la relation suivante :

$$\dot{P} = \dot{P}_C \tag{101}$$

1.2.2.3.2 Bilan entropique sur le fluide cyclé

Le second principe appliqué au convertisseur permet d'écrire le bilan entropique de cette façon :

$$\frac{\dot{Q}_{LF}}{T_L} + \frac{\dot{Q}_{HF}}{T_H} + \dot{S}_F = 0 \tag{102}$$

$\dot{S}_F$ est la production d'entropie dans le fluide. D'après les équations (35), (92) et (98), elle s'exprime par :

$$\dot{S}_F = \dot{S}_C + \dot{Q}_{lF}\left(\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_H}\right) \tag{103}$$

$\dot{Q}_{lF}\left(\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_H}\right)$ est l'entropie produite par le transfert du flux de chaleur perdu entre le fluide cyclé au côté chaud et le fluide cyclé au côté froid. Cette expression de l'entropie produite par transfert thermique est connue dans la littérature [108]. Les processus irréversibles peuvent être considérés comme des courants, ou des flux thermodynamiques qui résultent des forces thermodynamiques. La production d'entropie δS_{prod} qui est associée à un flux dX d'une grandeur macroscopique, chaleur ou matière, s'exprime de cette façon [108] :

$$\delta S_{prod} = F dX \tag{104}$$

F étant la force thermodynamique. Dans le cas d'un transfert de chaleur, la force thermodynamique est l'inverse de la température et le flux associé est la chaleur :

$$\delta S_{prod} = \frac{\delta Q}{T} \tag{105}$$

1.2.2.4. Bilan sur le système

1.2.2.4.1 Bilan énergétique sur le système

Le système comprend le fluide cyclé ainsi que le passage des fluides chaud et froid. Le système est alors ouvert. La variation d'enthalpie du fluide chaud entre l'entrée et la sortie de l'échangeur chaud s'exprime par :

$$\dot{m}_{HS}\Delta h_{HS} = -\dot{Q}_{HS} + \dot{P}_{HS_{comp}} < 0 \tag{106}$$

$-\dot{Q}_{HS}$ est le flux de chaleur cédé par le fluide chaud au système et $\dot{P}_{HS_{comp}}$ est l'énergie électrique reçue par la mise en pression du fluide chaud. Le flux de chaleur cédé par le fluide chaud est égal, aux pertes près et au signe près, à celui reçu par le fluide :

$$-\dot{Q}_{HS} = -\dot{Q}_H - \dot{Q}_{lS} \tag{107}$$

Il y a des pertes thermiques internes au système qui correspondent à un court circuit thermique entre le point le plus chaud et le plus froid du système. Les points extrêmes sont le fluide chaud en entrée d'échangeur chaud à la température T_{HS_i} et le fluide froid en entrée de système à la température T_{LS_i}. La perte thermique s'exprime par :

$$\dot{Q}_{lS} = K_{lS}\left(T_{HS_i} - T_{LS_i}\right) \tag{108}$$

K_{lS} est la conductance de transfert et qui est considéré comme un paramètre.

Par symétrie formelle, la variation d'enthalpie du fluide froid s'exprime par :

$$\dot{m}_{LS}\Delta h_{LS} = -\dot{Q}_{LS} + \dot{P}_{LS_{comp}} > 0 \tag{109}$$

$-\dot{Q}_{LS}$ est la chaleur reçue par le fluide froid et $\dot{P}_{LS_{comp}}$ est l'énergie électrique reçue par la mise en pression du fluide froid. Le flux de chaleur reçu par le fluide froid s'exprime par :

$$-\dot{Q}_{LS} = -\dot{Q}_L + \dot{Q}_{lS} \tag{110}$$

Le bilan énergétique sur le système s'exprime par :

$$-\dot{m}_{HS}\Delta h_{HS} - \dot{m}_{LS}\Delta h_{LS} + \dot{P}_S = 0 \tag{111}$$

Il peut se réécrire de cette façon :

$$\dot{Q}_{HS} + \dot{Q}_{LS} - \dot{P}_{HS_{comp}} - \dot{P}_{LS_{comp}} + \dot{P}_S = 0 \quad (112)$$

$\dot{P}_S$ est la puissance nette produite par le système, elle comprend la puissance des pompes de circulation de la source chaude et du puits froid :

$$-\dot{P}_S = -\dot{P}_C - \dot{P}_{HS_{comp}} - \dot{P}_{LS_{comp}} < 0 \quad (113)$$

Par convention, $\dot{P}_{HS_{comp}} > 0$, $\dot{P}_{LS_{comp}} > 0$ et $\dot{P}_C < 0$. Ainsi, $|\dot{P}_S| < |\dot{P}_C|$, c'est-à-dire que la puissance nette produite par le système est inférieure à celle produite par le convertisseur.

1.2.2.4.2 Bilan entropique sur le système

1.2.2.4.2.1. Expression globale de la production d'entropie dans le système

Le second principe de la thermodynamique appliqué au système permet d'écrire le bilan entropique de cette façon :

$$-\dot{m}_{HS}\Delta s_{HS} - \dot{m}_{LS}\Delta s_{LS} + \dot{S}_S = 0 \quad (114)$$

$\dot{S}_S$ est l'entropie produite dans le système et Δs_{HS} et Δs_{LS} sont les variations d'entropies des fluides chaud et froid.

La variation d'entropie du fluide chaud se décompose de cette façon :

$$\dot{m}_{HS}\Delta s_{HS} = -\frac{\dot{Q}_{HS}}{\tilde{T}_{HS}} + \dot{S}_{HS} \quad (115)$$

$-\dot{Q}_{HS}/\tilde{T}_{HS}$ est l'entropie cédée par le fluide chaud et $\dot{S}_{HS}$ est l'entropie produite.

La variation d'entropie du fluide froid se décompose de cette façon :

$$\dot{m}_{LS}\Delta s_{LS} = -\frac{\dot{Q}_{LS}}{\tilde{T}_{LS}} + \dot{S}_{LS} \quad (116)$$

$-\dot{Q}_L/\tilde{T}_{LS}$ est l'entropie reçue par le fluide froid et $\dot{S}_{LS}$ est l'entropie produite.

L'équation (114) se réécrit de cette façon :

$$\frac{\dot{Q}_{HS}}{\tilde{T}_{HS}} - \dot{S}_{HS} + \frac{\dot{Q}_{LS}}{\tilde{T}_{LS}} - \dot{S}_{LS} + \dot{S}_S = 0 \quad (117)$$

$\tilde{T}_{HS}$ est la température entropique du fluide chaud pendant le transfert de chaleur. Si le transfert est en chaleur latente, $\tilde{T}_{HS} = T_{HSi}$ car la température est constante. Si le transfert est en chaleur sensible et que la chaleur spécifique est supposée constante, la température entropique est définie de la façon suivante :

$$\tilde{T}_{HS} = \frac{T_{HSi} - T_{HSo}}{\ln(T_{HSi}/T_{HSo})} \tag{118}$$

De même, la température entropique du fluide est T_{LSi} dans le cas d'un transfert en chaleur latente et en chaleur sensible elle s'exprime par :

$$\tilde{T}_{LS} = \frac{T_{LSi} - T_{LSo}}{\ln(T_{LSi}/T_{LSo})} \tag{119}$$

$\dot{S}_S$ est la production d'entropie dans le système, elle s'exprime par :

$$\dot{S}_S = -\frac{\dot{Q}_H}{\tilde{T}_{HS}} - \frac{\dot{Q}_L}{\tilde{T}_{LS}} + \dot{Q}_{lS}\left(\frac{1}{T_{LSi}} - \frac{1}{T_{HSi}}\right) + \dot{S}_{HS} + \dot{S}_{LS} \tag{120}$$

Dans le paragraphe suivant, l'analyse détaillée des productions d'entropie permettra de réécrire l'équation (120) en identifiant chaque poste de production d'entropie. $\dot{S}_{HS}$ et $\dot{S}_{LS}$ ne transitent pas dans le système, elles sont directement rejetées par les fluides.

1.2.2.4.2.2. Expression des flux de production d'entropie dus aux transferts thermiques

Le transfert de chaleur entre le fluide chaud et le fluide cyclé aboutit à une production d'entropie de transfert $\dot{S}_{TH}$. L'indice T indique que c'est une entropie produite par un transfert de chaleur. C'est pour distinguer celle due aux pertes de pression $\dot{S}_{PH}$. Le flux de production d'entropie de transfert dans l'échangeur chaud s'exprime de la manière suivante :

$$\dot{S}_{TH} = \dot{Q}_H\left(\frac{1}{T_H} - \frac{1}{\tilde{T}_{HS}}\right) \tag{121}$$

Par symétrie, l'entropie produite par le transfert entre le fluide cyclé et le fluide froid s'exprime par $\dot{S}_{TL}$. Elle s'exprime par :

$$\dot{S}_{TL} = \dot{Q}_L\left(\frac{1}{T_L} - \frac{1}{\tilde{T}_{LS}}\right) \tag{122}$$

1.2.2.4.2.3. Production d'entropie par dissipation mécanique dans les fluides chauds et froids

1.2.2.4.2.3.1. Production d'entropie dans le fluide chaud

La démarche est la même que pour l'expression des pertes de pression du côté du fluide cyclé. La puissance mécanique dissipée par perte de pression dans le fluide chaud s'exprime par :

$$\dot{W}_{HS_{d_1}} = \dot{m}_{HS}^3 \frac{1}{2At_{HS}^2 \bar{\rho}_{HS}^2} \left(C_{fHS} \frac{Al_{HS}}{At_{HS}} + \zeta_{HSi} + \zeta_{HSo} \right) \quad (123)$$

$\bar{\rho}_{HS}$ est la masse volumique moyenne du fluide chaud pendant le chauffage.

L'énergie mécanique dissipée par perte de pression dans l'échangeur nécessite d'être compensée par une mise en pression par une pompe. En définissant par $\eta_{comp_{HS}}$ le rendement global de conversion de l'énergie électrique en énergie mécanique de mise en pression du fluide, la puissance électrique nécessaire à la mise en pression du fluide chaud s'exprime par :

$$\dot{P}_{LS} = \frac{\dot{W}_{HS_d}}{\eta_{comp_{HS}}} \quad (124)$$

L'entropie produite s'exprime alors :

$$\dot{S}_{HS} = \frac{\dot{W}_{HS_d}}{\tilde{T}_{HS} \eta_{comp_{HS}}} \quad (125)$$

1.2.2.4.2.3.2. Production d'entropie dans le fluide froid

La puissance mécanique dissipée par perte de pression dans le fluide froid s'exprime par :

$$\dot{W}_{LS_d} = \dot{m}_{LS}^3 \frac{1}{2At_{LS}^2 \bar{\rho}_{LS}^2} \left(C_{fHS} \frac{Al_{LS}}{At_{LS}} + \zeta_{LSi} + \zeta_{Lo} \right) \quad (126)$$

$\bar{\rho}_{LS}$ est la masse volumique moyenne du fluide froid.

L'entropie produite s'exprime alors :

$$\dot{S}_{LS} = \frac{\dot{W}_{LS_d}}{\tilde{T}_{LS} \eta_{comp_{LS}}} \quad (127)$$

$\eta_{comp_{LS}}$ est le rendement de conversion de l'énergie électrique en énergie mécanique de mise en pression.

1.2.2.4.2.4. Identification des différentes productions d'entropie dans le terme global de production d'entropie du système

Le bilan entropique du système se décompose de la façon suivante :

$$\dot{S}_S = \dot{S}_F + \dot{S}_{TH} + \dot{S}_{TL} + \dot{Q}_{lS}\left(\frac{1}{T_{LSi}} - \frac{1}{T_{HSi}}\right) + \dot{S}_{HS} + \dot{S}_{LS} \quad (128)$$

$\dot{S}_F$ est l'entropie produite dans le fluide cyclé, $\dot{S}_{TH}$ et $\dot{S}_{TL}$ sont les productions d'entropie de transferts thermiques et $\dot{Q}_{lS}\left(\frac{1}{T_{LSi}} - \frac{1}{T_{HSi}}\right)$ est la production d'entropie due aux pertes thermiques du système. $\dot{S}_{HS}$ est l'entropie produite dans le fluide chaud et $\dot{S}_{LS}$ est l'entropie produite dans le fluide froid.

1.2.2.5. Bilans sur le système environné

1.2.2.5.1 Bilan énergétique sur le système environné

Les pertes thermiques du système dans l'environnement correspondent à $\dot{Q}_{lS0}$, elles s'expriment par :

$$\dot{Q}_{lS0} = K_{lS0}\left(T_{HS_i} - T_0\right) \quad (129)$$

K_{lS0} est la conductance de perte qui est supposé être un paramètre identifiable expérimentalement.

Trois possibilités sont considérées, dans le premier cas, les fluides chaud et froid sont rejetés dans l'environnement. Cela correspond par exemple au cas où le fluide chaud est une fumée de combustion dont la température en sortie de système est supérieure à la température ambiante et que celle-ci est rejetée dans l'atmosphère. Dans le deuxième cas, les fluides chaud et froid sont envoyés vers d'autres systèmes pour être exploités, cela correspond à de la polygénération. Le fluide froid étant chauffé à une température supérieure à celle de l'atmosphère, il peut par exemple être utilisé pour de la production de froid. De même, le fluide chaud ayant un potentiel thermique encore valorisable, il peut être utilisé. Le troisième cas correspond au système fermé, c'est-à-dire que les fluides sont renvoyés dans les réservoirs chauds et froids. Pour pouvoir maintenir un système en régime dynamique stationnaire dans ce cas, le fluide chaud doit être réchauffé et le fluide froid refroidi. Cela est possible si par exemple le fluide chaud est de la vapeur d'un processus externe qui est renvoyée dans celui-ci. Du côté froid, le refroidissement du fluide est soit utile, cela équivaut à l'exploitation de la chaleur rejetée (cas 2), soit refroidi par l'air ambiant, ce qui équivaut à rejeter la chaleur dans l'environnement (cas 1). Toutes ces possibilités affectent les bilans sur le système dans l'environnement. Dans cette partie, il est supposé que le système est ouvert et que les flux de chaleurs disponibles sur les fluides chauds et froids sont utilisés en externe.

Le flux de chaleur reçu par le système environné s'exprime par :

$$\dot{Q}_{HS0} = \dot{Q}_{HS} + \dot{Q}_{lS0} \quad (130)$$

Le flux de chaleur cédé par le système pris dans son environnement s'exprime par :

$$\dot{Q}_{LS0} = \dot{Q}_{LS} - \dot{Q}_{lS0} \tag{131}$$

$\dot{Q}_{lS0}$ est directement rejeté sur l'environnement alors que $\dot{Q}_{LS}$ est rejeté sur le puits froid. Si le puits froid est l'environnement alors, $T_{LSi} = T_0$ et le flux $\dot{Q}_{LS}$ est rejeté sur l'environnement. Le cas proposé est plus général, le puits froid peut être utilisé par un autre système.

Le bilan d'énergie appliqué au système environné permet d'écrire :

$$\dot{Q}_{HS0} + \dot{Q}_{LS0} + \dot{P}_{S0} = 0 \tag{132}$$

$\dot{P}_{S0}$ est la puissance électrique nette produite par le convertisseur, elle s'exprime par :

$$-\dot{P}_{S0} = -\dot{P}_S \tag{133}$$

1.2.2.5.2 Bilan entropique sur le système environné

Le bilan entropique appliqué au système environné s'exprime par :

$$\frac{\dot{Q}_{HS0}}{\tilde{T}_{HS}} + \frac{\dot{Q}_{LS0}}{\tilde{T}_{LS}} + \dot{S}_{S0} = 0 \tag{134}$$

L'entropie produite dans le système pris dans son environnement s'exprime par :

$$\dot{S}_{S0} = \dot{S}_S + \dot{Q}_{lS0}\left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{HSi}}\right) \tag{135}$$

1.2.3. Expression du théorème de Gouy-Stodola aux différentes échelles

1.2.3.1. Enoncé du théorème de Gouy-Stodola

Le théorème de Gouy-Stodola est en réalité une combinaison du premier et du second principe de la thermodynamique. Il permet de tirer des conclusions quantitatives et qualitatives.

Soit un système thermodynamique général. Ce système est ouvert et le régime considéré est transitoire. Le système reçoit et cède des flux de matière m_{ij} (quantité algébrique) de constituant i et d'enthalpie partielle h_{ij}. Le système échange également des flux de chaleur $\dot{Q}_k$ avec des sources externes de température T_k. Il produit une énergie utile $\dot{W}_u$ sous forme de puissance mécanique ou électrique. Il échange par ailleurs avec son milieu ambiant (aux conditions P_0 et T_0) un flux de chaleur $\dot{Q}_0$. Le milieu ambiant est alors assimilé au puits froid.

La paroi du système est supposé mobile, il échange donc un travail d'expansion ou de contraction caractérisé par une variation de volume dV.

Le bilan d'énergie instationnaire se caractérise par la variation temporelle de l'énergie interne de cette façon :

$$\frac{dU}{dt} = \sum_{k=1}^{p} \dot{Q}_k + \dot{Q}_0 + \dot{P}_u - P_0 \frac{dV}{dt} + \sum_{j=1}^{n} \sum_{i=1}^{m} \dot{m}_{ij} h_{ij} + \dot{m}_0 h_0 \tag{136}$$

L'ensemble des p correspond aux flux thermiques et les n aux flux de matière des m constituants chimiques entrant et sortant du système. La convention thermodynamique est utilisée, ainsi, tout ce qui entre dans le système est positif et ce qui sort est négatif.

Le bilan entropique s'exprime par la variation temporelle de l'entropie suivante :

$$\frac{dS}{dt} = \sum_{k=1}^{p} \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \frac{\dot{Q}_0}{T_0} + \sum_{j=1}^{n} \sum_{i=1}^{m} \dot{m}_{ij} s_{ij} + \dot{m}_0 s_0 + \dot{S}_{prod} \tag{137}$$

En combinant le bilan énergétique et le bilan entropique, il vient la relation suivante :

$$-\dot{P}_u + P_0 \frac{dV}{dt} = \frac{d(U - T_0 S)}{dt} + \sum_{k=1}^{p} \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k + \sum_{j=1}^{n} \sum_{i=1}^{m} \dot{m}_{ij} \left(h_{ij} - T_0 s_{ij}\right) - T_0 \dot{S}_{prod} \tag{138}$$

Cette relation correspond au théorème de Gouy-Stodola ([109], [110] et[111]).

Dans le cas d'un système fermé en régime dynamique stationnaire mis en contact avec une source chaude à la température T_1 et l'ambiance à la température T_0 l'équation (138) devient :

$$-\dot{P}_u = \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) \dot{Q}_1 - T_0 \dot{S}_{prod} \tag{139}$$

$(1 - T_0/T_1)\dot{Q}_1$ est la puissance mécanique que produirait un convertisseur de Carnot idéal fonctionnant entre les températures T_1 et T_0 et recevant un flux de chaleur $\dot{Q}_1$. Ainsi $T_0 \dot{S}_{prod}$ représente l'écart à l'idéal d'une machine de Carnot, cette grandeur peut être assimilée à une énergie mécanisable qui est dissipée dans le convertisseur. Cette relation montre que le maximum de puissance nette produite est différent du minimum de dissipations.

En réalité T_0 est la température du puits froid considéré et non celle de l'ambiance. C'est la température à laquelle le flux froid est rejeté.

1.2.3.2. Application du théorème de Gouy-Stodola aux sous-systèmes du convertisseur

1.2.3.2.1 Théorème de Gouy-Stodola appliqué au convertisseur adiabatique

Dans le cas du convertisseur, le système considéré reçoit de la chaleur à la température T_H et cède de la chaleur à la température T_L. Le convertisseur reçoit un flux de chaleur $\dot{Q}_{HC}$ et cède un flux de chaleur $\dot{Q}_{LC}$. L'équation (138) s'exprime dans ce cas par:

$$-\dot{P}_C = \dot{Q}_{HC}\left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) - T_L\dot{S}_C \tag{140}$$

La température du milieu qui reçoit le flux froid est T_L.

L'équation (140) peut s'exprimer de cette façon :

$$-\dot{P}_C = -\dot{P}_{C\,Carnot} - T_L\dot{S}_C \tag{141}$$

Avec $\dot{P}_{C\,Carnot}$ la puissance électrique produite par un convertisseur de Carnot idéal fonctionnant entre deux sources de chaleur aux températures T_H et T_L et recevant un flux de chaleur $\dot{Q}_{HC}$. Ainsi, $T_L\dot{S}_C$ traduit l'écart entre la puissance mécanique produite par le convertisseur et la puissance mécanique produite par un moteur de Carnot idéal. Elle traduit une énergie dissipée dans le convertisseur utile :

$$\dot{E}_{d_C} = T_L\dot{S}_C \tag{142}$$

1.2.3.2.2 Théorème de Gouy-Stodola appliqué au fluide cyclé

En combinant les bilans énergétique et entropique du fluide cyclé, il est possible d'écrire la relation suivante :

$$-\dot{P}_F = -\dot{P}_{F_{Carnot}} - T_L\dot{S}_F \tag{143}$$

Avec :

$$-\dot{P}_{F_{Carnot}} = \dot{Q}_{HF}\left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) \tag{144}$$

$\dot{P}_{F_{Carnot}}$est la puissance électrique que produirait un moteur de Carnot idéal fonctionnant entre deux sources de chaleur aux température T_H et T_L et recevant un flux de chaleur $\dot{Q}_{HF}$. Le flux de chaleur reçu par le fluide cyclé est supérieur au flux de chaleur reçu par le convertisseur seul ($\dot{Q}_{HF} > \dot{Q}_{HC}$). La différence entre ces deux puissances peut être exprimée ainsi :

$$-\dot{P}_{F_{Carnot}} + \dot{P}_{C_{Carnot}} = \dot{Q}_{lF} \tag{145}$$

L'énergie dissipée dans le fluide s'exprime par :

$$\dot{E}_{d_F} = T_L \dot{S}_F \tag{146}$$

1.2.3.2.3 Théorème de Gouy-Stodola appliqué au système complet

En combinant les bilans énergétiques et entropiques, il est possible d'écrire la relation suivante :

$$-\dot{P}_S = -\dot{P}_{S_{Carnot}} - \tilde{T}_{LS}\left(\dot{S}_S - \dot{S}_{HS} - \dot{S}_{LS}\right) \tag{147}$$

Avec $\dot{P}_{S_{Carnot}}$ la puissance électrique que produirait un convertisseur de Carnot fonctionnant entre les températures $\tilde{T}_{HS}$ et $\tilde{T}_{LS}$ recevant un flux de chaleur $\dot{Q}_{HS}$:

$$-\dot{P}_{S_{Carnot}} = \dot{Q}_{HS}\left(1 - \frac{\tilde{T}_{LS}}{\tilde{T}_{HS}}\right) \tag{148}$$

Les entropies directement rejetées par les fluides chauds et froids $\dot{S}_{HS}$ et $\dot{S}_{LS}$ ne sont pas considérés comme réduisant la puissance mécanique produite par le système par rapport à un moteur de Carnot idéal fonctionnant entre les températures $\tilde{T}_{HS}$ et $\tilde{T}_{LS}$ recevant un flux de chaleur $\dot{Q}_{HS}$, dans cette intrepretation du théoreme de Gouy-Stodola.

L'énergie dissipée dans le système s'exprime par :

$$\dot{E}_{d_S} = \tilde{T}_{LS}\left(\dot{S}_S - \dot{S}_{HS} - \dot{S}_{LS}\right) \tag{149}$$

1.2.3.2.4 Théorème de Gouy-Stodola appliqué au système dans son environnement

En combinant les bilans énergétiques et entropiques, il est possible d'écrire la relation suivante :

$$-\dot{P}_{S0} = -\dot{P}_{S0_{Carnot}} - \tilde{T}_{LS}\left(\dot{S}_S - \dot{S}_{HS} - \dot{S}_{LS}\right) - T_0 \dot{Q}_{lS0}\left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{HSi}}\right) \tag{150}$$

Avec $\dot{P}_{S0_{Carnot}}$ la puissance électrique que produirait un convertisseur de Carnot fonctionnant entre les températures $\tilde{T}_{HS}$ et $\tilde{T}_{LS}$ recevant un flux de chaleur $\dot{Q}_{HS0}$:

$$-\dot{P}_{S0_{Carnot}} = \dot{Q}_{HS0}\left(1 - \frac{\tilde{T}_{LS}}{\tilde{T}_{HS}}\right) \tag{151}$$

L'énergie dissipée dans le système environné s'exprime par :

$$\dot{E}_{d_{S0}} = \tilde{T}_{LS}\left(\dot{S}_S - \dot{S}_{HS} - \dot{S}_{LS}\right) + T_0 \dot{Q}_{lS0}\left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{HSi}}\right) \tag{152}$$

1.2.4. Modélisation des transferts thermiques par la méthode du Nombre d'Unités de Transfert et des efficacités

La méthode des Nombres d'Unité de Transfert (NUT) et des efficacités d'échangeur (ε) est une méthode de modélisation des transferts. L'efficacité d'un échangeur est une notion semblable à celle de rendement et permet de qualifier l'échangeur. Elle est définie de cette façon :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{réel}}{\dot{Q}_{max}} \tag{153}$$

$\dot{Q}_{réel}$ est le flux réellement échangé entre les deux fluides et $\dot{Q}_{max}$ est le flux maximal échangeable. Le flux maximum échangeable s'exprime de cette façon :

$$\dot{Q}_{max} = \left(\dot{m}c_p\right)_{min} \Delta T_{max} \tag{154}$$

Le flux échangé s'exprime de 3 façons :

$$\dot{Q}_{réel} = \varepsilon\left(\dot{m}c_p\right)_{min} \Delta T_{max} = \dot{m}_1 c_{p1} |\Delta T_1| = \dot{m}_2 c_{p2} |\Delta T_2| \tag{155}$$

Avec 1 et 2 les deux fluides. $\left(\dot{m}c_p\right)_{min}$ est le débit calorifique minimal des deux fluides et ΔT_{max} est la différence de température maximale dans l'échangeur. Si le fluide 1 est le fluide chaud, ΔT_{max} s'exprime par :

$$\Delta T_{max} = T_{1in} - T_{2in} \tag{156}$$

Si le fluide 1 est le fluide limitant, c'est-à-dire si $\dot{m}_1 c_{p1} < \dot{m}_2 c_{p2}$ alors l'efficacité s'exprime par :

$$\varepsilon = \frac{T_{1in} - T_{1out}}{T_{1in} - T_{2in}} \tag{157}$$

Si le fluide 2 est le fluide limitant, c'est-à-dire si $\dot{m}_1 c_{p1} > \dot{m}_2 c_{p2}$ alors l'efficacité s'exprime par :

$$\varepsilon = \frac{T_{2in} - T_{2out}}{T_{1in} - T_{2in}} \tag{158}$$

L'efficacité de l'échangeur est fonction de trois paramètres :

$$\varepsilon = fct\left(\frac{kAl}{(\dot{m}cp)_{min}}, \frac{(\dot{m}cp)_{min}}{(\dot{m}cp)_{max}}, type\ d'écoulement\right) \tag{159}$$

Le terme $\frac{k\,Al}{(\dot{m}cp)_{min}}$ est appelé nombre d'unités de transfert (NUT) sans dimension avec k le coefficient global d'échange et A_l la surface longitudinale totale d'échange. Dans le cas où la source de chaleur est une fumée de combustion, le fluide limitant est la source chaude, c'est-à-dire que $\dot{C}_{min} = \dot{C}_{HS}$. En général pour les convertisseurs de type Carnot, le puits froid est l'air ambiant, ce qui implique $\dot{C}_{min} = \dot{C}_{LS}$.

Dans le cas d'une transformation isotherme pour l'un des deux fluides l'efficacité d'un échangeur s'exprime par :

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \tag{160}$$

Ainsi il est possible d'exprimer le flux de chaleur échangé entre le fluide chaud et le fluide cyclé de cette façon :

$$\dot{Q}_{HS} = \dot{m}_{HS} cp_{HS} \varepsilon_H (T_{HSi} - T_H) \tag{161}$$

Et côté froid, on a :

$$\dot{Q}_{LS} = \dot{m}_{LS} cp_{LS} \varepsilon_L (T_{LSi} - T_L) \tag{162}$$

1.2.5. Conclusions et perspectives du chapitre 1.2.

Dans ce chapitre, une machine de Carnot avec un fluide changeant de phase a été modélisée. Différentes échelles ont été distinguées allant du convertisseur adiabatique au système complet dans son environnement. Les dissipations internes au convertisseur ont été décomposées en quatre contributions, les pertes de pression dans les échangeurs chaud et froid, les dissipations pendant la compression et celles pendant la détente. A l'échelle du système, la production d'entropie due aux transferts de chaleur entre le fluide chaud et le fluide cyclé ainsi qu'entre le fluide cyclé et le fluide froid ont été ajoutées au bilan entropique. L'entropie produite par les pertes de pression dans les échangeurs du côté des fluides externes est également prise en compte. La production d'entropie due aux diverses pertes thermiques à chaque échelle s'ajoutent également au bilan entropique de chaque sous-système. Toutes ces dissipations sont exprimées en fonction des grandeurs physiques significatives telles que les températures des fluides et leurs débits massiques ainsi que les dimensions géométriques telles que les surfaces de transfert et les sections de passage des fluides.

Une expression donnant la chaleur latente de vaporisation d'un fluide en fonction de la température de vaporisation est proposée. Cette expression dépend des propriétés du fluide considéré, à savoir sa température au point critique, sa température au point triple et la valeur de la chaleur latente de vaporisation au point triple. Cette expression permet dans certains cas d'obtenir des solutions analytiques.

Le théorème de Gouy-Stodola correspond à la combinaison des bilans entropique et énergétique de chaque sous-système. Il permet de lier la puissance nette produite à la puissance nette que produirait la machine de Carnot réversible et adiabatique entre les niveaux extrêmes de température du système considéré. L'écart entre ces deux grandeurs peut être

assimilé à une énergie dissipée. Le théorème de Gouy Stodola est parfois abusivement utilisé en prenant comme température basse de référence la température ambiante quel que soit le système considéré. Dans ce chapitre, il a été mis en évidence que la température basse de référence dépend du système considéré. Ce choix de température ambiante comme température de référence est également généralement fait dans l'expression de l'exergie. L'approche proposée dans ce travail tend à distinguer chaque sous-système et son environnement proche. C'est pourquoi, les aspects exergétiques sont volontairement écartés. L'application du théorème de Gouy-Stodola a également mis en évidence que la maximisation de la puissance produite n'équivalait pas à la minimisation de l'énergie dissipée.

La machine de Carnot à fluide changeant de phase a donc été modélisée de manière générale, quel que soit le type d'échangeurs utilisé. Les coefficients de perte de pression ont été fixés comme paramètres indépendants des variables. En réalité, ils dépendent des débits massiques des fluides et de leur température. De même, les rendements de détente et de compression, ainsi que les coefficients globaux de transfert thermique ont été supposés indépendants des variables. Ils dépendent également des débits massiques des fluides et de leur température. Il serait donc intéressant d'exprimer leurs dépendances pour inclure ces fonctions dans l'optimisation, même si la plage de variation de ces grandeurs est très petite devant la puissance nette produite.

Une hypothèse assez forte a été faite dans cette modélisation, on suppose que l'ensemble des irréversibilités internes sont reçues par le fluide cyclé. En réalité, une partie de ces dissipations, particulièrement les dissipations électriques, sont directement rejetées dans l'environnement. Un coefficient de répartition de l'entropie produite pendant la détente a été introduit dans ce chapitre pour donner un moyen de prendre en compte cette répartition.

Chapitre 1.3. Optimisation de la machine de Carnot à fluide changeant de phase par maximisation de la puissance électrique nette produite

1.3.1. Objectifs du chapitre

Dans ce chapitre, la machine de Carnot précédemment modélisée est optimisée. Pour cela, le fluide de travail a été fixé à de l'eau. Dans un premier temps, une réflexion sur les différentes fonctions objectif de l'optimisation est menée. En effet, différents critères peuvent être définis, maximiser la puissance produite, minimiser la dépense énergétique ou minimiser les rejets. On peut également chercher à maximiser l'efficacité du système. Or, l'efficacité d'un système peut être définie de différentes manières, elle peut correspondre au rendement au sens du premier principe ou au facteur de qualité. La minimisation de la production d'entropie et de l'énergie dissipée est également envisageable. Les températures haute et basse optimales qui satisfont l'ensemble de ses critères dans un cas simplifié sont calculées. L'objectif est de comparer les différentes fonctions objectifs et leur limitations physiques.

Le cas de la maximisation de la puissance produite est retenu pour l'optimisation de chaque sous-système dans le cas général. En effet, pour une application de récupération de chaleur fatale, il semble que ce soit la fonction objectif la plus pertinente. La chaleur consommée n'étant pas un coût énergétique direct, la minimisation de la puissance calorifique consommée et la maximisation du rendement au sens du premier principe ne sont pas des priorités. Les variables de l'optimisation sont la température de condensation et la température de vaporisation ainsi que la répartition des surfaces d'échange de l'évaporateur et du condenseur, la surface totale d'échange étant une variable que l'on fixe comme paramètre. L'optimisation est réalisée dans des conditions de récupération d'une chaleur fatale industrielle sous forme de fumée dont la température et le débit sont données.

Une étude de sensibilité de l'optimum à ces paramètres est réalisée. Les évolutions du vecteur d'état, des performances du système considéré et des différentes productions d'entropie résultantes de l'optimisation sont observées et commentées.

1.3.2. Présentation de différents critères d'optimisation

1.3.2.1. Triangle d'optimisation

Un système a un ou plusieurs effets utiles. Cela implique des dépenses énergétiques et la production de rejets. Ces trois grandeurs correspondent au triangle d'optimisation (Figure 41).

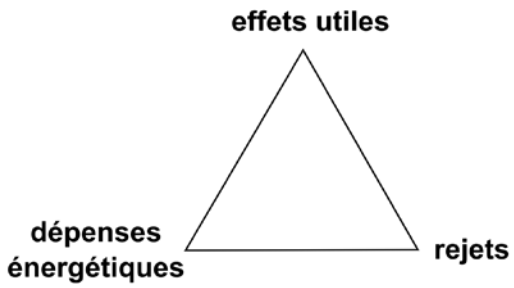


Figure 41 : Triangle d'optimisation [112]

Dans un convertisseur thermomécanique, il y a un flux de chaleur entrant, un flux de chaleur sortant et une puissance mécanique produite. Dans le cas général, 3 objectifs principaux d'optimisation apparaissent :

-Maximiser la puissance mécanique (et ou électrique) produite, qui correspond à l'effet utile.

-Minimiser le flux de chaleur entrant, ce qui correspond à la minimisation de la dépense énergétique.

-Minimiser le flux de chaleur sortant, celui ci peut-être considéré comme un rejet polluant à minimiser.

Ces objectifs sont répertoriés dans le Tableau 4 pour les différents sous-systèmes du convertisseur de Carnot.

	Convertisseur	Fluide cyclé	Système	Système dans l'environnement
Puissance électrique produite	$\max\left(\lvert\dot{P}_C\rvert\right)$	$\max\left(\lvert\dot{P}_F\rvert\right)$	$\max\left(\lvert\dot{P}_S\rvert\right)$	$\max\left(\lvert\dot{P}_{S0}\rvert\right)$
Puissance calorifique entrante	$\min(\dot{Q}_{HC})$	$\min(\dot{Q}_{HF})$	$\min(\dot{Q}_{HS})$	$\min(\dot{Q}_{HS0})$
Puissance calorifique sortante	$\min(\lvert\dot{Q}_{LC}\rvert)$	$\min(\lvert\dot{Q}_{LF}\rvert)$	$\min(\lvert\dot{Q}_{LS}\rvert)$	$\min(\lvert\dot{Q}_{LS0}\rvert)$

Tableau 4 : Fonctions objectifs du triangle d'optimisation dans les différents sous-systèmes d'un convertisseur de Carnot.

1.3.2.2. Minimisation des dissipations thermiques et mécaniques

La production d'entropie traduit les performances qualitatives du convertisseur. Minimiser la production d'entropie peut être un objectif en thermodynamique [113]. L'entropie produite est différente en fonction du système considéré (Tableau 5).

	Convertisseur	Fluide cyclé	Système	Système dans l'environnement
Production d'entropie totale	$\min(\dot{S}_C)$	$\min(\dot{S}_F)$	$\min(\dot{S}_S)$	$\min(\dot{S}_{S0})$

Tableau 5 : Production d'entropie des différents sous-systèmes à minimiser.

En appliquant le théorème de Gouy-Stodola, l'écart à la puissance que produirait un convertisseur de Carnot idéal a été identifié. Cet écart à l'idéal correspond à une énergie dégradée ($\dot{E}_d$) et peut-être une fonction objectif à minimiser, ces écarts sont repris pour les différents sous-systèmes sous le nom de flux d'énergie dégradée $\dot{E}d$ en Tableau 6.

	Convertisseur	Fluide cyclé	Système	Système dans l'environnement
Energie dégradée	$\min(\dot{E}_{d_C})$	$\min(\dot{E}_{d_F})$	$\min(\dot{E}_{d_S})$	$\min(\dot{E}_{d_{S0}})$

Tableau 6 : Energie dégradée des différents sous-systèmes à minimiser.

1.3.2.3. Maximisation de l'efficacité

De manière générale, l'efficacité d'un système peut prendre différentes formes. L'efficacité la plus courante pour un moteur est le rendement au sens du premier principe, il s'exprime par [6]:

$$\eta = \frac{|effet\ utile|}{Dépenses\ énergétiques} \tag{163}$$

Dans d'un convertisseur thermomécanique il devient :

$$\eta = \frac{puissance\ mécanique\ nette\ produite}{flux\ de\ chaleur\ consommé} \tag{164}$$

Le facteur de qualité au sens du second principe situe le rendement au sens du premier principe par rapport au rendement idéal de Carnot η_{Carnot} entre les niveaux de température mis en jeu[7]. Il s'exprime par :

$$f = \frac{\eta}{\eta_{Canot}} \tag{165}$$

En Tableau 7 sont données les différentes efficacités définies précédemment pour les quatre sous-systèmes. Ainsi :

$$f \geq \eta \tag{166}$$

	Convertisseur	Fluide cyclé	Système	Système dans l'environnement
η	$\max\left(\frac{-\dot{P}_C}{\dot{Q}_{HC}}\right)$	$\max\left(\frac{-\dot{P}_F}{\dot{Q}_{HF}}\right)$	$\max\left(\frac{-\dot{P}_S}{\dot{Q}_{HS}}\right)$	$\max\left(\frac{-\dot{P}_{S0}}{\dot{Q}_{HS0}}\right)$
f	$\max\left(\frac{-\dot{P}_C}{\dot{Q}_{HC}(1-T_L/T_H)}\right)$	$\max\left(\frac{-\dot{P}_F}{\dot{Q}_H(1-T_L/T_H)}\right)$	$\max\left(\frac{-\dot{P}_S}{\dot{Q}_{HS}(1-\tilde{T}_{LS}/\tilde{T}_{HS})}\right)$	$\max\left(\frac{-\dot{P}_{S0}}{\dot{Q}_{HS0}(1-\tilde{T}_{LS}/\tilde{T}_{HS})}\right)$

Tableau 7 : Efficacités à maximiser dans les différents sous-systèmes

1.3.2.4. Proposition d'un critère multi-objectif

En général, plusieurs objectifs sont à satisfaire, c'est pourquoi on trouve dans la littérature des propositions de critères multi-objectifs ([114], [115] et [112]). Leur utilisation est un moyen de trouver un compromis entre puissance, coût et pollution. Une fonction objectif plus générale à maximiser est proposée :

$$FO = \alpha\left|\dot{P}_j\right| - \beta\dot{Q}_{H_j} - \gamma\left|Q_{L_j}\right| - \delta\left|\dot{E}_{d_j}\right| \tag{167}$$

[6] La définition a en fait une portée plus générale en termes d'efficacité. Elle est par exemple utilisée pour les machines à froid sous le nom de COP (COefficient de Performance)

[7] Ce facteur de qualité est généralement appelé rendement au sens du second principe η_{II} dans la littérature.

Avec j le système considéré pouvant être C, F, S ou $S0$. α, β, γ et δ sont des pondérations à définir mais donc la somme vaut 1 :

$$\alpha + \beta + \gamma + \delta = 1 \tag{168}$$

Le choix de ces pondérations détermine la part de la fonction objectif dominante. Cependant, pour rester dans un domaine physiquement acceptable, ces grandeurs sont contraintes [112].

1.3.3. Comparaison des différents critères d'optimisation dans un cas simplifié

Dans cette partie, la comparaison des différents critères d'optimisation est faite dans un cas simplifié du convertisseur de Carnot précédemment détaillé. Les dissipations mécaniques sont supposées fixées à une grandeur constante, le coût des pompes de circulation des fluides chaud et froid est négligé, les pertes thermiques sont négligées et les fluides externes sont pris limitants. Cette dernière hypothèse permet de s'affranchir de la considération du fluide interne.

La méthode des efficacités de transfert est utilisée et les fluides chaud et froid transmettent une chaleur sensible. Le fluide chaud cède au convertisseur la quantité de chaleur suivante :

$$-\dot{Q}_{HC} = \dot{C}_{HS}(T_{HSo} - T_{HSi}) \tag{169}$$

$\dot{C}_{HS}$ est le débit calorifique du fluide chaud $\left(\dot{C}_{HS} = \dot{m}cp_{HS}\right)$.

Le fluide chaud étant limitant, le flux de chaleur échangé s'exprime également de cette façon :

$$\dot{Q}_{HC} = \varepsilon_H \dot{C}_{HS}(T_{HSi} - T_H) \tag{170}$$

ε_H est l'efficacité de l'échangeur chaud.

Le fluide froid reçoit le flux de chaleur suivant :

$$-\dot{Q}_{LC} = \dot{C}_{LS}(T_{LSo} - T_{LSi}) \tag{171}$$

$\dot{C}_{LS}$ est le débit calorifique du fluide froid $\left(\dot{C}_{LS} = \dot{m}cp_{LS}\right)$.

Avec l'utilisation de la méthode des efficacités d'échangeur, le flux de chaleur $\dot{Q}_{LC}$ s'exprime également de cette façon :

$$\dot{Q}_{LC} = \varepsilon_L \dot{C}_{LS}(T_{LSi} - T_L) \tag{172}$$

La création d'entropie interne au fluide $\dot{S}_C$ est supposée être un paramètre. Les efficacités des échangeurs et les températures des fluides externes en entrée de système sont également pris comme paramètres. Les variables sont les températures haute et basse de cycle, T_H et T_L. Dans tous les cas, la contrainte à respecter est le bilan entropique sur le fluide cyclé :

$$\frac{\dot{Q}_{HC}}{T_H} + \frac{\dot{Q}_{LC}}{T_L} + \dot{S}_c = 0 \tag{173}$$

Les résultats sont donnés en Tableau 8. La minimisation de la consommation énergétique ainsi que la minimisation des rejets thermiques aboutissent à l'équilibre thermostatique. C'est-à-dire que la température haute optimale est celle du fluide chaud en entrée de système et la température basse optimale est celle du fluide froid en entrée de système. Ce qui implique que l'efficacité des échangeurs vaut 1. Les valeurs des températures optimales de la maximisation de la puissance mécanique sont des résultats connus [101].

La minimisation de la production d'entropie dans le convertisseur est prise comme paramètre dans cette optimisation, elle ne peut être minimisée. En considérant le système et le système environné, la minimisation de la création d'entropie implique l'équilibre thermostatique.

La maximisation du rendement au sens du premier principe aboutit à l'équilibre thermostatique. La maximisation du facteur de qualité au sens du second principe dans le convertisseur aboutit à des températures optimales hautes et basses différentes de celles obtenues par la maximisation de la puissance mécanique.

	Convertisseur adiabatique ($j = C$)	Fluide cyclé ($j = F$)	Système ($j = S$)	Système environné ($j = S0$)
$min\ (\dot{Q}_{H_j})$	$T_{H_{opt}} = T_{HSi}$			
$min\ (\dot{Q}_{L_j})$	$T_{L_{opt}} = T_{LSi}$			
$max\ (\dot{P}_j)$	$T_{H_{opt}} = \sqrt{T_{HSi}} \frac{\varepsilon_H \dot{C}_{HS} \sqrt{T_{HSi}} + \varepsilon_L \dot{C}_{LS} \sqrt{T_{LSi}}}{\varepsilon_H \dot{C}_{HS} + \varepsilon_L \dot{C}_{LS} - \dot{S}_c}$ $T_{L_{opt}} = \sqrt{T_{LSi}} \frac{\varepsilon_H \dot{C}_{HS} \sqrt{T_{HSi}} + \varepsilon_L \dot{C}_{LS} \sqrt{T_{LSi}}}{\varepsilon_H \dot{C}_{HS} + \varepsilon_L \dot{C}_{LS} - \dot{S}_c}$			
$min\ (\dot{S}_j)$	×		$T_{H_{opt}} = T_{HSi}$ $T_{L_{opt}} = T_{LSi}$ Avec $\dot{S}_C = 0$	
$min\ (\dot{E}_{d_j})$	×		$T_{H_{opt}} = T_{HSi}$ $T_{L_{opt}} = T_{LSi}$ Avec $\dot{S}_C = 0$	
$max\ (\eta_j)$	$T_{H_{opt}} = T_{HSi}$ $T_{L_{opt}} = T_{LSi}$			
$max\ (f_j)$	$T_{H_{opt}} = \sqrt{\frac{T_{HSi}\left(\varepsilon_H \dot{C}_{HS} T_{HSi} + \varepsilon_L \dot{C}_{LS} T_{LSi}\right)}{\varepsilon_H \dot{C}_{HS} + \varepsilon_L \dot{C}_{LS} - \dot{S}_c}}$ $T_{L_{opt}} = \frac{\varepsilon_L \dot{C}_{LS} T_{LSi}}{\varepsilon_H \dot{C}_{HS}\left(1 - T_{HSi}/T_{H_{opt}}\right) + \varepsilon_L \dot{C}_{LS} - \dot{S}_c}$		$T_{H_{opt}} = T_{HSi}$ $T_{L_{opt}} = T_{LSi}$	

Tableau 8 : Température haute et température basse de fluide cyclé optimales pour les différents objectifs et systèmes considérés

1.3.4. Expression du Lagrangien

1.3.4.1. Convertisseur adiabatique et fluide cyclé

La puissance mécanique produite par le convertisseur est équivalente à celle produite par le fluide cyclé. Elle s'exprime par :

$$-\dot{P}_C = -\dot{P}_F = \dot{Q}_{LC} + \dot{Q}_{HC} > 0 \tag{174}$$

Les température de vaporisation et de condensation (T_H et T_L) ainsi que les surfaces longitudinales des échangeurs (Al_H et Al_L) sont choisies comme les variables de l'optimisation. Les coefficients globaux de transfert thermique k_H et k_L sont supposés être des paramètres indépendants. En réalité, ils dépendent des débits massiques des 3 fluides. Les coefficients de perte de pression C_{fH}, ζ_{Hi}, ζ_{Ho}, C_{fL}, ζ_{Li} et ζ_{Lo} sont également supposés être des paramètres du problème, ce qui revient à dire que la géométrie de l'échangeur est fixée et que ces coefficients dépendent peu du débit massique du fluide cyclé. Les propriétés thermo-physiques des fluides sont des paramètres supposés constants (cp_{HS}, cp_{LS}, $\bar{\rho}_{HS}$, $\bar{\rho}_{LS}, \rho_{H_i}, \rho_{H_o}, \rho_{L_i}$et ρ_{L_o}). L_{T_T}, T_C, T_T et n sont des paramètres qui dépendent du fluide utilisé. Les conductances de pertes thermiques sont identifiables expérimentalement sur une machine existante, c'est pourquoi K_{lF}, K_{lS} et K_{lS0} sont également des paramètres. Dans un contexte de récupération de chaleur fatale, la température initiale du fluide chaud T_{HSi} et son débit massique $\dot{m}_{HS}$ sont des paramètres du problème. Le fluide froid a une température d'entrée T_{LSi} donnée. Le débit massique de fluide froid $\dot{m}_{LS}$, ainsi que les sections transversales de passage des fluides (At_{LS}, At_{HS}, At_L et At_H) sont également des paramètres de l'optimisation.

L'équation (35), qui correspond au bilan entropique, est une contrainte du problème qui lie T_H et T_L. Une équation supplémentaire est introduite, elle lie Al_H et Al_L et s'exprime par :

$$Al_H + Al_L = Al_t \tag{175}$$

Al_t est la surface totale d'échangeur, c'est un paramètre. C'est cette contrainte qui permet à l'optimum de rester physiquement réaliste. Sans cette contrainte, les surfaces d'échangeur optimales pourraient tendre vers l'infini.

Le lagrangien de l'optimisation s'exprime par :

$$L_C(T_H, T_L, Al_H, Al_L, \lambda_{C_1}, \lambda_{C_2}) = -\dot{P}_C + \lambda_{C_1}\left[\frac{\dot{Q}_{LC}}{T_L} + \frac{\dot{Q}_{HC}}{T_H} + \dot{S}_C\right] + \lambda_{C_2}[Al_H + Al_L - Al_t] \tag{176}$$

L'optimum doit satisfaire les équations suivantes :

$$\frac{\partial L_C}{\partial T_H} = \frac{\partial L_C}{\partial T_L} = \frac{\partial L_C}{\partial Al_H} = \frac{\partial L_C}{\partial Al_L} = \frac{\partial L_C}{\partial \lambda_{C_1}} = \frac{\partial L_C}{\partial \lambda_{C_2}} = 0 \tag{177}$$

A la différence du paragraphe 1.1.3.1 (Chapitre 1.1), l'optimisation de la machine de Carnot est réalisée en régime dynamique stationnaire et le terme de production d'entropie interne au convertisseur $\dot{S}_C$ (équation (36)) est exprimé en fonction des variables et des paramètres de l'optimisation. Le fluide cyclé et ses propriétés sont prises en compte et un modèle de transfert de chaleur détaillé est utilisé.

1.3.4.2. Système et système environné

La puissance électrique produite par le système est équivalente à celle produite par le système environné. Elle s'exprime par :

$$-\dot{P}_S = -\dot{P}_{S0} = -\dot{P}_C - \dot{P}_{HS} - \dot{P}_{LS} > 0 \tag{178}$$

$\dot{P}_{HS}$ et $\dot{P}_{LS}$ dépendent de la surface d'échangeur, ainsi l'optimum va être modifié. Le principe est le même que pour l'optimisation du convertisseur mais dans ce cas, le lagrangien de l'optimisation s'exprime par :

$$\begin{aligned} &L_S(T_H, T_L, Al_H, Al_{L,}\lambda_{S_1}, \lambda_{S_2}) \\ &\qquad = -\dot{P}_C - \dot{P}_{HS} - \dot{P}_{LS} + \lambda_{S_1}\left[\frac{\dot{Q}_{LC}}{T_L} + \frac{\dot{Q}_{HC}}{T_H} + \dot{S}_C\right] + \lambda_{S_2}[Al_H + Al_L - Al_t] \end{aligned} \tag{179}$$

L'optimum doit satisfaire les équations suivantes :

$$\frac{\partial L_S}{\partial T_H} = \frac{\partial L_S}{\partial T_L} = \frac{\partial L_S}{\partial Al_H} = \frac{\partial L_S}{\partial Al_L} = \frac{\partial L_S}{\partial \lambda_{S_1}} = \frac{\partial L_S}{\partial \lambda_{S_2}} = 0 \tag{180}$$

1.3.5. Optimisation dans le cas de référence

1.3.5.1. Convertisseur adiabatique et fluide cyclé

Le cas de référence utilisé correspond aux conditions de fonctionnement du prototype de Turbosol, l'application industrielle développée dans la partie 2. Cela permettra de comparer les systèmes à l'optimum pour un fluide chaud à valoriser et un fluide de travail identiques. Le fluide chaud est de la fumée à $T_{HSi} = 480$ °C avec un débit massique de $\dot{m}_{HS} = 0{,}5$ kg/s. La chaleur spécifique de la fumée dépend du combustible et de la proportion de combustible et d'air. Dans le cas du gaz naturel, la chaleur spécifique de la fumée de combustion est donnée en fonction de la température et pour différentes valeur du ratio d'excès d'air n en Figure 42. Ce ratio représente le débit massique d'air sur le débit massique d'air dans le cas où la combustion est stœchiométrique. La chaleur spécifique de la fumée est évaluée en l'assimilant à la fumée de gaz naturel pour $n = 1$.

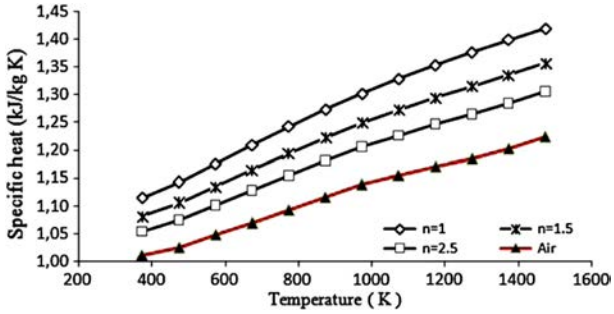


Figure 42 : Chaleur spécifique de fumée de gaz naturel en fonction de la température et de l'excès d'air n

Le fluide cyclé est de l'eau. La chaleur latente de l'eau au point triple est de $2{,}5.10^6$ J/kg, la température de l'eau au point triple est de 273 K, la température au point critique est de 647 K et le coefficient n vaut 2,9 [66]. Le fluide froid est de l'air à la température de $T_{LSi} = 20$ °C avec un débit massique de $\dot{m}_{LS} = 1{,}2$ kg/s. Les sections de passage du fluide cyclé dans les deux échangeurs est de $At_H = At_L = 2.10^{-2}$ m^2 alors que les sections de passage des fluides chauds et froid sont de $At_{HS} = At_{LS} = 2.10^{-1}$ m^2. Le coefficient de pertes de pression régulières est pris à $Cf = 0{,}20$ et celui de pertes singulières à $\zeta = 0{,}50$. C'est un choix assez arbitraire, mais l'étude de sensibilité aux paramètres montrera que l'optimum est très peu sensible aux coefficients de pertes de pression et aux sections de passage. Les rendements globaux de compression et de détente sont pris tous deux égaux à 0,70. La surface d'échange totale des deux échangeurs est de 30 m^2. Les conductances de perte thermiques sont toutes fixées à 3 W/K (K_{lC}, K_{lS}, K_{lS0}). Les coefficients globaux d'échange thermique sont quasi-équivalents à ceux des fluides limitants, c'est-à-dire la fumée et l'air ambiant. La convection forcée d'un gaz équivaut à un coefficient global d'échange de l'ordre de 10 à 500 W/K.m^2. Pour le cas de référence, le coefficient global d'échange est pris à 100 W/K.m^2 dans les deux échangeurs, ce qui est assez faible mais réaliste car les fluides chauds et froids sont des gaz.

La solution optimale est donnée en Tableau 9. Pour produire le maximum de puissance, l'eau doit se vaporiser à la température de 538 K et elle doit se condenser à la température de 375 K. La répartition de la surface d'échange totale favorise l'échangeur froid. La surface optimale d'échange de l'échangeur froid est de 21,9 m^2 alors que l'échangeur chaud doit faire 8,1 m^2. L'efficacité de l'échangeur chaud est de 0,74 et l'efficacité de l'échangeur froid est de 0,84. Le fluide cyclé à un débit massique de 0,0581 kg/s.

$T_{H_{opt}}$ (K)	$T_{L_{opt}}$(K)	$A_{lH_{opt}}$ (m^2)	$A_{lL_{opt}}$(m^2)
538	375	8,1	21,9

Tableau 9 : Température haute, température basse, surface de transfert de l'échangeur chaud et surface de transfert de l'échangeur froid optimales dans le cas de la maximisation de la puissance du convertisseur

Les puissances calorifiques entrantes et sortantes, la puissance électrique produite, les rendements et la production d'entropie de chaque sous-système sont donnés en Tableau 10. Par exemple, le système pris dans son environnement produit une puissance maximale de 13,1 kW.

	$\dot{Q}_{Hi}$ (kW)	$-\dot{Q}_{Li}$ (kW)	$-\dot{P}_i$ (kW)	η_i (%)	$\dot{S}_i$ (W/K)
convertisseur utile ($i = C$)	94,4	80,7	13,7	14,5	39,9
fluide($i = F$)	94,9	81,2	13,7	14,4	40,2
système ($i = S$)	96,3	82,6	13,1	13,6	112
système environné ($i = S0$)	97,7	84,0	13,1	13,4	115

Tableau 10 : puissances calorifiques entrantes et sortantes, puissance électrique produite, rendements et production d'entropie de chaque système dans le cas de la maximisation de la puissance du convertisseur

Le flux de chaleur perdu par pertes thermiques dans le convertisseur représente 0,490 kW, les pertes thermiques du système sont de 1,38 kW et celles du système dans l'environnement sont de 1,38 kW également. La consommation des pompes de circulation des fluides représentent 67 W pour la pompe de circulation du fluide chaud et 350 W pour la pompe de circulation du fluide froid. La production d'entropie dans le convertisseur est principalement due à la production d'entropie pendant la détente (32,0 W/K) et à celle pendant la compression (7,85 W/K). La production d'entropie par pertes de pression pendant la vaporisation ($4{,}44.10^{-6}$ W/K) et pendant la condensation ($2{,}63.10^{-4}$ W/K) sont très faibles. La production d'entropie du système est bien supérieure à celle du fluide cyclé. Cela est dû principalement à la création d'entropie produite par le transfert de chaleur côté vaporisation (34,9 W/K) et à celle côté condensation (32,0 W/K). La production d'entropie due aux pertes de pression dans le fluide chaud ainsi que pendant sa mise en pression représentent $8{,}85.10^{-2}$ W/K. Dans le fluide froid, ces mêmes productions d'entropie sont de 1,19 W/K, ce qui est 10 fois plus.

1.3.5.2. Système et système environné

La solution optimale de la maximisation de la puissance du système est donnée en Tableau 11. Pour produire le maximum de puissance, l'eau doit se vaporiser à la température de 538 K et elle doit se condenser à la température de 375 K. Ce qui est identique à l'optimisation précédente. La surface optimale d'échange de l'échangeur froid est de 21,8 m^2 alors que l'échangeur chaud doit faire 8,2 m^2. L'efficacité de l'échangeur chaud est de 0,74 et l'efficacité de l'échangeur froid est de 0,84. Le fluide cyclé a un débit massique de 0,0582 kg/s. Ainsi, l'optimum est très légèrement modifié par rapport à la maximisation de la puissance nette produite par le fluide cyclé seul, la surface de l'échangeur froid est très légèrement moins favorisée, elle passe de 21,9 m^2 à 21,8 m^2. Ce qui implique que l'échangeur chaud voit passer sa surface de 8,1 m^2 à 8,2 m^2.

$T_{H_{opt}}$ (K)	$T_{L_{opt}}$(K)	$A_{lH_{opt}}$ (m^2)	$A_{lL_{opt}}$(m^2)
538	375	8,2	21,8

Tableau 11 : Température haute, température basse, surface de transfert de l'échangeur chaud et surface de transfert de l'échangeur froid optimales dans le cas de la maximisation de la puissance du système

Ces légères différences n'impliquent en réalité pas d'autres modifications sur les résultats obtenus par la maximisation de la puissance électrique nette produite par le convertisseur dans le cas de référence (Tableau 12).

	$\dot{Q}_{Hi}$ (kW)	$-\dot{Q}_{Li}$ (kW)	$-\dot{P}_i$ (kW)	η_i (%)	$\dot{S}_i$ (W/K)
convertisseur utile ($i = C$)	94,4	80,7	13,7	14,5	39,9
fluide($i = F$)	94,9	81,2	13,7	14,4	40,2
système ($i = S$)	96,3	82,6	13,1	13,6	112
système environné ($i = S0$)	97,7	84,0	13,1	13,4	115

Tableau 12 : puissances calorifiques entrantes et sortantes, puissance électrique produite, rendements et production d'entropie de chaque système dans le cas de la maximisation de la puissance du système

1.3.5.3. Cas limite réversible et adiabatique

Dans le cas réversible, tous les rendements de composants valent 1 et les coefficients de perte de pression sont nuls. Dans le cas adiabatique, toutes les conductances de pertes thermiques sont nulles. Tous les sous-systèmes précédemment distingués sont dans ce cas équivalents. La solution optimale dans le cas réversible et adiabatique est donnée en Tableau 13. Pour produire le maximum de puissance, l'eau doit se vaporiser à la température de 578 K et elle doit se condenser à la température de 360 K. La répartition de la surface d'échange totale favorise légèrement l'échangeur froid. La surface optimale d'échange de l'échangeur froid est de 16 m^2 alors que l'échangeur chaud doit faire 14 m^2. L'efficacité de l'échangeur chaud est de 0,90 et l'efficacité de l'échangeur froid est de 0,74. Le fluide cyclé a un débit massique de 0,0686 kg/s.

$T_{H_{opt}}$ (K)	$T_{L_{opt}}$(K)	$A_{lH_{opt}}$ (m^2)	$A_{lL_{opt}}$(m^2)
578	360	14	16

Tableau 13 : Température haute, température basse, surface de transfert de l'échangeur chaud et surface de transfert de l'échangeur froid optimales dans le cas de la maximisation de la puissance du convertisseur réversible et adiabatique

Les puissances calorifiques et électriques échangées sont données en Tableau 14. Ainsi la puissance maximale que peut produire une machine de Carnot réversible et adiabatique à eau changeant de phase qui valorise une fumée à la température de 480 °C et d'un débit de 0,5 kg/s est de 36 kW. Le rendement correspondant est de 37,6%. L'entropie produite est uniquement due aux transferts de chaleur et elle vaut 45,7 W/K. La contribution de l'échange chaud est de 43,1 W/K et celle de l'échangeur froid est de 22,6 W/K.

$\dot{Q}_H$ (kW)	$-\dot{Q}_L$ (kW)	$-\dot{P}$ (kW)	η (%)	$\dot{S}_S$ (W/K)
95,9	59,9	36,0	37,6	45,7

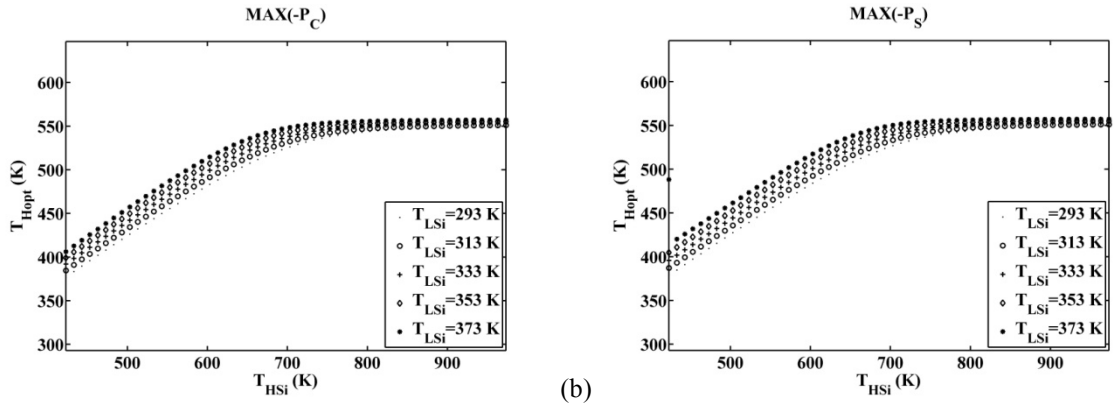
Tableau 14 : puissances calorifiques entrantes et sortantes, puissance électrique produite, rendements et production d'entropie du système dans le cas de la maximisation de la puissance du système réversible et adiabatique

1.3.6. Etude de sensibilité paramétrique

1.3.6.1. Influence de la température du fluide chaud et du fluide froid en entrée de système

L'influence de la température du fluide chaud et du fluide froid en entrée de système est étudiée. Les Figure 43a, Figure 43b, Figure 44a et Figure 44b montrent, que les températures hautes et basses optimales sont équivalentes dans les deux optimisations. La température haute optimale augmente de manière asymptotique quand la température de la source chaude augmente (Figure 43). La température haute optimale tend vers 557 K à partir de $T_{HSi} =$ 700 K. Au delà de 700 K, la température haute optimale n'augmente plus. La température haute optimale augmente légèrement avec l'augmentation de la température du fluide froid.

Ce comportement asymptotique des températures optimales montrent que la vaporisation est limitée par la température critique du fluide considéré. La prise en compte des propriétés du fluide jouent sur l'optimum.



(a) (b)

Figure 43 : Température de vaporisation optimale (a) dans le cas de la maximisation de la puissance du convertisseur ; (b) dans le cas de la maximisation de la puissance du système ; en fonction la température du fluide chaud en entrée de système pour différentes valeurs de la température du fluide froid

La température basse optimale augmente également de manière asymptotique quand la température du fluide chaud augmente (Figure 44a et Figure 44b). Sa limite supérieure pour $T_{LSi} = 293$ K est de 390 K. La température basse optimale augmente avec l'augmentation de la température du fluide froid. Lorsque la température du fluide chaud est de 753 K, augmenter la température du fluide froid de 293 K à 373 K entraine une augmentation de la température de condensation optimale de 375 K à 441 K.

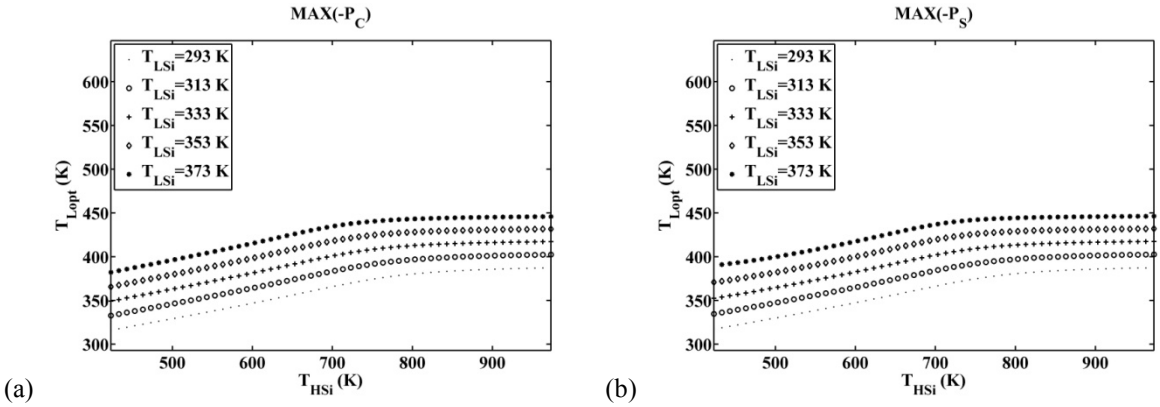


Figure 44 : Température de condensation optimale (a) dans le cas de la maximisation de la puissance du convertisseur ; (b) dans le cas de la maximisation de la puissance du système ; en fonction la température du fluide chaud en entrée de système pour différentes valeurs de la température du fluide froid

Les Figure 45a, Figure 45b, Figure 46a et Figure 46b montrent que la répartition optimale des surfaces de transfert de chaleur entre l'échangeur chaud et l'échangeur froid ne sont pas équivalente lors de la maximisation de la puissance du convertisseur et celle du système pour une température de fluide chaud comprise entre 400 et 650 K. La maximisation de la puissance du système favorise l'échangeur chaud pour de faibles valeurs de température de fluide chaud (< 650 K Figure 45b et Figure 46b) alors que la maximisation de la puissance du convertisseur favorise l'échangeur froid quelles que soient les températures du fluide chaud et du fluide froid (Figure 45a et Figure 46a). Lorsque la température du fluide chaud augmente, la surface d'échange de l'échangeur chaud réduit au profit de l'échangeur froid. Pour de fortes valeurs de la température de fluide chaud (> 800 K), la quasi-totalité de la surface d'échange est allouée à l'échangeur froid. Pour $T_{HSi} < 650$ K, lorsque que la température du fluide froid augmente, l'échangeur chaud est favorisé, et pour $T_{HSi} > 650$ K, c'est l'inverse.

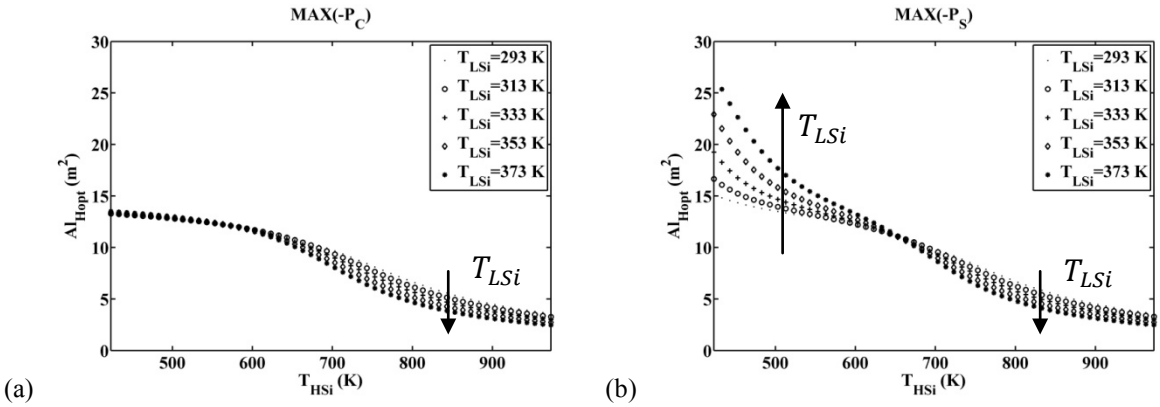


Figure 45 : Surface d'échange optimale de l'échangeur chaud (a) dans le cas de la maximisation de la puissance du convertisseur et (b) dans le cas de la maximisation de la puissance du système ; en fonction la température du fluide chaud en entrée de système pour différentes valeurs de la température du fluide froid

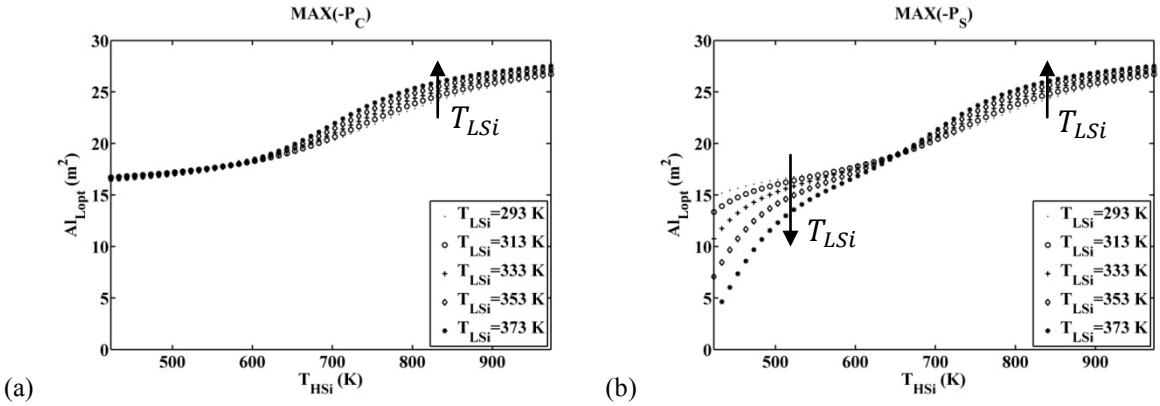


Figure 46 : Surface d'échange optimale de l'échangeur froid (a) dans le cas de la maximisation de la puissance du convertisseur et (b) dans le cas de la maximisation de la puissance du système ; en fonction la température du fluide chaud en entrée de système pour différentes valeurs de la température du fluide froid

La puissance produite par le convertisseur dans le cas de la maximisation de la puissance du convertisseur (Figure 47a) est équivalente à celle produite dans le cas de la maximisation de la puissance du système (Figure 47b). La puissance produite par le système est légèrement moins grande que celle produite par le convertisseur mais est équivalente dans les deux optimisations (Figure 47c et Figure 47d). La puissance produite a le même comportement asymptotique que les températures hautes optimales. La limitation physique du fluide entraine une limitation en puissance produite.

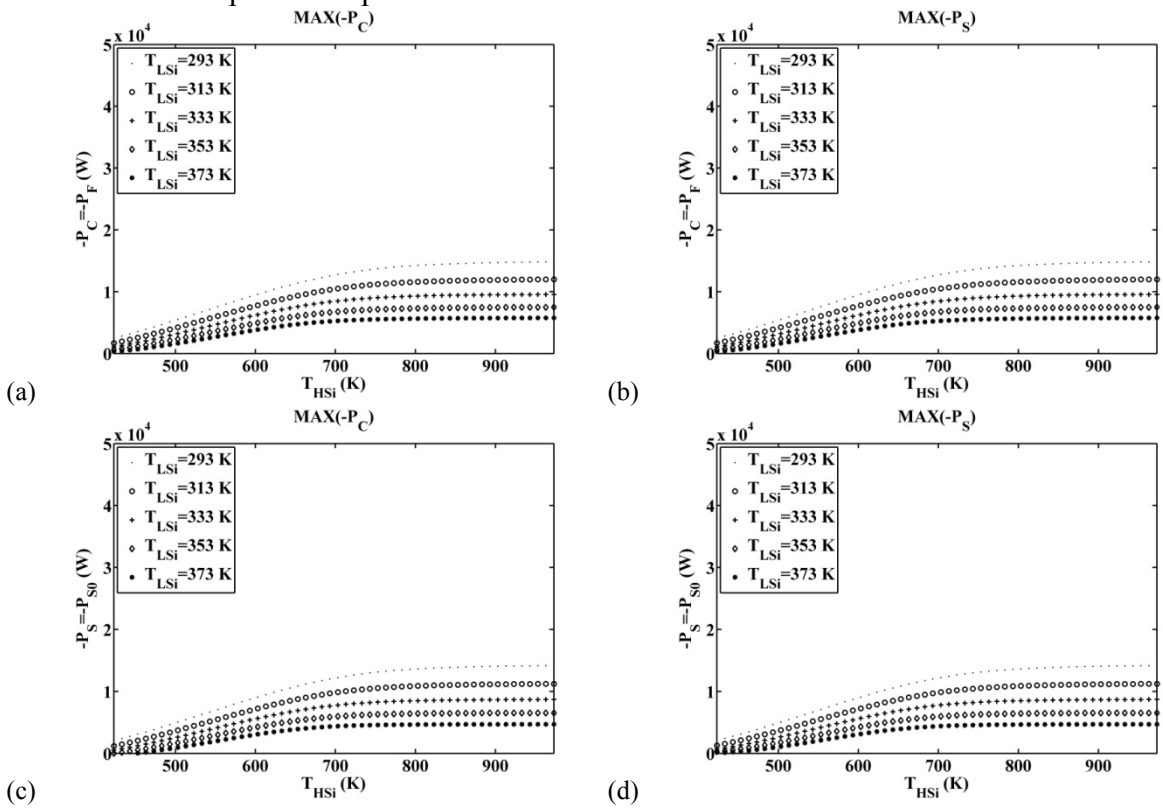


Figure 47 : (a) Puissance du convertisseur dans le cas de la maximisation de la puissance du convertisseur ; (b) puissance du convertisseur dans le cas de la maximisation de la puissance du système ; (c) puissance du système dans le cas de la maximisation de la puissance du convertisseur et (d) puissance du système dans le cas de la maximisation de la puissance du système; en fonction la température du fluide chaud en entrée de système pour différentes valeurs de la température du fluide froid

Le débit massique du fluide cyclé est donné en Figure 48. Il augmente de manière quasi-linéaire pour une température de fluide chaud variant de 400 à 700 K puis augmente de manière asymptotique. Le débit massique du fluide cyclé diminue avec l'augmentation de la température de fluide froid.

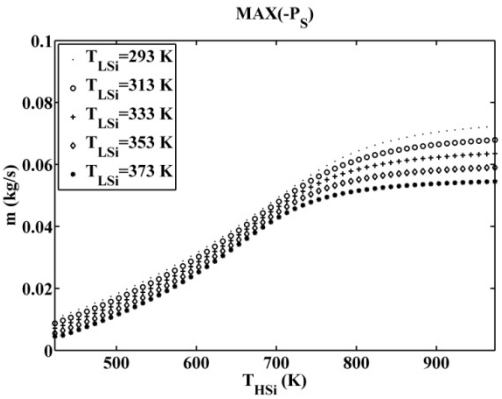
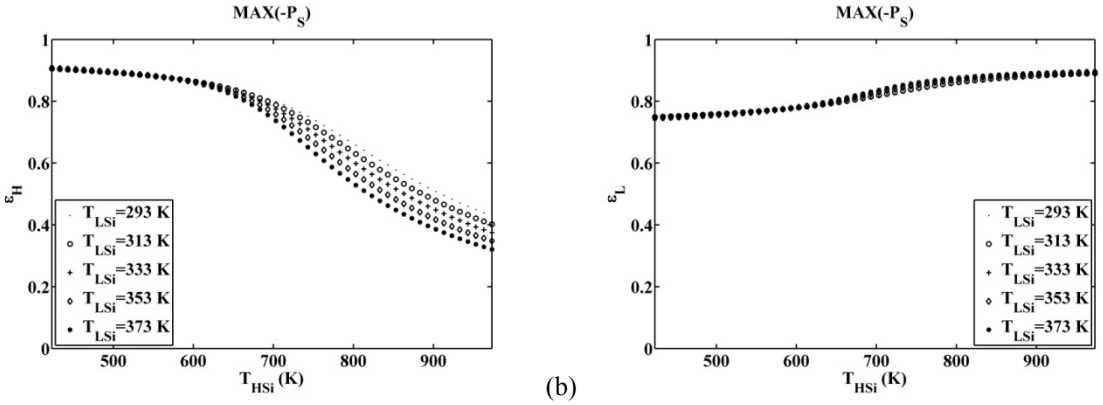


Figure 48 : Débit massique du fluide cyclé dans le cas de la maximisation de la puissance du système en fonction la température du fluide chaud en entrée de système pour différentes valeurs de la température du fluide froid

Dans la suite du paragraphe, seuls les résultats de la maximisation de la puissance du système sont donnés. Cela est justifié par la très faible différence entre les résultats obtenus dans les deux optimisations.

L'efficacité de l'échangeur chaud diminue fortement avec l'augmentation de la température du fluide chaud (Figure 49a) et l'efficacité de l'échangeur froid augmente légèrement (Figure 49b).



(a) (b)

Figure 49 : (a) Efficacité de l'échangeur chaud et (b) efficacité de l'échangeur froid en fonction la température du fluide chaud en entrée de système pour différentes valeurs de la température du fluide froid

Les différences de rendements entre les différents sous systèmes sont faibles (Figure 50a à Figure 50d). Un maximum de rendement est observé en fonction de la température de fluide chaud et pour une température de fluide froid donnée. La température de fluide chaud qui correspond au maximum de rendement est de l'ordre de 600 K.

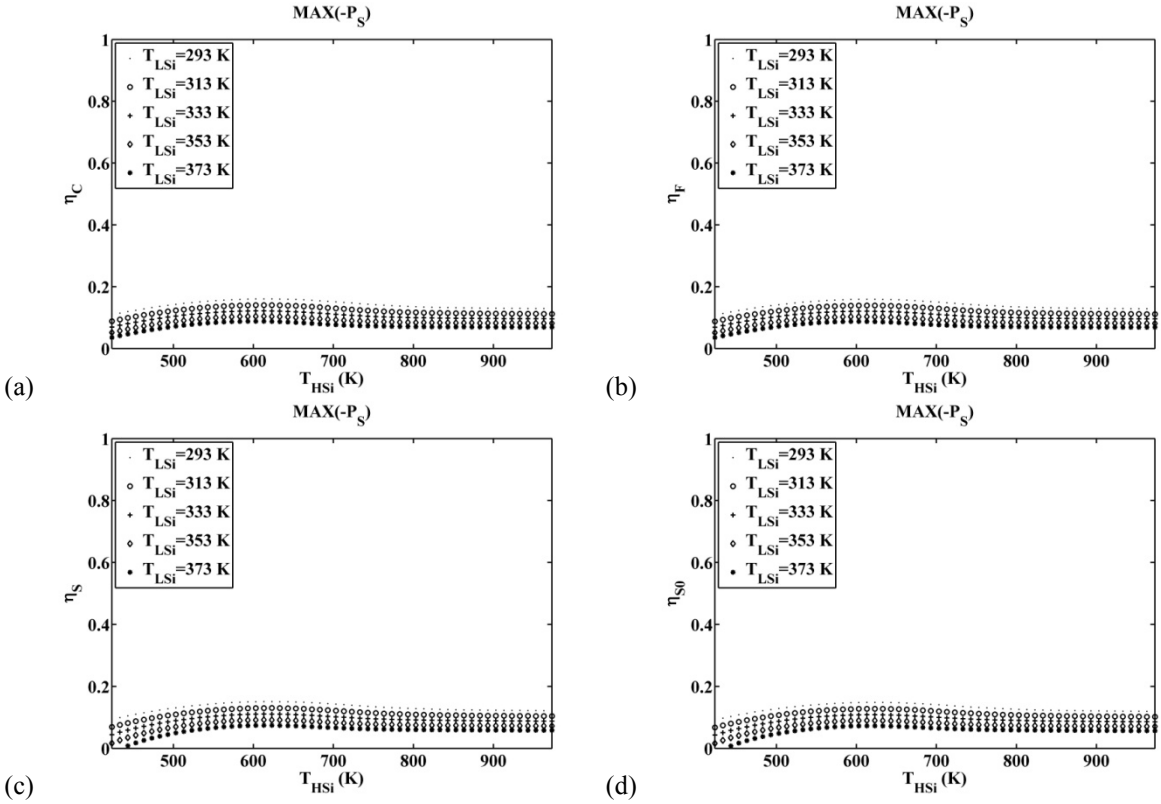


Figure 50 : (a) Rendement du convertisseur adiabatique, (b) rendement du système « fluide cyclé », (c) rendement du système et (d) rendement du système pris dans son environnement en fonction de la température du fluide chaud en entrée de système pour différentes valeurs de la température du fluide froid

L'entropie produite dans le convertisseur est donnée en fonction de la température du fluide chaud en entrée de système pour différentes valeurs de la température du fluide froid en Figure 51a. Elle augmente de manière linéaire pour une augmentation de la température du fluide chaud de 400 K à 750 K puis n'augmente plus. L'entropie du système est donnée en Figure 51b. Elle augmente fortement avec l'augmentation de la température du fluide chaud mais diminue avec l'augmentation de la température du fluide froid.

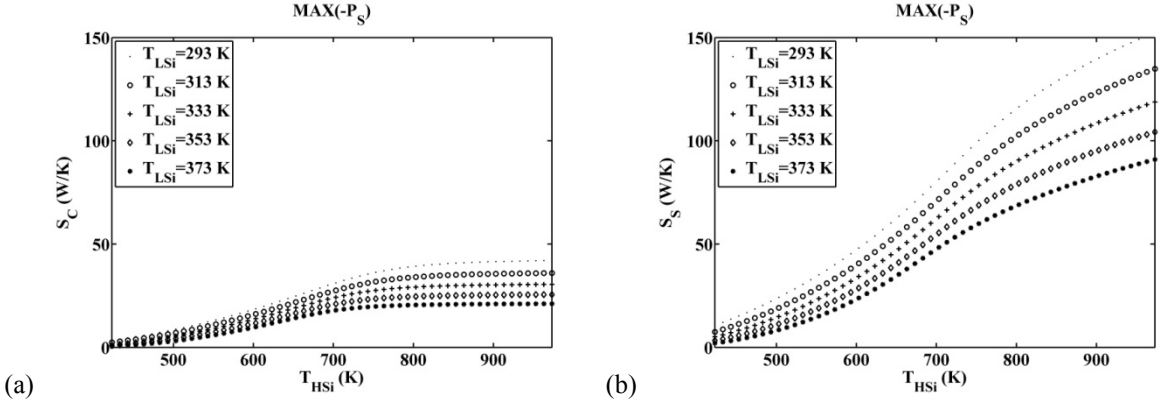


Figure 51 : (a) Entropie produite dans le convertisseur et (b) entropie produite dans le système ; en fonction de la température du fluide chaud en entrée de système pour différentes valeurs de la température du fluide froid

L'entropie produite par transfert de chaleur entre le fluide cyclé et les fluides externes est grande. Elle est donnée dans l'échangeur chaud en Figure 52a et dans l'échangeur froid en Figure 52b. L'entropie produite dans l'échangeur chaud augmente fortement avec l'augmentation de la température des fumées. En effet, la température haute optimale n'augmente plus au delà de $T_{HSi} = 700$ K, ainsi l'écart de température entre la fumée et le fluide cyclé augmente considérablement au delà de $T_{HSi} = 700$ K, ce qui augmente les irréversibilités de transfert. En revanche, dans l'échangeur froid, l'entropie de transfert produite a un comportement asymptotique. Les entropies produites pendant les phases de détente et de compression sont également respectivement tracées en fonction de la température du fluide chaud en Figure 52c et Figure 52d. L'entropie produite pendant la détente est très grande et celle produite pendant la compression n'est pas négligeable. Toutes deux augmentent de manière asymptotique car elles dépendent de l'écart de température entre la vaporisation et la condensation.

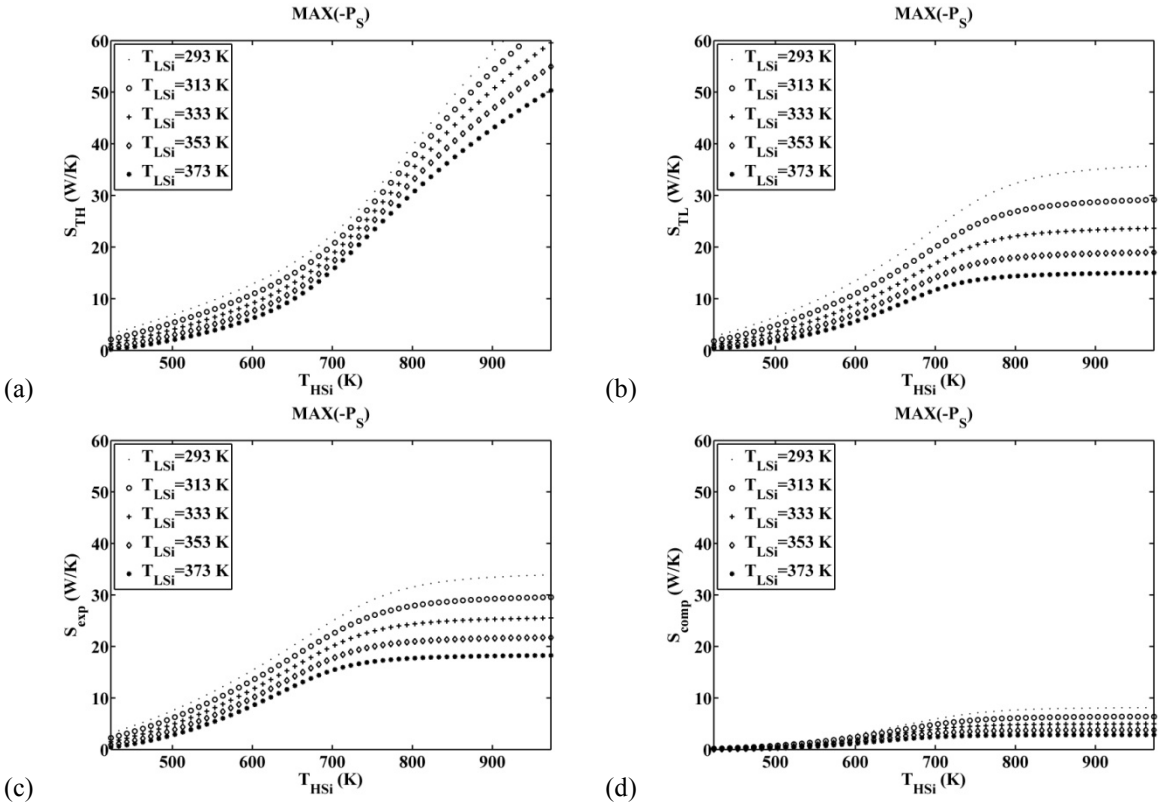


Figure 52 : (a) production d'entropie due au transfert de chaleur dans l'échangeur chaud et (b) production d'entropie due au transfert de chaleur dans l'échangeur froid ; (c) production d'entropie pendant la détente et (d) pendant la compression ; en fonction de la température du fluide chaud en entrée de système pour différentes valeurs de la température du fluide froid

Les entropies dues aux pertes de pression dans les différents fluides et échangeurs sont données en Figure 53. En Figure 53a, l'entropie produite dans le fluide chaud dans l'échangeur chaud est très faible (inférieur à 1 W/K) et quasi-constante quand la température du fluide chaud et la température du fluide froid augmentent. En Figure 53b, l'entropie produite dans le fluide froid dans l'échangeur froid est moins faible (de l'ordre de 1W/K) et quasi-constante quand la température du fluide chaud et la température du fluide froid augmentent. L'entropie produite dans le fluide cyclé par perte de pression est très faible et n'est pas sensible à la variation de la température des fumées (Figure 53c et d).

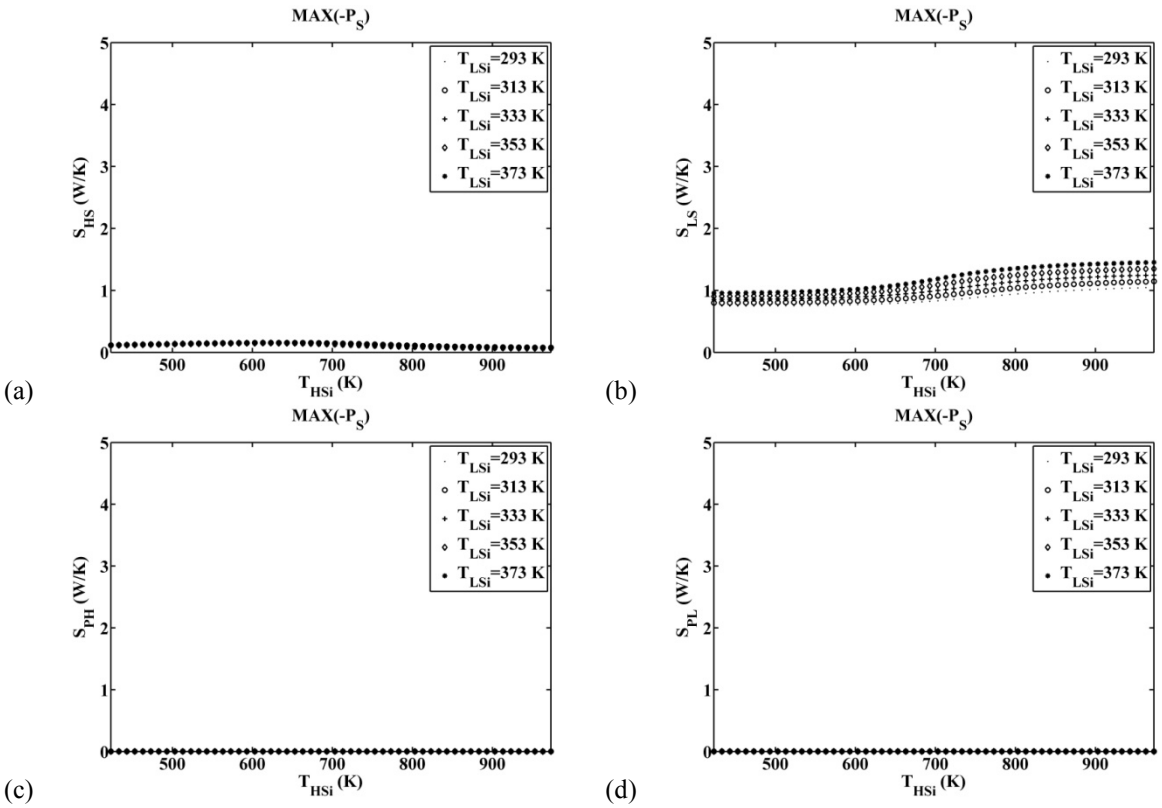
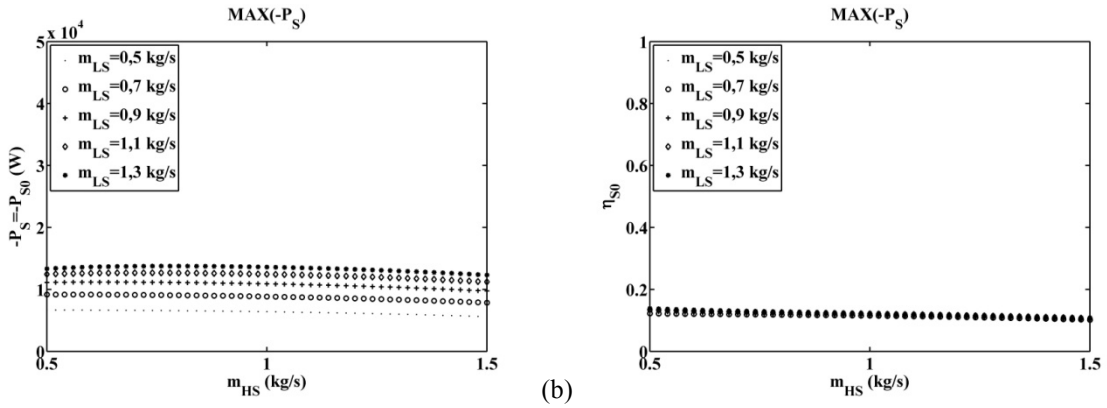


Figure 53 : (a) Entropie produite dans le fluide chaud dans l'échangeur chaud ; (b) entropie produite dans le fluide froid dans l'échangeur froid ; (c) entropie produite dans le fluide cyclé dans l'échangeur chaud et (d) entropie produite dans le fluide cyclé dans l'échangeur froid en fonction de la température du fluide chaud en entrée de système pour différentes valeurs de la température du fluide froid

1.3.6.2. Influence du débit massique du fluide chaud et du débit massique du fluide froid

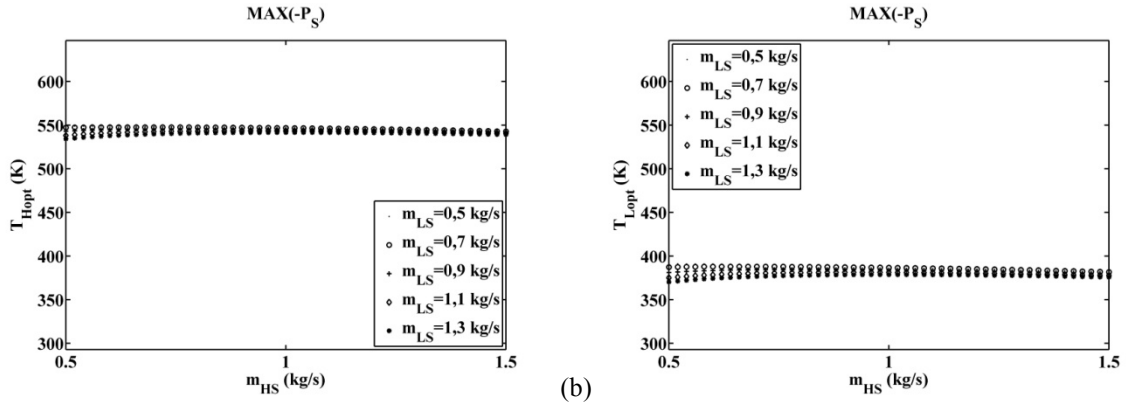
La puissance produite par le système dans l'environnement (Figure 54a) ainsi que le rendement au sens du premier principe ne dépendent pas du débit massique de fluide chaud (Figure 54b). La puissance produite augmente avec l'augmentation du débit massique du fluide froid.



(a) (b)

Figure 54 : (a) Puissance produite et (b) Rendement au sens du premier principe du système dans l'environnement en fonction du débit massique de fluide chaud pour différentes valeurs du débit massique de fluide froid

Les températures hautes et basses optimales ne sont pas sensibles aux débits massiques de fluide chaud et froid (Figure 55), tout comme les surfaces d'échange (Figure 56). Cependant, l'augmentation du débit massique de fluide froid entraine une diminution de la surface de transfert optimale de l'échangeur froid (Figure 56b), et par conséquent une augmentation de la surface de transfert de l'échangeur chaud (Figure 56a).



(a) (b)

Figure 55 : (a) Température de vaporisation optimale et (b) température de condensation optimale en fonction du débit massique de fluide chaud pour différentes valeurs du débit massique de fluide froid

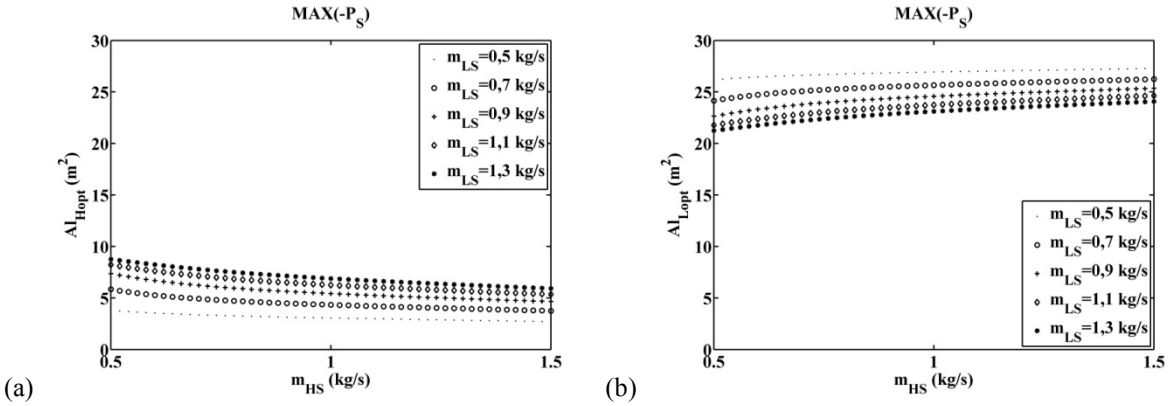


Figure 56 : (a) Surface de l'échangeur chaud optimale et (b) surface de l'échangeur froid optimale en fonction du débit massique de fluide chaud pour différentes valeurs du débit massique de fluide froid

1.3.6.3. Influence des rendements globaux de compression et de détente

La température haute optimale augmente avec l'augmentation du rendement de détente et de compression (Figure 57a). La température basse optimale ne dépend pas des rendements de détente et de compression (Figure 57b).

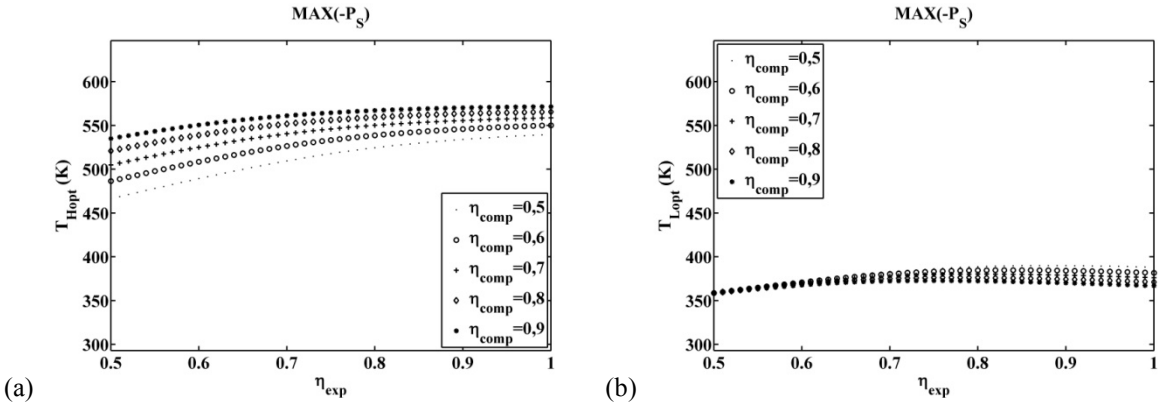


Figure 57 : (a) Température de vaporisation optimale et (b) température de condensation optimale en fonction du rendement de la détente et pour différentes valeurs du rendement de la compression

La surface d'échange optimale de l'échangeur chaud augmente avec l'augmentation des rendements de détente et de compression (Figure 58a) et par symétrie, celle de l'échangeur froid diminue (Figure 58b). En effet, l'entropie produite dans le système diminue avec l'augmentation du rendement de détente, elle ne nécessite donc plus d'être évacuée.

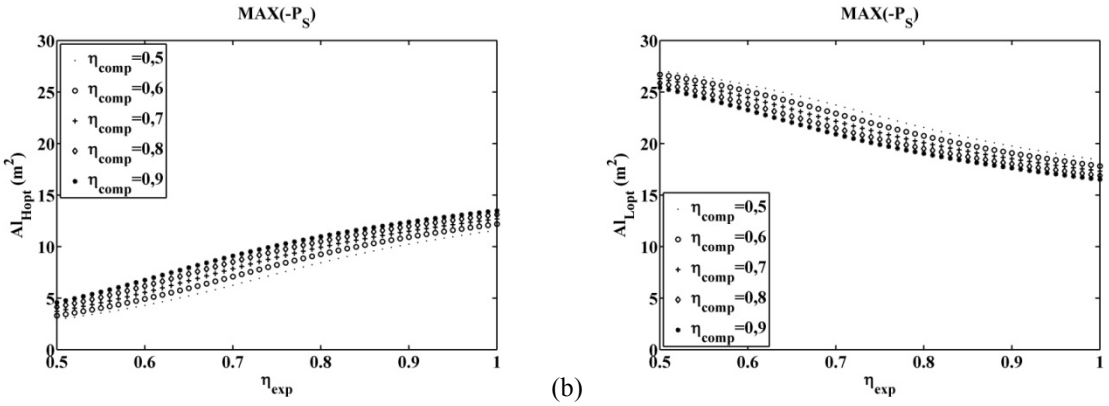


Figure 58 : (a) Surface de l'échangeur chaud optimale et (b) surface de l'échangeur froid optimale en fonction du rendement de la détente et pour différentes valeurs du rendement de la compression

La puissance (Figure 59a) et le rendement (Figure 59b) augmentent fortement avec l'augmentation des rendements de détente et de compression.

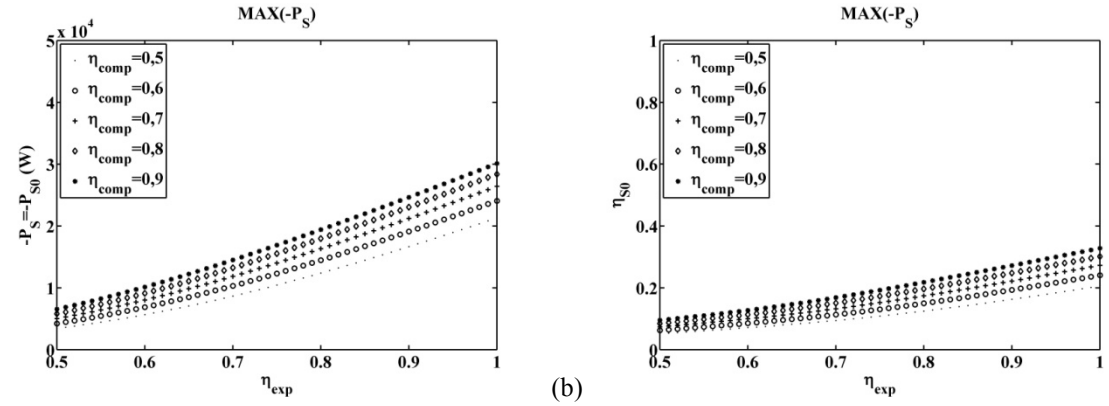
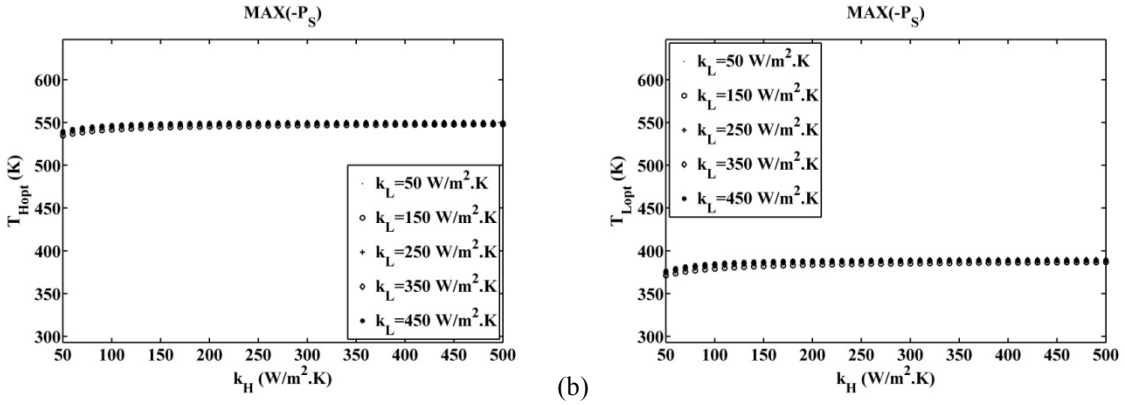


Figure 59 : (a) Puissance produite et (b) Rendement au sens du premier principe du système dans l'environnement en fonction du rendement de la détente et pour différentes valeurs du rendement de la compression

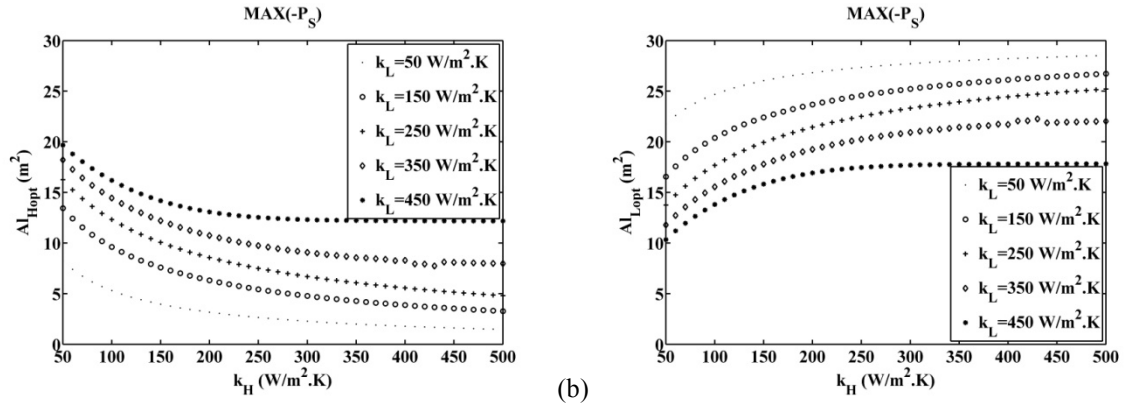
1.3.6.4. Influence des coefficients globaux d'échange thermique

Les températures de vaporisation et de condensation optimales ne dépendent pas des coefficients globaux d'échange thermique (Figure 60a et b). Par contre, la surface d'échange optimale de l'échangeur chaud diminue avec l'augmentation du coefficient global d'échange de l'échangeur chaud et augmente avec l'augmentation du coefficient global d'échange de l'échangeur froid (Figure 61a). Par symétrie, la surface d'échange optimale de l'échangeur froid augmente avec l'augmentation du coefficient global d'échange de l'échangeur chaud et diminue avec l'augmentation du coefficient global d'échange de l'échangeur froid (Figure 61b).



(a) (b)

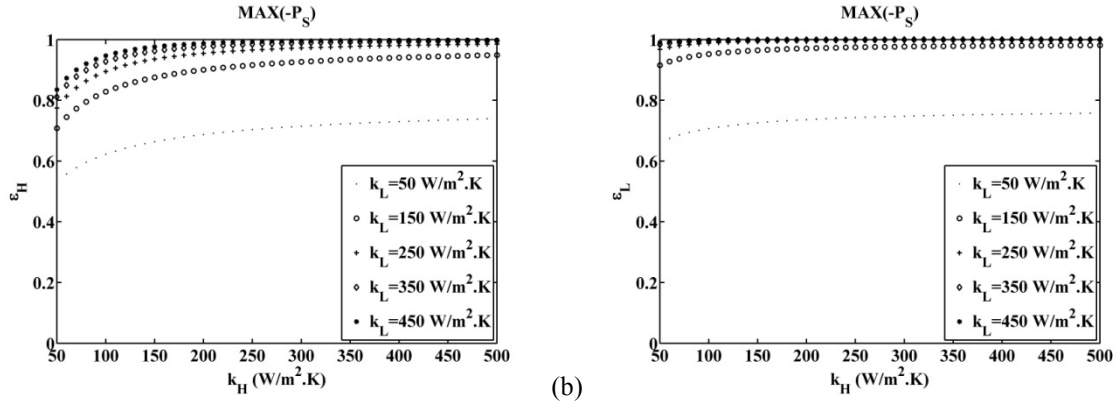
Figure 60 : (a) Température de vaporisation optimale et (b) température de condensation optimale en fonction du coefficient global d'échange dans l'échangeur chaud pour différentes valeurs du coefficient global d'échange dans l'échangeur froid



(a) (b)

Figure 61 : (a) Surface de l'échangeur chaud optimale et (b) surface de l'échangeur froid optimale en fonction du coefficient global d'échange dans l'échangeur chaud pour différentes valeurs du coefficient global d'échange dans l'échangeur froid

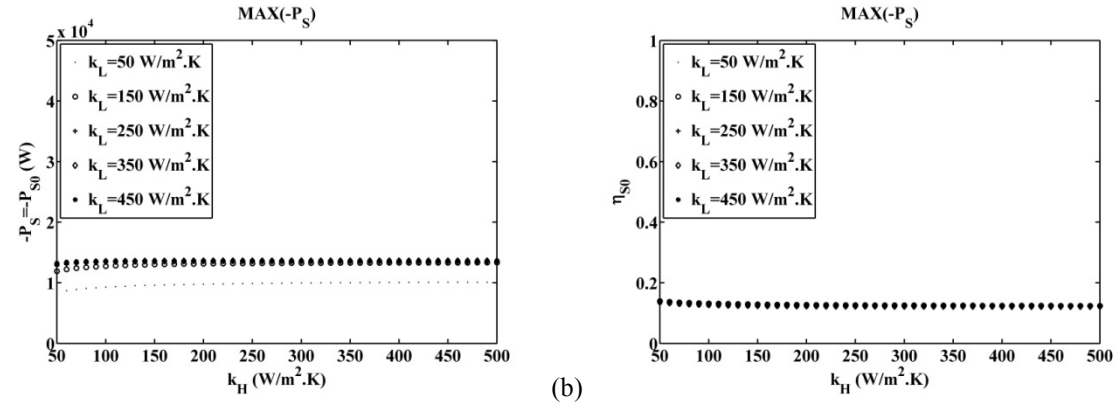
L'augmentation des coefficients globaux d'échange thermique entraine l'augmentation des efficacités échangeurs (Figure 62), ces deux efficacités tendent vers 1 pour de grandes valeurs des coefficients globaux d'échange thermiques.



(a) (b)

Figure 62 : (a) Efficacité de l'échangeur chaud et (b) efficacité de l'échangeur froid en fonction du coefficient global d'échange dans l'échangeur chaud pour différentes valeurs du coefficient global d'échange dans l'échangeur froid

La puissance produite et le rendement du système dans son environnement ne sont pas sensibles aux coefficients d'échanges globaux d'échange thermique (Figure 63), excepté pour de très faibles valeurs de coefficient d'échange de l'échangeur froid $(50\,\mathrm{W/m^2.K})$ où la puissance nette produite diminue. Cette faible valeur de coefficient global d'échange n'est pas réaliste. On peut donc considérer que dans des cas physiquement réalistes, la variation des coefficients globaux d'échange thermiques n'influent pas sur la puissance nette produite. Elle influe par contre fortement sur la répartition optimale des surfaces d'échange qui compensent directement ces variations.

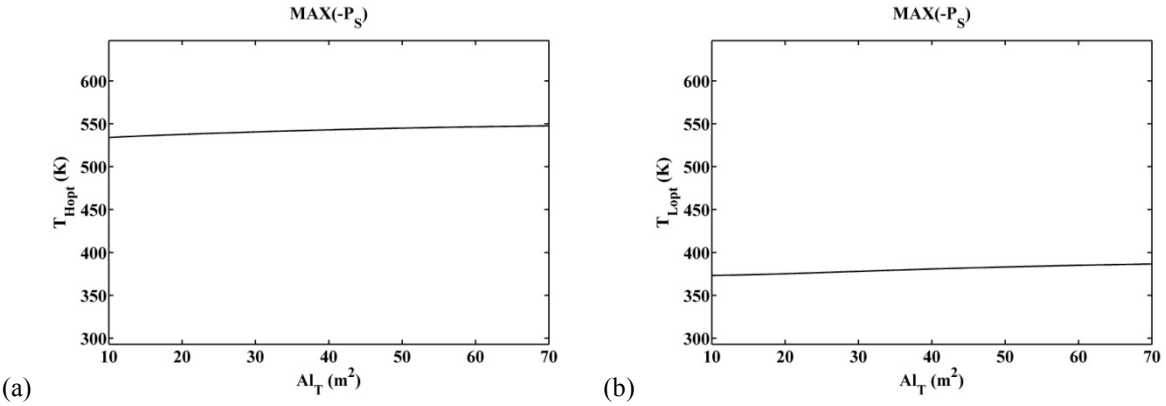


(a) (b)

Figure 63 : (a) Puissance produite et (b) Rendement au sens du premier principe du système dans l'environnement en fonction du coefficient global d'échange dans l'échangeur chaud pour différentes valeurs du coefficient global d'échange dans l'échangeur froid

1.3.6.5. Influence de la surface totale d'échange

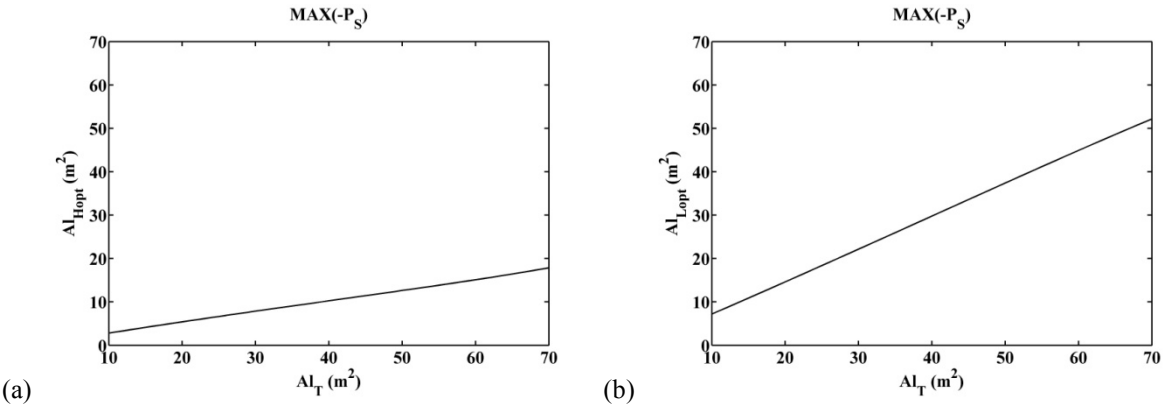
Les températures de vaporisation et de condensation optimales sont peu influencées par la surface totale d'échange (Figure 64).



(a) (b)

Figure 64 : (a) Température de vaporisation optimale et (b) température de condensation optimale en fonction de la surface d'échange totale

Les surfaces d'échange optimales de l'échangeur chaud et de l'échangeur froid augmentent avec l'augmentation de la surface d'échange totale (Figure 65a et b). La répartition n'est pas constante avec l'augmentation de la surface d'échange totale, en effet, la part optimale de surface d'échange de l'échangeur froid divisée par la surface totale d'échange augmente avec l'augmentation de la surface d'échange totale (Figure 66). Ainsi, l'échangeur froid est toujours privilégié par rapport à l'échangeur chaud et cette tendance s'accentue avec l'augmentation de la surface totale d'échange. En effet, augmenter la surface d'échange totale entraine une augmentation des dissipations qu'il est nécessaire d'évacuer sur le fluide froid.



(a) (b)

Figure 65 : (a) Surface de l'échangeur chaud optimale et (b) surface de l'échangeur froid optimale en fonction de la surface d'échange totale

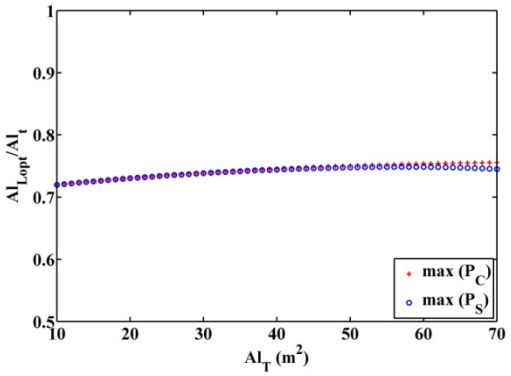
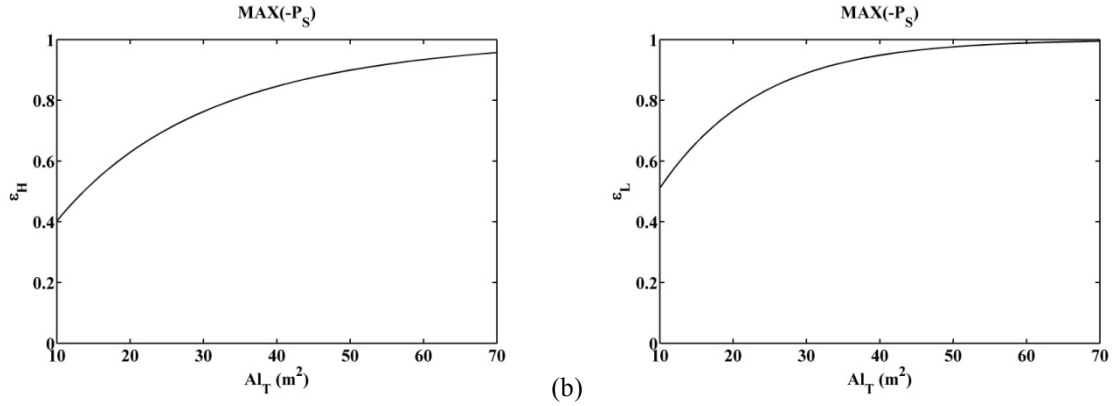


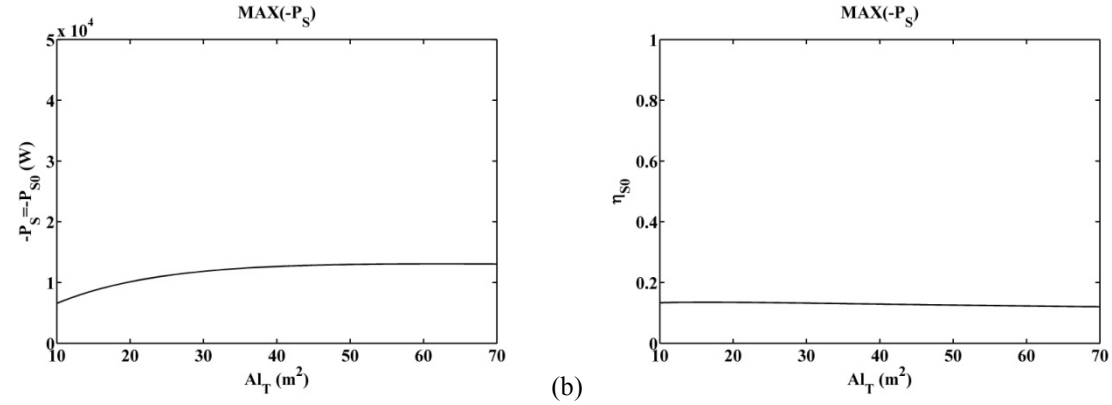
Figure 66 : Surface de l'échangeur froid optimale divisée par la surface totale en fonction de la surface d'échange totale

Les efficacités des échangeurs chaud et froid augmentent avec l'augmentation de la surface d'échange disponible et tendent vers 1 (Figure 67a et b). La puissance nette produite augmente jusqu'à $Al_T = 50\ \mathrm{m}^2$, puis, au delà, elle a un comportement asymptotique (Figure 68a). Le rendement n'est pas sensible à l'augmentation de la surface totale d'échange (Figure 68b).



(a) (b)

Figure 67 : (a) Efficacité de l'échangeur chaud et (b) efficacité de l'échangeur froid en fonction de la surface d'échange totale



(a) (b)

Figure 68 : (a) Puissance produite et (b) Rendement au sens du premier principe du système dans l'environnement en fonction de la surface d'échange totale

1.3.6.6. Paramètres non influents

La section de passage du fluide cyclé et du fluide chaud dans l'échangeur chaud ainsi que la section de passage du fluide cyclé et du fluide froid dans l'échangeur froid influent peu l'optimum. De même, les coefficients de perte de pression et les conductances de pertes thermiques influent peu l'optimum. Les études de sensibilités à ces paramètres non influents sont données en annexe (Annexe F à Annexe I).

1.3.7. Conclusions et perspectives du chapitre 1.3.

Il existe de nombreuses fonctions objectif possibles lorsque l'on veut optimiser un système. Ces différentes fonctions objectifs ont été comparées dans un cas simplifié sans pertes thermiques, avec des efficacités d'échangeurs fixées et indépendantes des variables de l'optimisation et pour une production d'entropie interne au convertisseur fixée et également indépendante des variables de l'optimisation. Dans ce cas, la minimisation de la consommation énergétique ainsi que la minimisation des rejets thermiques aboutissent à l'équilibre thermostatique. C'est-à-dire que la température haute optimale est celle du fluide chaud en entrée de système et la température basse optimale est celle du fluide froid en entrée de système. Ce qui implique que les efficacités des échangeurs doivent valoir 1, ce qui n'est pas physiquement possible. Les valeurs des températures optimales pour la maximisation de la puissance mécanique sont des résultats connus [101]. En considérant le système et le système environné, la minimisation de la création d'entropie implique l'équilibre thermostatique. De même, la maximisation du rendement au sens du premier principe aboutit à l'équilibre thermostatique. La maximisation du facteur de qualité au sens du second principe dans le convertisseur aboutit à des températures optimales hautes et basses différentes de celles obtenues par la maximisation de la puissance mécanique. La possibilité d'utiliser un nouveau critère d'optimisation qui pondère plusieurs fonctions objectif est présentée dans ce chapitre.

La fonction objectif retenue pour l'optimisation dans le cas général, c'est-à-dire avec la prise en compte des dissipations et des pertes thermiques à chaque échelle, est la puissance nette produite. Comme précisé en introduction de chapitre, elle est la plus pertinente pour la récupération de la chaleur fatale dont l'apport énergétique est un paramètre de l'optimisation. Deux optimisations sont alors distinguées, la maximisation de la puissance produite par le convertisseur adiabatique, qui est équivalente à la maximisation de la puissance produite par le fluide cyclé, et la maximisation de la puissance produite par le système, qui est équivalente à la maximisation de la puissance produite par le système environné. Il est rappelé que les variables de l'optimisation sont tout d'abord les températures de vaporisation et de condensation. Ce qui permet, dans le cas d'un fluide pur, de déterminer les pressions de vaporisation et de condensation et ainsi de dimensionner le compresseur. L'autre variable de l'optimisation est la répartition entre le condenseur et l'évaporateur de la surface de transfert de chaleur disponible.

Dans les optimisations, la surface d'échange de l'échangeur froid est favorisée par rapport à la surface de l'échangeur chaud. Cependant, dans le cas de la maximisation de la puissance du convertisseur, la favorisation de l'échangeur froid est très légèrement plus importante que dans le cas de la maximisation de la puissance du système complet. Par contre, les températures haute et basse optimales sont équivalentes dans les deux optimisations. La puissance maximale que peut produire une machine de Carnot réversible et adiabatique à eau changeant de phase qui valorise une fumée à la température de 480 °C et d'un débit de

0,5 kg/s est de 36 kW. Le rendement correspondant est de 37,6%. Dans le cas de référence irréversible et non adiabatique cette puissance chute à 13,1 kW pour un rendement de 13,4%.

Les études de sensibilité paramétriques sont données pour la maximisation de la puissance du système complet. L'augmentation de la température du fluide chaud entraine une augmentation de la température de vaporisation jusqu'à $T_{f_1} = 427$ °C. Mais au delà de cette température, la température de vaporisation a un comportement asymptotique dont la valeur haute est de 284 °C. Le fluide, qui est de l'eau, est limité par sa température au point critique ($T_C = 374$ °C). Ce résultat est nouveau et montre l'importance de la prise en compte du fluide cyclé et de son comportement dans l'optimisation d'une machine de Carnot. Il existe également une température de fumée qui correspond à un maximum de rendement au sens du premier principe. Les débits massiques des fluides chaud et froid n'influent pas sur le vecteur d'état optimal. Les rendements de compression et de détente influent quant à eux fortement sur les résultats, ce sont des paramètres structurels de la machine et il est nécessaire de connaitre leur valeur pour optimiser une machine. L'augmentation de la surface de transfert totale entraine une augmentation des dissipations et ainsi une augmentation de la surface de l'échangeur froid pour évacuer les dissipations. Les paramètres peu influents sont les coefficients de perte de pression et les sections de passage de l'ensemble des fluides.

La modélisation et l'optimisation de la machine de Carnot a permis d'identifier les postes de production d'entropie dominants et négligeables ainsi que leurs valeurs nominales. Dans le convertisseur, les entropies produites pendant la détente et la compression sont ainsi dominantes alors que les entropies produites par perte de pression dans les échangeurs côté fluide cyclé sont négligeables. Dans le système, les entropies produites pendant les transferts thermiques sont également importantes, surtout pour de fortes valeurs de la température de la fumée disponible. Les entropies produites par perte de pression des fluides chaud et froid sont faibles, comme pour le fluide cyclé.

D'autres fonctions objectif pourraient être utilisées pour optimiser la machine de Carnot. Pour une application de récupération de chaleur fatale, il serait également intéressant de minimiser l'énergie dissipée et de comparer l'optimum au cas de la maximisation de la puissance produite. Il est également possible de combiner les deux fonctions objectif via un critère mixte pondéré. Pour d'autres applications, telles que la cogénération par exemple, le rejet thermique peut être soumis à une contrainte, ce qui modifie l'optimisation. L'optimisation dépend des paramètres et des critères d'optimum définis, ainsi une multitude d'autres optimisations est envisageable.

Conclusions et perspectives de la partie 1

Dans cette première partie, le concept idéal de cycle de Carnot a été rappelé et son évolution vers une machine fonctionnant selon le cycle de Carnot irréversible a été étudiée. Cela a permis d'introduire la Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies. La thermodynamique de l'équilibre utilisée par S. Carnot considère des transformations de durée infinie et des surfaces de transfert infinies. Pour évoluer vers un système physiquement acceptable, il faut imposer des contraintes de finitude (de durée, de surface, etc.), c'est l'ambition de la Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies. De plus, le concept de Carnot général vaut quel que soit le fluide considéré et son domaine (liquide, gaz, changeant de phase). Pour écrire un modèle thermique et entropique détaillé, il est nécessaire de fixer le domaine et le fluide utilisé.

Le fluide fixé dans le manuscrit est l'eau et le domaine d'évolution du fluide est le changement de phase. Ces deux choix correspondent à l'application technique développée dans la partie 2 (Turbosol®). Le choix du fluide chaud est également justifié par l'application Turbosol® qui sera détaillée par la suite, c'est une fumée de gaz naturel de débit $0{,}5\ \mathrm{kg/s}$ et de température $480\ °\mathrm{C}$.

Le modèle proposé pour la machine de Carnot à eau changeant de phase permet d'exprimer la puissance produite par le convertisseur en fonction du fluide chaud disponible (température et débit massique), des surfaces de transfert de l'échangeur chaud et de l'échangeur froid, des températures de vaporisation et de condensation et de paramètres structurels. Cela est permis par une analyse entropique des dissipations dans chaque composant et une modélisation des transferts thermiques par la méthode du Nombre d'Unités de Transfert.

Différents sous-système ont été définis pour montrer l'importance et l'influence du volume de contrôle sur l'optimisation. La fonction objectif retenue pour l'optimisation est la maximisation de la puissance produite, elle parait en effet la plus pertinente pour l'application de valorisation de la chaleur fatale. L'optimisation a permis de définir les températures de vaporisation et de condensation de l'eau optimales, ce qui permet de dimensionner le compresseur. L'optimisation a permis également de déterminer l'allocation optimale d'une surface de transfert totale fixée entre le condenseur et l'évaporateur.

Ce travail sur la machine de Carnot est une méthode de modélisation et d'optimisation des moteurs à apport de chaleur externe, qui, comme le montre l'état de l'art en introduction, sont très variés. Le cycle de Carnot étant le cycle qui a les meilleures performances théoriques, la machine optimisée qui lui est associée est un bon point de comparaison pour évaluer les performances d'une autre machine.

Partie 2. Convertisseur de chaleur en électricité Turbosol®

Chapitre 2.1. Turbosol®, un nouveau convertisseur à détente quasi-isotherme 129

2.1.1. Objectifs du chapitre 2.1. 129

2.1.2. Présentation de Turbosol® 129

2.1.2.1. Description générale du concept de Turbosol® 129

2.1.2.2. Particularité et intérêt de la détente 131

2.1.2.2.1 Objectif de la détente : détente isotherme d'un gaz 131

2.1.2.2.2 Propriétés d'un mélange de vapeur d'eau et d'huile dans une tuyère 131

2.1.2.2.2.1. Propriétés du mélange homogène en fonction de la proportion d'eau et d'huile 131

2.1.2.2.2.2. Détente isentropique et quasi-isotherme du mélange 135

2.1.2.3. Cycle thermodynamique de Turbosol® à détente quasi-isotherme 138

2.1.3. Modélisation et dimensionnement de la tuyère 140

2.1.3.1. Décomposition de la tuyère en fonctions 140

2.1.3.2. Mélange de l'eau liquide froide et de l'huile chaude 140

2.1.3.2.1 Vaporisation de l'eau 140

2.1.3.2.1.1. Température limite de surchauffe et temps caractéristique de vaporisation 140

2.1.3.2.1.2. Estimation du taux de vide 141

2.1.3.2.2 Fragmentation de l'huile dans la vapeur d'eau 142

2.1.3.2.2.1. Tension superficielle entre l'huile et la vapeur d'eau 142

2.1.3.2.2.2. Energie nécessaire à la fragmentation de l'huile dans la vapeur d'eau 147

2.1.3.3. Détente d'un mélange de vapeur d'eau et d'huile dans une tuyère 149

2.1.3.3.1 Dimensionnement du profil adapté de tuyère à un écoulement homogène d'huile et de vapeur assimilé à un gaz parfait 149

2.1.3.3.2 Modélisation unidirectionnelle de la détente d'un mélange de vapeur d'eau et d'huile non homogène dans une tuyère 150

2.1.3.3.2.1. Régime d'écoulement en conduite horizontale 150

2.1.3.3.2.2. Hypothèses 151

2.1.3.3.2.3. Equations de continuité 152

2.1.3.3.2.4. Bilans de quantité de mouvement 152

2.1.3.3.2.5. Bilans d'énergie 155

2.1.3.3.2.6. Résolution pour le profil de la tuyère du prototype 157

2.1.3.3.2.7. Analyse entropique 159

2.1.4. Conclusions et perspectives du chapitre 2.1 159
Chapitre 2.2. Analyse entropique du Prototype Turbosol® 161
2.2.1. Objectifs du chapitre 2.2. 161
2.2.2. Description du prototype et mesures expérimentales 161
2.2.2.1. Description du prototype 161
2.2.2.2. Mesures 162
2.2.3. Analyse entropique sur chaque composant 165
2.2.3.1. Echangeur fumée-huile 165
2.2.3.1.1 Bilan énergétique sur l'échangeur 165
2.2.3.1.2 Bilan entropique sur l'échangeur 165
2.2.3.1.2.1. Pertes de pression 165
2.2.3.1.2.2. Production d'entropie de transfert 166
2.2.3.1.3 Exploitation des données expérimentales 166
2.2.3.2. Echangeur fumée-eau 167
2.2.3.3. Pompe à eau et pompe à huile 168
2.2.3.3.1 Bilans énergétique et entropique d'une pompe 168
2.2.3.3.2 Bilan énergétique et entropique de la pompe à huile 170
2.2.3.3.3 Bilan énergétique et entropique de la pompe à eau 171
2.2.3.4. Tuyère 171
2.2.3.4.1 Mélange de l'eau liquide froide et de l'huile chaude 171
2.2.3.4.2 Détente du mélange 173
2.2.3.5. Turbine 174
2.2.3.6. Expression générale de la production d'entropie 178
2.2.4. Conclusions du chapitre 179
Chapitre 2.3. Dimensionnement de Turbosol® dans différentes configurations 181
2.3.1. Objectifs du chapitre 2.3. 181
2.3.2. Modélisation du convertisseur Turbosol® 181
2.3.2.1. Hypothèses 181
2.3.2.2. Modélisation 183
2.3.2.2.1 Mises en pression 184
2.3.2.2.2 Chauffage de l'huile 184
2.3.2.2.3 Mélange isobare 185
2.3.2.2.4 Détente isotherme 185
2.3.2.2.5 Passage dans la turbine et séparation 186
2.3.2.2.6 Condensation 186
2.3.2.2.7 Bilan entropique 187
2.3.2.2.8 Performances 187

2.3.2.2.9 Domaine de validité 189
2.3.2.3. Simulation dans le cas de référence 189
2.3.3. Etude de sensibilité aux variables de commande et aux paramètres 191
2.3.3.1. Etude de sensibilité à la pression haute pour différentes valeurs des rendements de pompe à huile et de détente 191
2.3.3.2. Etude de sensibilité au débit d'eau pour différentes valeurs du débit d'huile 192
2.3.3.2.1 Etude de sensibilité au flux de chaleur transféré des fumées vers l'huile 193
2.3.3.3. Etude de sensibilité à la pression ou à la température de condensation 194
2.3.3.4. Etude de sensibilité à la température de l'air ambiant pour différentes valeurs du débit d'air 195
2.3.3.5. Etude de sensibilité à la température de la fumée disponible pour différentes valeurs de débit de fumée 195
2.3.4. Comparaison à d'autres configurations 196
2.3.4.1. Critère de comparaison des différentes configurations 196
2.3.4.2. Configuration 1 : chauffage de l'eau uniquement par contact direct avec l'huile chaude 196
2.3.4.3. Configuration 2 : Préchauffe et vaporisation de l'eau par la fumée 196
2.3.4.4. Configuration 3 : Récupération interne de la chaleur de refroidissement de la vapeur pour préchauffer l'eau liquide et vaporisation par contact direct avec l'huile 198
2.3.4.5. Configuration 4 : Récupération interne de la chaleur de refroidissement de la vapeur pour préchauffer l'eau liquide, vaporisation de l'eau par la fumée et surchauffe par contact direct avec l'huile 200
2.3.4.6. Comparaison des 4 configurations 201
2.3.5. Conclusions et perspectives du chapitre 2.3 203
Chapitre 2.4. Optimisation de Turbosol® 205
2.4.1. Objectifs du chapitre 2.4. 205
2.4.2. Optimisation sans surchauffe de la vapeur d'eau 205
2.4.2.1. Hypothèses de l'optimisation 205
2.4.2.2. Optimisation de Turbosol® dans le cas de référence 206
2.4.2.2.1 Maximisation de la puissance nette produite 206
2.4.2.2.1.1. Expression de la fonction objectif 206
2.4.2.2.1.2. Résolution dans le cas de référence 207
2.4.2.2.1.2.1. Avec irréversibilités 207
2.4.2.2.1.2.2. Sans irréversibilité 208
2.4.2.2.2 Maximisation du rendement 208
2.4.2.2.2.1. Résolution dans le cas de référence 209
2.4.2.2.2.1.1. Avec irréversibilités 209

2.4.2.2.2.1.2. Sans irréversibilité 210
2.4.2.2.2.2. Etude de sensibilité paramétrique 210
2.4.2.2.2.2.1. Etude de sensibilité au titre massique dynamique en eau 210
2.4.2.2.2.2.2. Etude de sensibilité à la production d'entropie dans les échangeurs 212
2.4.2.2.2.2.3. Etude de sensibilité à l'efficacité de l'échangeur fumée-huile 213
2.4.2.2.2.2.4. Etude de sensibilité à la température de la fumée en entrée d'échangeur fumée-huile 214
2.4.2.2.2.2.5. Etude de sensibilité au débit massique de fumée 216
2.4.2.2.2.2.6. Etude de sensibilité à la pression de condensation 217
2.4.2.2.2.2.7. Etude de sensibilité au rendement de détente 218
2.4.2.2.2.2.8. Etude de sensibilité au rendement de la pompe à huile ... 219
2.4.2.2.2.2.9. Etude de sensibilité au rendement de la pompe à eau 220
2.4.3. Optimisation avec surchauffe de la vapeur d'eau 221
2.4.3.1. Hypothèses de l'optimisation 221
2.4.3.2. Optimisation de Turbosol® dans le cas de référence 221
2.4.3.3. Etude de sensibilité paramétrique 222
2.4.3.3.1 Etude de sensibilité au titre massique dynamique en eau 222
2.4.3.3.2 Etude de sensibilité à la production d'entropie dans les échangeurs 223
2.4.3.3.3 Etude de sensibilité à l'efficacité de l'échangeur fumée-huile 224
2.4.3.3.4 Etude de sensibilité à la température de la fumée en entrée d'échangeur fumée-huile 225
2.4.3.3.5 Etude de sensibilité au débit massique de fumée 226
2.4.3.3.6 Etude de sensibilité à la pression de condensation 227
2.4.3.3.7 Etude de sensibilité au rendement de la détente 228
2.4.3.3.8 Etude de sensibilité au rendement de la pompe à huile 230
2.4.3.3.9 Etude de sensibilité au rendement de la pompe à eau 231
2.4.4. Conclusions et perspectives du chapitre 2.4 232
Chapitre 2.5. Comparaison du cycle de Turbosol® avec le cycle de Carnot/Hirn 235
2.5.1. Objectifs du chapitre 2.5. 235
2.5.2. Modélisation et optimisation du cycle idéal de Carnot/Hirn 235
2.5.3. Comparaison de Turbosol® et de Carnot/Hirn dans le cas idéal 237
2.5.4. Etude de sensibilité aux paramètres de l'optimum de Turbosol® et de Hirn fonctionnant avec de l'eau dans le cas idéal 238
2.5.4.1. Etude de sensibilité à l'efficacité de l'échangeur fumée-huile 238
2.5.4.2. Etude de sensibilité à la température de la fumée en entrée d'échangeur fumée-huile 239

2.5.4.3. Etude de sensibilité au débit massique de fumée 240
2.5.4.4. Etude de sensibilité à la pression de condensation 241
2.5.5. Conclusions et perspectives du chapitre 2.5 242

Introduction à la partie 2

Turbosol® est un convertisseur de chaleur en énergie mécanique (et ensuite, éventuellement en électricité). Le concept est breveté par Jean Edmond Chaix [74] et a été à l'origine imaginé pour exploiter la chaleur solaire par concentration, d'où le nom Turbosol®, « Turbo » pour turbine et « sol » pour solaire. Ce convertisseur étant un moteur à apport de chaleur externe, la source de chaleur peut être de diverses formes. Le développement de ce convertisseur a ainsi évolué vers la valorisation des rejets thermiques industriels. L'entreprise qui exploite le brevet de Turbosol® s'appelle Hevatech. C'est une jeune entreprise spécialisée dans le développement de solutions permettant d'accroître l'efficacité énergétique des industries. Son domaine de compétence comprend la valorisation des rejets thermiques ainsi que des solutions de stockage de la chaleur.

Le cycle de Turbosol® est proche du cycle théorique de Carnot avec une partie de chauffage isotherme du fluide cyclé par changement de phase et une détente isotherme de la vapeur produite. Dans le premier chapitre, cette détente isotherme, ou plutôt quasi-isotherme en tuyère est étudiée. Les cycles thermodynamiques des fluides utilisés sont décrits. Puis, le prototype du convertisseur est présenté. Les premiers résultats expérimentaux permettent de poser les bases de l'analyse entropique théorique et expérimentale du convertisseur dans le deuxième chapitre. Cette analyse entropique partielle est suivie d'une modélisation thermodynamique du convertisseur Turbosol®. Cette modélisation permet de simuler le fonctionnement de Turbosol® dans différentes configurations dans le chapitre 2.3 et d'optimiser le système par maximisation de la puissance nette produite et du rendement dans le chapitre 2.4. L'étude de sensibilité de l'optimum aux paramètres de l'optimisation est également réalisée. Dans le chapitre 2.5, le cycle optimisé est comparé au cycle optimisé de Carnot/Hirn, qui est le cycle suivi par les centrales thermiques classiques et les machines à Cycle Organique de Rankine.

Chapitre 2.1. Turbosol®, un nouveau convertisseur à détente quasi-isotherme

2.1.1. Objectifs du chapitre 2.1.

Le convertisseur Turbosol® fonctionne avec un fluide de travail, qui dans notre cas est de l'eau, et un fluide caloporteur, qui dans notre cas est une huile. Le fluide de travail est vaporisé puis détendu dans une tuyère. Pendant sa détente, le fluide de travail est mélangé au fluide caloporteur ce qui implique que la détente est quasi-isotherme. Ainsi, le cycle suivi est proche du cycle de Carnot.

Dans ce premier chapitre, le principe de fonctionnement du convertisseur est décrit. Puis le mélange et la détente sont modélisés plus en détail. Le comportement du mélange homogène équivalent de vapeur d'eau et d'huile est étudié pour définir les conditions à remplir pour être dans des conditions de détente quasi-isotherme. Ensuite, les équations d'écoulement de gaz parfait en tuyère sont rappelées. Ce rappel sur les tuyères permet un premier dimensionnement de la tuyère pour un gaz parfait équivalent au mélange de vapeur d'eau et d'huile. Puis, les deux phases sont distinguées et les transferts de quantité de mouvement et de chaleur entre les deux phases sont pris en compte. Une analyse entropique des dissipations pendant la détente est réalisée.

Ainsi les deux objectifs principaux du chapitre sont de décrire thermodynamiquement les cycles suivis par les deux fluides et de dimensionner la tuyère qui permet la détente quasi-isotherme du mélange de vapeur d'eau et d'huile.

2.1.2. Présentation de Turbosol®

2.1.2.1. Description générale du concept de Turbosol®

Le concept du convertisseur repose sur une détente motrice d'un mélange de gaz et de liquide dans une tuyère. Le schéma de principe de Turbosol® est donné en Figure 69. Le convertisseur comprend deux boucles avec deux fluides distincts, actuellement de l'eau et une huile. L'huile est le fluide caloporteur, elle prend de la chaleur à la source chaude, ce qui, dans notre cas précis, correspond à la récupération de la chaleur fatale d'un procédé. Cette huile chaude est mise en contact direct avec de l'eau froide sous pression, ce qui correspond à la phase de mélange.

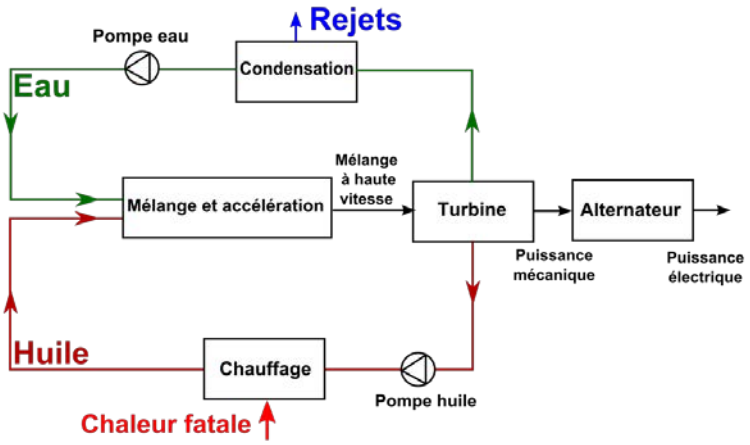


Figure 69 : Schéma de principe de Turbosol®

L'eau froide se vaporise quasi-instantanément et le mélange de vapeur d'eau et d'huile passe dans une tuyère de détente, qui est détaillée en Figure 70. Cette seconde étape correspond à la phase d'accélération du mélange. Durant cette phase d'accélération, plusieurs objectifs sont à remplir. Il faut que la phase liquide transmette de la chaleur à la phase gazeuse, la phase gazeuse doit se détendre de la pression haute à la pression basse et la phase liquide doit être entrainée par la phase gazeuse. Le dimensionnement de la tuyère doit satisfaire au mieux ces trois critères.

La détente correspond à la phase motrice. Le mélange détendu voit sa vitesse augmenter en passant d'un écoulement subsonique à un écoulement supersonique. Le mélange à haute vitesse et à la pression atmosphérique est injecté dans une turbine. L'énergie cinétique du jet est convertie en énergie cinétique de rotation de la turbine. La mise en rotation de la turbine couplée à un génératrice permet de produire de l'électricité. En sortie de turbine, le mélange est séparé. Etant donné que le mélange est constitué d'une phase gazeuse et d'une phase liquide, la séparation par gravité est exploitée. L'huile est renvoyée vers la source chaude par une pompe et l'eau est condensée. Si la pression est celle de l'atmosphère, la température de condensation de l'eau est de 100°C.

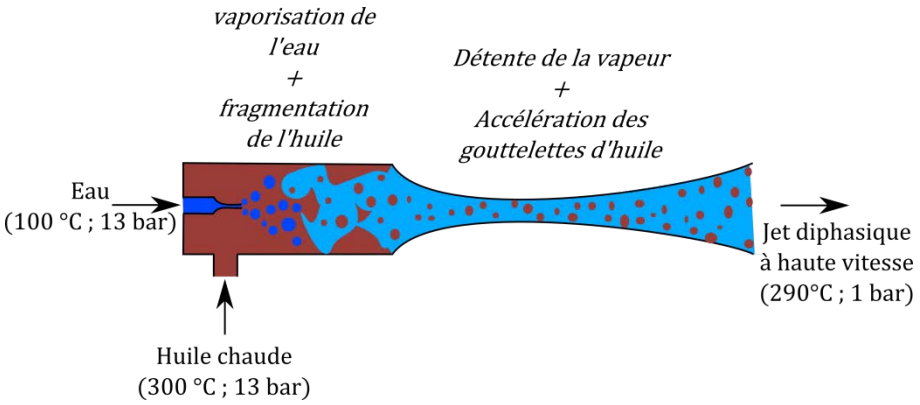


Figure 70 : Détail de la phase de mélange et d'accélération de Turbosol®

Le concept de détente et d'accélération d'un mélange gaz-liquide a été imaginé pour des applications de propulsion aérospatiale. L'idée était de mettre en mouvement un métal liquide magnétisé dans une bobine pour générer de l'électricité ([73] et [72]). L'intérêt est de ne pas nécessiter de pièces mobiles. Les fluides utilisés étaient le sodium et césium ou l'eutectique NaK[8] et le césium. L'idée a été reprise en imaginant récupérer l'énergie cinétique du mélange sur une roue et ainsi permettre l'utilisation de fluides classiques, la contrainte de pièce mobile n'étant pas problématique pour les applications terrestres.

La source chaude peut avoir différentes origines. Comme il a été présenté dans l'état de l'art, divers rejets thermiques peuvent être valorisés. On peut caractériser une source chaude débitante par son débit massique, son niveau de température et sa composition. La composition détermine ses propriétés thermiques, chimiques et mécaniques.

Hevatech a choisi de travailler avec des huiles végétales pour limiter leur impact sur l'environnement et leur dangerosité. Les propriétés physiques et chimiques des huiles végétales en fonction de leur température sont mal connues et quasi-absentes de la littérature.

[8] le NaK est un alliage de sodium (Na) et de potassium (K) qui a la particularité d'être liquide à température ambiante. Le mélange eutectique est constitué de 78 % de potassium et 22 % de sodium.

L'huile retenue pour Turbosol® a été testée en laboratoire [116]. Elle n'est pas miscible avec l'eau, elle a une bonne capacité thermique ($2500\ \mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}$ à $200°\mathrm{C}$ et $1\ \mathrm{bar}$) et une masse volumique relativement élevée ($870\ \mathrm{kg.m^{-3}}$ à $200°\mathrm{C}$ et $1\ \mathrm{bar}$).

2.1.2.2. Particularité et intérêt de la détente

2.1.2.2.1 Objectif de la détente : détente isotherme d'un gaz

L'écoulement d'un fluide dans une tuyère permet sa détente d'une pression haute vers une pression basse en convertissant l'énergie thermique en énergie cinétique. Le fluide passe d'un écoulement subsonique en amont du col à une vitesse supersonique en aval du col. La tuyère est le composant moteur de Turbosol®. L'originalité de Turbosol® est que cette détente motrice du fluide de travail est réalisée en contact direct avec l'huile. Ce contact direct modifie considérablement le comportement de la détente de la vapeur. En effet, la détente isentropique d'un gaz entraîne une baisse de la température. Par contre, la détente d'un liquide, par exemple de l'huile, se fait de manière quasi-isotherme. Lorsqu'on détend un mélange de gaz et de liquide, le comportement du fluide homogène équivalent a des propriétés hybrides, qui dépendent de la proportion de chaque phase.

2.1.2.2.2 Propriétés d'un mélange de vapeur d'eau et d'huile dans une tuyère

2.1.2.2.2.1. Propriétés du mélange homogène en fonction de la proportion d'eau et d'huile

La détente du gaz, de la vapeur d'eau dans le cas du prototype, se fait en présence de gouttelettes d'huile. La propagation des ondes de pression dans le mélange ne s'effectue pas de la même manière que dans un écoulement de vapeur seule. Pour comprendre la détente en tuyère d'un mélange de liquide et de gaz il faut connaitre la compressibilité du mélange en la reliant à la vitesse de propagation du son. Un fluide homogène équivalent est considéré. L'hypothèse que le mélange est un fluide homogène implique qu'il n'y a pas de glissement entre phases et que les deux fluides sont à la même température. Ces hypothèses sont fortes, mais permettent une première analyse du comportement du mélange.

L'expression générale de la vitesse du son (isentropique) dans un fluide s'exprime par [117]:

$$v_s^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_S = \frac{1}{\rho \chi_S} \tag{181}$$

Où χ_S est la compressibilité isentropique d'un fluide, qui s'exprime par :

$$\chi_S = \frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_S \tag{182}$$

La compressibilité isotherme d'un fluide χ_T s'exprime par :

$$\chi_T = \frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_T \tag{183}$$

Dans le cas d'un gaz parfait, l'équation d'état du fluide est $p = \rho r T$ et pour une transformation isentropique le rapport p/ρ^{γ} est constant. Ce qui permet d'exprimer l'expression de la vitesse du son dans la vapeur supposée être un gaz parfait ainsi :

$$v_{s_e}^2 = \left(\frac{\partial p_e}{\partial \rho_e}\right)_S = \gamma_e r_e T_e \tag{184}$$

La vitesse du son dans l'huile s'exprime directement en coefficient de compressibilité isentropique de l'huile χ_{S_h} par :

$$v_{s_h}^2 = \left(\frac{\partial p_h}{\partial \rho_h}\right)_S = \frac{1}{\chi_{S_h}\rho_h} \tag{185}$$

Le coefficient de compressibilité est une grandeur déterminée expérimentalement pour les liquides.

La masse volumique d'un fluide homogène s'évalue par additivité des volumes spécifiques de ses deux constituants immiscibles :

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{X_m}{\rho_e} + \frac{1 - X_m}{\rho_h}$$

Ceci équivaut à :

$$\rho_m = \frac{\rho_h \rho_e}{\rho_h X_m + \rho_e (1 - X_m)} \tag{186}$$

X_m est le titre massique dynamique en vapeur d'eau du mélange eau-huile, il s'exprime par :

$$X_m = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_e + \dot{m}_h} \tag{187}$$

α_m est le taux de vide qui correspond à la surface de gaz sur la surface totale de la section considérée. Il s'exprime en fonction de X_m dans le cas du modèle homogène de cette façon :

$$\alpha_m = \frac{X_m \rho_h}{X_m \rho_h + (1 - X_m)\rho_e} \tag{188}$$

La vitesse du son dans le mélange s'exprime de la façon suivante :

$$v_{s_m}^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho_m}\right)_S = \frac{1}{\rho_m \chi_{S_m}} \tag{189}$$

χ_{S_m}, le coefficient de compressibilité isentropique du mélange, s'exprime par :

$$\chi_{S_m} = \frac{1}{\rho_m}\left(\frac{\partial \rho_m}{\partial p}\right)_S = \rho_m \left(X_m \frac{1}{\rho_e^2 \gamma_e r_e T} + (1 - X_m)\frac{\chi_{S_h}}{\rho_h}\right) \tag{190}$$

En combinant les équations (184), (185), (189) et (190), la vitesse du son du mélange homogène s'exprime par :

$$v_{s_m}^2 = \frac{1}{\rho_m^2} \frac{1}{\left(\frac{X_m}{v_{s_e}^2 \rho_e^2} + \frac{1 - X_m}{v_{s_h}^2 \rho_h^2} \right)} \tag{191}$$

Cette formulation correspond à la formulation de Wallis ([118] et [119]). Lorsque X_m tend vers 0, v_{s_m} tend vers la vitesse du son dans le liquide (huile) et lorsque X_m tend vers 1, v_{s_m} tend vers la vitesse du son dans le gaz (vapeur d'eau).

Le coefficient de compressibilité isotherme d'un liquide isochore est équivalent au coefficient isentropique, ainsi :

$$\chi_h = \chi_{T_h} = \chi_{s_h} \tag{192}$$

La compressibilité isotherme du fluide diphasique s'exprime par :

$$\chi_{T_m} = -\rho_m \left(\frac{\partial (1/\rho_m)}{\partial p} \right)_T = \rho_m \left[\frac{X_m}{\rho_e p} + \frac{(1 - X_m)\chi_h}{\rho_h} \right] \tag{193}$$

Les caractéristiques des fluides considérés sont prises dans des conditions de pression de $1\,\text{bar}$ et à la température de $300\,°\text{C}$. Le coefficient de compressibilité χ_h de l'huile est de l'ordre de 7.10^{-10} (Pa^{-1}) [120] et la masse volumique de l'huile est de $870\ \text{kg/m}^3$. La constante spécifique du gaz parfait r_e est de $462\ \text{J/(kg.K)}$, le coefficient de Laplace est de $1{,}33$ et la masse volumique est de $0{,}38\ \text{kg/m}^3$.

En Figure 71, est tracée l'évolution de la vitesse du son dans le mélange huile-vapeur (équation (191)) en fonction du titre dynamique massique en eau. La vitesse du son entre $X_m = 0$ et $X_m = 10^{-9}$ est très proche de celle de l'huile. Dès que le titre massique dynamique augmente, la vitesse du son dans le mélange chute. La vitesse du son dans le mélange passe en dessous de celle du son dans la vapeur pour $X_m = 2.10^{-7}$. Elle passe par un minimum de $25\ \mathrm{m/s}$ pour $X_m = 6{,}1.10^{-4}$ et remonte jusqu'à atteindre la vitesse du son dans la vapeur pour $X_m = 1$.

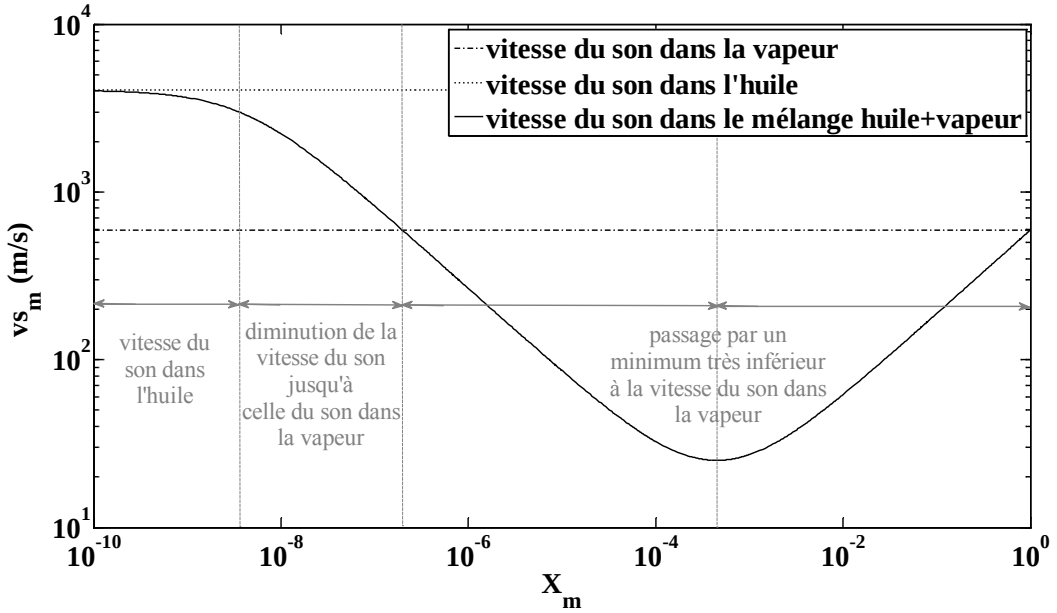


Figure 71 : Vitesse du son dans un écoulement huile/vapeur en fonction du titre massique en vapeur X_m ($p = 1$ bar, $T = 300$ °C)

En parallèle, l'évolution de la compressibilité isotherme χ_{T_m} du fluide diphasique (équation (193)) est donnée en Figure 72. A partir de $X_m = 10^{-6}$, la compressibilité du mélange augmente considérablement jusqu'à atteindre celle de la vapeur pour un titre dynamique massique d'environ 10^{-2}.

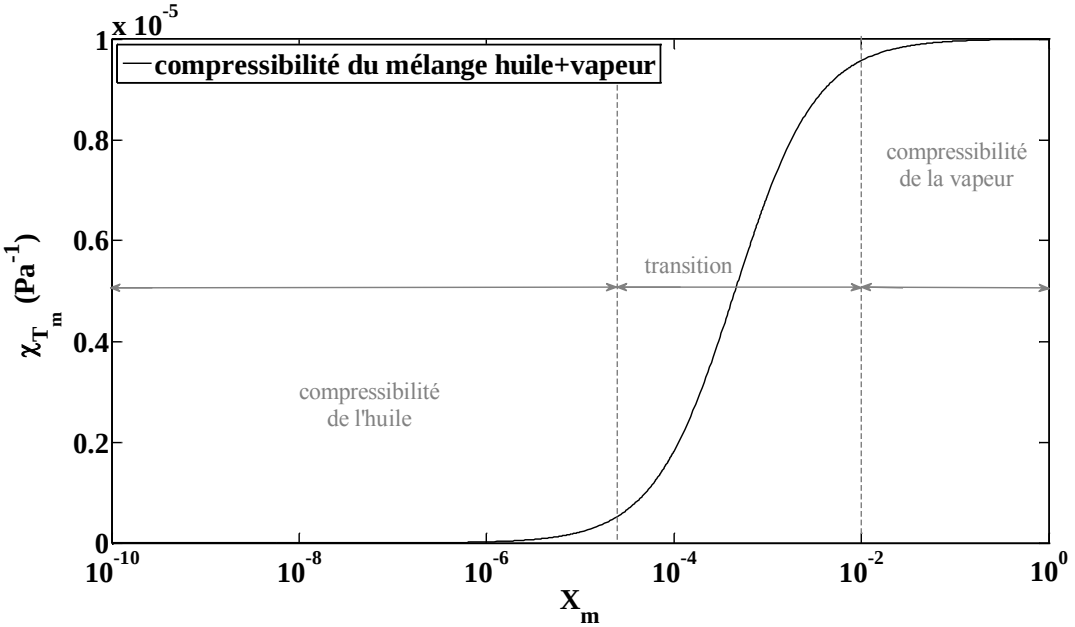


Figure 72 : Compressibilité isotherme du mélange huile/vapeur en fonction du titre massique en vapeur X_m ($p = 1$ bar, $T = 300$ °C)

L'évolution de la masse volumique du mélange huile-vapeur est donnée en Figure 73. Pour un titre dynamique massique inférieur à 10^{-5}, la masse volumique du mélange est équivalente à celle de l'huile. Lorsque le titre dynamique massique augmente au delà de 10^{-5}, la masse volumique du mélange chute. La masse volumique du mélange est équivalente à celle de la vapeur quand le titre dynamique massique est très proche de 1.

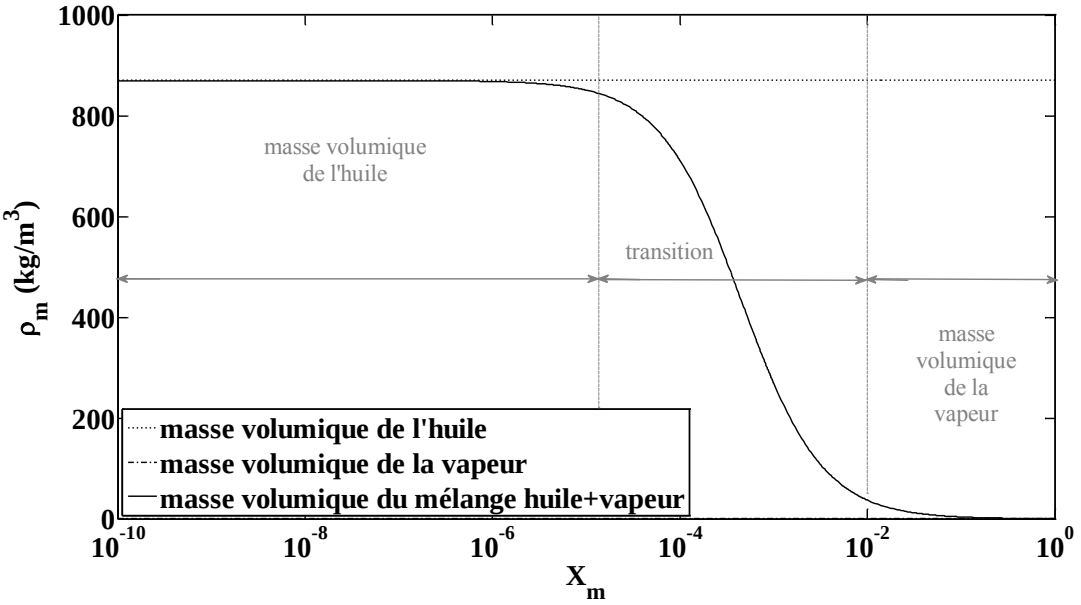


Figure 73 : Masse volumique du mélange huile/vapeur en fonction du titre massique en vapeur X_m ($p = 1$ bar, $T = 300$ °C)

Ainsi, le comportement de la vitesse du son dans le mélange est particulier. Pour $0 < X_m < 10^{-5}$ le mélange a la compressibilité et la masse volumique de l'huile. Pour $10^{-6} < X_m < 10^{-2}$, le mélange est en phase de transition, il a des propriétés intermédiaires. Pour $X_m > 10^{-2}$, le mélange se comporte comme de la vapeur en terme de masse volumique et de compressibilité. Pour $10^{-2} < X_m < 10^{-1}$, Le mélange est compressible comme de la vapeur mais a une masse volumique plus importante.

2.1.2.2.2.2. Détente isentropique et quasi-isotherme du mélange

La détente d'un fluide monophasique peut suivre deux cas limites, le cas isentropique et le cas isotherme. Le Tableau 15 reprend ces deux cas limites pour un gaz parfait initialement à une température T_1 et à une pression P_1 et évoluant vers une température T_2 et une pression P_2. La convention thermodynamique est utilisée, ainsi ce qui est reçu est positif et ce qui est cédé est négatif. Le travail d'une détente isotherme est plus grand que celui d'une détente isentropique pour un même rapport de pression.

	Température	Travail
Isotherme : $p/\rho = cste$	$T_1 = T_2$	$\delta w = rT\dfrac{dp}{p}$
Isentropique : $p/\rho^{\gamma} = cste$	$T_2 = T_1(p_2/p_1)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$	$\delta w = c_P dT$

Tableau 15: Cas limites de la détente d'un gaz parfait : isotherme ou isentropique [121]

Dans le cas d'un écoulement diphasique de gaz et de liquide, il y a échange de chaleur entre les phases. La détente du gaz n'est pas adiabatique. Deux cas limites sont alors considérés. Dans le premier cas limite, la détente se réalise sans échange de chaleur entre les phases. La phase gazeuse se détend de manière isentropique et la phase liquide de manière isotherme. Les deux fluides sont en déséquilibre thermodynamique. Le liquide conserve la même température :

$$T_{l_2} = T_{l_1} \tag{194}$$

Le gaz suit la loi de Laplace et la température en fin de détente s'exprime de cette façon :

$$T_{g_2} = T_{g_1}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{195}$$

Dans le second cas limite, les deux fluides sont à l'équilibre thermique. La détente du gaz équivalent est une transformation isentropique suivant une loi de comportement en $p/\rho^{\gamma} = cste$ avec $\gamma = \gamma_{eq}$ le coefficient de Laplace équivalent du mélange. Si $X_m = 0$ ($\gamma_{eq} = 1$), la détente est isotherme, elle correspond à celle du liquide seul, et si $X_m = 1$ ($\gamma = \gamma_{eau}$) la détente est équivalente à la détente isentropique du gaz seul.

Le coefficient de détente isentropique γ_{eq} est le rapport des capacités calorifiques à pression et à volume constant du mélange homogène équivalent, il s'exprime ainsi :

$$\gamma_{eq} = \frac{cp}{cv} = \frac{X_m cp_g + (1 - X_m)cp_l}{X_m cv_g + (1 - X_m)cv_l} \tag{196}$$

La température du mélange en fin de détente s'exprime alors par :

$$T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma_{eq}-1}{\gamma_{eq}}} \tag{197}$$

L'abaissement de température de la phase gazeuse dépend uniquement du coefficient γ_{eq} et du rapport de pression de la détente.

L'évolution de γ_{eq} en fonction de X_m est donnée en Figure 74. Pour un titre massique dynamique inférieur à 10^{-1}, le coefficient de détente est très proche de 1. A partir de $X_m = 10^{-1}$, le coefficient augmente plus fortement jusqu'à atteindre la valeur du coefficient de Laplace de la vapeur (dans les conditions de pression et de température). Le rapport entre la température en début et en fin de détente du mélange est donné en fonction du titre dynamique massique en eau en Figure 75. Le taux de détente est pris égal à 13 et la température du mélange homogène équivalent en début de détente est de 300°C. Pour un titre massique dynamique inférieur à 10^{-1}, la température est quasi-constante. A partir de $X_m = 10^{-1}$, la température diminue plus fortement.

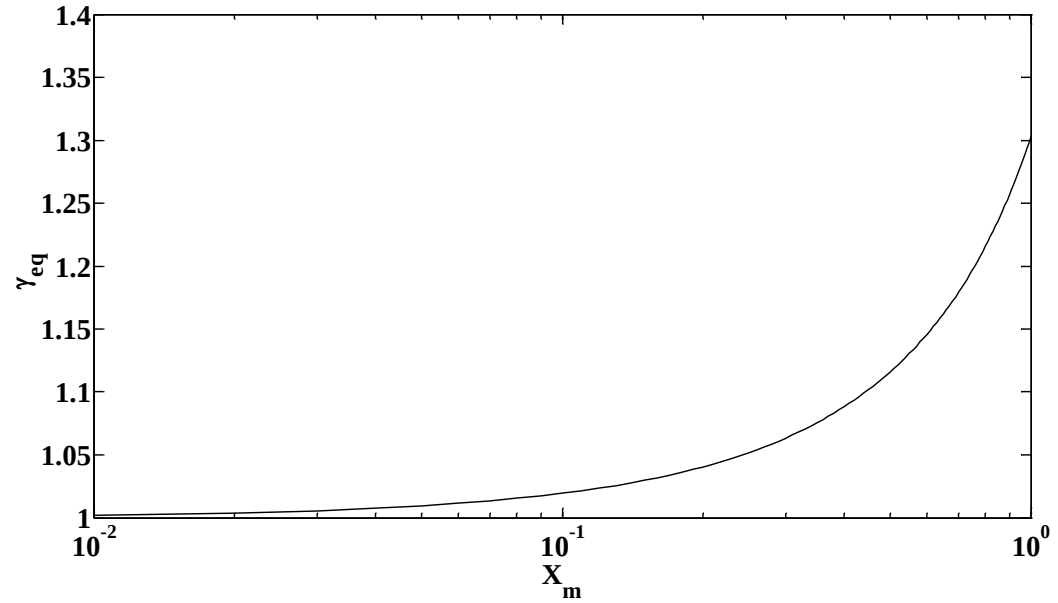


Figure 74 : Evolution du coefficient de détente isentropique en fonction du titre dynamique massique en eau ($T = 300$ °C).

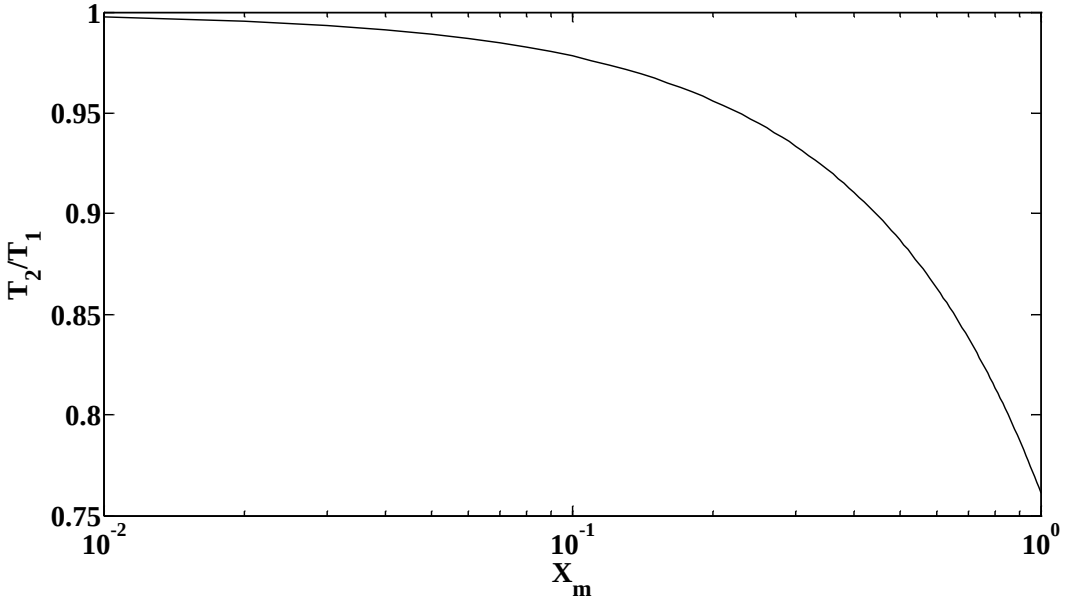


Figure 75 : Evolution du rapport de température entre le début et la fin de la détente en fonction du titre dynamique massique en eau ($P_1/P_2 = 13$)

2.1.2.3. Cycle thermodynamique de Turbosol® à détente quasi-isotherme

Le cycle thermodynamique que suit l'eau dans le convertisseur Turbosol® est nouveau. Le schéma du convertisseur est donné en Figure 76 et les représentations du cycle thermodynamique idéal de l'eau dans le convertisseur Turbosol® sont données en Figure 77. Pendant la transformation e1-e2, l'eau est mise sous pression dans le domaine liquide. Ensuite pendant la transformation e2-3m l'eau est chauffée, vaporisée et éventuellement surchauffée par contact direct avec l'huile chaude. Une fois sous forme de vapeur surchauffée, l'eau est détendue dans la tuyère pendant la transformation 3m-4. Pendant cette détente, l'huile continue à chauffer l'eau. La transformation 4-5 correspond à la transmission de l'énergie cinétique du jet en énergie cinétique de rotation de la turbine. Lorsque cette transformation est réversible, l'eau sous forme vapeur conserve la même pression et la même température. De même, pendant la séparation de l'eau et de l'huile, l'eau ne subit pas de variation. Une fois séparée de l'huile, la vapeur est désurchauffée, condensée et éventuellement sous-refroidie dans un condenseur, ce qui correspond à la transformation e6-e1.

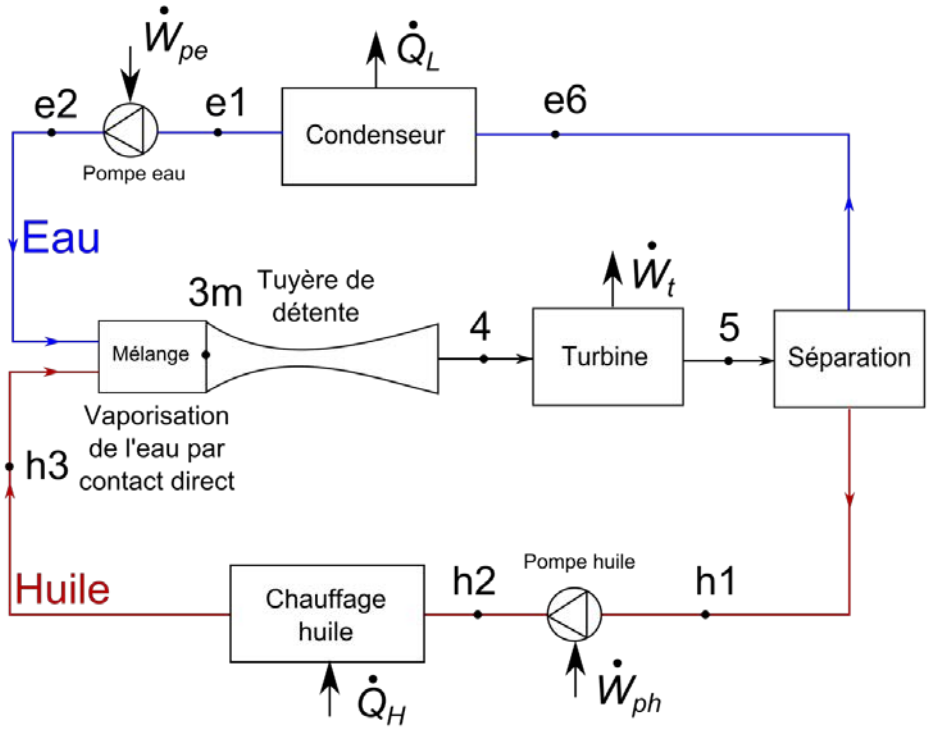


Figure 76 : Schéma de principe de Turbosol®

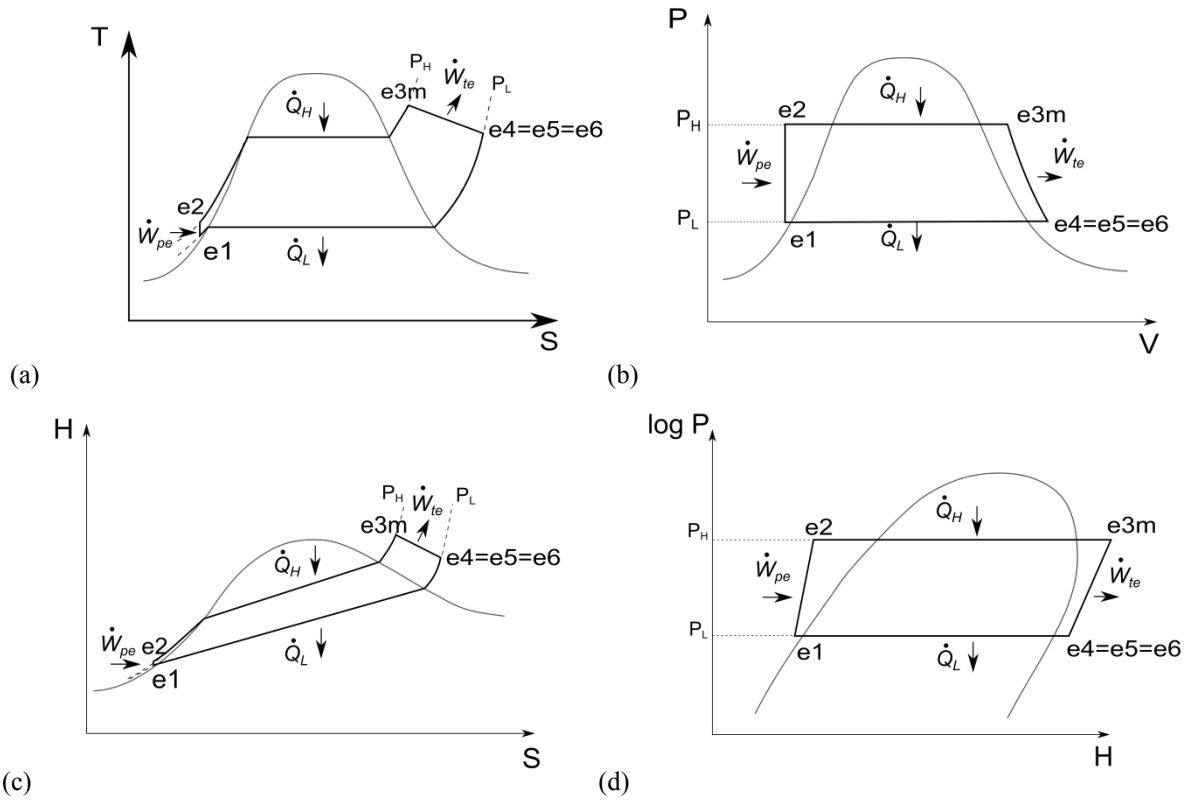


Figure 77 : Evolution de l'eau cyclée dans Turbosol® (a) dans le diagramme entropique ; (b) dans le diagramme de Clapeyron ; (c) dans le diagramme enthalpie entropie et (d) dans le diagramme de Mollier

La particularité de Turbosol® est le fait que l'huile est également cyclée. Elle reste sous forme liquide pendant tout le cycle. Son évolution dans le diagramme entropique est donnée en Figure 78. Pendant la transformation h1-h2 elle est mise en pression. L'huile est chauffée pendant la transformation h2-h3. Elle est ensuite mise en contact direct avec l'eau pendant la transformation h3-h3m, durant cette transformation elle cède une partie de sa chaleur à l'eau. Le reste de la chaleur de l'huile est cédé à l'eau pendant la détente h3m-h4. L'échelle n'est pas respectée, les isobares dans le diagramme entropique sont quasiment superposées. C'est-à-dire que la mise en pression h1-h2 et la détente h3m-h4 sont quasi-isothermes.

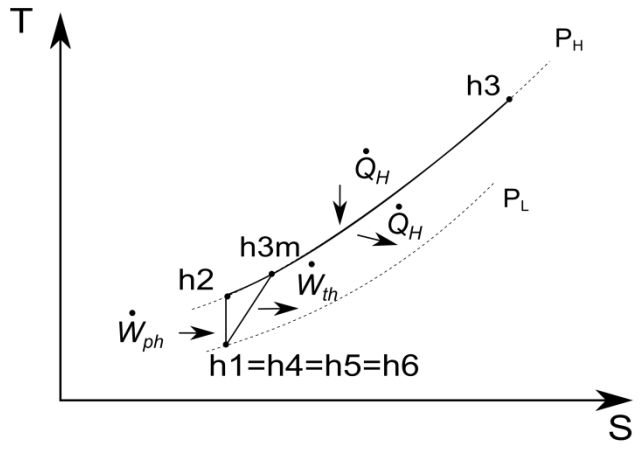


Figure 78 : Diagramme entropique de l'huile cyclée

Le flux de chaleur entrant dans le convertisseur $\dot{Q}_H$ est reçu par l'huile pendant la transformation h2-h3. L'huile cède la totalité de cette chaleur à l'eau pendant deux transformations : le mélange h3-h3m et la détente h3m-h4. Ainsi, l'eau reçoit de la chaleur pendant les transformations e2-e3m et e3m-e4. La détente de l'eau est quasi-isotherme car elle reçoit de la chaleur de l'huile. Le flux de chaleur sortant du convertisseur $\dot{Q}_L$ est rejeté par l'eau dans le condenseur. Les consommations mécaniques correspondent aux consommations des pompes de circulation de l'eau ($\dot{W}_{pe}$) et de l'huile ($\dot{W}_{ph}$). La vapeur est détendue d'une pression haute à une pression basse, ce qui génère une énergie mécanique $\dot{W}_{te}$. L'huile produit également un travail de la pression haute à la pression basse $\dot{W}_{th}$.

2.1.3. Modélisation et dimensionnement de la tuyère

2.1.3.1. Décomposition de la tuyère en fonctions

La tuyère est un composant du prototype qui est décomposé en plusieurs fonctions. Tout d'abord, les deux fluides (eau et huile) sont mélangés. L'eau se vaporise par contact direct avec l'huile. En parallèle, l'huile se fragmente dans l'eau qui passe de la phase liquide à la phase gazeuse. L'ensemble de ces phénomènes est complexe et le présent travail n'a pas pour ambition de les modéliser et de les caractériser finement. La seconde étape est la détente du mélange qui sera examinée dans la suite du chapitre.

2.1.3.2. Mélange de l'eau liquide froide et de l'huile chaude

2.1.3.2.1 Vaporisation de l'eau

2.1.3.2.1.1. Température limite de surchauffe et temps caractéristique de vaporisation

L'eau froide est en contact direct avec l'huile chaude, elle se vaporise quasi-instantanément. Cette vaporisation peut avoir lieu si les conditions de température et de pression sont favorables. Par favorable, on entend que la température de l'huile doit être supérieure à la température de vaporisation de l'eau dans les conditions de pression. Cependant, la vaporisation d'un liquide dans un autre liquide est dépendante de la stabilité des embryons de nucléation qui ont tendance à s'effondrer. Le liquide peut ainsi rester à l'état liquide alors que les conditions thermodynamiques devraient permettre sa vaporisation, on parle de liquide surchauffé. En augmentant la température et en diminuant la pression, on augmente la probabilité de nucléation dite homogène. Il existe alors une température limite de surchauffe au delà de laquelle, la nucléation homogène est inévitable, c'est-à-dire que les embryons de nucléation croissent nécessairement. La température de surchauffe T_{sl} peut être approximée par l'expression suivante [122]:

$$T_{sl} = T_C \left[0{,}11 \frac{P}{P_C} + 0{,}89\right] \tag{198}$$

Avec T_C et P_C la température et la pression du fluide à vaporiser au point critique. Cette température limite théorique est en générale surestimée par rapport à la réalité mais permet d'avoir un ordre de grandeur. Une des principales explications est que dans la réalité, la nucléation homogène est rarement réaliste. Des sites de nucléation favorisent la vaporisation du fluide et on parle de nucléation hétérogène. Ces sites de nucléation proviennent soit de l'impureté du fluide à évaporer soit d'un contact avec une paroi nécessairement non

parfaitement lisse. Lorsque la température de l'huile est supérieure à cette température limite de surchauffe T_{sl}, l'eau se vaporise nécessairement.

De plus, cette vaporisation quasi-instantanée est particulièrement brutale et génère une explosion. Dans les conditions favorables, on caractérise également ce phénomène par le temps caractéristique d'explosion. Ce temps dépend du nombre de Weber, du fluide et de la température. L. Manzello étudie ce temps caractéristique de manière expérimentale pour de l'eau dans de l'huile d'arachide [123]. Ce type d'étude s'inscrit dans la lutte contre les incendies domestiques dus aux feux d'huile de cuisson et aux conséquences de l'ajout d'eau. Ses études sont faites à la pression atmosphérique. Une goutte d'eau à la température ambiante (environ 20 °C) est lâchée dans un récipient d'huile dont la hauteur est de 10 mm et le diamètre de 45 mm. Le nombre de Weber de l'impact est fixé à 200. La goutte d'eau est formée par une seringue dont le débit est fixé à 0,001 ml/s. C'est le poids de la goutte qui lui permet de se décrocher. L'auteur mesure le temps de l'explosion à l'aide d'une caméra. L'expérience montre que pour une température d'huile de 200 °C, l'explosion a lieu au bout de 2100 ms et lorsque l'huile est à 220 °C, l'explosion a lieu à 1168 ms. Le temps de l'explosion est alors très petit (de l'ordre de la seconde). La vaporisation de l'eau dans l'huile est rapide.

2.1.3.2.1.2. Estimation du taux de vide

Dans ce paragraphe, les travaux de S.M. Zivi [124] sur l'estimation du taux de vide par la méthode du principe de minimum de production d'entropie (MINEP) sont repris. Le principe de minimum de production d'entropie est une description approximative, selon un principe variationnel de systèmes thermodynamiques ouverts, en régime dynamique stationnaire. Ce principe a été introduit par I. Prigogine [125] dans le cadre de ses travaux sur la thermodynamique des phénomènes irréversibles linéarisés. Il dit que, lorsqu'un système est en régime dynamique stationnaire, la production d'entropie est minimale. La validité de ce principe dépend des hypothèses de Prigogine, qui suppose des situations proches de l'équilibre, dans lesquelles les processus irréversibles peuvent être supposés linéaires. Cela correspond à l'hypothèse d'un équilibre local, qui est applicable lorsque les grandeurs intensives comme la température, la pression ou la concentration sont localement bien définies. Les variables extensives (entropie et énergie) sont alors remplacées par leurs densités correspondantes. La théorie macroscopique du couplage linéaire des phénomènes irréversibles se base sur les relations de réciprocité de Onsager proposées en 1931 [126] et les travaux de Fourier [127]. Cette théorie suppose une relation linéaire entre les courants volumiques et les forces thermodynamiques, et est à la base du régime linéaire de la thermodynamique hors d'équilibre.

Le cas le plus simple est considéré. Le régime d'écoulement est annulaire, ce qui implique que la vapeur d'eau s'écoule au centre de la conduite et que l'huile s'écoule le long de la paroi. Les dissipations à la paroi et le frottement entre les deux phases sont négligés. Dans ce cas, le taux de vide qui satisfait au principe de MINEP est le suivant [124]:

$$\alpha_i = \frac{At_e}{At_h} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1 - X_m}{X_m}\right)\left(\frac{\rho_e}{\rho_h}\right)^{\frac{2}{3}}} \tag{199}$$

L'indice i indique que α_i est le taux de vide initial de la fragmentation, qui est l'objet du paragraphe suivant. At_e est la section de passage de l'eau et At_h celle de l'huile. ρ_e est la

masse volumique de l'eau et ρ_h est celle d'huile. Il est rappelé que X_m est le titre massique dynamique en eau, il est défini par la relation suivante :

$$X_m = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_e + \dot{m}_h} \tag{200}$$

Le taux de vide augmente avec l'augmentation du titre dynamique massique en eau (vapeur d'eau saturante), comme le montre la Figure 79. Il diminue avec l'augmentation de la température et aussi de la masse volumique de la vapeur d'eau.

Ce résultat permet d'accéder au glissement de vitesse entre les deux phases qui satisfait le principe de MINEP [124]:

$$\frac{v_e}{v_h} = \left(\frac{\rho_h}{\rho_e}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{201}$$

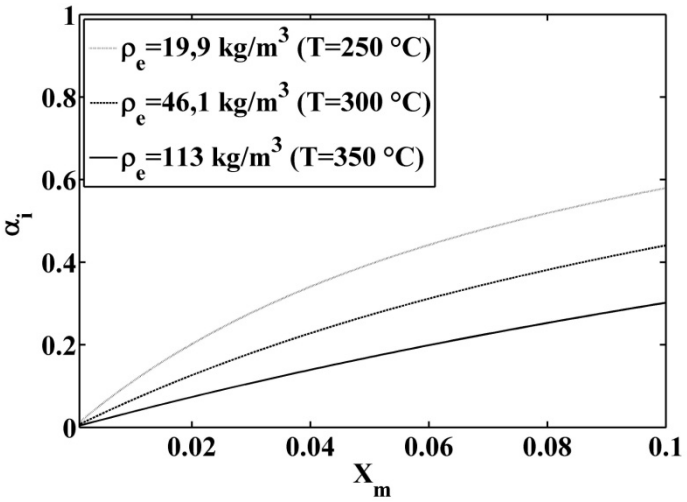


Figure 79 : Taux de vide dans le cas d'un écoulement annulaire d'huile et de vapeur d'eau sans dissipations en fonction du titre dynamique massique en eau et pour différentes valeurs de la masse volumique de la vapeur d'eau à saturation.

2.1.3.2.2 Fragmentation de l'huile dans la vapeur d'eau

2.1.3.2.2.1. Tension superficielle entre l'huile et la vapeur d'eau

Le changement d'état de l'eau s'accompagne d'une fragmentation de l'huile dans la phase vapeur. Cette fragmentation est liée à la tension superficielle entre les deux phases. La tension superficielle est un phénomène physico-chimique, lié aux interactions moléculaires des deux fluides. Dans un fluide, les molécules exercent entre elles des forces d'attraction (forces de Van Der Waals) ou de répulsion intermoléculaire. Dans un corps pur liquide, composé d'un seul type de molécules, les molécules s'attirent c'est pourquoi elles forment une phase.

Dans un premier temps, la phase liquide et la phase gazeuse d'une même substance sont considérées. Dans la phase liquide, les molécules sont très proches les unes des autres, alors que dans la phase gazeuse, elles sont plus éloignées. Loin de l'interface entre le liquide et le gaz, une molécule est dans un milieu isotrope, les interactions avec les autres molécules sont identiques dans toutes les directions. A l'interface, une molécule voit deux milieux de

densités différentes. La phase liquide étant plus dense, les interactions des molécules à l'interface avec les autres molécules de la phase liquide sont plus nombreuses. Ce déséquilibre génère une tension de surface (superficielle). Cette tension de surface représente un coût énergétique pour les molécules qui, par nature, tendent vers l'état chimique le moins énergétique. C'est pourquoi en apesanteur, la surface entre un liquide et un gaz tend naturellement vers une forme sphérique, la sphère étant la géométrie qui minimise la surface d'un volume donné. Lorsqu'une goutte tombe, elle subit une force de gravité qui modifie sa forme en l'allongeant.

L'huile et l'eau sont deux substances distinctes. L'huile est une substance dite hydrophobe, c'est-à-dire que l'huile n'a quasiment pas d'interactions physiques avec l'eau. Il n'y a donc quasiment pas de forces d'attraction entre le liquide (l'huile) et le gaz (la vapeur d'eau). Ces deux phases ne sont pas miscibles. Le phénomène de tension superficielle est alors amplifié.

La loi de Laplace est une loi liant la courbure locale de l'interface séparant deux milieux à la différence de pression entre ces deux milieux. Elle lie la forme de l'interface à la pression de Laplace et à la tension superficielle [128]. Lorsqu'il n'y a pas transfert de matière au travers de l'interface et que les deux milieux sont au repos, la différence de pression entre ces deux milieux a et b s'écrit :

$$P_b - P_a = \sigma_{ab}\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \tag{202}$$

P_b est la pression du milieu b et P_a celle du milieu a. σ_{ab} est la tension superficielle entre les deux milieux, r_1 et r_2 sont les deux rayons de courbure principaux de la surface au point considéré, positif quand le centre de courbure est du côté b. Dans le cas d'une goutte de liquide dans un gaz, la loi de Laplace prend la forme suivante :

$$P_l - P_g = \frac{4\sigma_{lg}}{d} \tag{203}$$

d est le diamètre de la goutte et σ_{lg} est la tension superficielle entre le liquide et le gaz (en $\mathrm{N.m^{-1}}$).

Il faut ajouter que, si deux gouttes se rencontrent, elles vont fusionner en une seule goutte, c'est ce qui est appelé la coalescence. En effet, il s'agit de la solution optimale pour minimiser la surface entre l'huile et la vapeur d'eau. Cependant, tout ce qui a été présenté dans ce paragraphe suppose un système au repos. Lorsqu'une goutte de liquide s'écoule dans une phase gazeuse, elle peut se désagréger. Son mouvement lui fait subir des forces supplémentaires. Elles peuvent avoir deux origines, la différence de vitesse entre les phases entraînant un cisaillement et la turbulence qui provoquent des fluctuations de pression sur l'interface. Les effets de la turbulence ne sont pas considérés.

Le nombre de Weber traduit le rapport des forces inertielles sur la tension superficielle. Dans le cas d'un liquide en contact avec un gaz, il s'exprime par :

$$We = \frac{\rho_l\left(v_g - v_l\right)^2 Lc}{\sigma_{lg}} \tag{204}$$

ρ_l est la masse volumique du liquide considéré, v_l est la vitesse du liquide, v_g est la vitesse du gaz et Lc est la longeur caractéristique (ici le diamètre de la goutte d).

Il existe un nombre de Weber critique au delà duquel les forces de cisaillement que subit la goutte sont bien plus grandes que la tension de surface, ce qui entraine la rupture de la goutte. En considérant uniquement le cisaillement, l'ordre de grandeur de ce nombre de Weber critique est celui pour lequel la pression de Laplace de la goutte est égale à la pression d'arrêt de l'écoulement. Cela correspond à un nombre de Weber de 12 [121]. Expérimentalement, la valeur critique du nombre de Weber suit la loi suivante proposée par Brodkey [129]:

$$We_c = 12\,(1 + 1{,}077 \times Oh^{1{,}6}) \tag{205}$$

La valeur la plus souvent retenue pour le nombre de Weber est le premier facteur de 12. Elle a été mise en évidence par M. Pilch et C. Erdman [130] qui ont repris les résultats expérimentaux de Brodkey ainsi que d'autres auteurs ([131], [132], [133], [134], [135], [136] et [137]) et les ont représentés en Figure 80. Ce nombre critique est valable pour un nombre d'Ohnesorge inférieur à 0,1. Le nombre d'Ohnesorge correspond au rapport des forces visqueuses sur la tension superficielle et les forces d'inertie, il est défini par la relation suivante :

$$Oh = \frac{\mu_l}{\sqrt{\rho_l \sigma_{lg} Lc}} \tag{206}$$

μ_l est la viscosité dynamique du liquide dans les conditions de pression et de température.

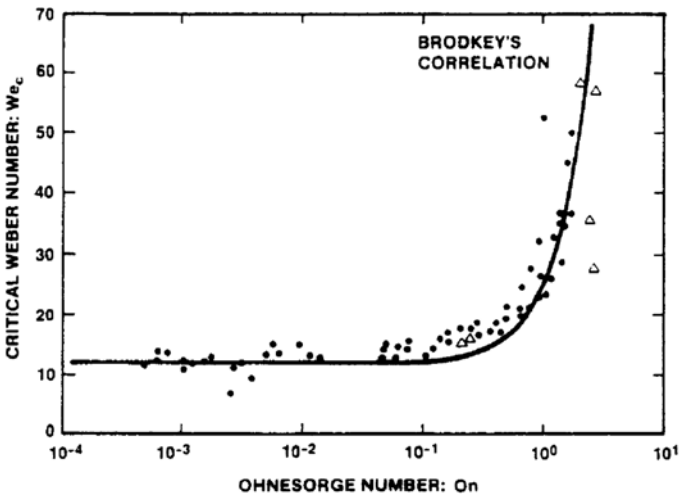


Figure 80 : Nombre de Weber critique: • données expérimentales pour un gaz et un liquide ([133], [131], [132], [134] et [135]); Δ données expérimentales pour deux liquides [136]. Courbe réalisée par M. Pilch et C. Erdman [130].

M. Pilch et C. Erdman [130] proposent une classification des différents modes de désintégration d'une goutte en fonction du nombre de Weber (Figure 81) :

-(1) $We < 12$: la goutte entre en résonance et se brise (Brisure par vibration Figure 81a).

-(2) $12 < We < 50$: la goutte s'aplatit et forme un « sac » et se brise ensuite en gouttelettes (brisure en sacs Figure 81b).

-(3) $50 < We < 100$: la goutte s'aplatit et forme un « sac » avec formation d'un jet au centre du sac. Ce jet se brise après le « sac » (brisure tamisée en sacs Figure 81c).

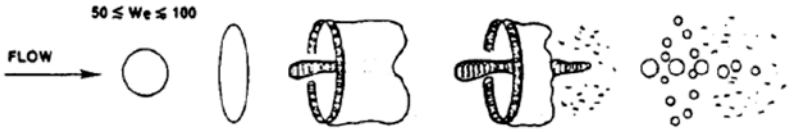
-(4) $100 < We < 350$: la goutte se déforme en prenant une forme convexe par rapport à l'écoulement de gaz et se brise rapidement (arrachement de feuilles Figure 81d).

-(5) $We > 350$: des ondes de grande amplitude se forment créant une crête avant la brisure de la goutte (arrachement de crêtes ondulées suivi d'une brisure totale Figure 81e).

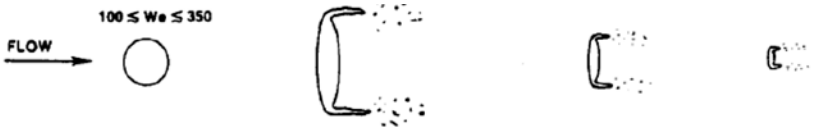
(a) Brisure par vibration

(b) Brisure en sacs

(c) Brisure tamisée en sacs



(d) Arrachement de feuilles



(e) Arrachement de crêtes ondulées suivi d'une brisure totale

Figure 81 : Mécanisme de brisure d'une goutte pour différents nombres de Weber [130]

Ainsi, pour un nombre d'Ohnesorge inférieur à 0,1, le diamètre maximum que peut avoir une goutte est le suivant :

$$d_{max} = \frac{12\sigma_{lg}}{\rho_l \left(v_l - v_g\right)^2} \tag{207}$$

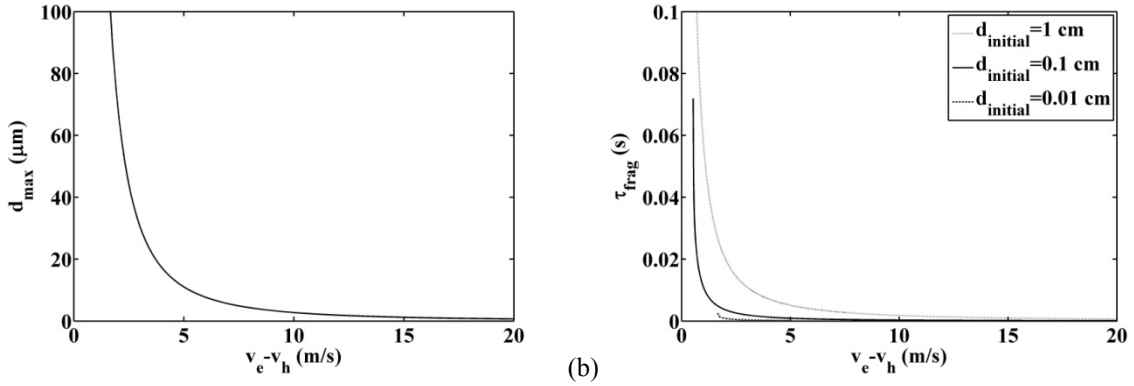
Ce diamètre maximal est représenté en fonction de la différence de vitesse entre les deux fluides en Figure 82a. Il tend vers l'infini quand les deux fluides s'écoulent à la même vitesse et tend vers zéro quand la différence de vitesse entre les deux fluides est grande. Ainsi, pour une différence de vitesse non nulle entre l'huile et l'eau $((v_e - v_h) < 2\mathrm{m.\,s^{-1}})$, la taille maximale des gouttelettes d'huile est de 100 µm.

Le temps caractéristique de fragmentation τ_{frag} est donné par la relation suivante ([130], [121]) :

$$\tau_{frag} = \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} \frac{6d}{\left|v_g - v_l\right|(We - 12)^{0.25}} \tag{208}$$

d est le diamètre initial de la goutte.

Le temps caractéristique de fragmentation de l'huile dans la vapeur d'eau augmente quand la différence de vitesse entre les deux fluides diminue (Figure 82b). Le temps de fragmentation diminue avec la diminution de la taille de la goutte initiale et il est de l'ordre de $0{,}01$ s à $0{,}1$ s. Pour de faibles valeurs de différence de vitesse entre les deux fluides, le nombre de Weber critique n'est pas atteint, ce qui explique l'arrêt des courbes tracées. Le temps caractéristique de fragmentation est inférieur au temps caractéristique de vaporisation.



(a) (b)

Figure 82 : (a) Diamètre maximal que peut avoir une goutte d'huile dans de la vapeur d'eau et (b) temps caractéristique de fragmentation ; en fonction de la différence de vitesse entre l'huile et la vapeur d'eau

2.1.3.2.2.2. Energie nécessaire à la fragmentation de l'huile dans la vapeur d'eau

Dans le paragraphe précédent, le diamètre maximal que peut avoir une gouttelette d'huile dans un écoulement de vapeur a été estimé. A partir de ce diamètre maximal, il est possible d'évaluer le flux d'énergie de fragmentation nécessaire pour passer d'un écoulement annulaire d'huile dans de la vapeur d'eau à un écoulement de gouttelettes d'huile dans de la vapeur d'eau. C'est l'objectif de ce paragraphe. Les phénomènes d'arrachement de gouttes ne sont pas considérés, seul un ordre de grandeur énergétique du coût de la fragmentation est évalué.

En reprenant le cas d'un écoulement initial annulaire de vapeur et d'huile, et en considérant le cas limite idéal où l'huile est fragmentée sous forme de gouttelettes de diamètre $d_h < d_{max}$, il est possible d'estimer le flux d'énergie mécanique convertie en flux d'énergie de surface de cette façon [138]:

$$d\dot{W}_{fragm} = \sigma_{lg} \frac{\mathrm{d}\Sigma}{\mathrm{dt}} \tag{209}$$

Avec Σ la surface de contact entre l'eau et l'huile. L'équation (209) s'intègre de la façon suivante :

$$\dot{W}_{fragm} = \frac{\sigma_{lg}}{\Delta t}\left(\Sigma_f - \Sigma_i\right) \tag{210}$$

Δt est la durée de la fragmentation. Σ_i est la surface de contact entre l'eau et l'huile en début de fragmentation, elle s'exprime par :

$$\Sigma_i = \pi D\sqrt{\alpha}L \tag{211}$$

L est la longueur de la conduite et D son diamètre. α est le taux de vide.

La surface en fin de fragmentation Σ_f s'exprime par :

$$\Sigma_f = n_{gh}\pi d_h^2 \tag{212}$$

n_{gh} est le nombre de gouttes d'huile qui s'exprime en fonction de la masse d'huile m_h de cette façon :

$$n_{gh} = \frac{6m_h}{\pi d_h^3 \rho_h} \tag{213}$$

Le flux d'énergie de fragmentation s'exprime ainsi :

$$\dot{W}_{fragm} = \frac{\sigma_{lg}}{\Delta t}\left(\frac{6m_h}{d_h\rho_h} - \pi D\sqrt{\alpha}L\right) \tag{214}$$

L'équation (214) peut s'exprimer en fonction du débit d'huile de cette façon :

$$\dot{W}_{fragm} = \frac{\dot{m}_h \sigma_{lg}}{\rho_h}\left(\frac{6}{d_h} - \frac{4\sqrt{\alpha}}{D(1-\alpha)}\right) \tag{215}$$

La tension superficielle entre l'huile et de la vapeur d'eau σ_{lg} est d'environ $20.10^{-3}\mathrm{N.m^{-1}}$ [139]. L'énergie de fragmentation est une énergie dissipée. Pour une taille de goutte maximale de 100 µm, un débit d'huile de 1,8 kg/s, une masse volumique de 870 k/ m^3, un diamètre de conduite de 2.10^{-2} m et un taux de vide de 0,4, la puissance dissipée par kg/s d'huile est de 2,5 W.

Le taux de vide final α_f est également repris des travaux de S.M. Zivi [124] dans le cas d'un entrainement parfait et total de la phase liquide :

$$\alpha_f = \left(1 + \left(\frac{\rho_e}{\rho_h}\right)\left(\frac{1-X_m}{X_m}\right) + \left[\frac{1 + \left(\frac{\rho_e}{\rho_h}\right)\left(\frac{1-X_m}{X_m}\right)}{1 + \left(\frac{1-X_m}{X_m}\right)}\right]^{1/3}\right)^{-1} \tag{216}$$

Le taux de vide en fin de fragmentation est donné en fonction du titre dynamique massique en eau et pour différentes valeurs de la masse volumique de la vapeur d'eau en Figure 83.

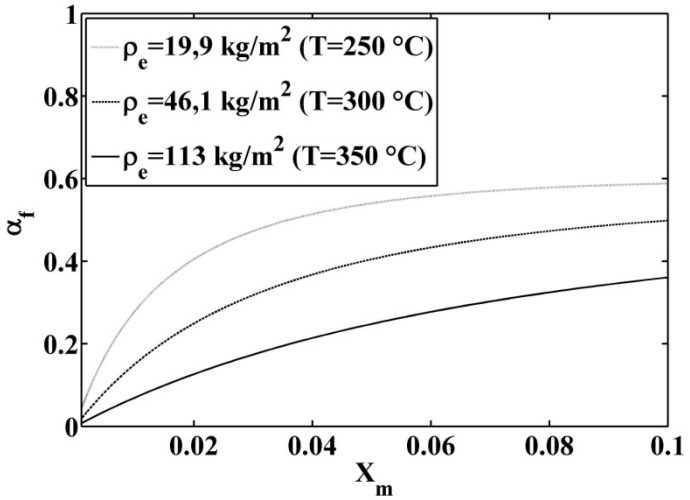


Figure 83 : Taux de vide, dans le cas d'un écoulement dispersé d'huile et de vapeur d'eau, sans dissipations, en fonction du titre dynamique massique en eau, et pour différentes valeurs de la masse volumique de la vapeur d'eau

Dans le cas d'un entrainement parfait et total de la phase liquide, ce taux de vide correspond au glissement de vitesse suivant [124] :

$$\frac{v_{e_f}}{v_{h_f}} = \left(\frac{\rho_h}{\rho_e}\right)^{\frac{1}{3}}\left[\frac{1 + \left(\frac{\rho_e}{\rho_h}\right)\left(\frac{1-X_m}{X_m}\right)}{1 + \left(\frac{1-X_m}{X_m}\right)}\right]^{1/3} \tag{217}$$

2.1.3.3. Détente d'un mélange de vapeur d'eau et d'huile dans une tuyère

2.1.3.3.1 Dimensionnement du profil adapté de tuyère à un écoulement homogène d'huile et de vapeur assimilé à un gaz parfait

Le mélange d'huile de vapeur d'eau est assimilé à un gaz parfait. Le mélange est supposé être homogène, ce qui suppose un équilibre thermique et mécanique entre les deux phases. Le dimensionnement de la tuyère consiste à définir la section d'entrée, la section au col et la section de sortie, pour des conditions d'entrée fixées en pression et température de mélange ainsi que pour des débits massiques d'eau et d'huile connus. L'objectif est d'avoir, en fin de détente, la pression atmosphérique ($p_{m_{out}} = 1$ bar), ce qui est également un paramètre du dimensionnement.

Le débit massique total est fixé à $1{,}868$ kg/s et la température en entrée est de 563 K. La pression en entrée est de 13 bar et celle en sortie est de 1 bar. Le titre dynamique massique en eau est fixé à $0{,}015$. Ce choix de variables sera justifié dans la suite du chapitre. Le modèle utilisé est basé sur les équations d'un écoulement unidirectionnel d'un gaz parfait en tuyère de Laval détaillées en Annexe J. Le modèle utilisé ainsi que sa résolution ne sont pas fournis dans le manuscrit pour des raisons de confidentialité. Cependant, cette résolution a permis le dimensionnement de la tuyère, et en fin de tuyère, la vitesse est de 179 m/s et la température est de 557 K. Ainsi la puissance cinétique disponible est de $29{,}9$ kW.

Une étude de sensibilité aux variables d'entrée a permis d'observer les comportements suivants :

-Sensibilité à la pression en entrée de tuyère :

Les pressions au col et en sortie augmentent avec l'augmentation de la pression initiale. Les vitesses au col et en sortie de tuyère sont peu dépendantes de la pression d'entrée. La masse volumique du mélange au col et en sortie de tuyère augmentent avec l'augmentation de la pression initiale. La température varie peu dans la tuyère et n'est pas sensible à la variation de la pression initiale. Les sections de passage (en entrée, au col et en sortie) augmentent avec l'augmentation de pression.

-Sensibilité à la température en entrée de tuyère :

La pression, la vitesse et la masse volumique au col et en sortie de tuyère sont peu sensibles à la température initiale. La température au col et en sortie de tuyère augmentent avec la température initiale. La section initiale et la section au col ne dépendent pas de la température initiale alors que la section de sortie augmente.

-Sensibilité au débit massique total :

Les propriétés du mélange (pression, vitesse, masse volumique et température) ne dépendent pas du débit massique. Les sections de passage en entrée de tuyère, au col et en sortie de tuyère dans le cas d'un profil adapté augmentent fortement et linéairement avec le débit massique.

2.1.3.3.2 Modélisation unidirectionnelle de la détente d'un mélange de vapeur d'eau et d'huile non homogène dans une tuyère

Dans cette partie, l'écoulement dans la tuyère est modélisé en considérant un écoulement dispersé de gouttelettes d'huile dans de la vapeur d'eau sous pression dans une tuyère à paroi adiabatique. Ainsi, l'hypothèse d'un mélange homogène n'est plus faite.

2.1.3.3.2.1. Régime d'écoulement en conduite horizontale

La modélisation des écoulements diphasiques dépend du régime d'écoulement. Ces régimes d'écoulement sont classifiés en trois grandes catégories, les écoulements à phase dispersés, les écoulements à phases séparées et les écoulements mixtes (voir Figure 84). En écoulement à phases dispersées, ce sont des bulles de gaz dans une phase liquide, ou des gouttelettes de liquide dans une phase gazeuse, ou encore des particules solide dans un fluide (gaz ou liquide). Les écoulements à phases séparés regroupent les écoulements en film liquide sur une paroi, les écoulements annulaires, les jets et les écoulements stratifiés. Les écoulements mixtes regroupent des cas intermédiaires. Ils correspondent à des écoulements de poches de gaz dans un liquide, aux écoulements de bulles dans un film liquide en paroi et aux écoulements de gouttes dans le cœur de l'écoulement.

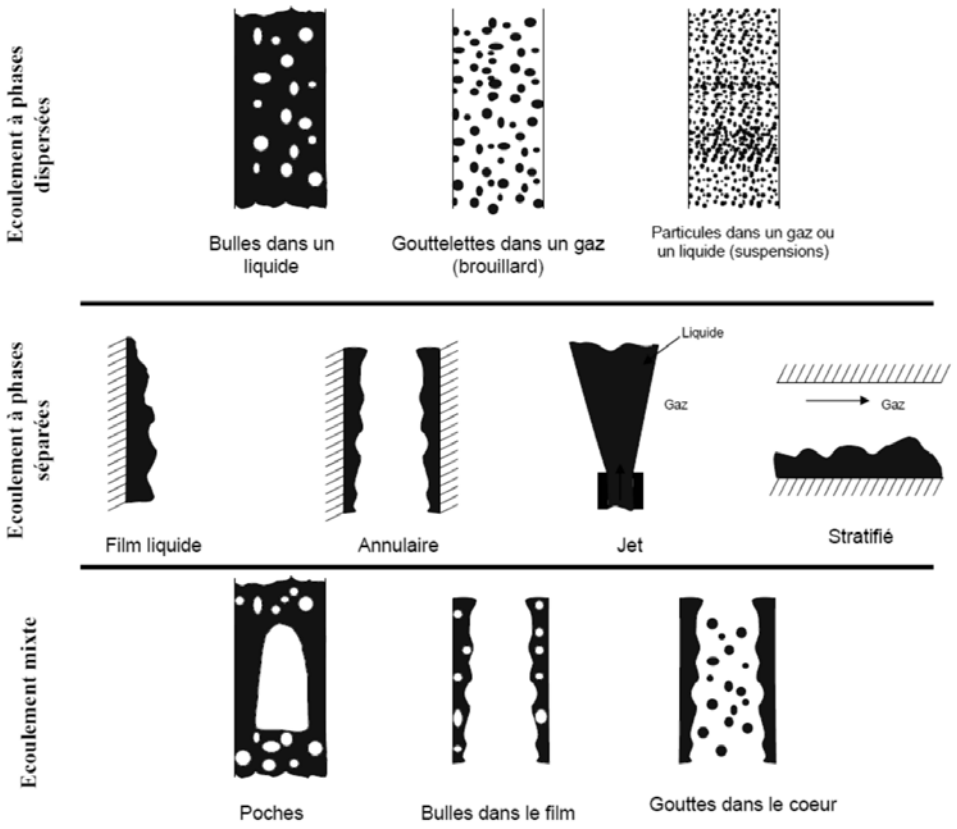


Figure 84 : « Représentation schématique des différentes topologies d'écoulement : phases séparées, phase dispersées et mixtes » [121]

A partir de données expérimentales, des cartes d'écoulement ont été dessinées pour déterminer le régime d'écoulement d'un écoulement diphasique. Les premiers travaux ont été proposé par O. Baker en 1954 [140]. Les cartes d'écoulement de référence en termes d'écoulement horizontale de gaz et de liquide sont celle de Y.Taitel et A. Dukler [141] et celle de J.M. Mandhane [142]. Ces cartes ont été reprises et comparées par T. Bourrilhon [121] en Figure 85. v_g est la vitesse du gaz et v_l la vitesse du liquide.

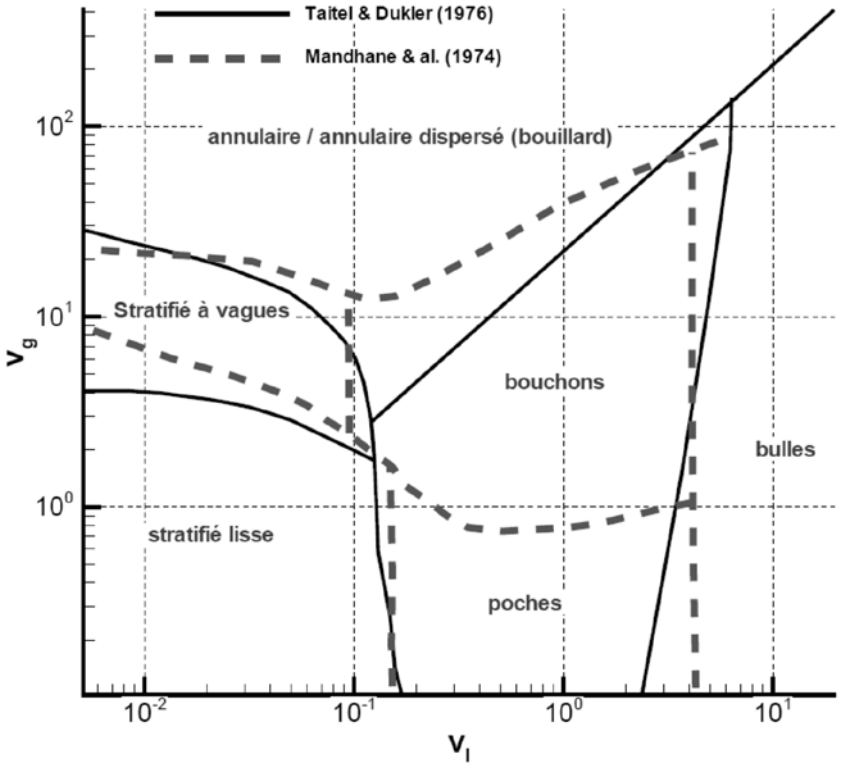


Figure 85 : « Carte de J.M. Mandhane et al. Pour les écoulements gaz-liquide horizontaux (trait épais pointillée), comparé aux transitions de Taitel et Duckler (adapté des travaux de Y.Taitel et A. Dukler [141] et des travaux de J.M. Mandhane et al. [142]) » [121]

2.1.3.3.2.2. Hypothèses

Les gouttelettes d'huile formées sont supposées être toutes de même taille et parfaitement dispersées dans l'écoulement (Figure 86). L'écoulement est supposé unidirectionnel, avec frottement pariétal et glissement de vitesse entre les deux phases. La phase liquide est supposée iso-volume, c'est-à-dire que la masse volumique ρ_h est constante. La surpression de Laplace est négligée et l'écoulement est supposé dynamique stationnaire. La vapeur est supposée se comporter comme un gaz parfait, ce qui permet d'écrire l'équation d'état de la vapeur d'eau de la façon suivante :

$$P_e = \rho_e r_e T_e \tag{218}$$

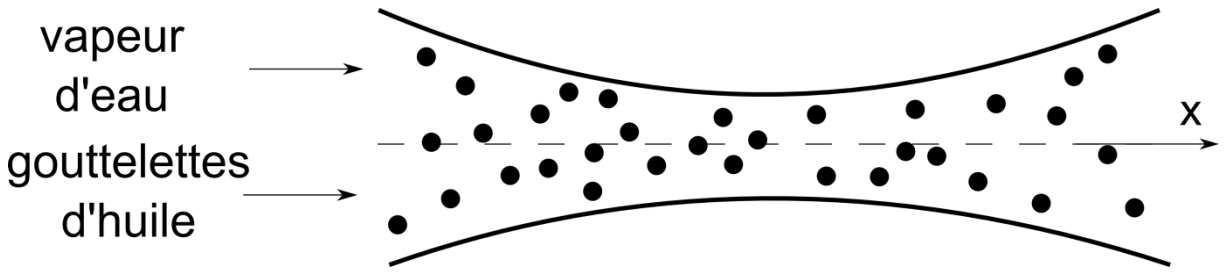


Figure 86 : Vapeur d'eau en contact direct avec de l'huile

2.1.3.3.2.3. Equations de continuité

L'équation de continuité de la vapeur d'eau est de la forme suivante :

$$\frac{d}{dx}(\alpha \rho_e v_e A t_T) = 0 \tag{219}$$

v_e est la vitesse moyenne débitante dans une section. α est le taux de vide, il s'exprime par $\alpha = At_e/At_T$, At_e étant la section occupée par la vapeur d'eau et At_T la section transverse totale.

L'équation de continuité de la phase liquide est de la forme :

$$\frac{d}{dx}\left((1-\alpha) v_h A t_T\right) = 0 \tag{220}$$

v_h est la vitesse moyenne débitante de l'huile.

2.1.3.3.2.4. Bilans de quantité de mouvement

Le bilan de quantité de mouvement de la vapeur d'eau s'exprime par :

$$\rho_e v_e \frac{dv_e}{dx} = -\frac{dp}{dx} - f_x - \frac{\tau_p}{\alpha \pi D} \tag{221}$$

La force de portance ainsi que la force de masse ajoutée de la goutte sont négligées. Ceci est justifié car le modèle est unidirectionnel et la masse volumique des gouttes est très grande devant la masse volumique de la vapeur d'eau. τ_p est la contrainte tangentielle de frottement à la paroi. Pour quantifier ces dissipations par frottement, des modèles empiriques existent [143]. Ils sont basés sur une approche de mélange homogène équivalent des deux phases. La contrainte tangentielle de frottement pariétal du mélange homogène équivalent s'exprime de cette façon :

$$\tau_p = \frac{1}{2}\frac{Cf}{\rho}\left(\frac{\dot{m}_h + \dot{m}_e}{At_T}\right)^2 \tag{222}$$

Cf est le coefficient de perte de charge qui dépend du nombre de Reynolds du mélange homogène et de coefficients expérimentaux. Il est pris égal à $0{,}316\,Re^{-0{,}25}$ [121]. Re est le nombre de Reynolds de l'écoulement du fluide homogène équivalent, il s'exprime de cette façon :

$$Re = \frac{(\dot{m}_e + \dot{m}_h)D}{At_T\,\mu} \tag{223}$$

μ est la viscosité dynamique du mélange homogène équivalent et s'obtient par la relation $\mu = X_m\,\mu_e + (1 - X_m)\mu_h$.

Dans l'équation (221), le terme f_x correspond à la force de trainée volumique, c'est la force exercée par le fluide sur les gouttes. La force de trainée sur une gouttelette s'exprime par :

$$F_x = \frac{1}{2}\rho_e \frac{\pi d_h^2}{4} C_x |v_e - v_h|(v_e - v_h) \tag{224}$$

Pour accéder à f_x il faut multiplier F_x par $\partial n_h/\partial x$, la densité de gouttelettes dans la section considérée, et ramener ce terme à l'aire occupée par le gaz dans la section :

$$f_x = \frac{dn_h}{dx}\frac{F_x}{\alpha At_T} \tag{225}$$

dn_h/dx peut s'exprimer de la manière suivante :

$$\frac{dn_h}{dx} = \frac{\dot{n}_h}{v_h} = \frac{\dot{m}_h}{\rho_h \frac{\pi d_h^3}{6} v_h} \tag{226}$$

$\dot{n}$ est le flux de gouttelettes à travers A_{t_T} dans une section d'épaisseur dx. La vitesse des gouttelettes peut s'exprimer en fonction du débit massique et on obtient finalement la densité de gouttelettes dans une section d'épaisseur dx:

$$\frac{dn_h}{dx} = \frac{\dot{m}_h}{\rho_h \frac{\pi d_h^3}{6} \frac{\dot{m}_h}{\rho_h(1-\alpha)At_T}} = \frac{6At_T(1-\alpha)}{\pi d_h^3} \tag{227}$$

C_x est le coefficient de trainée. Il est défini sous certaines hypothèses. Les fluides sont considérés isovolumes et dans la zone amont, la répartition de pression sur l'obstacle est celle calculable en supposant le fluide sans viscosité. De plus, les gouttes sont supposées isolées, c'est-à-dire que les effets collectifs ne sont pas pris en compte. L'évolution du coefficient de trainée en fonction du nombre de Renolds est donnée en Figure 87. Lorsque le nombre de Reynolds augmente, le coefficient de trainée décroît. Les différentes corrélations empiriques sont données en Tableau 16 [121]. Re_p est le nombre de Reynolds particulaire $\left(Re_p =\right.$

$\rho_e(v_e - v_h)d_h\,/\mu_e)$. La corrélation retenue est celle de Rivkind [144], elle prend en compte les recirculations internes des gouttelettes d'huile.

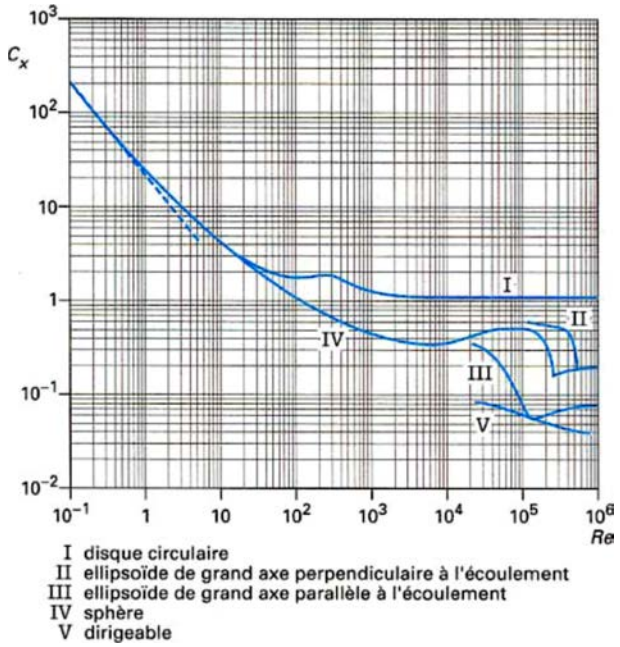


Figure 87 : Coefficient de trainée pour différents obstacles en fonction du nombre de Reynolds [145]

Sphère solide	Loi de Stokes	$C_x = \frac{24}{Re_p}$	$Re_p < 1$
	Loi d'Oseen [146]	$C_x = \frac{24}{Re_p}\left(1 + \frac{3}{16}Re_p\right)$	$Re_p < 5$
	Loi de Schiller et Naumann [147]	$C_x = \frac{24}{Re_p}\left(1 + 0{,}15Re_p^{0{,}687}\right)$	$Re_p < 10^3$
		$C_x = 0{,}438$	$Re_p > 10^3$
Sphère fluide	Loi de Hadamard [148]	$C_x = \frac{8}{Re_p}\frac{(2+3\kappa)}{1+\kappa}$ $\kappa = \frac{\mu_L}{\mu_G}$	$Re_p \approx 1$
	Loi de Rivkind [144]	$C_x = \frac{1}{1+\kappa}\left(\frac{14{,}9}{Re_p} + \frac{4\kappa}{Re_p}\left[6 + Re_p^{\frac{2}{3}}\right]\right)$	$2 < Re_p < 500$

Tableau 16 : Corrélations expérimentales de coefficient de trainée autour d'une sphère [121]

En réalité, le coefficient de trainée correspond à la somme du coefficient de frottement et du coefficient de pression :

$$C_x = C_{x_f} + C_{x_p} \tag{228}$$

Le coefficient de pression caractérise une force de pression du fluide sur la goutte due à sa forme, alors que le coefficient de frottement caractérise une force de frottement visqueux du fluide sur la goutte. Lorsque la géométrie de l'objet s'éloigne d'une plaque mince, la force de frottement est négligeable devant la force de pression.

Le bilan de quantité de mouvement de l'huile est de la forme :

$$\rho_h \, v_h \, \frac{dv_h}{dx} = -\frac{dP}{dx} + K f_x^{'} \tag{229}$$

f_x' est la force volumique reçue par les gouttelettes d'huile par frottement avec l'écoulement de la vapeur. Avec le même raisonnement que pour la phase gazeuse elle vaut $f_x' = \frac{F_x}{(1-\alpha)At_T}$. K est un coefficient qui caractérise le transfert de quantité de mouvement non idéal, entre l'eau et l'huile. La quantité de mouvement cédé par la vapeur n'est pas entièrement reçue par l'huile. Ainsi K est nécessairement inférieur à 1.

2.1.3.3.2.5. Bilans d'énergie

La température des gouttes est supposée uniforme. En supposant que les dissipations dues aux frottements à la paroi et la quantité de mouvement dissipée lors du transfert de quantité de mouvement sont entièrement reçues par le gaz, on peut écrire le bilan d'énergie appliqué à la vapeur ainsi :

$$\rho_e cp_e v_e \frac{dT_e}{dx} - v_e \frac{dP}{dx} = h \frac{dA_{éch}}{dx}(T_h - T_e) + v_e \frac{\tau_p}{\alpha \pi D} - v_e K f_x \tag{230}$$

Avec $\frac{dA_{éch}}{dx}$ la densité linéique de surface d'échange, c'est-à-dire la densité de surface d'échange entre les deux phases dans une tranche d'épaisseur dx intégrée sur la section At_T:

$$\frac{dA_{éch}}{dx} = \frac{\pi d_h^2}{4} \frac{dn_h}{dx} = \frac{6(1-\alpha)}{d_h} \tag{231}$$

Le coefficient d'échange par convection entre les deux phases h peut s'exprimer en fonction du nombre de Nusselt Nu, de la conductivité thermique λ_e de la vapeur et de la longueur caractéristique l (qui dans notre cas est d_h) :

$$h = \frac{Nu \lambda_e}{l} \tag{232}$$

Le nombre de Nusselt est donné par des corrélations. Les principales corrélations sont synthétisées en Tableau 17 [121]. Pe est le nombre de Peclet, il s'exprime par :

$$Pe = Re_p Pr \tag{233}$$

Etant donné qu'elle s'applique dans le cas général, la corrélation retenue est celle de Ranz-Marshall [149].

Le bilan d'énergie appliqué à l'huile est de la forme :

$$\rho_h cp_h v_h \frac{dT_h}{dx} = h\gamma(T_e - T_h) + v_h K f_x^{'} \tag{234}$$

cas général	Corrélation de Ranz-Marshall [149]	$Nu = 2 + 0{,}6\, Re_p^{1/2} Pr^{1/3}$	$1 < Re_p < 70.10^3$ $0{,}6 < Pr < 400$
	Corrélation de Kramer [150]	$Nu = 2 + 1{,}3\, Pr^{0{,}15} + 0{,}66\, Re_p^{1/2} Pr^{0{,}31}$	$1 < Re_p < 10^5$ $0{,}6 < Pr < 380$
	Corrélation Clift et al.[151]	$Nu = 1 + f_T\left(1 + Re_p^{1/2} Pr\right)^{1/3}$	$f_T = 1$ si $Re_p \leq 1$ $f_T = Re_p^{0{,}077}$ si $1 < Re_p \leq 400$
sphère rigide	Acrivos & Taylor[152]	$Nu = 2\left(1 + \frac{1}{4}Pe + \frac{1}{8}Pe^2 \ln Pe + 0{,}01702 Pe^2 + \frac{1}{32}Pe^3 \ln Pe\right)$	$0 \leq Pe, Re_p \leq 0{,}7$
		$Nu = 0{,}922\, Pe^{1/3}\left(1 + \frac{1}{16}Re_p + \frac{3}{160}Re_p^2 \ln Re_p\right)$	$Pe \to \infty$
	Feng & Michaelides [153]	$Nu = 0{,}922 + Pe^{1/3} + 0{,}1 Re_p^{1/3} Pe^{1/3}$	$0 < Re_p < 2000$ $0{,}6 < Pe < 400$
	Melissari & Argyropoulos [154]	$Nu = 2 + 0{,}47 Re^{1/2} Pr^{0{,}36}$	$100 < Re_p < 50\,000$ $3.10^{-3} \leq Pr \leq 10$
sphère fluide	Levich [155]	$Nu = \sqrt{\frac{4}{3\pi}\frac{1}{1+\kappa}Pe}$	$Re_p \to 0$ $Pe \to \infty$

Tableau 17 : Corrélation du nombre de Nusselt pour un écoulement autour d'une sphère [121]

2.1.3.3.2.6. Résolution pour le profil de la tuyère du prototype

Le système comprend 7 équations, tout d'abord l'équation d'état de la vapeur d'eau (218), puis les équations de continuité ((219) et (220)), les bilans de quantité de mouvement ((221) et (229)) et d'énergie ((230) et (234)). Le système à résoudre est un système différentiel de la forme suivante :

$$A(y)\frac{dy}{dx} = b(y) \tag{235}$$

$A(y)$ est une matrice de dimension 6×6, y est le vecteur constitué des 6 inconnues (v_e, v_h, T_e, T_h, P et α) et $b(y)$ est un vecteur qui dépend également des inconnues. La 7$^{\text{ième}}$ inconnue est la masse volumique de l'eau ρ_e qui est déduite de l'équation d'état.

Pour résoudre ce système, il faut tout d'abord inverser la matrice A. Pour cela, il faut que le déterminant de la matrice A soit non nul. Une fois la matrice inversée, le système est de la forme suivante :

$$\frac{dy}{dx} = A^{-1}y \tag{236}$$

Ce système est intégré par une méthode de Runge-Kutta d'ordre 4 à l'aide du logiciel Matlab. Cette méthode nécessite de définir le vecteur d'entréee. Les conditions d'entrée qui correspondent au cas d'une tuyère adaptée sont données en Tableau 18. Il est rappelé qu'en fin de mélange et en début de détente, la vapeur d'eau est considérée comme saturée. Le taux de vide initial est déduit de l'équation (216). La géométrie de la tuyère du prototype n'est pas fournie dans le manuscrit de thèse.

Lorsque le régime d'écoulement est sub-critique, le déterminant de la matrice est non nul et la matrice peut être inversée. En revanche, lorsque que le régime d'écoulement est critique, c'est-à-dire lorsque la tuyère est adaptée, le déterminant de la matrice est nul et elle ne peut être inversée. On parle de point selle. Ce qui malheureusement correspond à la situation physique recherchée. Pour palier cette difficulté numérique, la solution sub-critique calculable la plus proche de la solution critique sera retenue comme solution critique. Les solutions supercritiques ne seront pas considérées.

v_{ein}	v_{hin}	T_{ein}	T_{hin}	p_{in}	ρ_{ein}	α_{in}
$\mathrm{m.s^{-1}}$	$\mathrm{m.s^{-1}}$	K	K	bar	$\mathrm{kg.m^3}$	
29,2	24,8	465	563	13	6,05	0,65

Tableau 18 : Conditions d'entrée de la tuyère

Les paramètres de la simulation sont donnés en Tableau 19. Les variables de commande sont les débits massiques des deux fluides. Le débit massique d'eau est fixé à $2{,}80.10^{-2}$ kg/s et le débit d'huile à 1,84 kg/s, ce sont ces grandeurs qui correspondent au cas limite sub-critique calculable le plus proche de la solution critique. Les propriétés de l'eau sont prises dans les conditions de pression et de température en chaque point. Les conditions d'entrée de l'écoulement sont alors les mêmes que celle du modèle de gaz parfait équivalent.

r	ρ_h	cp_h	μ_h	d_h	K
$J.kg^{-1}.K^{-1}$	$kg.m^3$	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	$Pa.s$	m	
462	870	2500	0,95	1.10^{-4}	0,9

Tableau 19 : Paramètres de la simulation

La pression du mélange diminue jusqu'à atteindre la pression atmosphérique (Figure 88c) ce qui implique que les vitesses d'écoulement de l'eau et de l'huile augmentent respectivement jusqu'à $175\,\mathrm{m/s}$ et $112\,\mathrm{m/s}$ (Figure 88a). Le col est situé entre $x = 0{,}5\ et\ x = 0{,}6$. La vitesse de l'eau est supérieure à la vitesse de l'huile dans toute la tuyère. L'équilibre thermique est quasi-instantané (Figure 88b), puis la température de l'eau diminue légèrement. Le taux de vide augmente jusqu'à une valeur de $0{,}95$ (Figure 88d). En revanche, la masse volumique de l'eau diminue jusqu'à la valeur de $0{,}405\ \mathrm{kg/m^3}$ (Figure 88e).

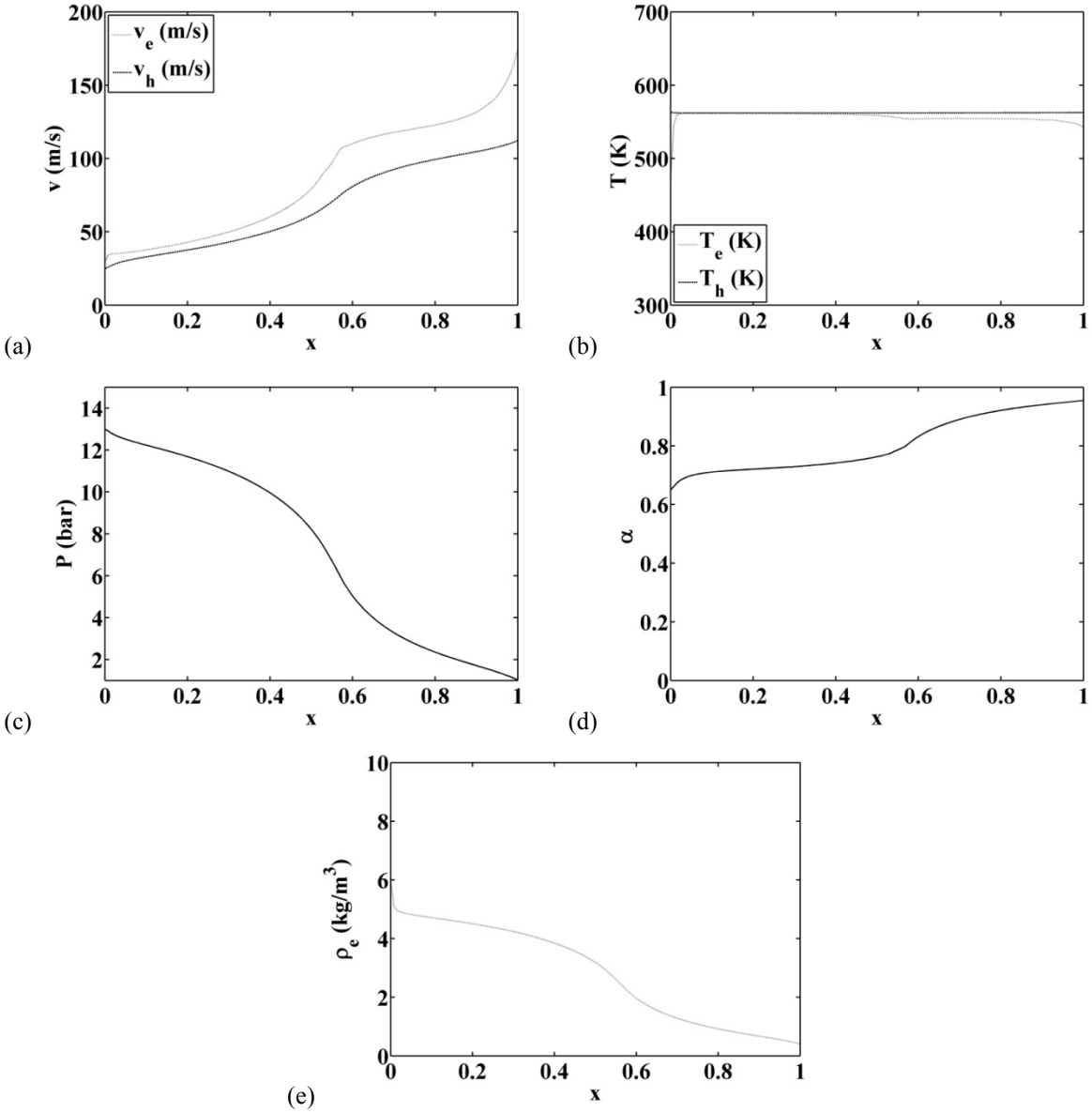


Figure 88 : (a) Vitesses de l'eau et de l'huile ; (b) Températures de l'eau et de l'huile ; (c) Pression du mélange ; (d) taux de vide et (e) masse volumique de la vapeur d'eau ; en fonction de x

La puissance cinétique disponible en sortie de tuyère sur l'huile est de 11,6 kW et celle disponible sur l'eau est de 0,427 kW. Ainsi la puissance cinétique totale de 12,0 kW est principalement disponible sur l'huile. Dans le paragraphe 2.1.3.3.1, il a été vu que le puissance cinétique produite par la détente isentropique du mélange homogène se comportant comme un gaz parfait était de 29,9 kW. L'écart entre la puissance cinétique produite dans le cas d'un modèle d'écoulement dispersée et irréversible et le cas idéal est de 17,9 kW. Cela est justifié par le fait que le mélange ne peut être assimilé à un gaz parfait et par la prise en compte des irréversibilités dans le modèle d'écoulement dispersé.

2.1.3.3.2.7. Analyse entropique

L'équilibre thermique étant quasi-instantané, la production d'entropie de transfert est négligeable. L'entropie produite par frottement à la paroi dans l'ensemble de la tuyère s'exprime par :

$$\dot{S}_{frottement\ paroi} = \int_0^L \left(\frac{v_m}{T_m}\tau_p \pi D\right) dx \tag{237}$$

L est la longueur de la tuyère. v_m est la vitesse du mélange supposé homogène et T_m la température du mélange, ils sont pris pour une valeur de moyenne arithmétique.

L'entropie produite par frottement à l'interface eau/huile dans l'ensemble de la tuyère s'exprime par :

$$\dot{S}_{frottement\ interface} = \int_0^L \left(\frac{v_e}{T_e}(1-K)\left(\frac{dn_h}{dx}F_x\right)\right) dx \tag{238}$$

L'entropie totale produite dans la tuyère :

$$\dot{S}_{tuy} = \dot{S}_{frottement\ paroi} + \dot{S}_{frottement\ interface} \tag{239}$$

L'entropie totale produite pendant la détente dans le cas d'un profil adapté est de 43,6 W/K. L'entropie produite par frottement entre les deux phases qui vaut 4,95 W/K et l'entropie due aux frottements pariétaux vaut 38,6 W/K. La puissance mécanique dissipée s'exprime par :

$$\dot{W}_{dissip_{tuy}} = \dot{S}_{tuy}\tilde{T}_{tuy} \tag{240}$$

Avec $\tilde{T}_{tuy}$ la température entropique de la tuyère (Annexe A) qui est de 562 K. Ainsi la puissance mécanique dissipée est de 20,1 kW.

2.1.4. Conclusions et perspectives du chapitre 2.1.

Le principe de fonctionnement du convertisseur Turbosol® est détaillé dans ce premier chapitre. L'étude du comportement de la compressibilité et de la masse volumique du mélange montre que le mélange se comporte comme de la vapeur pour un titre massique dynamique supérieur à 10^{-2}. L'étude de l'évolution de la température de mélange montre que, pour considérer que la détente soit quasi-isotherme, il faut que le titre massique

dynamique en eau soit inférieur à 10^{-1}. Ainsi le domaine à respecter pour que la détente soit assimilée à celle d'un gaz et que la température soit supposée constante est le suivant :

$$10^{-2} \leq X_m \leq 10^{-1} \tag{241}$$

Cette détente quasi-isotherme permet au cycle de Turbosol® d'être proche du cycle de Carnot ce qui laisse supposer que les performances théoriques du cycle sont bonnes.

Les équations régissant les écoulements de gaz parfait en tuyère sont repris de la littérature [156], ce qui permet de rappeler le principe de fonctionnement d'une tuyère de Laval. Le fluide passe d'un écoulement subsonique à un écoulement supersonique dans un convergent-divergent, dont le profil est lié au débit massique du fluide et au rapport de pression entre l'entrée et la sortie de manière non quelconque. Un modèle de dimensionnement de la tuyère adaptée à l'écoulement d'un gaz parfait équivalent au mélange de vapeur d'eau et d'huile est proposé, et une étude de sensibilité aux variables de commande est réalisée. Ce modèle n'est pas très réaliste car le mélange d'eau et d'huile ne se comporte pas comme un gaz parfait et l'écoulement n'est pas isentropique. Cependant, il permet de donner un ordre de grandeur de la dimension de la tuyère et de voir quelles sont les tendances générales. L'augmentation de la température en entrée joue peu sur la géométrie de la tuyère, l'augmentation du débit total entraine une augmentation linéaire des sections de passage et l'augmentation de la pression initiale entraine une diminution non linéaire des sections de passage.

La modélisation de l'écoulement d'un mélange de vapeur d'eau et d'huile est améliorée par la prise en compte du transfert de chaleur et du transfert de quantité de mouvement entre les deux phases, ainsi que les dissipations. Ce modèle d'écoulement dispersé d'huile dans de la vapeur d'eau permet de donner les conditions de fonctionnement adaptées au profil de tuyère retenu par l'entreprise Hevatech pour le prototype de Turbosol®. Les aspects de vaporisation de l'eau par contact direct avec l'huile et de fragmentation de l'huile dans la vapeur d'eau ne sont pas détaillés, mais le présent travail n'a pas pour ambition de décrire précisément ces phénomènes complexes. Cependant, leur étude est nécessaire pour améliorer le mélange et donc les performances du système.

Une analyse énergétique et entropique de la détente du mélange dans la tuyère adaptée est réalisée, ce qui correspond au point nominal de fonctionnement. Le comportement aux alentours de ce point nominal n'est pas considéré dans ce chapitre. De plus, l'étude de sensibilité aux paramètres, tels que la taille des gouttes d'huiles, ou le coefficient de transfert de quantité de mouvement, ne sont pas réalisées. Les limitations numériques dues au point selle évoqué dans le chapitre complexifient cette exploration, c'est pourquoi elle n'a pas été réalisée pendant la thèse. Cette difficulté est également une limitation théorique et pratique du concept de Turbosol®. En effet, la tuyère n'étant adaptée qu'à un seul régime d'écoulement, le fonctionnement du convertisseur n'est pas souple. Le régime d'écoulement doit être au régime nominal ou proche de celui-ci pour que la tuyère soit adaptée. Pour pouvoir faire varier ce régime d'écoulement, on peut imaginer installer un jeu de tuyères en parallèle, dimensionnées pour différents régimes d'écoulement et faire passer le mélange dans la tuyère adaptée à chaque régime d'écoulement.

Chapitre 2.2. Analyse entropique du Prototype Turbosol®

2.2.1. Objectifs du chapitre 2.2.

L'optimisation de la machine de Carnot a montré que la prise en compte des dissipations influait fortement sur l'optimum. Il a été vu que l'entropie produite pendant la détente, ainsi que l'entropie produite pendant la compression, étaient les deux contributions les plus significatives en termes de dissipations internes au convertisseur.

L'analyse entropique théorique d'une machine nécessite une modélisation fine de tous les composants du système. Dans le cas de Turbosol®, il a été vu, par exemple, que l'analyse entropique de la détente en tuyère dépendait fortement du profil de la tuyère et du régime d'écoulement. Une alternative consiste en une analyse expérimentale de la boucle. Certains travaux ont déjà permis d'identifier les débits massiques (ou les vitesses) des fluides ainsi que les températures haute et basse de cycle comme étant des variables dominantes pour les machines à froid ([157], [158], [159] et [160]).

Dans ce chapitre, les bases de l'analyse entropique de chaque composant de Turbosol® sont proposées. Les aspects théoriques et expérimentaux sont mis en parallèle pour identifier chaque mécanisme de dissipation. Quelques données expérimentales en régime dégradé sont utilisées mais sont insuffisantes pour réaliser une analyse entropique expérimentale complète.

2.2.2. Description du prototype et mesures expérimentales

2.2.2.1. Description du prototype

Le schéma de la Figure 89 représente le prototype de Turbosol®. On distingue trois circuits, celui des fumées (f), celui de l'eau (e) et celui de l'huile (h). Les fumées cèdent une partie de leur chaleur à l'huile pendant la transformation $f1$-$f2$.

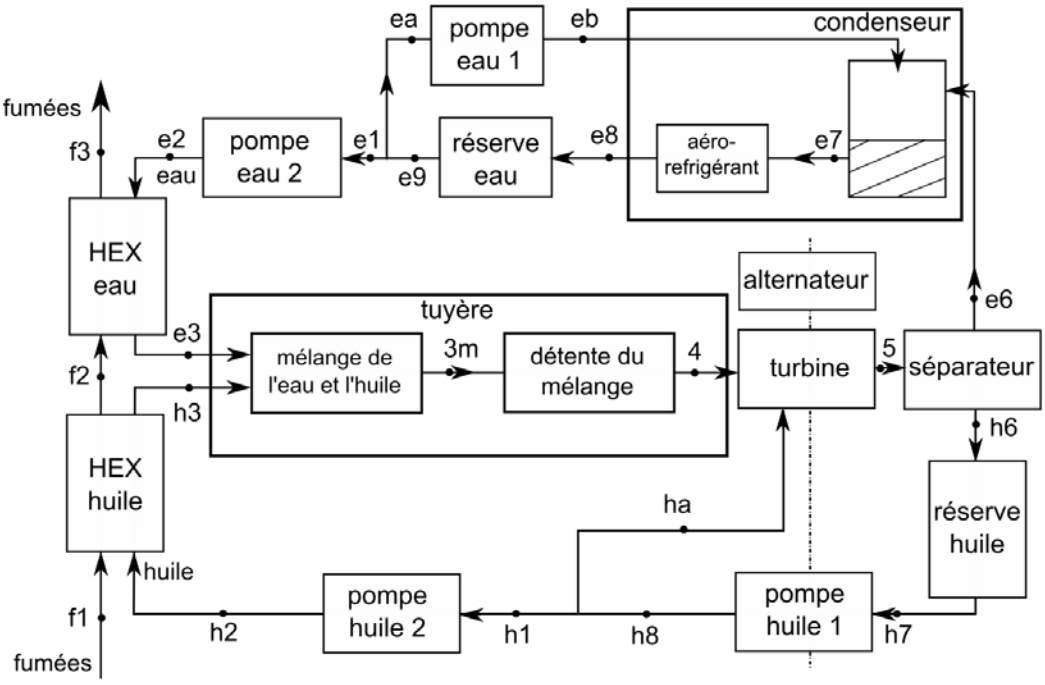


Figure 89 : Schéma initial du prototype de Turbosol®

L'huile est mise en pression par une pompe à engrenage (pompe huile 2) pendant la transformation $h1$-$h2$. Une fois sous pression, elle prend de la chaleur à la fumée dans l'échangeur fumée-huile pendant la transformation $h2$-$h3$. Ensuite, l'huile est mise en contact direct avec l'eau dans la tuyère. Dans la tuyère on distingue 2 étapes. Tout d'abord, l'eau se vaporise par contact direct avec l'huile chaude et parallèlement l'huile se fragmente dans la vapeur d'eau pendant la transformation 3-$3m$ qui correspond au mélangeage. Ensuite, le mélange est détendu pendant la transformation $3m$-4. La transformation 4-5 correspond au passage dans la turbine du mélange eau-huile. En sortie de turbine, le mélange passe dans un réservoir de décantation, ce qui permet la séparation des deux fluides. Au point $h6$, l'huile seule sort du séparateur pour aller vers la réserve d'huile. L'huile est ensuite mise en pression par une pompe centrifuge pendant la transformation $h7$-$h8$. Une partie de l'huile est déviée au point ha pour être envoyée vers la turbine afin de la lubrifier. L'autre partie de l'huile est pompée par la pompe huile 2.

L'eau est mise en pression par une pompe pendant la transformation $e1$-$e2$ (pompe eau 2) puis elle envoyée dans un échangeur de chaleur (HEX eau) pour prendre de la chaleur à la source chaude (fumées). L'eau au point $e3$ est dite préchauffée, elle peut être liquide, partiellement vapeur ou entièrement vapeur. L'eau est ensuite mise en contact direct avec l'huile dans la tuyère. Pendant cette transformation 3-4, elle subit les mêmes sous transformations que l'huile (mélange et détente). Après son passage dans la turbine (transformation 4-5) l'eau est séparée de l'huile. Au point $e6$, l'eau seule est sous forme vapeur. Elle est ensuite mélangée à l'eau de la réserve d'eau pendant la transformation $e6$-$e7$. Au point $e7$, l'eau est sous forme liquide, elle passe ensuite dans un aéro-réfrigérant ou elle cède de la chaleur à l'environnement (transformation $e7$-$e8$). L'eau liquide au point $e8$ est envoyée dans la réserve d'eau. En sortie de réserve d'eau (point $e9$), une partie de l'eau est déviée pour servir au refroidissement de la vapeur. Pour cela, une partie de l'eau est pompée par la pompe eau 1 pendant la transformation ea-eb. L'eau au point eb est mise en contact direct avec la vapeur au point $e6$. L'autre partie de l'eau qui sort de la réserve est pompée par la pompe eau 2.

2.2.2.2. Mesures

Le prototype étant en cours de développement pendant la thèse, certains composants ne correspondent pas au schéma de la Figure 89. Il est actualisé en Figure 90. Tout d'abord, la pompe à huile 1 n'est pas en fonctionnement. Ensuite, la turbine est couplée mécaniquement avec l'alternateur mais ce dernier n'est pas chargé. L'échangeur de chaleur fumée-eau n'est pas connecté aux fumées. L'idée étant à l'origine de préchauffer l'eau sur les fumées en sortie d'échangeur fumée-huile. Ce passage induit tout de même une perte de pression de l'eau. Des problèmes de refroidissement ont nécessité, dans un premier temps, de rejeter une partie de la vapeur à l'extérieur du système. Ainsi, la boucle eau fonctionne en circuit ouvert mais l'alimentation en eau de la réserve d'eau permet de conserver un débit d'eau constant dans le circuit. La partie refroidissement ne sera pas détaillée dans la thèse et sera toujours assimilée à une condensation en circuit fermé.

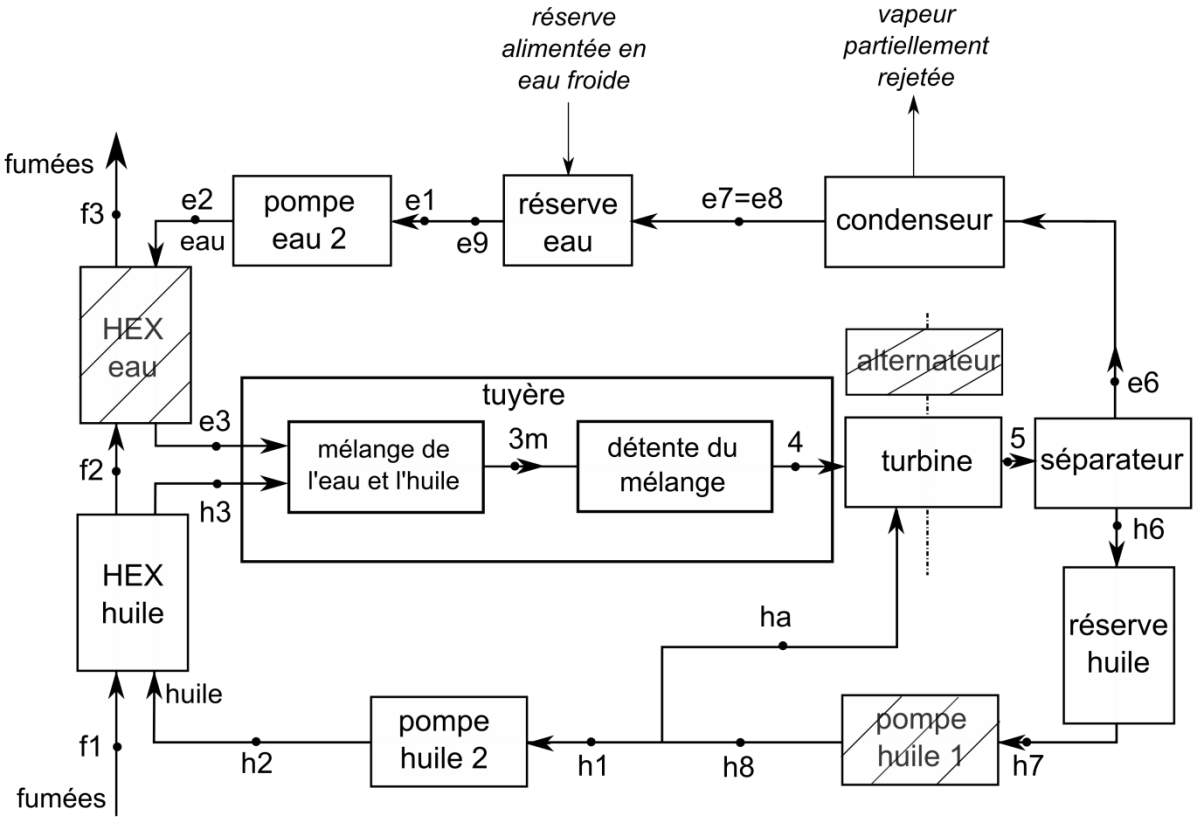


Figure 90 : Schéma du prototype actualisé

Pour les prises de température, des sondes à résistance platine pt100 à trois fils de classe A sont utilisées. Les sondes pt100 ont une plage de température de $-80\,°C$ à $400\,°C$. Leur précision dépend de la gamme de température (Tableau 20). Des thermocouples de type K et de classe 1 sont également utilisés. Leur plage de mesure est de $0\,°C$ à $1150\,°C$ et leur précision de $\pm\,1{,}5\,°C$. Les thermocouples sont reliées à des transmetteurs (EMT600) qui ont une précision de $\pm\,0{,}02\%$ de la valeur transmise.

Température (°C)	Précision de la sonde pt100 (°C)
-100	$\pm\,0{,}35$
-50	$\pm\,0{,}25$
0	$\pm\,0{,}15$
100	$\pm\,0{,}35$
200	$\pm\,0{,}55$
300	$\pm\,0{,}75$
400	$\pm\,0{,}95$

Tableau 20 : Précision de la sonde de mesure de température pt100

Les capteurs de pression sont des capteurs électroniques qui ont une plage de mesure de 1 à 17 bar. Leur précision est de $\pm 1\%$ de l'échelle. Le débit est mesuré via un venturi qui a été dimensionné selon la norme nfx 10-101, l'erreur est $\pm 1\%$ de la valeur mesurée. Les données expérimentales sont présentées en Tableau 21.

numéro de mesure	1	2	3	4	5	6	7
$\dot{m}_h$ (kg/s)	1,35 $\pm$ 0,02	1,35 $\pm$ 0,02	1,35 $\pm$ 0,02	1,43 $\pm$ 0,02	1,43 $\pm$ 0,02	1,35 $\pm$ 0,02	1,35 $\pm$ 0,02
p_{h_2} (bar)	8,99 $\pm$ 0,17	9,13 $\pm$ 0,17	9,68 $\pm$ 0,17	9,74 $\pm$ 0,17	10,37 $\pm$ 0,17	10,88 $\pm$ 0,17	11,45 $\pm$ 0,17
T_{h_2} (°C) sonde Pt100	210 $\pm$ 0,75	205 $\pm$ 0,75	201 $\pm$ 0,75	236 $\pm$ 0,75	232 $\pm$ 0,75	228 $\pm$ 0,75	223 $\pm$ 0,75
T_{h_3} (°C) sonde Pt100	249 $\pm$ 0,75	245 $\pm$ 0,75	241 $\pm$ 0,75	270 $\pm$ 0,75	267 $\pm$ 0,75	265 $\pm$ 0,75	261 $\pm$ 0,75
p_{h_3} (bar)	8,7 $\pm$ 0,17	8,86 $\pm$ 0,17	9,49 $\pm$ 0,17	9,66 $\pm$ 0,17	10,09 $\pm$ 0,17	10,62 $\pm$ 0,17	11,17 $\pm$ 0,17
$\dot{m}_e$ (kg/s)	0,0272 $\pm$ 0,0003	0,0306 $\pm$ 0,0003	0,0417 $\pm$ 0,0004	0,0244 $\pm$ 0,0003	0,0272 $\pm$ 0,0003	0,0333 $\pm$ 0,0003	0,0417 $\pm$ 0,0004
p_{e_2} (bar)	8,46 $\pm$ 0,17	8,91 $\pm$ 0,17	9,66 $\pm$ 0,17	8,85 $\pm$ 0,17	9,83 $\pm$ 0,17	10,55 $\pm$ 0,17	11,14 $\pm$ 0,17
T_{e_2} (°C) Thermocouple	21 $\pm$ 1,5	27 $\pm$ 1,5	32 $\pm$ 1,5	15 $\pm$ 1,5	19 $\pm$ 1,5	22 $\pm$ 1,5	26 $\pm$ 1,5
p_{e_3} (bar)	8,09 $\pm$ 0,17	8,32 $\pm$ 0,17	9,25 $\pm$ 0,17	9,25 $\pm$ 0,17	9,25 $\pm$ 0,17	9,25 $\pm$ 0,17	9,25 $\pm$ 0,17
$T_{res_{eau}}$ (°C) sonde Pt100	25 $\pm$ 0,35	33 $\pm$ 0,35	39 $\pm$ 0,35	21 $\pm$ 0,35	25 $\pm$ 0,35	27 $\pm$ 0,35	32 $\pm$ 0,35
T_{turb} (°C) sonde Pt100	225 $\pm$ 0,75	218 $\pm$ 0,75	208 $\pm$ 0,75	249 $\pm$ 0,75	244 $\pm$ 0,75	237 $\pm$ 0,75	226 $\pm$ 0,75
$T_{res_{huile}}$ (°C) sonde Pt100	217 $\pm$ 0,75	213 $\pm$ 0,75	208 $\pm$ 0,75	242 $\pm$ 0,75	239 $\pm$ 0,75	235 $\pm$ 0,75	227 $\pm$ 0,75
N_{turb} (tr/s)	32	34	38	32	35	39	42
T_{f_1} (°C)	×	×	×	477 $\pm$ 0,95	480 $\pm$ 0,95	485 $\pm$ 0,95	485 $\pm$ 0,95
T_{f_2} (°C)	×	×	×	270 $\pm$ 0,75	267 $\pm$ 0,75	266 $\pm$ 0,75	262 $\pm$ 0,75

Tableau 21 : Données expérimentales du prototype

2.2.3. Analyse entropique sur chaque composant

2.2.3.1. Echangeur fumée-huile

2.2.3.1.1 Bilan énergétique sur l'échangeur

Le flux de chaleur cédé par les fumées s'exprime par :

$$\dot{Q}_{f_{12}} = \dot{m}_f cp_f \left(T_{f_2} - T_{f_1}\right) \tag{242}$$

Le flux de chaleur reçu par l'huile s'exprime par :

$$\dot{Q}_{h_{23}} = \dot{m}_h cp_h \left(T_{h_3} - T_{h_2}\right) \tag{243}$$

Le flux de chaleur cédé par la fumée n'est pas entièrement reçu par l'huile, les pertes thermiques correspondent à la différence entre ces deux flux de chaleur. Ainsi les pertes thermiques $\dot{Q}_{H_l}$ de l'échangeur fumées-huile peuvent être identifiées par la relation suivante :

$$\dot{Q}_{H_l} = \left|\dot{Q}_{f_{12}}\right| - \dot{Q}_{h_{23}} \tag{244}$$

L'efficacité de l'échangeur fumée-huile est définie par la relation suivante :

$$\varepsilon_H = \frac{\dot{Q}_{h_{23}}}{\dot{Q}_{max}} \tag{245}$$

Avec $\dot{Q}_{max}$ le flux de chaleur maximal échangeable. Les fumées étant le fluide limitant, le flux maximal échangeable s'exprime par :

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_f cp_f \left(T_{f_1} - T_{h_2}\right) \tag{246}$$

A partir des équations (243), (245) et (246), l'efficacité de l'échangeur de chaleur fumée-huile s'exprime par :

$$\varepsilon_H = \frac{\dot{m}_h cp_h \left(T_{h_3} - T_{h_2}\right)}{\dot{m}_f cp_f \left(T_{f_1} - T_{h_2}\right)} \tag{247}$$

2.2.3.1.2 Bilan entropique sur l'échangeur

2.2.3.1.2.1. Pertes de pression

Dans l'échangeur fumée-huile, l'huile subit une perte de pression. Elle correspond à une dissipation de puissance mécanique et s'exprime de la façon suivante :

$$\dot{W}_{h_{23d}} = \dot{m}_h \frac{\left|\Delta p_{h_{23}}\right|}{\rho_h} \tag{248}$$

L'indice d indique que c'est une puissance dissipée. La production d'entropie associée aux pertes de pression s'exprime par :

$$\dot{S}_{h_{23}} = \frac{\dot{W}_{h_{23}d}}{\tilde{T}_{H_h}} \tag{249}$$

$\tilde{T}_{H_h}$ est la température entropique de l'huile pendant la transformation h2-h3 (Annexe A).

Coté fumées, la puissance mécanique dissipée par perte de pression s'exprime par :

$$\dot{W}_{f_{12}d} = \dot{m}_f \frac{|\Delta p_{f_{12}}|}{\rho_f} \tag{250}$$

La production d'entropie associée aux pertes de pression s'exprime par :

$$\dot{S}_{f_{12}} = \frac{\dot{W}_{f_{12}d}}{\tilde{T}_f} \tag{251}$$

2.2.3.1.2.2. Production d'entropie de transfert

L'entropie produite pendant le transfert de chaleur s'exprime par :

$$\dot{S}_H = \dot{m}_f cp_f \ln\frac{T_{f_2}}{T_{f_1}} + \dot{m}_h cp_h \ln\frac{T_{h_3}}{T_{h_2}} \tag{252}$$

2.2.3.1.3 Exploitation des données expérimentales

Le flux de chaleur reçu par l'huile dans les différentes séries de mesure est donné en Tableau 22, il est compris entre 121 ± 5 kW et 135 ± 5 kW. Les pertes de pression de l'huile sont également mesurées et rapportées en Tableau 22, ceci permet d'évaluer la puissance mécanique dissipée et la création d'entropie associée. L'entropie produite est comprise entre $0{,}025 \pm 0{,}41$ W/K et $0{,}90 \pm 1{,}3$ W/K. Les erreurs de mesure sur les pressions sont très grandes, ce qui rend les résultats peu pertinents.

numéro de la mesure	1	2	3	4	5	6	7
$\dot{Q}_{h_{23}}$(kW)	132 ±5	135 ±5	135 ±5	121 ±5	125 ±5	125 ±5	123 ±5
$\lvert\Delta p_{h_{23}}\rvert$ (bar)	0,29 ±0,34	0,27 ±0,34	0,19 ±0,34	0,08 ±0,34	0,28 ±0,34	0,26 ±0,34	0,28 ±0,34
$\dot{W}_{h_{23}d}$(W)	45 ±630	42 ±590	30 ±430	13 ±220	46 ±620	40 ±570	44 ±610
$\dot{S}_{h_{23}}$ (W/K)	0,090 ±1,3	0,084 ±1,2	0,060 ±0,88	0,025 ±0,41	0,088 ±1,2	0,078 ±1,1	0,085 ±1,2

Tableau 22 : Exploitation des données expérimentales sur le chauffage de l'huile

L'absence de mesure du débit des fumées ne permet par d'identifier le flux de chaleur cédé par la fumée à l'huile. Ceci ne permet pas d'évaluer les pertes thermiques, l'efficacité de l'échangeur et l'entropie produite pendant le transfert de chaleur. L'absence de mesure de la perte de pression de l'échangeur ne permet pas de calculer l'entropie produite par pertes de pression dans l'échangeur du coté des fumées.

En négligeant les pertes thermiques, c'est-à-dire en supposant que $\dot{Q}_{H_l} = 0$, le flux de chaleur cédé par les fumées est égal, au signe près, au flux de chaleur reçu par l'huile ($-\dot{Q}_{f_{12}} = \dot{Q}_{h_{23}}$). Ce qui permet d'évaluer le débit massique des fumées :

$$\dot{m}_f = \frac{-\dot{Q}_{h_{23}}}{cp_f\left(T_{f_2} - T_{f_1}\right)} \tag{253}$$

A partir de ce débit massique, les équations (247) et (252) permettent d'estimer une valeur approchée de l'efficacité de l'échangeur et de l'entropie produite pendant le transfert de chaleur (Tableau 23). Le débit de fumée est de l'ordre de $0{,}55\ \mathrm{kg/s}$ et l'efficacité de l'échangeur de l'ordre de 85%. L'entropie produite pendant le transfert de chaleur est comprise entre $41 \pm 11\ \mathrm{W/K}$ et $49 \pm 12\ \mathrm{W/K}$. Pour les mesures 1 à 3, la température de la fumée n'a pas été mesurée.

mesure n°	1	2	3	4	5	6	7
$\dot{m}_f(\mathrm{kg/s})$	×	×	×	0,56 $\pm$0,03	0,56 $\pm$0,03	0,55 $\pm$0,03	0,55 $\pm$0,03
ε_H	×	×	×	0,86 $\pm$0,04	0,86 $\pm$0,04	0,85 $\pm$0,04	0,85 $\pm$0,03
$\dot{S}_H$ (W/K)	×	×	×	41 $\pm$11	44 $\pm$11	46 $\pm$11	49 $\pm$12

Tableau 23 : Exploitation des données expérimentales sur le chauffage de l'huile en supposant l'échangeur adiabatique

2.2.3.2. Echangeur fumée-eau

Il n'y a pas de bilan énergétique à faire sur l'échangeur fumée-eau car il n'est pas connecté aux fumées à cause de problèmes techniques. Seule une perte de pression est observée, celle-ci impacte le bilan entropique sur la transformation e2-e3 :

$$\dot{S}_{e_{23}} = \frac{\dot{W}_{e_{23}d}}{T_{e_2}} \tag{254}$$

$\dot{W}_{e_{23}d}$ est la puissance mécanique dissipée par perte de pression dans l'échangeur fumée-eau, elle s'exprime par :

$$\dot{W}_{e_{23}d} = \dot{m}_e \frac{\left|\Delta P_{e_{23}}\right|}{\rho_e} \tag{255}$$

ρ_e est la masse volumique de l'eau dans les conditions de pression et de température.

La perte de pression pendant la transformation e2-e3 est mesurée mais sa précision n'est pas bonne. Par exemple, la mesure n°4 relève une augmentation de la pression de 0,15 bar, ce qui n'est pas physiquement possible (Tableau 24). L'ordre de grandeur de la puissance mécanique dissipée est de 1 W, ce qui correspond à une production d'entropie de l'ordre de 10^{-3}W/K (Tableau 24). Cependant, l'erreur de mesure est grande.

numéro de la mesure	1	2	3	4	5	6	7
$\lvert\Delta p_{e_{23}}\rvert$ (bar)	$0{,}37$ $\pm 0{,}34$	$0{,}59$ $\pm 0{,}34$	$0{,}41$ $\pm 0{,}34$	$-0{,}15$ $\pm 0{,}34$	$0{,}36$ $\pm 0{,}34$	$0{,}38$ $\pm 0{,}34$	$0{,}23$ $\pm 0{,}34$
$\dot{W}_{e_{23_d}}$(W)	$1{,}01$ ± 11	$1{,}80$ ± 19	$1{,}71$ ± 19	×	$0{,}98$ ± 11	$1{,}27$ ± 13	$0{,}96$ ± 11
$\dot{S}_{e_{23}}$ (W/K)	$3{,}4.10^{-3}$ $\pm 3{,}6.10^{-3}$	$6{,}0.10^{-3}$ $\pm 6{,}3.10^{-3}$	$5{,}6.10^{-3}$ $\pm 5{,}9.10^{-3}$	×	$3{,}4.10^{-3}$ $\pm 3{,}5.10^{-3}$	$4{,}3.10^{-3}$ $\pm 4{,}5.10^{-3}$	$3{,}2.10^{-3}$ $\pm 3{,}4.10^{-3}$

Tableau 24 : Exploitation des données expérimentales sur la transformation e2-e3

2.2.3.3. Pompe à eau et pompe à huile

2.2.3.3.1 Bilans énergétique et entropique d'une pompe

La mise en pression d'un fluide est irréversible. La puissance électrique consommée est liée à la puissance mécanique reçue par la pompe par la relation suivante :

$$\dot{W}_{p_p} = \eta_{p_e} \dot{P}_p \tag{256}$$

η_{p_e} est le rendement de conversion de la puissance électrique $\dot{P}_p$ en puissance mécanique reçue par la pompe $\dot{W}_{p_p}$.

La puissance mécanique reçue par la pompe n'est pas entièrement disponible sous forme d'énergie mécanique. La relation suivante traduit cette irréversibilité de la transmission de la puissance mécanique :

$$\dot{W}_{p_m} = \eta_{p_m} \dot{W}_{p_p} \tag{257}$$

η_{p_m} est le rendement de conversion de la puissance mécanique $\dot{W}_{p_p}$en puissance mécanique disponible $\dot{W}_{p_m}$.

La puissance mécanique disponible n'est pas entièrement reçue par le fluide, la relation suivante lie les deux puissances mécaniques considérée :

$$\dot{W}_{p_f} = \eta_{p_f} \dot{W}_{p_m} \tag{258}$$

η_{p_f} est le rendement de conversion de la puissance mécanique $\dot{W}_{p_m}$en puissance mécanique reçu par le fluide $\dot{W}_{p_f}$.

La relation qui lie la puissance mécanique reçue par le fluide et l'expression de la mise en pression isentropique du fluide est la suivante :

$$\dot{W}_{p_{is}} = \eta_{p_{is}} \dot{W}_{p_f} \tag{259}$$

Ainsi, la puissance électrique consommée par la mise en pression est liée à la puissance mécanique que nécessiterait une mise en pression isentropique de cette façon :

$$\dot{W}_{p_{is}} = \eta_{p_{is}} \eta_{p_f} \eta_{p_m} \eta_{p_e} \dot{P}_p \tag{260}$$

Le rendement global de pompe est défini de la façon suivante :

$$\eta_p = \eta_{p_{is}} \eta_{p_f} \eta_{p_m} \eta_{p_e} \tag{261}$$

L'ensemble des irréversibilités est supposé être reçu par le fluide et le système est supposé être adiabatique. Ainsi, la variation d'enthalpie du fluide correspond à la puissance électrique reçue :

$$\dot{P}_p = \dot{m} \Delta h_p \tag{262}$$

Une partie de la puissance est reçue sous forme de flux de chaleur, cela correspond à la puissance électrique et mécanique dissipée, et le reste de l'énergie correspond à la puissance mécanique que nécessiterait une mise en pression isentropique. La variation d'enthalpie du fluide pendant la mise en pression s'exprime par :

$$dh_p = T \delta s_{prod} + v dP_p \tag{263}$$

En terme de puissance, l'équation (263) s'exprime par :

$$\dot{P}_p = \dot{W}_{p_d} + \dot{W}_{p_{is}} \tag{264}$$

Avec $\dot{W}_{p_d}$ la puissance mécanique dissipée lors de la compression. Cette dernière s'exprime en fonction de l'entropie produite $\dot{S}_p$ de cette façon :

$$\dot{W}_{p_d} = \dot{m} \int T \delta s_{prod} = \tilde{T}_p \dot{S}_p \tag{265}$$

$\tilde{T}_p$ est la température entropique du fluide pendant la mise en pression. La température peut être supposée comme quasi-constante pendant une mise en pression de liquide ce qui permet d'écrire :

$$\tilde{T}_p = T_{in} = T_{out} \tag{266}$$

Avec T_{in} la température du fluide en entrée de pompe et T_{out} celle en sortie de pompe.

$\dot{W}_{p_{is}}$ est la puissance mécanique que nécessiterait la mise en pression isentropique du fluide. Elle s'exprime par :

$$\dot{W}_{p_{is}} = \dot{m}\frac{(P_H - P_L)}{\rho_l} \tag{267}$$

ρ_l est la masse volumique du fluide supposée constante pendant la mise en pression.

2.2.3.3.2 Bilan énergétique et entropique de la pompe à huile

La puissance mécanique reçue par l'huile pendant la mise en pression s'exprime par :

$$\dot{W}_{ph_{is}} = \eta_{ph}\dot{P}_{ph} \tag{268}$$

η_{ph} est le rendement global de la pompe à huile.

La puissance mécanique de mise en pression isentropique $\dot{W}_{ph_{is}}$ s'exprime par :

$$\dot{W}_{ph_{is}} = \dot{m}_h\frac{\left(P_{h_2} - P_{h_1}\right)}{\rho_h} \tag{269}$$

Ainsi, la puissance dissipée pendant la mise en pression de l'huile s'exprime par :

$$\dot{W}_{ph_d} = \dot{m}_h\frac{1-\eta_{ph}}{\eta_{ph}}\frac{\left(P_{h_2} - P_{h_1}\right)}{\rho_h} \tag{270}$$

L'entropie produite s'exprime par :

$$\dot{S}_{ph} = \frac{\dot{W}_{ph_d}}{\tilde{T}_{ph}} \tag{271}$$

Le rendement de la pompe à huile est selon le constructeur de 0,5.

La pression en entrée de pompe à huile n'est pas mesurée. Elle est supposée valoir 1 bar absolu, c'est-à-dire la pression atmosphérique. Le système n'étant pas parfaitement étanche, cette hypothèse est acceptable. Les données expérimentales permettent d'évaluer l'énergie mécanique de mise en pression isentropique. La différence de température entre l'entrée et la sortie de la pompe ainsi que la consommation réelle de la pompe ne sont pas mesurées. La puissance dissipée pendant la mise en pression de l'huile et l'entropie produite pour les différentes séries de mesure sont calculées à partir du rendement théorique de la pompe et sont données en Tableau 25.

mesure n°	1	2	3	4	5	6	7
$\left(\dot{W}_{ph_{is}}\right)_{exp}$ (W)	1240 $\pm$ 240	1270 $\pm$ 280	1350 $\pm$ 390	1430 $\pm$ 240	1540 $\pm$ 280	1540 $\pm$ 360	1630 $\pm$ 460
$\left(\dot{W}_{ph_d}\right)_{th}$ (W)	1240	1270	1350	1430	1540	1540	1630
$\left(\dot{S}_{ph}\right)_{th}$ (W/K)	2,6	2,6	2,8	2,8	3,0	3,1	3,3

Tableau 25 : Exploitation des mesures pour la caractérisation de la production d'entropie dans la pompe à huile

2.2.3.3.3 Bilan énergétique et entropique de la pompe à eau

La puissance mécanique reçue par l'eau pendant la mise en pression s'exprime par :

$$\dot{W}_{pe_{is}} = \eta_{pe}\dot{P}_{pe} \tag{272}$$

η_{pe} est le rendement global de la pompe à eau.

La puissance mécanique de mise en pression isentropique $\dot{W}_{pe_{is}}$ s'exprime par :

$$\dot{W}_{pe_{is}} = \dot{m}_e \frac{\left(P_{e_2} - P_{e_1}\right)}{\rho_e} \tag{273}$$

La puissance dissipée pendant la mise en pression de l'eau s'exprime par :

$$\dot{W}_{pe_d} = \dot{m}_e \frac{1-\eta_{pe}}{\eta_{pe}} \frac{\left(P_{e_2} - P_{e_1}\right)}{\rho_e} \tag{274}$$

L'entropie produite s'exprime par :

$$\dot{S}_{pe} = \frac{\dot{W}_{pe_d}}{\tilde{T}_{pe}} \tag{275}$$

Le rendement de la pompe à eau est meilleur que celui de la pompe à huile, il est estimé à 0,80. Comme pour l'huile, la pression de l'eau en entrée de pompe n'est pas mesurée, elle est supposée valoir 1 bar. L'exploitation des données expérimentales est donnée en Tableau 26. Les dissipations pendant la mise en pression de l'eau sont bien inférieures à celle de la mise en pression de l'huile (facteur 20 à 30), du fait du faible débit d'eau par rapport au débit d'huile.

mesure n°	1	2	3	4	5	6	7
$\left(\dot{W}_{pe_{is}}\right)_{exp}$ (W)	20 ± 210	24 ± 240	36 ± 350	19 ± 210	24 ± 250	32 ± 320	42 ± 420
$\left(\dot{W}_{pe_d}\right)_{th}$ (W)	5,1	6,0	9,0	4,8	6,0	8,0	11
$\left(\dot{S}_{pe}\right)_{th}$ (W/K)	0,017	0,020	0,030	0,017	0,021	0,027	0,035

Tableau 26 : Exploitation des mesures pour la caractérisation de la production d'entropie dans la pompe à eau

2.2.3.4. Tuyère

2.2.3.4.1 Mélange de l'eau liquide froide et de l'huile chaude

Il n'y a pas de mesure de température et de pression en fin de mélange. Ceci ne permet pas de réaliser une analyse entropique expérimentale du mélange. D'un point de vue théorique, l'énergie de fragmentation correspond à une perte de pression de l'huile et se traduit par une production d'entropie. Ainsi l'entropie produite par la fragmentation de l'huile s'exprime par :

$$\dot{S}_{P_{h33m}} = \frac{\dot{W}_{fragm}}{\tilde{T}_h} \tag{276}$$

Le détail de l'énergie de fragmentation est donné dans le chapitre précédent (équation (215)).

Dans le cas des données expérimentales, les puissances mécaniques de fragmentation, les taux de vide et les glissements de vitesse en fin de fragmentation selon le principe de minimum de production d'entropie estimés par calcul (équations (216) et (217)) sont donnés en Tableau 27.

mesure n°	1	2	3	4	5	6	7
$\left(\dot{W}_{fragm}\right)_{th}$ (W) ($d_h = 100$ µm)	1,86	1,86	1,86	1,96	1,96	1,86	1,86
$\left(\alpha_f\right)_{\text{MINEP}}$	0,65	0,66	0,66	0,63	0,63	0,64	0,65
$\left(v_{e_f}/v_{h_f}\right)_{\text{MINEP}}$	1,7	1,8	1,9	1,6	1,6	1,7	1,8

Tableau 27 : Puissance mécanique de fragmentation, taux de vide et glissement de vitesse en fin de fragmentation selon le principe de minimum de production d'entropie.

Pendant le mélange, l'huile cède de la chaleur à l'eau. Les pertes thermiques vers l'extérieur sont négligeables du fait de la faible surface d'échange avec l'environnement. Ainsi, la puissance calorifique reçue par l'eau (liquide puis vapeur) s'exprime par :

$$\dot{Q}_{e_{33m}} = \dot{m}_e \left(cp_{el} \left(T_{e_{vap}} - T_{e_3} \right) + L \left(T_{e_{vap}} \right) \right) \tag{277}$$

Le transfert de chaleur est arbitrairement associé à la vaporisation complète de d'eau. Le flux de chaleur cédé par l'huile s'exprime par :

$$\dot{Q}_{h_{33m}} = \dot{m}_h cp_h \left(T_{h_{3m}} - T_{h_3} \right) \tag{278}$$

L'hypothèse d'adiabaticité permet d'écrire :

$$\dot{Q}_{e_{33m}} = -\dot{Q}_{h_{33m}} \tag{279}$$

L'entropie produite pendant le transfert de chaleur s'exprime par :

$$\dot{S}_{T_{33m}} = \dot{m}_e \left(cp_{el} \ln \left(\frac{T_{e_{vap}}}{T_{e_3}} \right) + \frac{L \left(T_{e_{vap}} \right)}{T_{e_{vap}}} \right) + \dot{m}_h cp_h \ln \left(\frac{T_{h_{3m}}}{T_{h_3}} \right) \tag{280}$$

L'indice T indique que c'est une entropie de transfert de chaleur. Cette entropie produite est entièrement reçue par l'eau du fait de l'hypothèse d'adiabaticité.

Ainsi, l'analyse énergétique et entropique du mélange dans les conditions des essais expérimentaux est donnée en Tableau 28. L'entropie produite par dissipation mécanique est faible (de l'ordre de 10^{-3} W/K) alors que l'entropie due au transfert de chaleur entre les deux phases est de l'ordre de 30 à 40 W/K .

mesure n°	1	2	3	4	5	6	7
$\left(T_{e_{vap}}\right)_{th}$ (K)	444	445	450	449	451	453	457
$\left(\dot{Q}_{e_{33m}}\right)_{th}$ (kW)	73	81	110	66	73	89	111
$\left(T_{h_{3m}}\right)_{th}$(K)	500	494	482	524	519	512	501
$\left(\dot{S}_{T_{33m}}\right)_{th}$(W/K)	30	31	35	32	34	38	42
$\left(\dot{S}_{P_{h33m}}\right)_{th}$(W/K)	$3{,}7.10^{-3}$	$3{,}7.10^{-3}$	$3{,}7.10^{-3}$	$3{,}7.10^{-3}$	$3{,}7.10^{-3}$	$3{,}6.10^{-3}$	$3{,}6.10^{-3}$

Tableau 28 : Analyse énergétique et entropique du mélange dans les conditions des essais expérimentaux

2.2.3.4.2 Détente du mélange

La vitesse du jet en sortie de tuyère ainsi que la pression et la température ne sont pas mesurées. Ceci ne permet pas de réaliser une analyse entropique expérimentale de la détente.

L'utilisation du modèle théorique de détente de vapeur d'eau et d'huile a permis d'évaluer l'entropie produite dans les conditions de tuyère adaptée qui était de 43,6 W/K.

Il est possible d'évaluer la puissance cinétique que produirait la détente isotherme et réversible de l'eau et le transvasement de l'huile. Cette puissance est donnée par l'expression suivante :

$$\dot{W}_{tuy_{rév}} = \dot{m}_e r_e T_{e3m} \ln \frac{P_{e_4}}{P_{e_{3m}}} + \dot{m}_h \frac{P_{h_4} - P_{h_{3m}}}{\rho_h} \tag{281}$$

La puissance cinétique disponible au point 4 s'exprime par :

$$\dot{E}c_4 = \dot{E}c_3 + \left|\dot{W}_{tuy_{rév}}\right| \tag{282}$$

Il est possible de définir un rendement de détente en tuyère η_{tuy} tel que :

$$\dot{E}c_4 = \eta_{tuy} \dot{W}_{tuy_{rév}} \tag{283}$$

Ce rendement reste à identifier expérimentalement.

Ainsi l'entropie produite pendant la détente dans la tuyère s'exprime par :

$$\dot{S}_{tuy} = \left(1 - \eta_{tuy}\right) \frac{\left|\dot{W}_{tuy_{rév}}\right|}{\tilde{T}_{tuy}} \tag{284}$$

$\tilde{T}_{tuy}$ est la température entropique du mélange pendant la détente (Annexe A).

2.2.3.5. Turbine

Seule la vitesse de rotation de la turbine N est mesurée, ce qui ne permet pas d'estimer expérimentalement l'entropie produite pendant le passage du mélange dans la turbine.

La puissance électrique produite par la turbine est liée à la puissance mécanique disponible sur l'arbre par un rendement de conversion électrique. La relation est la suivante :

$$\dot{P}_{turb} = \eta_{turb_e} \dot{W}_{turb_m} \tag{285}$$

$\dot{P}_{turb}$ est la puissance électrique produite et $\dot{W}_{turb_m}$ est la puissance mécanique disponible sur l'arbre. η_{turb_e} est le rendement de conversion de la puissance mécanique en puissance électrique. La puissance mécanique disponible sur l'arbre ne correspond pas à la totalité de la puissance mécanique reçue par la turbine. La relation qui lie ces deux puissances est la suivante :

$$\dot{W}_{turb_m} = \eta_{turb_m} \dot{W}_{turb_t} \tag{286}$$

$\dot{W}_{turb_t}$ est la puissance mécanique reçue par la turbine du fluide et η_{turb_m} est le rendement de conversion de cette puissance mécanique reçue en puissance mécanique disponible sur l'arbre de la turbine.

La puissance cinétique que le fluide cède ne correspond pas à la puissance reçue par la turbine. Il est alors possible d'écrie la relation suivante :

$$\dot{W}_{turb_t} = \eta_{turb_{geo}} \dot{E}c_x \tag{287}$$

$\dot{E}c_x$ est la puissance cinétique disponible sur le fluide dans la direction de déplacement (x) de l'auget et $\eta_{turb_{geo}}$ est le rendement de conversion de cette puissance cinétique de fluide en puissance cinétique reçu par la turbine. En effet, l'injecteur est incliné comme le montre la Figure 91. Ainsi, une partie de la puissance cinétique du jet n'est pas orientée dans la direction du déplacement de l'auget. Il y a donc un rendement de géométrie de la turbine qui lie la puissance cinétique du jet à la puissance cinétique dans la direction x :

$$\dot{E}c_x = \eta_{turb_{geo}} \dot{E}c_4 \tag{288}$$

x est la direction de déplacement de l'auget, y est l'axe vertical, ainsi que l'axe de rotation et z est l'axe du rayon de la turbine.

$\dot{E}c_4$ est la puissance cinétique disponible en sortie de tuyère. Il est supposé ici que le mélange est homogène en vitesse et en température ce qui permet d'écrire la relation suivante :

$$\dot{E}c_4 = (\dot{m}_h + \dot{m}_e) \frac{\overline{v_4}^2}{2} \tag{289}$$

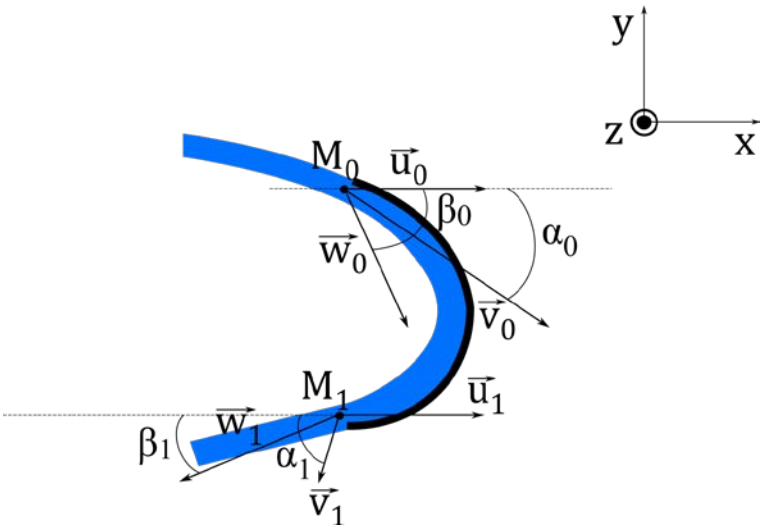


Figure 91 : Impact d'un jet sur une roue

$\overline{v_4}$ est la vitesse moyenne débitante du mélange en sortie de tuyère. En négligeant les effets de bord d'impact, le rendement géométrique de la tuyère est fonction de l'angle α_0 de la Figure 91. La relation suivante lie la vitesse du jet à la vitesse selon x :

$$v_{x_0} = \overline{v_4}.cos\ \alpha_0 \tag{290}$$

Ainsi l'énergie cinétique selon la direction x s'exprime par :

$$\dot{E}c_x = (\dot{m}_h + \dot{m}_e)\frac{(\overline{v_4}.cos\ \alpha_0)^2}{2} \tag{291}$$

Le rendement géométrique s'exprime alors par :

$$\eta_{turb_{geo}} = (cos\ \alpha_0)^2 \tag{292}$$

Pour déterminer le couple cédé par le fluide il faut passer par un bilan de moment de quantité de mouvement sur le fluide entre les points 0 et 1 de l'auget. La vitesse d'une particule fluide en un point quelconque de son parcours dans la roue peut être définie soit par rapport à un repère fixe soit par rapport au système mobile. On définit ainsi le triangle des vitesses (Figure 92) qui relie les vitesses suivantes :

$\vec{v}$: la vitesse absolue

$\vec{w}$: la vitesse relative

$\vec{u}$: la vitesse d'entrainement (vitesse de rotation de la roue, c'est-à-dire la vitesse du système mobile au point considéré par rapport au repère fixe, ici dans la direction x).

La relation qui lie ces trois vitesses est la suivante :

$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{u} \tag{293}$$

Dans les calculs présentés, on parlera du triangle des vitesses en entrée $\vec{u}_0$, $\vec{v}_0$ et $\vec{w}_0$ au point M_0 et du triangle des vitesses en sortie $\vec{u}_1$, $\vec{v}_1$ et $\vec{w}_1$ au point M_1.

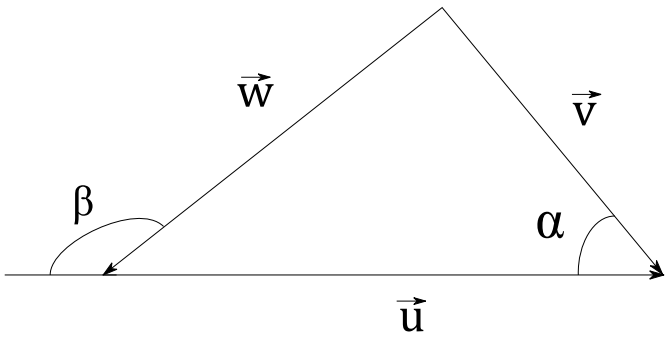


Figure 92 : Triangle des vitesses

D'après la conservation du moment de la quantité de mouvement du fluide entre les points 0 et 1 on peut accéder au couple cédé par le fluide à la roue :

$$\overrightarrow{C_f} = \overrightarrow{OM_1} \wedge \dot{m}\,\overrightarrow{v_1} - \overrightarrow{OM_0} \wedge \dot{m}\,\overrightarrow{v_0} \tag{294}$$

En appelant r_0 et r_1 les rayons au point M_0 et au point M_1 il est possible d'écrire la relation suivante :

$$\overrightarrow{C_f} = \dot{m}\left(\begin{vmatrix}0\\0\\r_1\end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix}v_{x_1}\\v_{y_1}\\0\end{vmatrix} - \begin{vmatrix}0\\0\\r_0\end{vmatrix} \wedge \begin{vmatrix}v_{x_0}\\v_{y_0}\\0\end{vmatrix}\right) \tag{295}$$

Ce qui donne selon y :

$$C_{f_y} = \dot{m}\left(r_1 v_{x_1} - r_0 v_{x_0}\right) \tag{296}$$

Avec :

$$v_{x_1} = v_1 . cos\ \alpha_1 \tag{297}$$

Et :

$$v_{x_0} = v_0 . cos\ \alpha_0 \tag{298}$$

D'où :

$$C_{f_y} = \dot{m}(r_1 . v_1 . cos\ \alpha_1 - r_0 . v_0 . cos\ \alpha_0) \tag{299}$$

En supposant que la vitesse absolue du jet en sortie de turbine est nulle et que $r_1 = r_0 = r_t$, le couple cédé par le fluide peut se simplifier par l'expression suivante :

$$C_{f_y} = -\dot{m} r_t v_0 cos\alpha_0 \tag{300}$$

Dans le cas du prototype de Turbosol® le couple cédé par le fluide à la turbine s'exprime par :

$$C_f = -(\dot{m}_h + \dot{m}_e)\bar{v}_4 r_t cos\alpha_0 \tag{301}$$

Le couple fluide peut s'exprimer en fonction du rendement géométrique de la turbine de cette façon :

$$C_f = -(\dot{m}_h + \dot{m}_e)\bar{v}_4 r_t \sqrt{\eta_{turb_{geo}}} \tag{302}$$

Le système considéré est le fluide, d'après la convention thermodynamique le couple est cédé donc il est négatif. Le couple mécanique reçu par la turbine n'est pas équivalent au couple cédé par le fluide :

$$C_{turb_t} = C_f + C_{t_l} \tag{303}$$

C_{t_l} est le couple dissipé par le transfert d'énergie mécanique du fluide vers la turbine. L'énergie reçue par la turbine n'est pas entièrement disponible sur l'arbre de la turbine, une partie est dissipée sous forme d'un couple dissipatif C_{m_l}. La relation suivante lie le couple mécanique disponible sur la turbine au couple reçu par la turbine :

$$C_{turb_m} = C_{turb_t} + C_{m_l} \tag{304}$$

La puissance mécanique disponible sur l'arbre de la turbine $\dot{W}_{turb_m}$s'exprime par :

$$\dot{W}_{turb_m} = \left(C_f + C_{t_l} + C_{m_l}\right)\omega_{turb} \tag{305}$$

C_{t_l} et C_{m_l} sont positifs alors que C_f est négatif. Par convention, $\dot{W}_{turb_m}$ est négative.

ω_{turb} est la vitesse angulaire de la turbine en $rad.s^{-1}$. Elle est liée au nombre de tour par seconde N de la roue par la relation suivante :

$$\omega_{turb} = 2\pi N \tag{306}$$

Ainsi, il est possible de lier la puissance cinétique du fluide à la puissance électrique réellement produite par l'expression suivante :

$$\dot{P}_{turb} = \eta_{turb_e}\eta_{turb_m}\eta_{turb_t}\eta_{turb_{geo}}\dot{E}c_4 \tag{307}$$

Un rendement global de conversion est défini par la relation suivante :

$$\eta_{turb} = \eta_{turb_e}\eta_{turb_m}\eta_{turb_t}\eta_{turb_{geo}} \tag{308}$$

La variation d'entropie du fluide pendant la détente s'exprime par :

$$ds_{turb} = \delta s_{exch} + \delta s_{prod} \tag{309}$$

δs_{exch} est l'entropie échangée avec l'extérieur et δs_{prod} est l'entropie produite dans la turbine. En considérant le système comme adiabatique et en considérant que l'ensemble des

irréversibilités sont reçues par l'eau et l'huile, la variation d'entropie du mélange entre l'entrée et la sortie de la turbine correspond à l'entropie produite par l'ensemble des dissipations de la conversion de la puissance cinétique du jet en puissance électricité.

La différence entre la puissance cinétique du fluide et la puissance électrique produite par le générateur correspond à la puissance mécanique dissipée. Il est possible d'écrire les relations suivantes :

$$\dot{W}_{turb_d} = |\dot{E}c_4| - |\dot{P}_{exp}| = \dot{E}c_4(1 - \eta_{turb}) \tag{310}$$

$\dot{W}_{turb_d}$ est la puissance totale (mécanique et électrique) dissipée pendant le passage dans la turbine. La combinaison du bilan entropique et du bilan énergétique permet d'écrire la relation suivante :

$$\dot{W}_{turb_d} = \dot{m} \int T ds_{turb} \tag{311}$$

La température pendant la détente n'est pas constante. La température est donc approximée à la température entropique. Ceci permet d'intégrer l'équation (311) et d'obtenir l'entropie produite pendant le passage dans la turbine de cette façon :

$$\dot{S}_{turb} = \frac{\dot{W}_{turb_d}}{\tilde{T}_{turb}} = \frac{\dot{E}c_4(1 - \eta_{turb})}{\tilde{T}_{turb}} \tag{312}$$

2.2.3.6. Expression générale de la production d'entropie

$\dot{S}_C$ est la production d'entropie dans les boucles eau et huile. L'analyse entropique est faite par décomposition en composants du convertisseur. Ainsi l'entropie produite dans le convertisseur est détaillée dans la relation suivante :

$$\dot{S}_C = \dot{S}_{ph} + \dot{S}_{pe} + \dot{S}_{HEX_h} + \dot{S}_{HEX_e} + \dot{S}_{HEX_{cond}} + \dot{S}_{tuy} + \dot{S}_{tur} \tag{313}$$

$\dot{S}_{ph}$ est l'entropie produite par la pompe à huile et $\dot{S}_{pe}$ est l'entropie produite par la pompe à eau. $\dot{S}_{HEX_h}$ est l'entropie produite dans l'échangeur fumée-huile coté huile. $\dot{S}_{HEX_e}$ est l'entropie produite dans l'échangeur fumée-eau coté eau et $\dot{S}_{HEX_{cond}}$ est l'entropie produite dans le condenseur coté eau. $\dot{S}_{tuy}$ est l'entropie produite dans l'ensemble la tuyère. $\dot{S}_{tur}$ est l'entropie produite dans la turbine. Etant donné le manque d'information sur la détente et le passage dans la turbine, l'entropie produite pendant ces deux transformations est globalisé par le terme $\dot{S}_{exp}$, l'entropie produite pendant la détente. Elle s'exprime par :

$$\dot{S}_{exp} = \dot{S}_{tuy} + \dot{S}_{tur} = \frac{1 - \eta_{tuy}}{\tilde{T}_{tuy}} |\dot{W}_{tuy_{rév}}| + \left(\eta_{tuy} |\dot{W}_{tuy_{rév}}|\right) \frac{1 - \eta_{turb}}{\tilde{T}_{turb}} \tag{314}$$

L'équation (314) peut se simplifier de la façon suivante :

$$\dot{S}_{exp} = \frac{1 - \eta_{tuy}\eta_{turb}}{\tilde{T}_{exp}} \left(\dot{m}_e r_e T_{e3m} \ln \frac{P_{e_4}}{P_{e_{3m}}} + \dot{m}_h \frac{P_{h_4} - P_{h_{3m}}}{\rho_h} \right) \tag{315}$$

$\tilde{T}_{exp}$ est la température entropique de la détente.

On pose le rendement global de la détente η_{exp} tel que :

$$\eta_{exp} = \eta_{tuy}\eta_{turb} \tag{316}$$

2.2.4. Conclusions du chapitre

Les premiers résultats expérimentaux du prototype sont exploités dans ce chapitre. La pompe à huile ne permettant pas d'atteindre le point nominal de fonctionnement estimé dans le chapitre précédent, la tuyère n'est pas adaptée au régime d'écoulement. Ainsi, il est difficile de conclure sur les performances du prototype actuel. De plus, la mesure de la puissance produite n'est pas encore faite, seule la vitesse de rotation de la turbine est mesurée. Ces limitations ne permettent pas de conclure sur la valeur au point nominal du rendement de la tuyère et de la turbine. Une proposition d'un rendement global de détente est faite et cette valeur sera considérée comme connue dans le reste du mémoire $(\eta_{exp} = 0{,}5)$ mais elle reste à déterminer expérimentalement.

L'entropie produite dans l'échangeur coté fluide cyclé est faible, ce qui confirme les résultats obtenus dans le cas d'une machine de Carnot théorique. Par contre, l'entropie produite dans la pompe à huile est grande. La faible performance de la pompe à huile a un fort impact sur les performances globales du système.

La caractérisation des échangeurs est également une perspective du chapitre. Une métrologie plus complète permettrait d'établir les corrélations de perte de pression ainsi que les corrélations de transfert thermique non connues actuellement.

Chapitre 2.3. Dimensionnement de Turbosol® dans différentes configurations

2.3.1. Objectifs du chapitre 2.3.

Dans ce chapitre, le convertisseur complet Turbosol® est modélisé en supposant la détente de la vapeur d'eau isotherme. Cette modélisation permet de simuler le fonctionnement de Turbosol® dans les conditions de fonctionnement nominal du prototype, c'est-à-dire pour les conditions d'entrée dans la tuyère adaptées à son profil. Une étude de sensibilité aux variables de commande et aux paramètres est réalisée en supposant que la tuyère est adaptée à chaque régime d'écoulement. L'objectif est de déterminer les paramètres qui ont une forte influence sur les résultats et d'identifier un optimum potentiel en fonction des variables de commande.

Puis, d'autres configurations de Turbosol® sont modélisées. Tout d'abord, l'eau est préchauffée, puis vaporisée et surchauffée par les fumées en sortie d'échangeur fumée-huile. La troisième configuration modélisée comprend un échangeur de chaleur récupérateur qui préchauffe l'eau en sortie de pompe à eau en désurchauffant la vapeur sortant de la tuyère. La quatrième configuration est une combinaison de la configuration 2 et de la configuration 3, c'est-à-dire qu'il y a un récupérateur pour préchauffer l'eau et un échangeur fumée-eau pour vaporiser l'eau. Ces 4 configurations sont comparées à même flux de chaleur reçu par l'eau, ce qui implique une même puissance nette produite. Les critères de comparaison sont l'efficacité totale des échangeurs nécessaires ainsi que le rendement au sens du premier principe.

2.3.2. Modélisation du convertisseur Turbosol®

2.3.2.1. Hypothèses

L'évolution de l'eau cyclée dans Turbosol® dans le diagramme entropique est donnée en Figure 93a. Pendant la transformation e1-e2, l'eau est mise sous pression dans le domaine liquide. Ensuite pendant la transformation e2-3m l'eau est chauffée, vaporisée et surchauffée par contact direct avec l'huile chaude. Une fois sous forme de vapeur surchauffée, l'eau est détendue idéalement de manière isotherme dans la tuyère pendant la transformation 3m-4. La transformation 4-5 correspond à la transmission de la puissance cinétique du jet en puissance cinétique de rotation de la turbine. L'huile et l'eau sont séparées pendant la transformation 5-6. Une fois séparée de l'huile, la vapeur est désurchauffée et condensée dans un condenseur, ce qui correspond à la transformation e6-e1.

L'évolution de l'huile dans le diagramme entropique est donnée en Figure 93b. Pendant la transformation h1-h2, elle est mise en pression. L'huile est chauffée pendant la transformation h2-h3. Elle est ensuite mise en contact direct avec l'eau pendant la transformation h3-h3m, durant cette transformation elle cède une partie de sa chaleur à l'eau. Le reste de la chaleur de l'huile est cédé à l'eau pendant la détente h3m-h4.

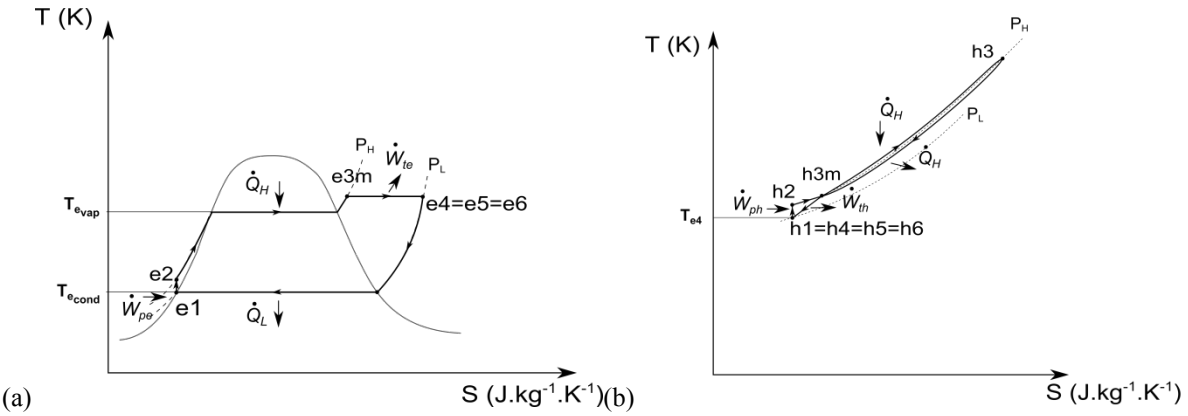


Figure 93 : (a) Evolution de l'eau cyclée dans Turbosol® dans le diagramme entropique ; (b) Evolution de l'huile cyclée dans Turbosol® dans le diagramme entropique

L'ensemble des irréversibilités sont prises en compte dans le bilan entropique par le terme $\dot{S}_C$, qui représente l'entropie produite dans l'ensemble du convertisseur. Cette entropie produite est due aux pertes de pression dans les échangeurs, au mélange non idéal des deux fluides, aux frottements entre les deux phases pendant la détente, aux frottements du mélange à la paroi de la tuyère, aux dissipations dans la turbine et dans les pompes. C'est donc une fonction complexe des grandeurs physiques du système. Cependant, pour les bilans thermiques, il est supposé que le cycle fonctionne entre deux isobares. Ce qui implique que la pression de vaporisation et la pression de condensation ne sont pas affectées par les pertes de pression. Cette hypothèse permet d'écrire la relation suivante :

$$\begin{cases} p_{e2} = p_{h2} = p_{e3m} = p_{h3m} = p_{3m} = p_{e_{vap}} = p_H \\ p_{e1} = p_{h1} = p_4 = p_5 = p_6 = p_{e_{cond}} = p_L \end{cases} \quad (317)$$

L'entropie produite $\dot{S}_C$ est prise en compte et réduit les performances du convertisseur mais son impact sur les pressions de vaporisation et de condensation est négligée. Les pertes thermiques du convertisseur ne sont pas prises en compte dans l'optimisation.

2.3.2.2. Modélisation

Le système est représenté par le schéma de la Figure 94. Trois circuits sont distingués, celui des fumées (f), celui de l'eau (e) et celui de l'huile (h). Les fumées cèdent une partie de leur chaleur à l'huile pendant la transformation $f1$-$f2$. L'échangeur fumée-huile est à contre-courant.

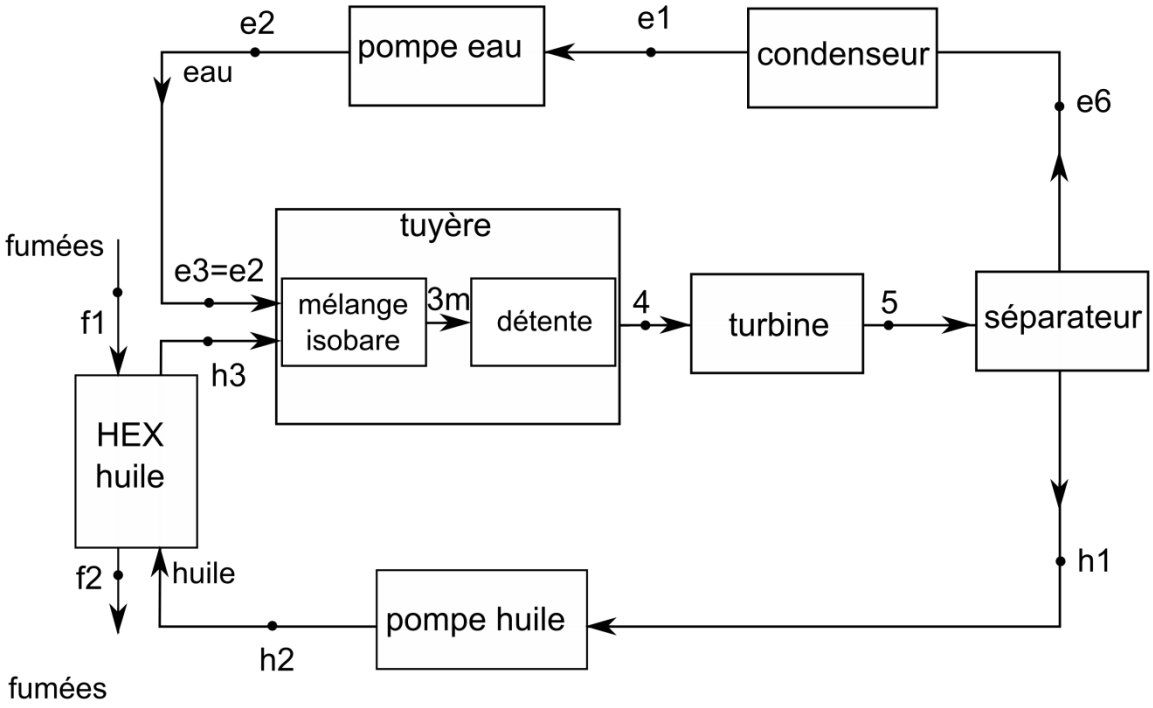


Figure 94 : Schéma de Turbosol®

L'huile est mise en pression par une pompe pendant la transformation $h1$-$h2$. Une fois sous pression elle prend de la chaleur aux fumées dans l'échangeur fumée-huile pendant la transformation $h2 - h3$. Ensuite, l'huile est mise en contact direct avec l'eau dans la tuyère. Dans la tuyère on distingue 2 étapes, le mélange isobare avec transfert de chaleur (transformation 3-$3m$), et la détente du mélange jusqu'au point 4. Les deux fluides sont mélangés à la même pression. La transformation 4-5 correspond au passage du mélange eau-huile dans la turbine. En sortie de turbine, le mélange passe dans un réservoir de décantation, ce qui permet la séparation des deux fluides. Au point $h1$, l'huile seule sort du séparateur pour aller vers la réserve d'huile (non représentée sur le schéma).

L'eau est mise en pression par une pompe pendant la transformation $e1$-$e2$. L'eau est ensuite mise en contact direct avec l'huile dans la tuyère au point 3. Pendant la transformation 3-4, elle est chauffée, vaporisée et surchauffée ($e3$-$3m$), puis détendue sous forme vapeur surchauffée ($3m$-4). Après son passage dans la turbine (transformation 4-5), l'eau est séparée de l'huile. L'eau sous forme vapeur est refroidie et condensée dans un condenseur pendant la transformation $e6$-$e1$.

2.3.2.2.1 Mises en pression

Le mélange est supposé isobare, c'est-à-dire que l'huile et l'eau arrivent à la même pression au point 3 :

$$p_{e_3} = p_{h_3} = p_3 \tag{318}$$

La puissance mécanique consommée par la pompe de circulation de l'eau s'exprime de cette façon :

$$\dot{W}_{pe} = \dot{m}_e \frac{1}{\eta_{pe}} \frac{\left(p_{e_2} - p_{e_1}\right)}{\rho_{e_1}} \tag{319}$$

η_{pe} est le rendement global de la pompe à eau, $\dot{m}_e$ est le débit massique d'eau, ρ_{e_1} est la masse volumique de l'eau en entrée de pompe et $\left(p_{e_2} - p_{e_1}\right)$ est la variation de pression dans la pompe à eau.

La puissance mécanique consommée par la pompe de circulation de l'huile s'exprime par:

$$\dot{W}_{ph} = \dot{m}_h \frac{1}{\eta_{ph}} \frac{\left(p_{h_2} - p_{h_1}\right)}{\rho_h} \tag{320}$$

η_{ph} est le rendement global de la pompe à huile, $\dot{m}_h$ est le débit massique d'huile, ρ_h est la masse volumique de l'huile supposée constante et $\left(p_{h_2} - p_{h_1}\right)$ est la variation de pression de l'huile dans la pompe à huile.

On néglige la faible variation de température pendant les mises en pression, ce qui permet d'écrire que :

$$T_{e_2} = T_{e_1} \tag{321}$$

$$T_{h_2} = T_{h_1} \tag{322}$$

2.3.2.2.2 Chauffage de l'huile

Le flux de chaleur reçu par l'huile s'exprime de cette façon :

$$\dot{Q}_{H_h} = \dot{m}_h cp_h \left(T_{h_3} - T_{h_2}\right) \tag{323}$$

L'échangeur est supposé isolé thermiquement de l'ambiance. Le flux de chaleur reçu par l'huile est donc égal au signe près flux de chaleur cédé par les fumées à l'huile :

$$-\dot{Q}_{H_h} = \dot{m}_f cp_f \left(T_{f_2} - T_{f_1}\right) \tag{324}$$

Un échangeur de chaleur est caractérisé par son efficacité. Pour la calculer, il faut déterminer quel est le fluide limitant. Dans le cas de l'huile et des fumées, le fluide limitant est la fumée, ce qui permet d'écrire l'inégalité suivante :

$$\dot{m}_h cp_h > \dot{m}_f cp_f \tag{325}$$

L'efficacité de l'échangeur se traduit par la relation suivante :

$$\dot{Q}_{H_h} = (\dot{m}cp)_{min}\varepsilon_{H_h}\Delta T_{max} = \dot{m}_f cp_f \varepsilon_{H_h}\left(T_{f_1} - T_{h_2}\right) \tag{326}$$

2.3.2.2.3 Mélange isobare

L'eau est chauffée, vaporisée et surchauffée par contact direct avec l'huile, le flux de chaleur reçu par l'eau s'exprime par :

$$\dot{Q}_{e3-3m} = \dot{m}_e\left(cp_{e_l}\left(T_{e_{vap}} - T_{e_3}\right) + L\left(T_{e_{vap}}\right) + cp_{ev}\left(T_{e_{3m}} - T_{e_{vap}}\right)\right) \tag{327}$$

La température de vaporisation dépend de la pression (utilisation des tables de Réfprop) :

$$T_{e_{vap}} = f\left(p_{e_3}\right) \tag{328}$$

En considérant le système comme adiabatique, le flux de chaleur reçu par l'eau est égal, au signe près, à celui cédé par l'huile :

$$\dot{Q}_{h3-h3m} = -\dot{Q}_{e3-3m} = \dot{m}_h cp_h\left(T_{h_{3m}} - T_{h_3}\right) \tag{329}$$

2.3.2.2.4 Détente isotherme

La détente est supposée isotherme ce qui implique les égalités suivantes :

$$T_{e3m} = T_{e4} = T_{e5} = T_{e6} = T_4 \tag{330}$$

L'eau et l'huile sont supposées à l'équilibre thermique en fin de détente, ce qui permet d'écrire la relation suivante :

$$T_{h4} = T_{h5} = T_{h6} = T_4 \tag{331}$$

Le flux de chaleur reçu par l'eau est directement converti en puissance mécanique (sous forme de puissance cinétique). Il s'exprime de cette façon :

$$\dot{Q}_{e3m-e4} = \dot{m}_e r T_{e3m} \ln\frac{p_{e_{3m}}}{p_{e_4}} \tag{332}$$

En supposant le système adiabatique, le flux de chaleur reçu par l'eau est équivalent, au signe près, à celui cédé par l'huile. Ce qui permet d'écrire l'égalité suivante :

$$\dot{Q}_{h3m-h4} = -\dot{Q}_{e3m-e4} = \dot{m}_h cp_h\left(T_{h_4} - T_{h_{3m}}\right) \tag{333}$$

Le flux de chaleur total cédé par l'huile est équivalent, au signe près, à celui reçu par l'huile dans l'échangeur fumée-huile :

$$\dot{Q}_{H_h} = -\dot{Q}_{h3-h3m} - \dot{Q}_{h3m-h4} = \dot{Q}_{e3-e3m} + \dot{Q}_{e3m-e4} \tag{334}$$

2.3.2.2.5 Passage dans la turbine et séparation

Le passage dans la turbine et dans le séparateur est supposé, isotherme et isobare, ce qui permet d'écrire :

$$T_{e_6} = T_{h_1} = T_5 = T_4 \tag{335}$$

Ainsi que :

$$p_{e_6} = p_{h_1} = p_5 = p_4 \tag{336}$$

2.3.2.2.6 Condensation

L'échangeur froid permet de désurchauffer et de condenser la vapeur. Le flux froid cédé par l'eau à l'atmosphère s'exprime par :

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_e \Delta h_{e_{61}} \tag{337}$$

$\Delta h_{e_{61}}$ est la variation d'enthalpie de l'eau pendant la transformation e6-e1. Il est supposé idéalement que la température de l'eau au point $e1$ $\left(T_{e_1}\right)$ est la température de condensation. Comme pour la vaporisation, la température de condensation dépend de la pression (Refprop):

$$T_{e_{cond}} = f\left(p_{e_6}\right) \tag{338}$$

L'échangeur étant supposé adiabatique, le flux cédé par l'eau est reçu par le fluide froid. Le fluide froid utilisé est de l'air. L'air reçoit le flux de chaleur suivant :

$$-\dot{Q}_L = \dot{m}_a cp_a\left(T_{a_o} - T_{a_i}\right) \tag{339}$$

Avec T_{a_i} la température d'entrée du fluide froid et T_{a_o} la température de sortie.

Le fluide froid est le fluide limitant. L'efficacité de l'échangeur se définit par l'expression suivante :

$$\varepsilon_L = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{m}_a cp_a\left(\tilde{T}_{L_e} - T_{a_i}\right)} \tag{340}$$

$\tilde{T}_{L_e}$ est la température entropique (Annexe A) de la vapeur d'eau pendant sa désurchauffe et sa condensation. L'utilisation de la température entropique du fluide cyclé pendant la désurchauffe et la condensation de l'eau permet de s'affranchir de la modélisation par zone de l'échangeur. Elle correspond à la température équivalente à une transformation isotherme.

Cette hypothèse permet de simplifier le modèle. La température entropique de la vapeur d'eau pendant sa désurchauffe et sa condensation est en réalité proche de la température de condensation, ce qui montre que la phase de condensation est dominante pendant la transformation.

2.3.2.2.7 Bilan entropique

Le bilan entropique sur l'eau s'exprime par :

$$\frac{\dot{Q}_{H_h}}{\widetilde{T}_{H_e}} + \frac{\dot{Q}_L}{\widetilde{T}_{L_e}} + \dot{S}_C = 0 \tag{341}$$

$\widetilde{T}_{H_e}$ est la température moyenne entropique de l'eau pendant son chauffage et $\widetilde{T}_{L_e}$ pendant son refroidissement (Annexe A).

$\dot{S}_C$ est la production d'entropie dans les boucles eau et huile, ce qui implique que l'eau est supposée recevoir toute l'entropie produite par l'huile. C'est l'eau qui évacue la chaleur produite lors de son refroidissement et sa condensation. L'équation (313) de l'analyse entropique de Turbosol® est reprise.

L'entropie produite pendant le chauffage $\dot{S}_{HEX_h}$ et celle produite pendant le refroidissement $\dot{S}_{cond}$ sont supposées être des paramètres constants du modèle dont les valeurs sont présupposées autour d'un point de référence choisi. On pose $\dot{S}_{HEX} = \dot{S}_{HEX_h} + \dot{S}_{cond}$. L'analyse entropique a montré que la production d'entropie dans les échangeurs est faible.

2.3.2.2.8 Performances

L'efficacité totale des échangeurs est définie par l'expression suivante :

$$\varepsilon_{tot} = \varepsilon_{H_h} + \varepsilon_L \tag{342}$$

L'efficacité totale des échangeurs traduit un coût d'installation. En effet, il existe une relation qui lie la surface d'échange Al à son coût d'achat C telle que [161]:

$$\log C = K_1 + K_2 \log(Al) + K_3 [\log(Al)]^2 \tag{343}$$

K_1, K_2 et K_3 sont des coefficients valant respectivement $4{,}3247$, $-0{,}303$ et $0{,}1634$.

En supposant le cas limite où un des fluides considérés a une température constante, l'efficacité de l'échangeur est liée à la surface d'échange de cette façon :

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{kAl}{(\dot{m}cp_p)_{min}}\right) \tag{344}$$

Ainsi, il existe un lien direct entre le coût d'investissement et l'efficacité d'un échangeur.

$\dot{W}_e$ est la puissance nette produite par l'eau :

$$\dot{W}_e = \dot{W}_{te} + \dot{W}_{pe} \tag{345}$$

$\dot{W}_{te}$ est la puissance disponible sur la turbine et $\dot{W}_{pe}$ est la consommation de la pompe de circulation.

On pose $\dot{W}_h$ tel que :

$$\dot{W}_h = \dot{W}_{ph} + \dot{W}_{th} \tag{346}$$

$\dot{W}_{ph}$ est la consommation de la pompe à huile et $\dot{W}_{th}$ est la puissance restituée par l'huile à la turbine. Dans le cas idéal, le travail de la mise en pression de l'huile (transformation h1-h2) est compensé par le travail de l'huile pendant la dépressurisation h3m-4. Ainsi le bilan mécanique de l'huile est nul. En prenant en compte les irréversibilités, le travail de l'huile pendant la dépressurisation est nécessairement moins grand que celui qui nécessite sa mise en pression, ce qui implique que le cycle de l'huile seul est récepteur.

Le flux de chaleur reçu par le système complet est celui reçu par l'huile :

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{Hh} \tag{347}$$

Ainsi le bilan énergétique sur l'ensemble huile+eau s'exprime par :

$$\dot{Q}_H + \dot{Q}_L + \dot{W}_e + \dot{W}_h = 0 \tag{348}$$

En posant $\dot{W} = \dot{W}_e + \dot{W}_h$, la puissance nette des deux fluides, le bilan énergétique est de forme suivante :

$$\dot{Q}_H + \dot{Q}_L + \dot{W} = 0 \tag{349}$$

Le rendement au sens du premier principe pour le système s'exprime par :

$$\eta = \frac{-\dot{W}}{\dot{Q}_H} \tag{350}$$

Le rendement d'une machine de Carnot idéale entre les niveaux de température de source chaude et de puits froid est de :

$$\eta_C = 1 - \frac{\tilde{T}_a}{\tilde{T}_f} \tag{351}$$

$\tilde{T}_f$ est la température moyenne entropique des fumées, elle représente la température équivalente des fumées à une source chaude isotherme. $\tilde{T}_a$ est la température entropique de l'air ambiant.

Ce qui permet de calculer le facteur de qualité, parfois appelé rendement au sens du second principe :

$$f = \frac{\eta}{\eta_C} \tag{352}$$

Ce facteur de qualité permet de caractériser la qualité du convertisseur par rapport aux niveaux de température disponibles aux réservoirs de chaleur chaud et froid.

2.3.2.2.9 Domaine de validité

Les équations portant sur les efficacités d'échangeur impliquent des limitations physiques. L'équation (326) porte sur l'efficacité de l'échangeur fumée-huile. Cette efficacité est nécessairement inférieure à 1, ce qui implique la relation suivante :

$$\dot{m}_h cp_h \left(T_{h_3} - T_{h_2}\right) < \dot{m}_f cp_f \left(T_{f_1} - T_{h_2}\right) \tag{353}$$

L'efficacité de l'échangeur eau-fluide froid est donnée en (340), elle implique la relation suivante :

$$\dot{m}_e \Delta h_{e_{61}} < \dot{m}_a cp_a \left(T_{e_{cond}} - T_{a_i}\right) \tag{354}$$

2.3.2.3. Simulation dans le cas de référence

Le vocabulaire utilisé (variables, paramètres) a été détaillé en paragraphe 1.1.3.1.2.1. Le système comprend 12 paramètres dont les valeurs sont données en Tableau 29 :

$$\eta_{p_e};\ \eta_{p_h};\ \eta_{exp};\dot{S}_{HEX};\ cp_h;\ \rho_h;\ cp_e\ ;\ \rho_e\ ;\ cp_f\ ;\dot{m}_f\ ;\ T_{f_1}\ et\ T_{a_i}$$

Les propriétés thermo-physiques de l'eau sont évaluées en fonction de la pression et de la température. La chaleur spécifique de la fumée est évaluée en l'assimilant à la fumée de gaz naturel dans les conditions stœchiométriques. Le rendement de la pompe à eau peut être considéré valant 0,80, ce qui implique une bonne efficacité. Par contre, la pompe huile n'a pas un bon rendement, il est considéré valant 0,50. Le rendement de la détente est fixé à 0,50. Il est rappelé qu'il comprend le rendement de conversion de la puissance thermique en puissance cinétique dans la tuyère, le rendement de conversion de la puissance cinétique du jet en puissance cinétique de rotation de la turbine et le rendement de conversion de la puissance mécanique disponible sur l'arbre de la turbine en puissance électricité.

η_{pe}	η_{ph}	η_{exp}	$\dot{S}_{HEX}$	cp_h $\left(\mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}\right)$	ρ_h $(\mathrm{kg/m^3})$	cp_e $\left(\mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}\right)$	ρ_e $(\mathrm{kg/m^3})$	cp_f $\left(\mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}\right)$	$\dot{m}_f$ (kg/s)	T_{f_1} (°C)	T_{a_i} (°C)
0,80	0,50	0,50	1,00	2500	870	$fct(P,T)$	$fct(P,T)$	$fct(T)$	0,5	480	20

Tableau 29 : Paramètres de la simulation

Les variables de commande sont :

$$P_3;\ P_4\ ;\dot{m}_h\ ;\ \dot{m}_e\ et\ \dot{m}_a$$

Dans cette simulation, le flux de chaleur reçu par le système est fixé pour satisfaire les conditions de fonctionnement nominales de la tuyère du prototype.

Les variables de commandes de référence sont celles présentées en Tableau 30. Le flux de chaleur pris aux fumées est fixé à 91,5 kW. La pression haute de consigne est de 13 bar. La pression en fin de détente est la pression atmosphérique. Le débit d'eau est de 0,0280 kg/s et le débit d'huile de 1,84 kg/s.

$\dot{Q}_H$ (kW)	P_3 (bar)	P_4 (bar)	$\dot{m}_h$ (kg/s)	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\dot{m}_a$ (kg/s)
91,5	13	1	1,84	0,0280	1,2

Tableau 30 : Variables de commande de référence de la simulation de Turbosol®

Le système non linéaire comprend 21 équations ((313), (319), (320), (323), (324), (326), (327), (329), (332), (334), (337), (339), (340), (341), (342), (349) à (352)), les 21 variables de sortie sont :

$$\dot{W}_{pe}; \dot{W}_{ph}; \dot{Q}_{e3-e3m}; \dot{Q}_{e3m-e4}\ ; \dot{Q}_L;\ \Delta h_{e_{61}};\ \dot{W}\ ; \dot{S}_C;$$
$$T_{f_2}; T_{e3m}; T_{h3m}; T_{h_3};\ T_{ao}\ ;\ \tilde{T}_f; \tilde{T}_a;\ \varepsilon_{H_h}; \varepsilon_L;\ \varepsilon_{tot}; \eta; \eta_C\ et\ f$$

La simulation du modèle permet alors de calculer les variables de sortie. Le titre massique dynamique en eau est de $1{,}5.10^{-2}$, ce qui correspond à une valeur proche de la limite basse imposée par l'hypothèse d'une détente isotherme (équation (241)). Les températures et pressions en chaque point et pour chaque fluide sont données en Tableau 31. La température de la fumée en sortie de système est de 330 °C. La température de l'eau en fin de mélange est de 280 °C et celle de l'huile est de 284 °C. La température de vaporisation à 13 bar est de 192 °C et la température de condensation à 1 bar est de 100 °C.

i	1		2		3		$3m$		$4=5=6$	
	P (bar)	T (°C)	P (bar)	T (°C)	P (bar)	T (°C)	P (bar)	T (°C)	P (bar)	T (°C)
f_i	1	480	1	330	×	×	×	×	×	×
e_i	1	100	13	100	13	280	13	280	1	280
h_i	1	280	13	280	13	300	13	284		

Tableau 31 : Pression et température chaque point pour chaque fluide de Turbosol®

Les puissances mécaniques et thermiques sont présentées en Tableau 32. Le flux de chaleur total entrant dans le système est celui reçu par l'huile, il est fixé à 91,5 kW. La puissance électrique nette produite est de 10,2 kW.

$\dot{Q}_{H_h}$ (kW)	$\lvert\dot{Q}_L\rvert$ (kW)	$-\dot{W}$ (kW)	$\dot{W}_{pe}$ (kW)	$\dot{W}_{ph}$ (kW)
91,5	81,3	10,2	0,44	5,1

Tableau 32 : Puissances mécaniques et thermiques

En Tableau 33 sont données les efficacités des échangeurs. L'échangeur chaud doit avoir une efficacité de 75% et l'échangeur froid doit avoir une efficacité de 84%.

ε_{H_h}	ε_L	ε_{tot}
0,75	0,84	1,59

Tableau 33 : Efficacité des échangeurs

Le rendement du convertisseur est de 11,2% (Tableau 34). La température équivalente des fumée $\tilde{T}_f$ à source chaude infinie est de 402 °C ce qui implique un rendement de Carnot de 51,8%. Le facteur de qualité est de 21,7%.

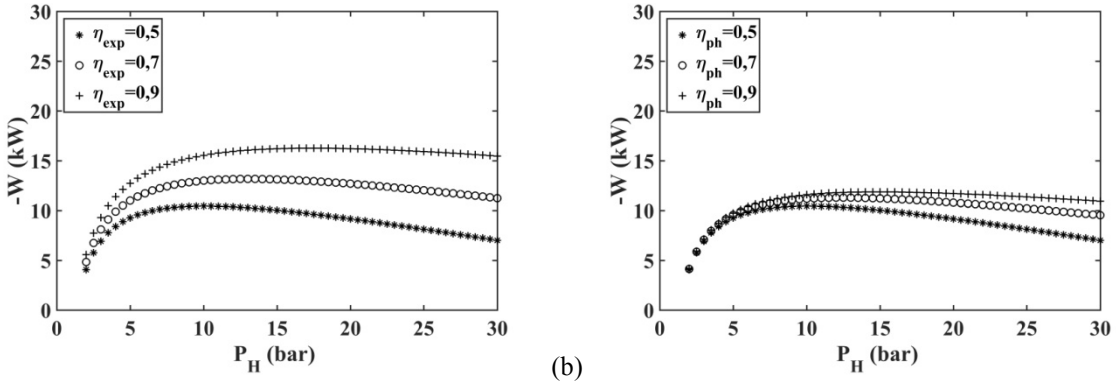
η (%)	η_C (%)	f (%)
11,2	51,8	21,7

Tableau 34 : Efficacités

2.3.3. Etude de sensibilité aux variables de commande et aux paramètres

2.3.3.1. Etude de sensibilité à la pression haute pour différentes valeurs des rendements de pompe à huile et de détente

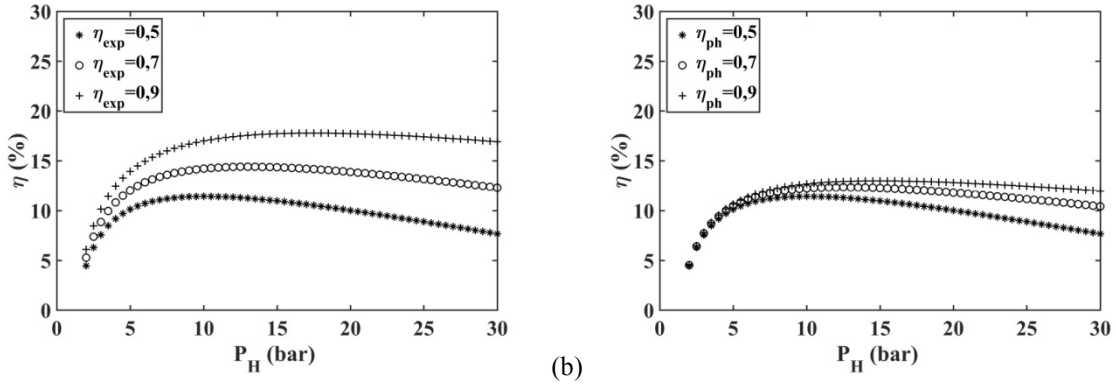
Dans le cas de référence, la pression haute est fixée à 13 bar. En Figure 95a et Figure 95b sont tracées respectivement les évolutions de la puissance nette produite par le convertisseur en fonction de la pression haute pour différentes valeurs du rendement de détente et pour différentes valeurs du rendement de la pompe à huile. Il existe une pression haute qui maximise la puissance nette produite. Cette pression haute optimale dépend des rendements de pompe à huile et de détente. Il est rappelé que le flux de chaleur reçu est fixé.



(a) (b)

Figure 95 : Puissance électrique nette produite par le convertisseur en fonction de la pression haute (a) pour différentes valeurs du rendement de détente et (b) pour différentes valeurs du rendement de la pompe à huile

Ces résultats sont visibles également sur les évolutions du rendement au sens du premier principe (équation (350)). En Figure 96a, le rendement est donné en fonction de la pression haute pour différentes valeurs du rendement de détente et en Figure 96b pour différentes valeurs du rendement de la pompe à huile. Le maximum de rendement est obtenu pour la même pression haute que le maximum de puissance, ce qui est cohérent car la puissance calorifique reçue est fixée.

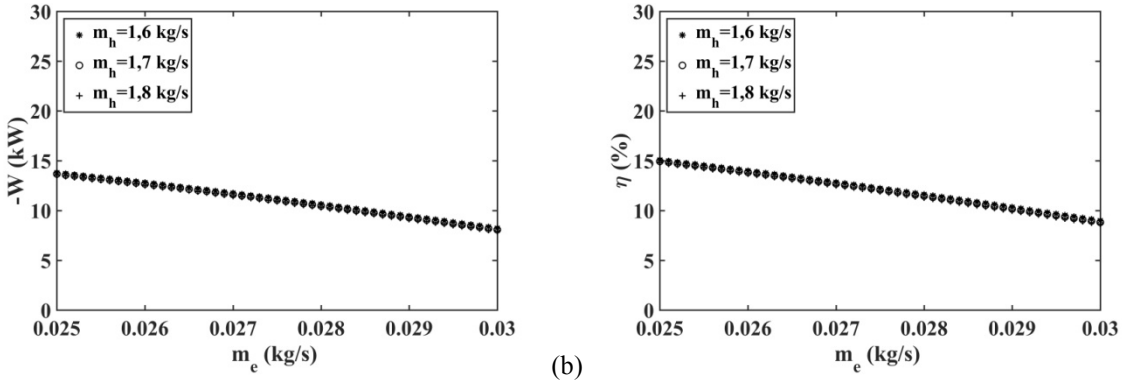


(a) (b)

Figure 96 : Rendement en fonction de la pression haute (a) pour différentes valeurs du rendement de détente et (b) pour différentes valeurs du rendement de la pompe à huile

2.3.3.2. Etude de sensibilité au débit d'eau pour différentes valeurs du débit d'huile

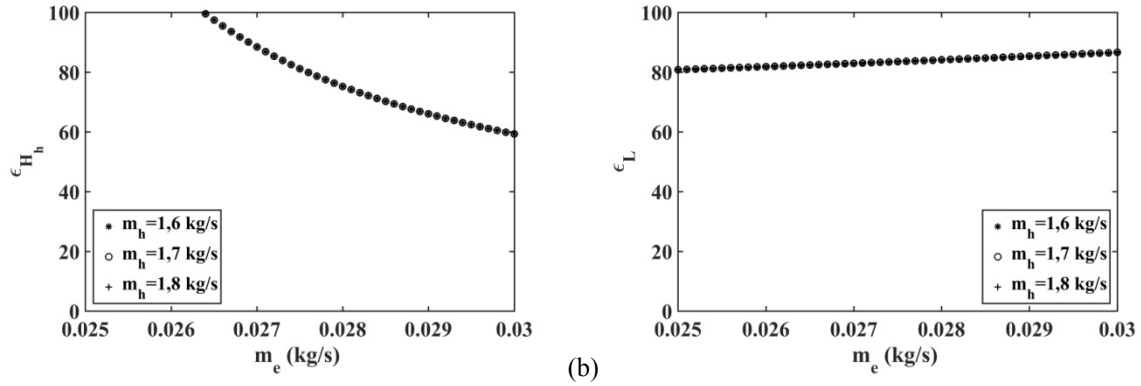
Le débit d'eau de référence est de 0,0280 kg/s pour un débit d'huile de 1,84 kg/s. La Figure 97a donne l'évolution de la puissance nette produite par le convertisseur en fonction du débit massique d'eau et pour différentes valeurs du débit massique d'huile. L'augmentation du débit d'eau implique une diminution de la puissance produite, ainsi qu'une diminution du rendement. La variation du débit d'huile entre 1,6 kg/s et 1,8 kg/s influe peu.



(a) (b)

Figure 97 : (a) Puissance électrique nette produite et (b) rendement ; en fonction du débit massique d'eau pour différentes valeurs du débit massique d'huile

La variation des débits de consigne de l'eau et de l'huile, pour un même flux de chaleur prélevé aux fumées, influe sur les efficacités des échangeurs. La Figure 98a donne l'évolution de l'efficacité de l'échangeur fumée-huile et la Figure 98b celle du condenseur en fonction du débit massique d'eau et pour différentes valeurs du débit massique d'huile. Les efficacités des échangeurs sont peu sensibles au débit d'huile. L'efficacité de l'échangeur fumée-huile diminue avec l'augmentation du débit d'huile. L'augmentation du débit d'eau entraine une augmentation de l'efficacité à imposer au condenseur.

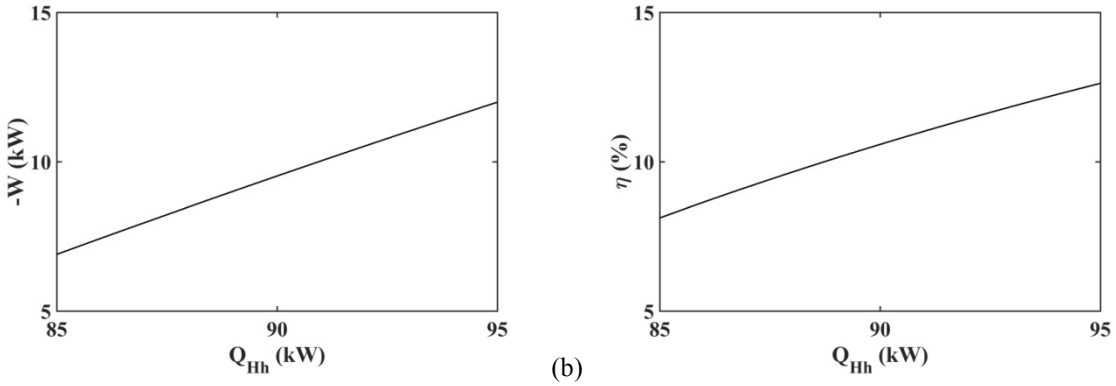


(a) (b)

Figure 98 : (a) Efficacité de l'échangeur fumée-huile et (b) Efficacité du condenseur ; en fonction du débit massique d'eau et pour différentes valeurs du débit massique d'huile

2.3.3.2.1 Etude de sensibilité au flux de chaleur transféré des fumées vers l'huile

Dans le cas de référence, le flux de chaleur prélevé aux fumées est de 91,5 kW. La puissance nette produite en fonction du flux de chaleur reçu par l'huile est donnée en Figure 99a. L'augmentation du flux de chaleur entraine une augmentation linéaire de la puissance nette produite et aussi du rendement.



(a) (b)

Figure 99 : (a) Puissance électrique nette produite par le convertisseur et (b) rendement en fonction du flux de chaleur reçu par l'huile des fumées

La température et le débit des fumées étant des paramètres de la simulation, l'augmentation du flux de chaleur reçu par l'huile joue sur l'efficacité de l'échangeur fumée-huile, qui représente un coût d'installation. L'évolution de l'efficacité de l'échangeur fumée-huile est donnée en Figure 100. Elle augmente de manière significative lorsque le flux de chaleur reçu par l'huile augmente.

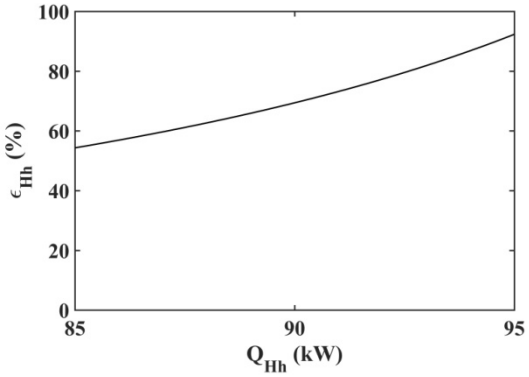
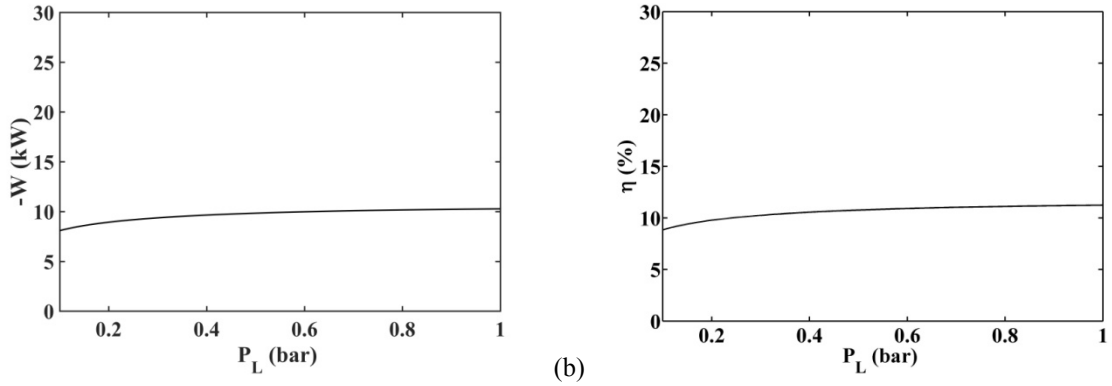


Figure 100 : Efficacité de l'échangeur fumée-huile en fonction du flux de chaleur reçu par l'huile des fumées

2.3.3.3. Etude de sensibilité à la pression ou à la température de condensation

Dans le cas de référence, la pression de condensation est la pression atmosphérique, ce qui implique une température de condensation de 100°C. En réduisant la pression et la température de condensation pour un même flux de chaleur reçu par l'huile n'entraine pas de variation de puissance nette produite et de rendement (Figure 101a et b).



(a) (b)

Figure 101 : (a) Puissance électrique nette produite et (b) rendement ; en fonction de la pression de condensation

2.3.3.4. Etude de sensibilité à la température de l'air ambiant pour différentes valeurs du débit d'air

L'air est supposé être à la température de 20 °C. La sensibilité à ce paramètre est étudiée dans ce paragraphe. Ainsi l'évolution de l'efficacité du condenseur en fonction de la température de la source froide est donnée en Figure 102. La courbe montre que l'efficacité de l'échangeur augmente légèrement avec la température de la source froide. Différentes valeurs de débit massique d'air sont considérées. L'efficacité de l'échangeur y est très sensible.

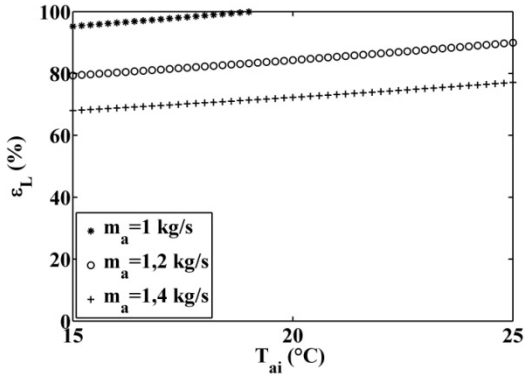


Figure 102 : Efficacité du condenseur en fonction de la température de la source froide

2.3.3.5. Etude de sensibilité à la température de la fumée disponible pour différentes valeurs de débit de fumée

La température de la fumée et son débit massique sont des paramètres (pour des applications de valorisation de rejets thermiques). La sensibilité à ces deux paramètres est ici considérée. Elle porte uniquement sur l'efficacité de l'échangeur fumée-huile. L'efficacité de l'échangeur fumée-huile en fonction de la température de la fumée pour différentes valeurs du débit de fumée est donnée en Figure 103. Les courbes montrent que pour de faibles températures de fumée et de faibles valeurs de débit de fumée, l'efficacité de l'échangeur fumée-huile doit être grande. Dans le cas de référence, la température des fumées est de 480 °C pour un débit de fumée de 0,5 kg/s.

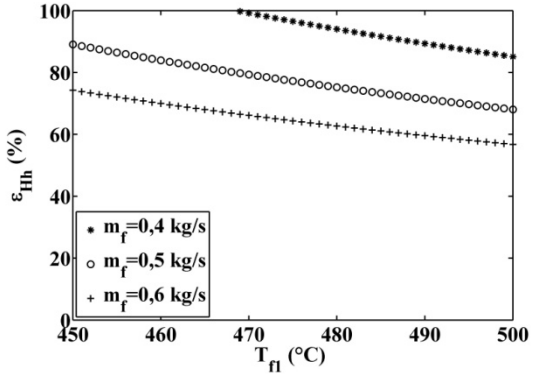


Figure 103 : Efficacité de l'échangeur fumée-huile en fonction de la température d'entrée de la fumée et pour différentes valeurs du débit massique des fumées

2.3.4. Comparaison à d'autres configurations

2.3.4.1. Critère de comparaison des différentes configurations

La configuration proposée dans le paragraphe précédent est une solution envisagée parmi d'autres. Dans la suite du chapitre, différentes configurations d'échangeurs du système complet sont modélisées puis simulées dans le cas de référence. Les variables de commande ainsi que les paramètres sont conservés pour la comparaison. Le flux de chaleur reçu par l'eau est conservé, ce qui implique une puissance nette produite conservée dans les quatre configurations (voir plus loin l'équation (375)). Les critères de comparaison sont l'efficacité totale d'échangeurs nécessaire à l'installation, la répartition de ces efficacités entre les divers échangeurs de chaque installation et le rendement au sens du premier principe du convertisseur.

2.3.4.2. Configuration 1 : chauffage de l'eau uniquement par contact direct avec l'huile chaude

La configuration de référence est celle proposée dans le paragraphe précédent (Figure 94). Elle consiste à chauffer l'huile dans un échangeur fumée-huile et à préchauffer, vaporiser et surchauffer la vapeur par contact direct avec l'huile pendant le mélangeage. La modélisation reprend les équations (318) à (352).

2.3.4.3. Configuration 2 : Préchauffe et vaporisation de l'eau par la fumée

Dans la deuxième configuration, l'eau est préchauffée par les fumées en aval de l'échangeur fumée-huile. Il y a ainsi un second échangeur qui met en contact thermique l'eau et la fumée. Pendant cet échange de chaleur, il est supposé que l'eau est préchauffée puis entièrement vaporisée (transformation $e2$-$e3$). La surchauffe de la vapeur se fait ensuite par transfert de chaleur par contact direct avec l'huile chaude pendant le mélangeage.

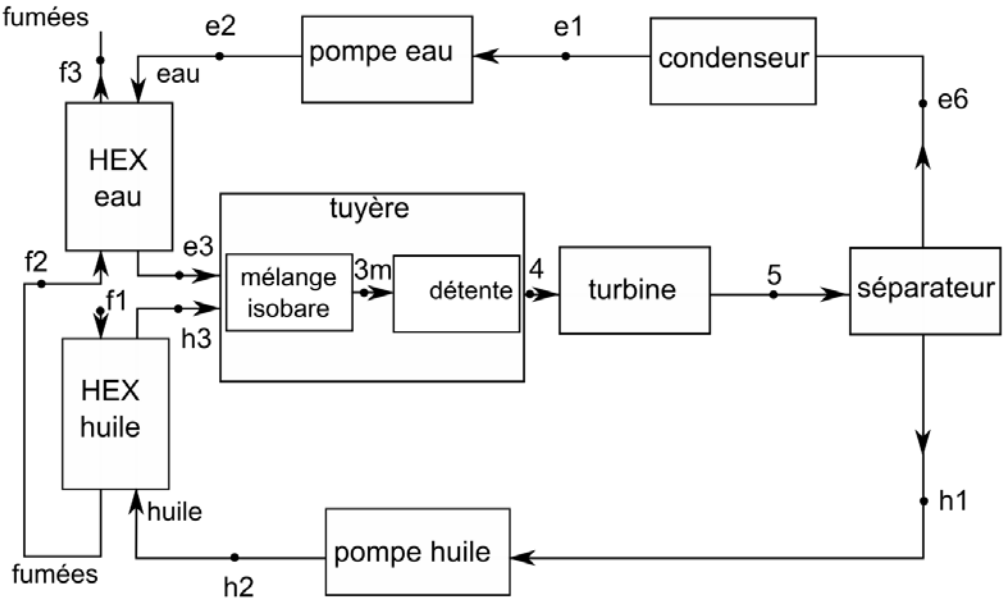


Figure 104 : Schéma de principe de la configuration 2 de Turbosol®

Les équations portant sur la mise en pression sont identiques à celles de la configuration 1, ainsi les équations (318) à (322) sont conservées. Le chauffage de l'huile reprend également les équations de la configuration 1 (équations (323) à (326)). Le préchauffage et la vaporisation de l'eau implique qu'au point e3, la température est la température de vaporisation et le titre en vapeur est de 1, ce qui permet d'écrire :

$$T_{e_3} = T_{e_{vap}} \tag{355}$$

Ainsi, le flux de chaleur reçu par l'eau est de la forme suivante :

$$\dot{Q}_{H_e} = \dot{m}_e \left(cp_{e_l} \left(T_{e_{vap}} - T_{e_2} \right) + L \left(T_{e_{vap}} \right) \right) \tag{356}$$

Il est rappelé que la température de vaporisation est liée à la pression haute délivrée par les pompes (utilisation de la base de données Refprop) :

$$T_{e_{vap}} = fct\left(P_{e_2}\right) \tag{357}$$

Le flux de chaleur reçu par l'eau est, dans le cas adiabatique, égal, au signe près, au flux de chaleur cédé par la fumée :

$$-\dot{Q}_{H_e} = \dot{m}_f cp_f \left(T_{f_3} - T_{f_2}\right) \tag{358}$$

Il y a changement d'état de l'eau, ce qui implique que le fluide limitant est la fumée. Ainsi l'efficacité de l'échangeur fumée-eau est de la forme suivante :

$$\varepsilon_{H_e} = \frac{T_{f_2} - T_{f_3}}{T_{f_2} - \tilde{T}_{e_{32}}} \tag{359}$$

$\tilde{T}_{e_{32}}$ est la température entropique de l'eau pendant son chauffage et sa vaporisation. L'utilisation de la température entropique permet de s'affranchir de la décomposition en zones de l'échangeur. La température entropique $\tilde{T}_{e_{32}}$ est proche de la température de vaporisation, ce qui revient à considérer comme dominante la zone de vaporisation de l'eau.

Les équations portant sur le mélange sont partiellement différentes de celle de la configuration 1 puisque l'eau est uniquement surchauffée sous forme vapeur pendant le mélange. Le flux de chaleur reçu par l'eau s'exprime par :

$$\dot{Q}_{e3-e3m} = \dot{m}_e cp_{e_v} \left(T_{e_{3m}} - T_{e_{vap}} \right) \tag{360}$$

Les équations portant sur le mélange et la détente sont conservées (équations (328) à (334)) ainsi que celles portant sur la turbine et la séparation (équations (335) et (336)). L'étape de condensation est inchangée, elle reprend les équations (337) à (340). Le bilan entropique est également conservé (équation (341)).

L'efficacité totale d'échangeurs comprend l'échangeur fumée-eau et est de la forme suivante :

$$\varepsilon_{tot} = \varepsilon_{H_h} + \varepsilon_{H_e} + \varepsilon_L \tag{361}$$

Le bilan énergétique permet d'évaluer la puissance électrique nette produite de cette façon :

$$-\dot{W} = \dot{Q}_{H_h} + \dot{Q}_{H_e} + \dot{Q}_L \tag{362}$$

Le rendement au sens du premier principe s'exprime par :

$$\eta = \frac{-\dot{W}}{\dot{Q}_{H_h} + \dot{Q}_{H_e}} \tag{363}$$

Les équations (351) à (352) sont conservées.

2.3.4.4. Configuration 3 : Récupération interne de la chaleur de refroidissement de la vapeur pour préchauffer l'eau liquide et vaporisation par contact direct avec l'huile

Le schéma de principe de la troisième configuration est donné en Figure 105. Dans cette troisième configuration il y a une récupération interne de la chaleur. C'est-à-dire que l'eau en sortie de condenseur au point $e2$ est préchauffée par la vapeur sortant du séparateur au point $e6$. Ainsi l'eau est préchauffée par le refroidissement de la vapeur. Il est imposé qu'au point $e6r$ que le pincement soit de 30 °C, ce qui permet d'écrire :

$$T_{e_{6r}} = T_{e_{cond}} + 30 \tag{364}$$

Cela revient à imposer une efficacité d'échangeur de 83%, ce qui est réaliste.

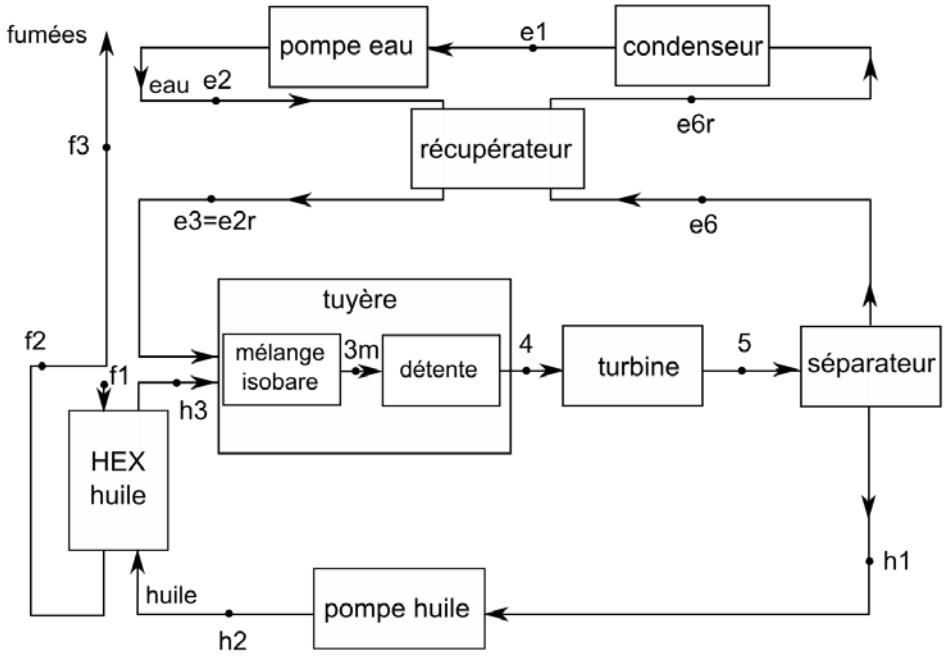


Figure 105 : Schéma de principe de la configuration 3 de Turbosol®

Les équations (318) à (326) sont reprises. La récupération se caractérise par un flux de chaleur $\dot{Q}_r$ qui correspond au flux de chaleur reçu par l'eau liquide dans le récupérateur, il s'exprime de cette façon :

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_e cp_{e_2}\left(T_{e_{2r}} - T_{e_2}\right) \tag{365}$$

Ce flux de chaleur est égal, au signe près, au flux de chaleur cédé par la vapeur d'eau :

$$-\dot{Q}_r = \dot{m}_e cp_{e_6}\left(T_{e_{6r}} - T_{e_6}\right) \tag{366}$$

Dans le récupérateur, le fluide limitant est la vapeur d'eau ($cp_{e_v} < cp_{e_l}$) ce qui permet d'exprimer l'efficacité de l'échangeur de cette façon :

$$\varepsilon_r = \frac{T_{e_6} - T_{e_{6r}}}{T_{e_6} - T_{e_2}} \tag{367}$$

Les équations (328) et (329) portant sur le mélangeage coté huile sont conservées, mais coté eau, l'équation devient :

$$\dot{Q}_{e3-e3m} = \dot{m}_e \left(cp_{e_l}\left(T_{e_{vap}} - T_{e_{2r}}\right) + L\left(T_{e_{vap}}\right) + cp_{e_v}\left(T_{e_{3m}} - T_{e_{vap}}\right)\right) \tag{368}$$

Les équations (328) à (336) sont reprises. Le flux rejeté au condenseur est réduit, il s'exprime par :

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_e \Delta h_{e6r-e1} \tag{369}$$

Comme pour la vaporisation, la température de condensation dépend de la pression (Refprop) :

$$T_{e_{cond}} = f\left(P_{e_6}\right) \tag{370}$$

L'efficacité du condenseur est exprimée en équation (340).

Le bilan entropique est conservé (équation (341)).

L'efficacité totale des échangeurs comprend celle du récupérateur, elle s'exprime par :

$$\varepsilon_{tot} = \varepsilon_{H_h} + \varepsilon_r + \varepsilon_L \tag{371}$$

Les relations pour le calcul des performances sont inchangées (équations (349) à (352)).

2.3.4.5. Configuration 4 : Récupération interne de la chaleur de refroidissement de la vapeur pour préchauffer l'eau liquide, vaporisation de l'eau par la fumée et surchauffe par contact direct avec l'huile

La quatrième configuration est représentée en Figure 106. Comme pour la configuration 3, la chaleur de refroidissement de la vapeur est utilisée pour préchauffer l'eau en sortie de condenseur pendant la transformation $e2\text{-}e2r$. Ensuite, l'eau est vaporisée dans un échangeur de chaleur fumée-eau en aval de l'échangeur fumée-huile, comme dans la configuration 2.

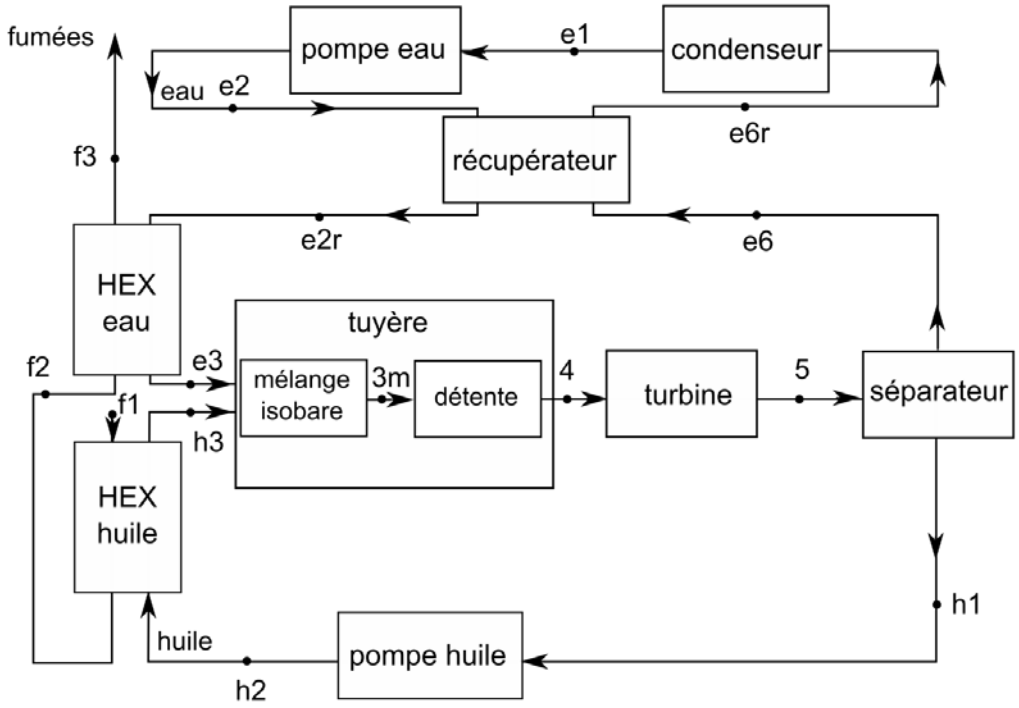


Figure 106 : Schéma de principe de la configuration 4 de Turbosol®

Le modèle reprend la plupart des équations des configurations précédentes, excepté que la température de l'eau en entrée d'échangeur fumée-eau est $T_{e_{2r}}$. Ainsi les équations portant sur les mises en pression de la configuration 1 sont reprises (équations (318) à (326)) et les équations portant sur le récupérateur dans la configuration 3 sont reprises (équations (365) à (367)). Le flux de chaleur reçu par l'eau s'exprime par :

$$\dot{Q}_{H_e} = \dot{m}_e \left(cp_{e_l} \left(T_{e_{vap}} - T_{e_{2r}} \right) + L \left(T_{e_{vap}} \right) \right) \tag{372}$$

Ainsi l'efficacité de l'échangeur fumée-eau est de la forme suivante :

$$\varepsilon_{H_e} = \frac{T_{f_2} - T_{f_3}}{T_{f_2} - T_{e_{2r}}} \tag{373}$$

Les équations portant sur le mélange sont reprises des configurations précédentes (équations (328), (329) et (368)) ainsi que celles de la détente, de la turbine et de la séparation (équations (330) à (336)). La condensation est régie par les mêmes équations que celles de la

configuration 3, ainsi les équations (369), (370) et (340) sont reprises. Le bilan entropique est conservé (équation (341)).

Dans cette configuration, l''efficacité totale des échangeurs s'exprime par :

$$\varepsilon_{tot} = \varepsilon_{H_h} + \varepsilon_{H_e} + \varepsilon_r + \varepsilon_L \tag{374}$$

Les performances sont caractérisées par les équations (362), (363) et (351) à (352).

2.3.4.6. Comparaison des 4 configurations

Les variables de commande ainsi que les paramètres sont pris identiques dans les 4 configurations. Le flux de chaleur reçu par l'eau est conservé, ce qui permet d'écrire la relation suivante :

$$\left(\dot{Q}_{H_h}\right)_{config\ 1} = \left(\dot{Q}_{H_h} + \dot{Q}_{H_e}\right)_{config\ 2} = \left(\dot{Q}_{H_h} + \dot{Q}_r\right)_{config\ 3} = \left(\dot{Q}_{H_h} + \dot{Q}_r + \dot{Q}_{H_e}\right)_{config\ 4} \tag{375}$$

Dans ce cas, la puissance nette produite est conservée. Les puissances calorifiques échangées et la puissance nette produite dans chaque configuration sont données en Figure 107. La puissance nette produite est constante dans les 4 configurations. La somme du flux échangé au récupérateur et celle rejetée au condenseur est constante dans les 4 configurations.

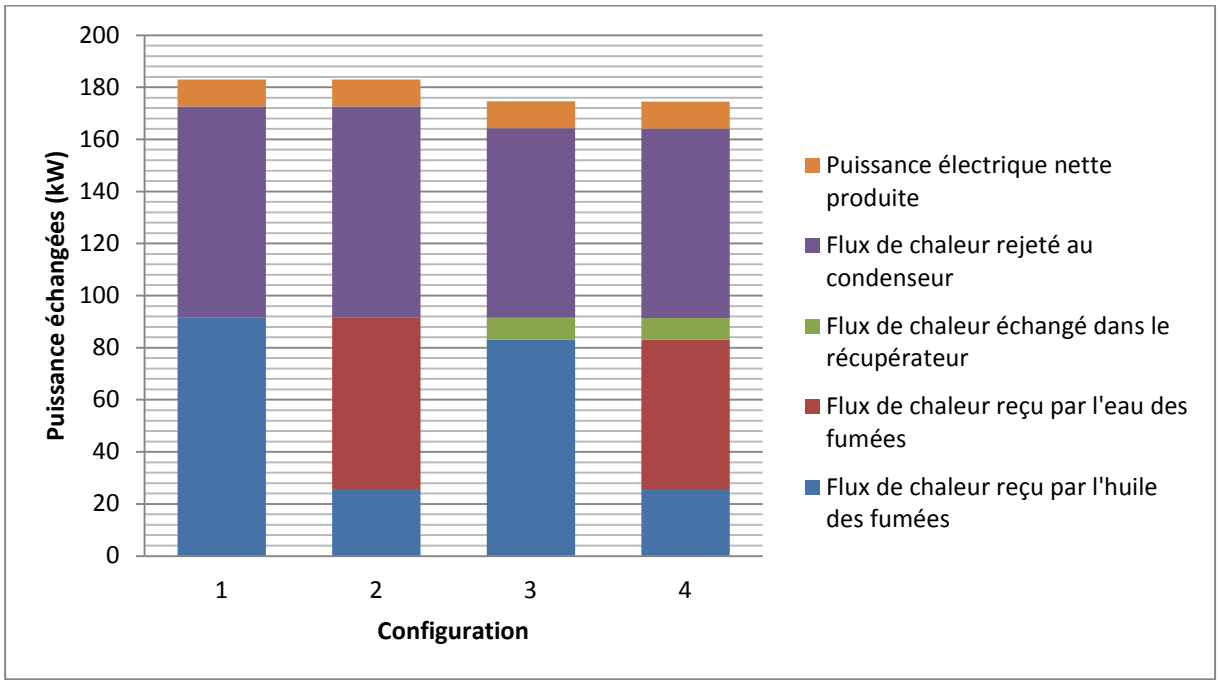


Figure 107 : Puissances calorifiques échangées et la puissance électrique nette produite dans chaque configuration

Les efficacités au sens du premier et du second principe sont données en Figure 108, les deux configurations avec récupération (configuration 3 et 4) ont une efficacité supérieure à celles sans récupération (configuration 1 et 2). En effet, le rendement au sens du premier principe passe de 11,2% à 12,4% et l'efficacité au sens du deuxième principe passe de

21,7% à 23,5%. Il dépend du flux de chaleur pris aux fumées qui est inférieur dans le cas d'une configuration avec récupération interne.

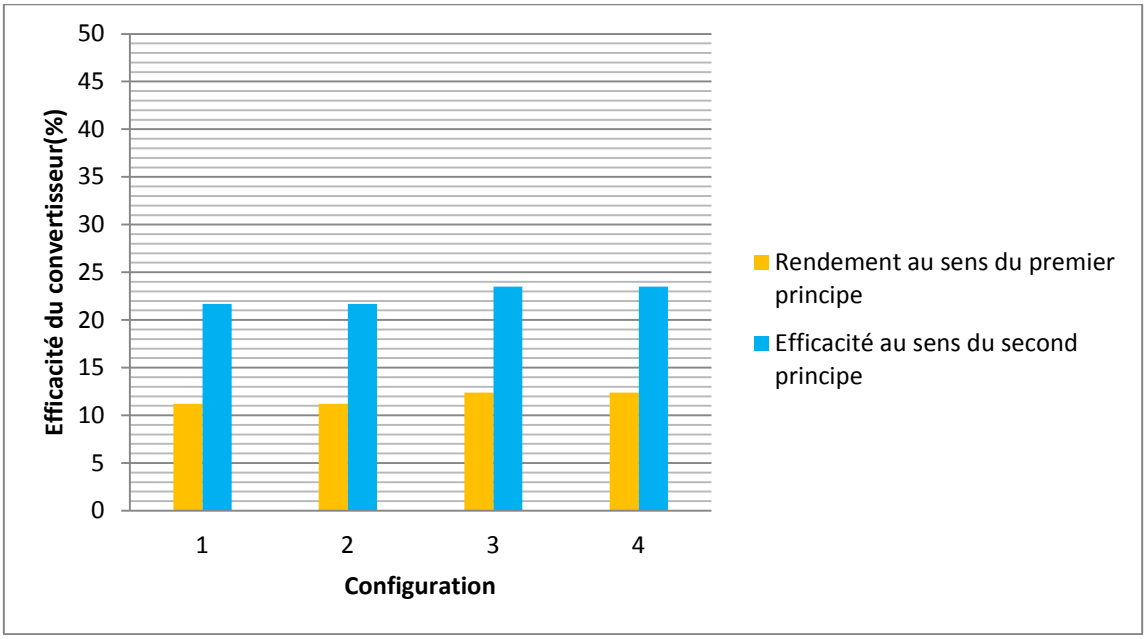


Figure 108 : Efficacités dans les différentes configurations

Le deuxième critère de comparaison est l'efficacité totale d'échangeurs et la répartition de ces efficacités sur les différents échangeurs. En Figure 109 sont données les efficacités de chaque échangeur pour chaque configuration dans le cas de référence. La configuration qui totalise l'efficacité totale d'échangeur la moins grande est la configuration 2. En effet, l'ajout d'une préchauffe de l'eau réduit le coût de l'échangeur fumée-huile par rapport à la configuration 1. L'ajout d'un récupérateur dans les deux autres configurations (configuration 3 et 4) augmente le coût total en efficacité d'échangeur et permet de réduire le coût du condenseur. Les efficacités totales sont données respectivement pour les configurations 1 à 4 en équations (342), (361), (370) et (374).

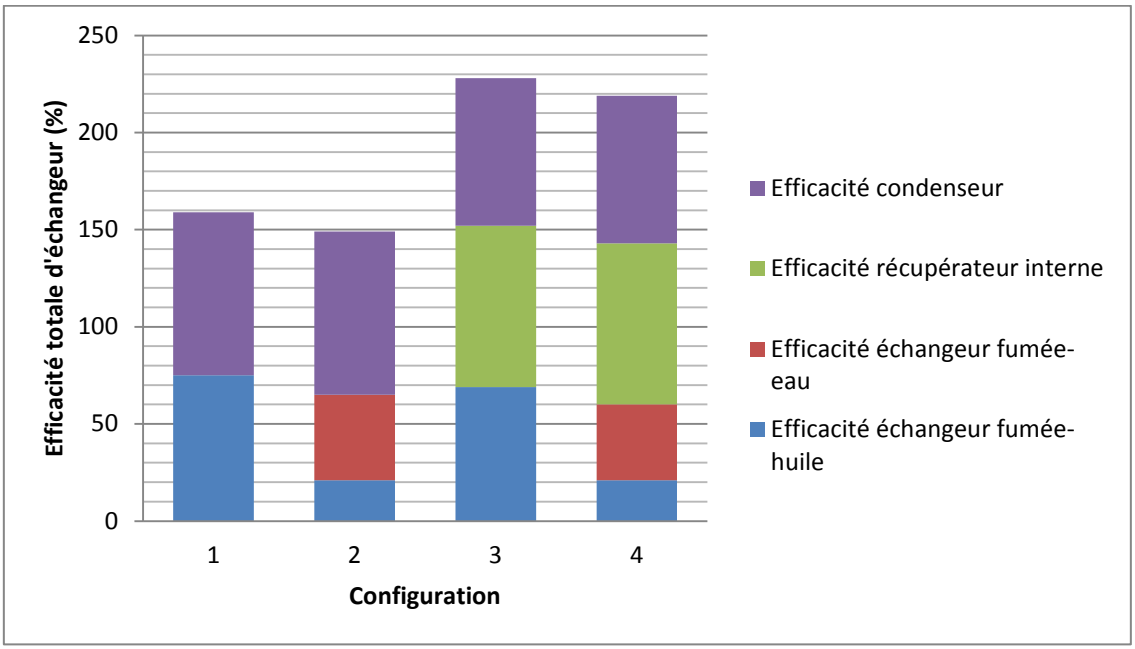


Figure 109 : Répartition des efficacités d'échangeur dans chaque configuration

2.3.5. Conclusions et perspectives du chapitre 2.3.

Le fonctionnement du convertisseur dans les conditions nominales du prototype est modélisé puis simulé. L'hypothèse d'une détente isotherme de la vapeur est faite. Les paramètres influant tels que les rendements de détente et de pompe à huile ont été fixés à 50%. La fumée disponible est à une température de 480 °C et a un débit de 0,50 kg/s. Dans ces conditions, le modèle permet de calculer la puissance nette produite qui est estimée à 10,2 kW pour un rendement de 11,2%. L'étude de sensibilité aux paramètres montre qu'il existe une pression haute optimale qui maximise la puissance et le rendement. L'optimisation du convertisseur est l'objet du prochain chapitre. Il est important de rappeler que les paramètres structuraux du convertisseur (rendement de pompe, tuyère et turbine) doivent être validés expérimentalement.

La comparaison des différentes configurations de Turbosol® est réalisée avec comme contrainte que le flux de chaleur reçu par l'eau est conservé. Cela équivaut à conserver la puissance nette produite. Cette comparaison montre que l'ajout d'un récupérateur augmente l'efficacité du convertisseur mais augmente également le coût d'investissement des échangeurs. La configuration qui nécessite le moins de surface d'échange est la configuration 2, c'est-à-dire avec chauffage et vaporisation de l'eau par les fumées en aval de l'échangeur fumée-huile.

Une autre vision est envisageable. En effet, les configurations pourraient être comparées en termes de puissance produite pour un épuisement maximal du potentiel thermique des fumées. Ainsi, l'intérêt de l'investissement supplémentaire dans des échangeurs de chaleur (préchauffe de l'eau et récupérateur interne) serait quantifié en puissance produite pour un fluide chaud disponible.

Chapitre 2.4. Optimisation de Turbosol®

2.4.1. Objectifs du chapitre 2.4.

Dans ce chapitre, le convertisseur est optimisé. Tout d'abord, la puissance nette produite est maximisée, puis le rendement au sens du premier principe est maximisé. Le modèle utilisé est celui du chapitre précédent. Cependant, le cycle est considéré sans surchauffe de la vapeur d'eau. La variable de l'optimisation est la température de vaporisation (et par conséquent la pression de vaporisation). Une étude de sensibilité aux paramètres de l'optimum est réalisée.

Puis, le cycle de l'eau sera supposé à surchauffe, ce qui enlève une contrainte et permet une seconde optimisation à deux variables, la température de vaporisation et le débit massique d'eau. Une étude de sensibilité aux paramètres de l'optimum est également réalisée.

La configuration utilisée est celle du prototype, c'est-à-dire chauffage, vaporisation et éventuellement surchauffe par contact direct de l'huile chaude et de l'eau froide pendant le mélange. Il n'y a donc qu'un seul échangeur de chaleur pour le chauffage, l'échangeur fumée-huile.

2.4.2. Optimisation sans surchauffe de la vapeur d'eau

2.4.2.1. Hypothèses de l'optimisation

Le schéma de principe de Turbosol® est rappelé en Figure 110. L'évolution de l'eau cyclée dans Turbosol® dans le diagramme entropique est donnée en Figure 111. La différence avec la simulation de Turbosol® précédemment réalisée est qu'il n'y a pas de surchauffe de la vapeur d'eau. Ainsi, il est possible d'écrire la relation suivante :

$$T_{e3m} = T_{e_{vap}} \tag{376}$$

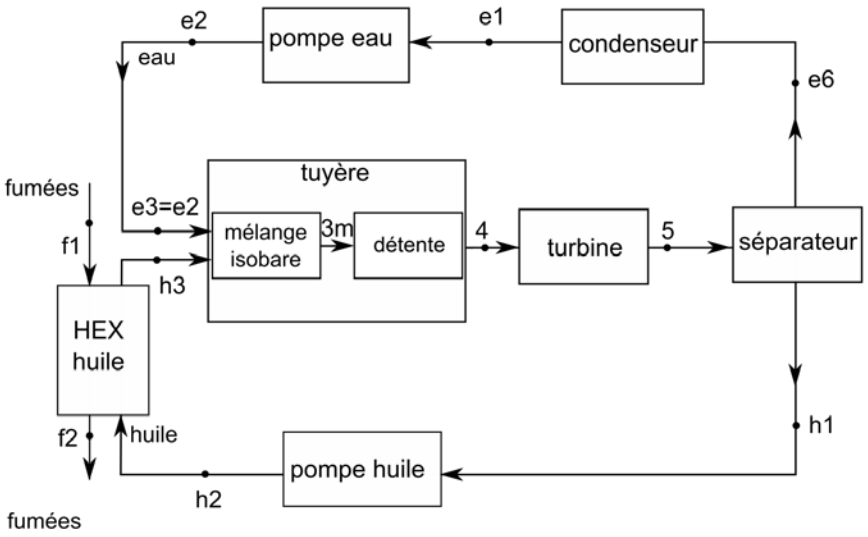


Figure 110 : Schéma de principe de Turbosol® dans la configuration de référence

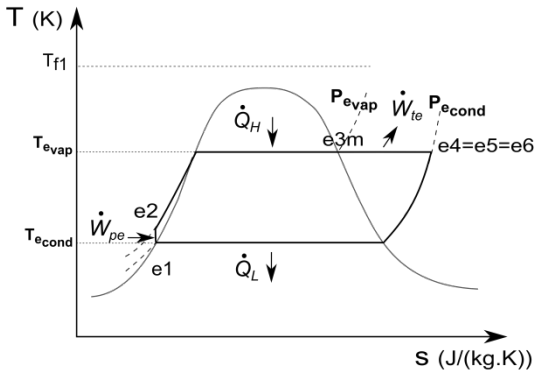


Figure 111 : Evolution de l'eau cyclée dans Turbosol® dans le diagramme entropique

2.4.2.2. Optimisation de Turbosol® dans le cas de référence

2.4.2.2.1 Maximisation de la puissance nette produite

2.4.2.2.1.1. Expression de la fonction objectif

La puissance électrique nette produite par le convertisseur s'exprime par :

$$-\dot{W} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_L \tag{377}$$

Les équations du chapitre précédent sont reprises. La source chaude est un paramètre de l'optimisation dans le cas de la valorisation de la chaleur fatale, son débit massique $\dot{m}_f$, sa température en entrée de système T_{f_1} et ses propriétés (cp_f) sont des paramètres. Le palier de condensation est supposé être un paramètre fixé. Ainsi la température de condensation $T_{e_{cond}}$ est un paramètre, et par extension, la pression de condensation $P_{e_{cond}}$est fixée (corps pur). Le titre massique dynamique en eau est également un paramètre de l'optimisation.

Les propriétés thermo-physiques de l'eau et de l'huile sont des paramètres, ainsi, ρ_h, cp_h, r et cp_{el} sont connus. L'efficacité de l'échangeur est supposée être un paramètre de l'optimisation, il caractérise le coût d'investissement de l'échangeur. Les rendements de mise en pression et de détente de l'huile sont également pris comme paramètres (η_{ph} et η_{conv}).

La puissance produite par Turbosol® dépend alors uniquement des paramètres et de la variable $T_{e_{vap}}$, la température de vaporisation de l'eau pour laquelle il existe un optimum (Figure 112). Cette dernière est liée à la pression de vaporisation de l'eau et ainsi à la pression haute que doivent délivrer les pompes de circulation. Les débits massiques d'eau et d'huile ne sont pas fixés, ce sont des variables de sortie de l'optimisation.

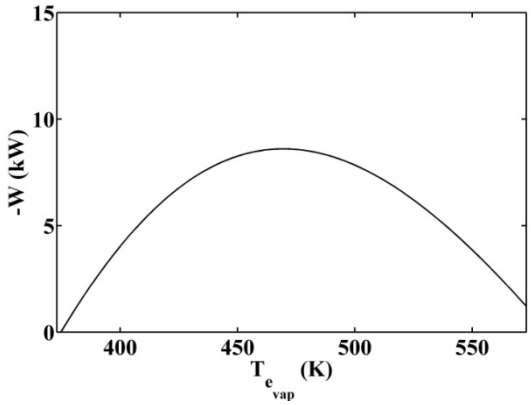


Figure 112 : Puissance nette produite en fonction de la température de vaporisation de l'eau

L'optimum doit satisfaire la relation suivante :

$$\frac{d(-\dot{W})}{dT_{e_{vap}}} = 0 \tag{378}$$

2.4.2.2.1.2. Résolution dans le cas de référence

2.4.2.2.1.2.1. Avec irréversibilités

Les paramètres de l'optimisation sont donnés en Tableau 35. Les propriétés thermo-physiques de l'eau et de la fumée sont évaluées en fonction de la pression et de la température. Le rendement de la pompe à huile est pris égal à 0,50 et celui de la pompe à eau à 0,80. Le rendement de détente est fixé à 0,50. Il est rappelé qu'il comprend le rendement de détente de l'énergie thermique en énergie cinétique dans la tuyère, le rendement de conversion de l'énergie cinétique du jet en énergie cinétique de rotation de la turbine et le rendement de conversion de l'énergie mécanique disponible sur l'arbre de la turbine en électricité. La production d'entropie dans les échangeurs est globalisée et approximée à $1\,\mathrm{W/K}$, nous verrons que son influence est faible.

$P_{e_{cond}}$ (bar)	η_{ph}	η_{pe}	η_{exp}	c_{p_h} $\left(\mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}\right)$	ρ_h ($\mathrm{kg/m^3}$)	c_{p_l} $\left(\mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}\right)$
1	0,50	0,80	0,50	2500	870	$fct(P,T)$

c_{p_f} $\left(\mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}\right)$	$\dot{m}_f$ (kg/s)	T_{f_1} (°C)	$\dot{S}_{HEX}$ (W/K)	r ($\mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}$)	X_m	ε_H
$fct(P,T)$	0,50	480	1	462	0,015	0,80

Tableau 35 : Paramètres de l'optimisation

La température de vaporisation optimale est de 197 °C, ce qui correspond à une pression de vaporisation de 14,4 bar. Les données de sortie de l'optimisation sont relevées en Tableau 36. La puissance produite est de 8,6 kW pour une consommation de 123 kW thermiques. Ainsi le rendement est de 6,97 %. La fumée sort du système à 253 °C et permet de chauffer l'huile à 214 °C. Les débits massiques de l'eau et de l'huile sont respectivement 0,0422 kg/s et 2,77 kg/s. L'entropie produite dans le convertisseur est de 40,7 W/K.

$-\dot{W}$ (kW)	$\dot{Q}_H$ (kW)	$-\dot{Q}_L$ (kW)	η (%)	T_{f_2} (°C)	T_{h_3} (°C)	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\dot{m}_h$ (kg/s)
8,6	123	115	6,97	253	214	0,0422	2,77

Tableau 36 : Variables de sortie de la maximisation de la puissance dans le cas de référence

2.4.2.2.1.2.2. Sans irréversibilité

Dans cette partie, les cycles de l'eau et de l'huile sont supposés réversibles. Ce qui implique que la production d'entropie est nulle et que les rendements de détente et de mise en pression valent 1 (Tableau 37).

η_{ph}	η_{pe}	η_{exp}	$\dot{S}_C$ (W/K)
1	1	1	0

Tableau 37 : Paramètres de l'optimisation dans le cas idéal

Dans ce cas idéal, La température de vaporisation optimale est de 250 °C, ce qui correspond à une pression de vaporisation de 39,5 bar. La puissance produite est de 26,3 kW pour une consommation de 100 kW thermiques sur les fumées. Ainsi le rendement est de 26,2 %. La fumée sort du système à 296 °C et chauffe l'huile à 269 °C. Les débits massiques de l'eau et de l'huile sont respectivement 0,0310 kg/s et 2,0 kg/s.

$-\dot{W}$ (kW)	$\dot{Q}_H$ (kW)	$-\dot{Q}_L$ (kW)	η (%)	T_{f_2} (°C)	T_{h_3} (°C)	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\dot{m}_h$ (kg/s)
26,3	100	74,0	26,2	296	269	0,0310	2,0

Tableau 38 : Variables de sortie de la maximisation de la puissance dans le cas idéal

2.4.2.2.2 Maximisation du rendement

Le rendement au sens du premier principe s'exprime par :

$$\eta = \frac{-\dot{W}}{\dot{Q}_H} = 1 + \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} \tag{379}$$

Les variables intermédiaires, les paramètres et les variables de l'optimisation sont identiques à ceux de la maximisation de la puissance produite par Turbosol®. Il existe également une valeur de la température de vaporisation de l'eau qui maximise le rendement au sens du premier principe (Figure 113).

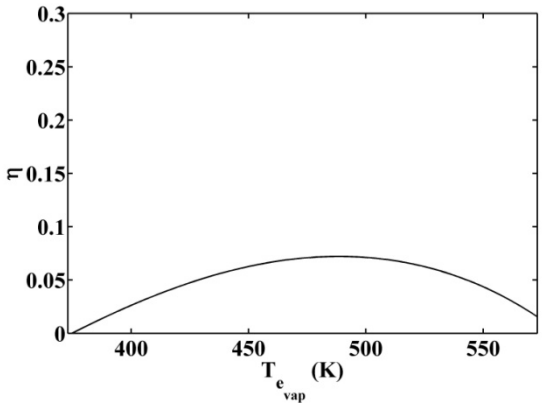


Figure 113 : Rendement au sens du premier principe en fonction de la température de vaporisation de l'eau

L'équation à résoudre est la suivante :

$$\frac{d\eta}{dT_{e_{vap}}} = 0 \tag{380}$$

La maximisation du rendement est différente de la maximisation de la puissance. Il est possible de tracer l'évolution de la puissance en fonction du rendement au sens du premier principe pour différentes valeur de la température de vaporisation de l'eau pour visualiser cette différence (Figure 114).

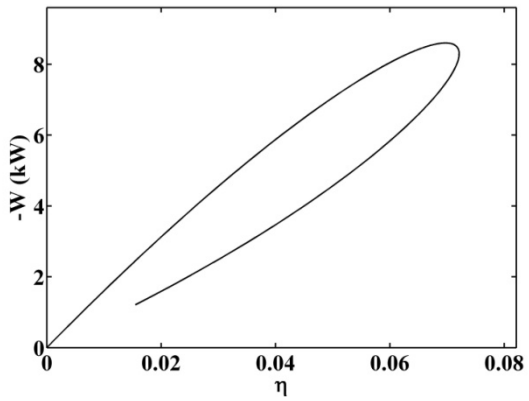


Figure 114 : Puissance nette produite en fonction du rendement au sens du premier principe

2.4.2.2.2.1. Résolution dans le cas de référence

2.4.2.2.2.1.1. Avec irréversibilités

La maximisation du rendement de Turbosol® dans le cas de référence induit une température de vaporisation de 215 °C, ce qui correspond à une pression de vaporisation de 21,2 bar. Les données de sortie de l'optimisation sont relevées en Tableau 36. La puissance produite est de 8,30 kW pour une consommation de 115 kW thermiques. Ainsi le rendement maximal est de 7,21 %. La fumée sort du système à 253 °C et chauffe l'huile à 234 °C. Les débits massiques de l'eau et de l'huile sont respectivement 0,0379 kg/s et 2,77 kg/s. L'entropie produite dans le convertisseur vaut 45,5 W/K.

$-\dot{W}$ (kW)	$\dot{Q}_H$ (kW)	$-\dot{Q}_L$ (kW)	η (%)	T_{f_2} (°C)	T_{h_3} (°C)	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\dot{m}_h$ (kg/s)
8,30	115	107	7,21	253	234	0,0379	2,77

Tableau 39 : Variables de sortie de la maximisation du rendement dans le cas de référence

Ainsi la maximisation de la puissance produite diffère de la maximisation du rendement au sens du premier principe. La température et la pression de vaporisation optimales dans le cas de la maximisation du rendement sont supérieures à celles de la maximisation de la puissance produite. Le débit d'eau est réduit et la température de l'huile en sortie d'échangeur fumée-huile est plus grande, elle passe de 214 °C à 234 °C. La production d'entropie dans le cas de la maximisation du rendement est plus grande que dans le cas de la maximisation de la puissance produite.

2.4.2.2.2.1.2. Sans irréversibilité

Dans cette partie, le cycle de l'eau et de l'huile sont supposés réversibles. Ce qui implique que la production d'entropie interne au convertisseur est nulle et que les rendements de détente et de mise en pression valent 1 (Tableau 37). Dans ce cas idéal, La température de vaporisation qui maximise le rendement du convertisseur est de 370 °C, ce qui correspond à une pression de vaporisation de 209 bar. La température critique de l'eau est de 374 °C, ainsi la température optimale de vaporisation est très proche de la température critique. La puissance produite est de 17,3 kW pour une consommation de 480 kW thermiques. Ainsi le rendement est de 36,0 %. La fumée sort du système à 392 °C et chauffe l'huile à 389 °C. Les débits massiques de l'eau et de l'huile sont respectivement 0,0147 kg/s et 0,967 kg/s.

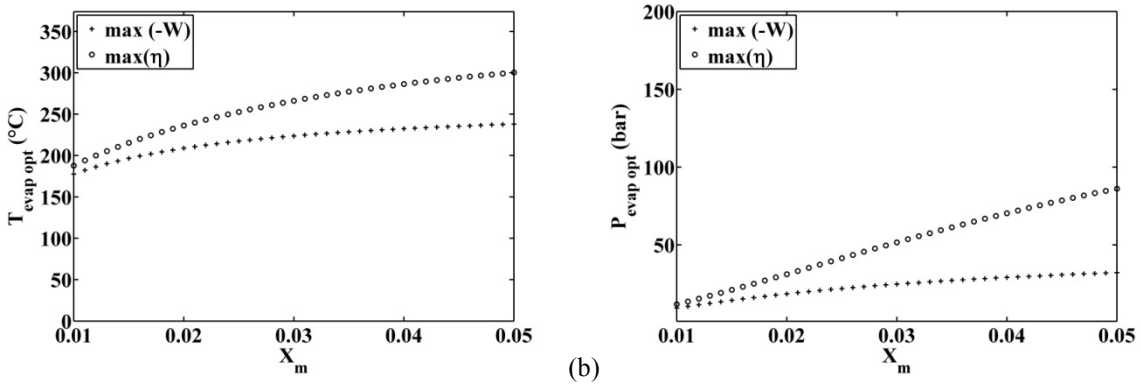
$-\dot{W}$ (kW)	$\dot{Q}_H$ (kW)	$-\dot{Q}_L$ (kW)	η (%)	T_{f_2} (°C)	T_{h_3} (°C)	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\dot{m}_h$ (kg/s)
17,3	480	308	36,0	392	389	0,0147	0,967

Tableau 40 : Variables de sortie de la maximisation du rendement dans le cas idéal

2.4.2.2.2.2. Etude de sensibilité paramétrique

2.4.2.2.2.2.1. Etude de sensibilité au titre massique dynamique en eau

L'hypothèse d'une détente isotherme de la vapeur est acceptable pour $0{,}01 < X_m < 0{,}1$. Il faut ajouter que plus X_m tend vers la limite haute, moins l'hypothèse est valide. Dans le cas de référence $X_m$est pris à 0,015, ce qui est proche de la limite basse. Dans ce paragraphe, le titre dynamique massique en eau du mélange varie de 0,01 à 0,05. Augmenter la proportion de l'eau dans le mélange entraine une augmentation de la température et la pression de vaporisation optimales de l'eau (respectivement Figure 115a et b).



(a) (b)

Figure 115 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction du titre dynamique massique en eau dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

L'augmentation de la proportion en eau entraine également une augmentation des performances du convertisseur, tout d'abord l'augmentation de la puissance produite (Figure 116a) puis l'augmentation du rendement au sens du premier principe (Figure 116b). Comme attendu, la puissance produite dans le cas de la maximisation de la puissance est supérieure à celle produite dans le cas de la maximisation du rendement. L'inverse est observé sur le rendement. Le comportement de la puissance est asymptotiqueau delà de $X_m = 0{,}05$.

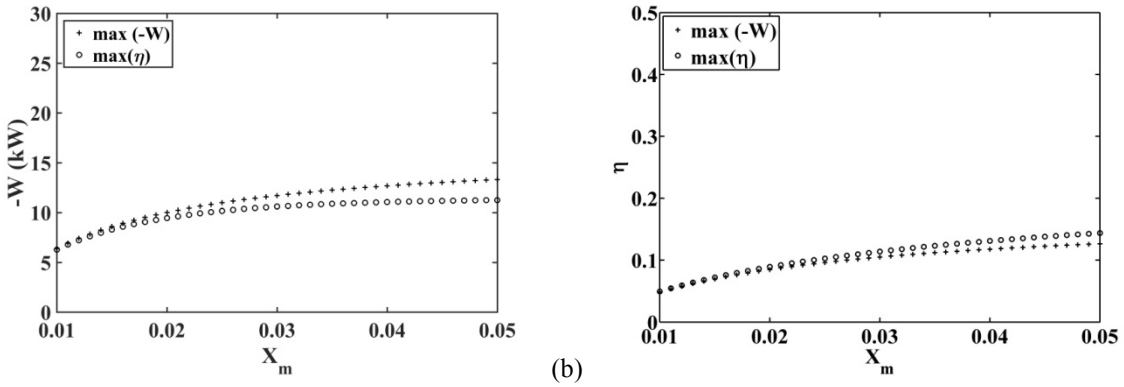


Figure 116 : (a) Puissance produite et (b) rendement ; en fonction du titre dynamique massique en eau dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

L'augmentation du titre dynamique massique en eau entraine une diminution du débit massique d'eau (Figure 117a). La diminution du débit massique d'huile est bien plus forte, Ainsi, les performances optimales augmentent, bien que les débits massiques des fluide cyclés diminuent. Cela est dû au fait que le coût de la pompe de circulation de l'huile est plus grand que l'énergie mécanique produite par la détente de l'huile. Le premier rôle de l'huile est de prendre la chaleur aux fumées et de la restituer à l'eau. Le deuxième rôle de l'huile est de modifier les propriétés de l'eau pour qu'elle se détende de façon isotherme. Et enfin son troisième rôle est de recevoir la quantité de mouvement de l'eau pendant sa détente. Ainsi, l'huile n'est pas un fluide moteur proprement dit. Augmenter la proportion d'huile dans le mélange permet à l'eau de se rapprocher d'une détente isotherme mais n'augmente pas la puissance nette produite qui comprend le coût en énergie mécanique de la pompe de circulation de l'huile.

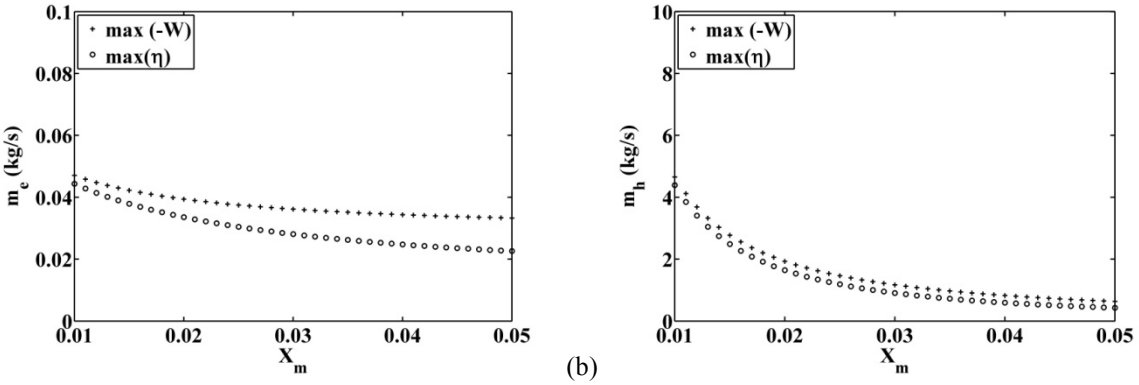


Figure 117 : (a) Débit massique d'eau et (b) débit massique d'huile ; en fonction du titre dynamique massique en eau dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

2.4.2.2.2.2.2. Etude de sensibilité à la production d'entropie dans les échangeurs

L'entropie produite dans les échangeurs est prise à $1\,W/K$, elle correspond à une estimation théorique de l'entropie produite dans le cas de référence du prototype. Dans ce paragraphe, une étude de sensibilité à la production d'entropie est faite, elle varie de $0\,W/K$ à $5\,W/K$. La température et la pression de vaporisation optimales dans le cas de la maximisation de la puissance ne dépendent pas de la production d'entropie (Figure 118 a et b). Par contre, dans le cas de la maximisation du rendement, l'augmentation de la production d'entropie induit une légère diminution de la température et de la pression de vaporisation optimales.

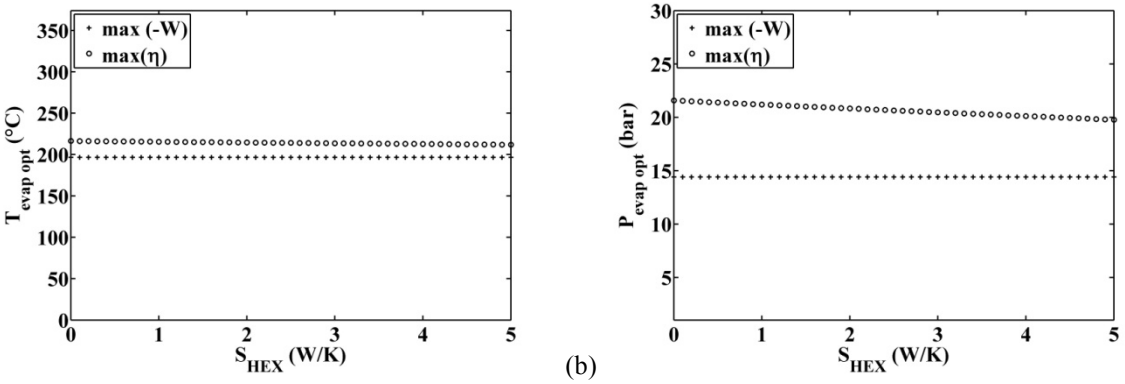


Figure 118 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction de la production d'entropie dans les échangeurs dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

Les performances du convertisseur (puissance produite Figure 119a et rendement Figure 119b) diminuent avec l'augmentation de la production d'entropie. Le débit massique d'eau et le débit massique d'huile dans le cas de la maximisation de la puissance ne sont pas sensibles à l'augmentation de l'entropie produite (Figure 120a et Figure 120b). Dans le cas de la maximisation du rendement, l'augmentation de la production d'entropie induit une très faible augmentation du débit massique d'eau et du débit massique d'huile.

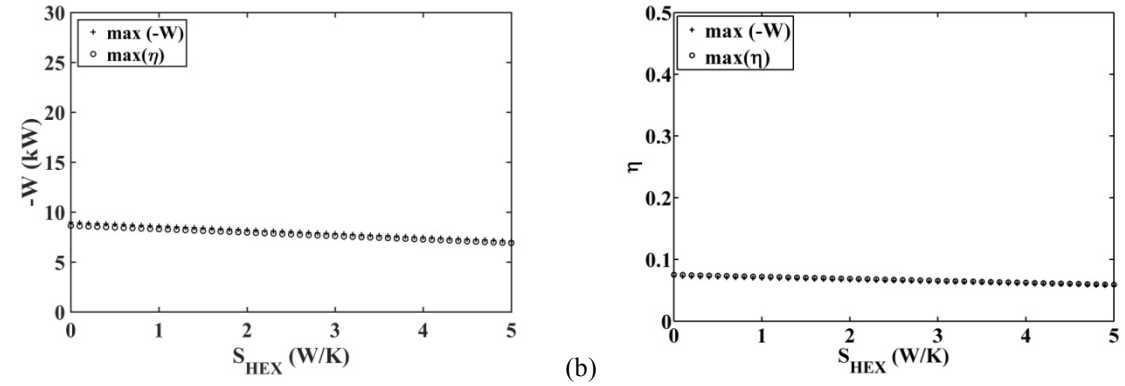
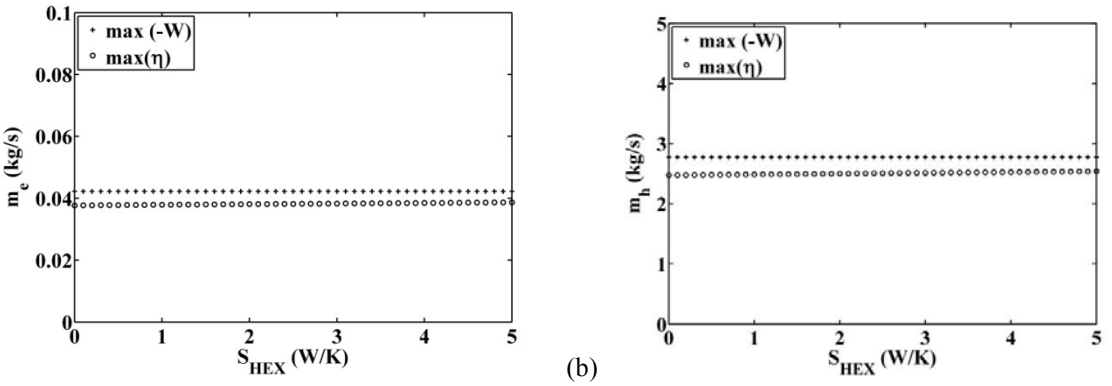


Figure 119 : (a) Puissance produite et (b) rendement ; en fonction de la production d'entropie dans les échangeurs dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

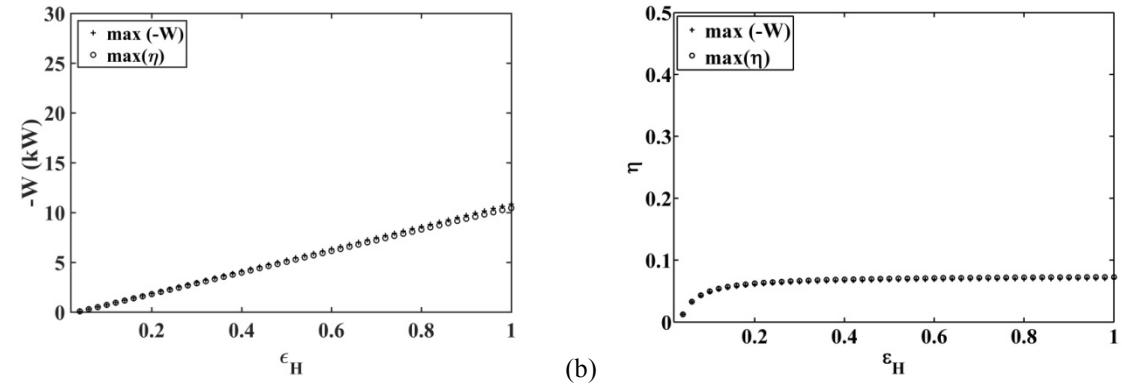


(a) (b)

Figure 120 : (a) Débit massique d'eau et (b) débit massique d'huile ; en fonction de la production d'entropie dans les échangeurs dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

2.4.2.2.2.2.3. Etude de sensibilité à l'efficacité de l'échangeur fumée-huile

L'efficacité de l'échangeur fumée-huile représente un coût d'investissement, en effet, plus la surface d'un échangeur est grande plus son efficacité est grande. L'augmentation de la puissance nette produite avec l'efficacité de l'échangeur est quasi-linéaire alors que le rendement a un comportement asymptotique. Cela est visible respectivement en Figure 121a et Figure 121b. Le cas limite d'un échangeur de chaleur d'efficacité valant 1 permettrait de produire une puissance de 10,8 kW pour un rendement de 7,03% dans le cas du maximum de puissance et 10,5 kW pour un rendement de 7,27% dans le cas du maximum de rendement.



(a) (b)

Figure 121 : (a) Puissance produite et (b) rendement; en fonction de l'efficacité de l'échangeur fumée-huile dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

La température optimale (Figure 122a) et la pression optimale (Figure 122b) de vaporisation dans le cas de la maximisation de la puissance produite ne dépend pas de l'efficacité de l'échangeur fumée-huile sauf pour de très faibles efficacités ($\varepsilon_H < 0{,}20$). Dans le cas de la maximisation du rendement, la température haute optimale augmente avec l'efficacité de l'échangeur (Figure 122a). L'augmentation de la pression de vaporisation optimale correspondant est donnée en Figure 122b.

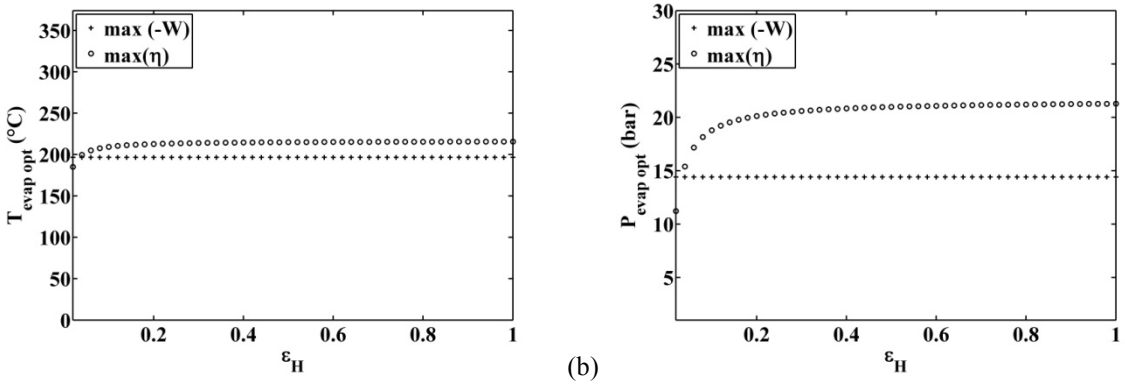


Figure 122 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction de l'efficacité de l'échangeur fumée-huile dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

2.4.2.2.2.2.4. Etude de sensibilité à la température de la fumée en entrée d'échangeur fumée-huile

En deçà d'une température de fumée de 160 °C, la puissance mécanique produite par le convertisseur et le rendement sont nuls (Figure 123a et Figure 123b). L'augmentation de la puissance nette produite avec l'augmentation de la température est quasi-linéaire alors que le rendement à un comportement asymptotique.

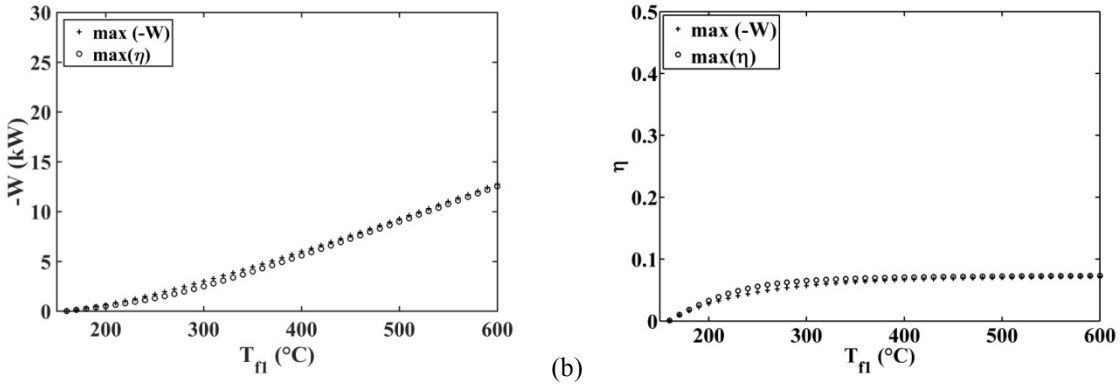
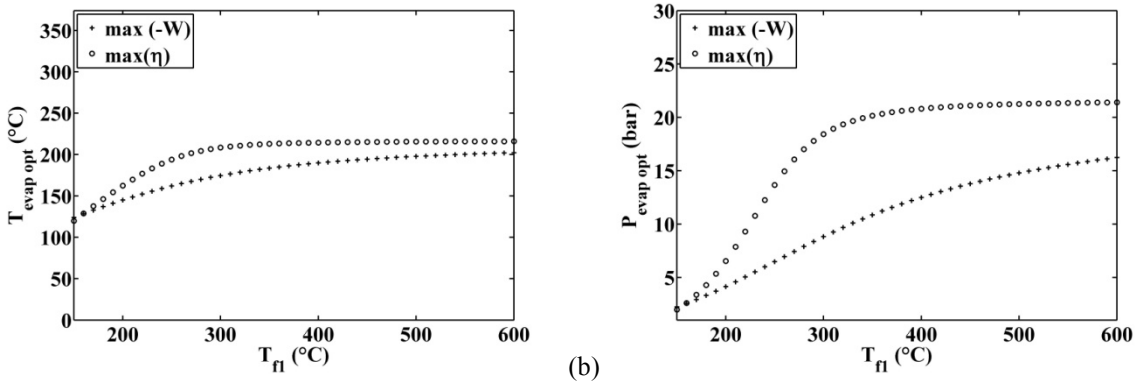


Figure 123 : (a) Puissance produite et (b) rendement; en fonction de la température de la fumée disponible dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

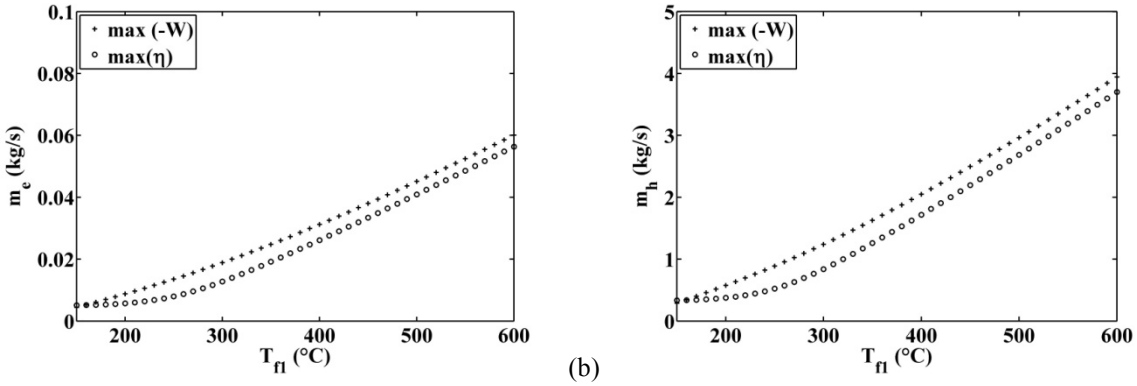
La température optimale de vaporisation et la pression correspondante augmentent avec la température de la fumée T_{f_1} (Figure 124). Dans le cas de la maximisation de la puissance produite la température et la pression de vaporisation optimales sont moins grandes que dans le cas de la maximisation du rendement. Dans le cas de la maximisation du rendement, la température et la pression de vaporisation tendent vers une valeur asymptotique valant respectivement $462\,°C$ et $22\,bar$. Lorsque la température des fumées est de $160\,°C$, le température de vaporisation est proche de la température de condensation, ce qui explique que la puissance nette produite soit nulle.



(a) (b)

Figure 124 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction de la température de la fumée disponible dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

Les débits massiques d'eau (Figure 125a) et d'huile (Figure 125b) augmentent quasi-linéairement avec l'augmentation de la température des fumées T_{f_1}. Les débits massiques sont plus grands dans le cas de la maximisation du rendement que dans le cas de la maximisation de la puissance nette produite.

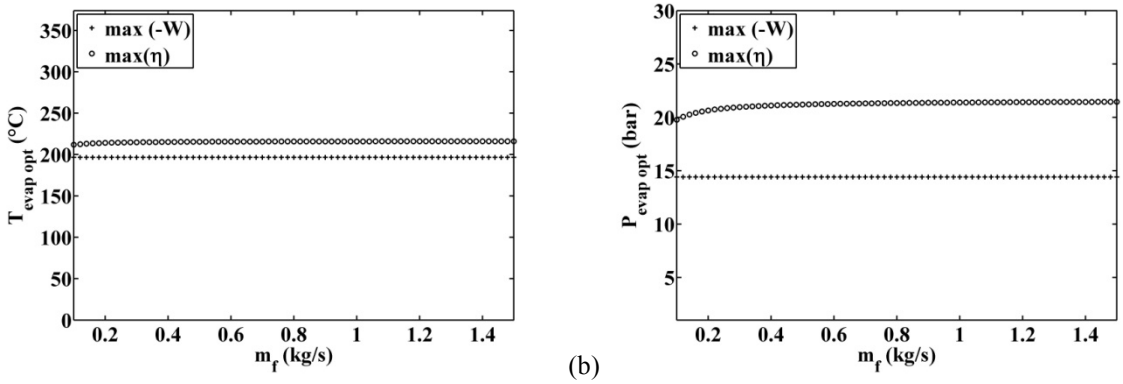


(a) (b)

Figure 125 : (a) Débit massique de l'eau et (b) débit massique de l'huile ; en fonction de la température de la fumée disponible dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

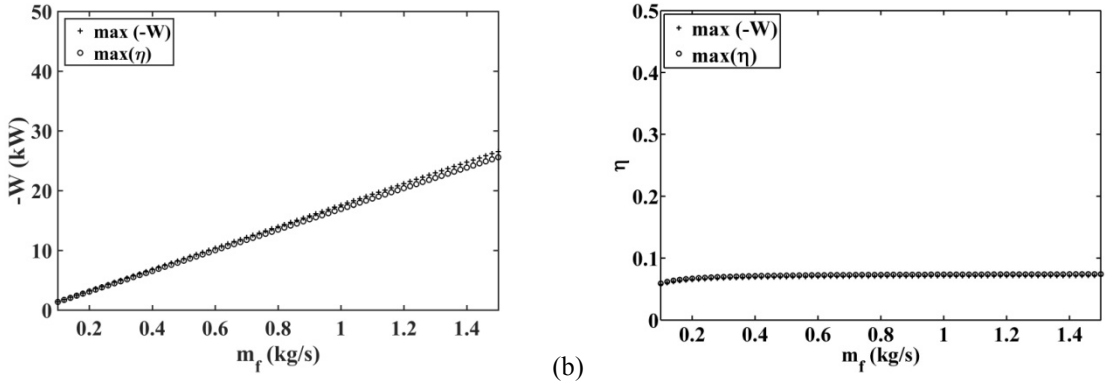
2.4.2.2.2.2.5. Etude de sensibilité au débit massique de fumée

Comme le montrent les Figure 126a et Figure 126b, la température et la pression de vaporisation optimales ne dépendent pas du débit massique des fumées. L'augmentation du débit massique des fumées entraine cependant une augmentation de la puissance produite (Figure 127a) mais pas du rendement (Figure 127b).



(a) (b)

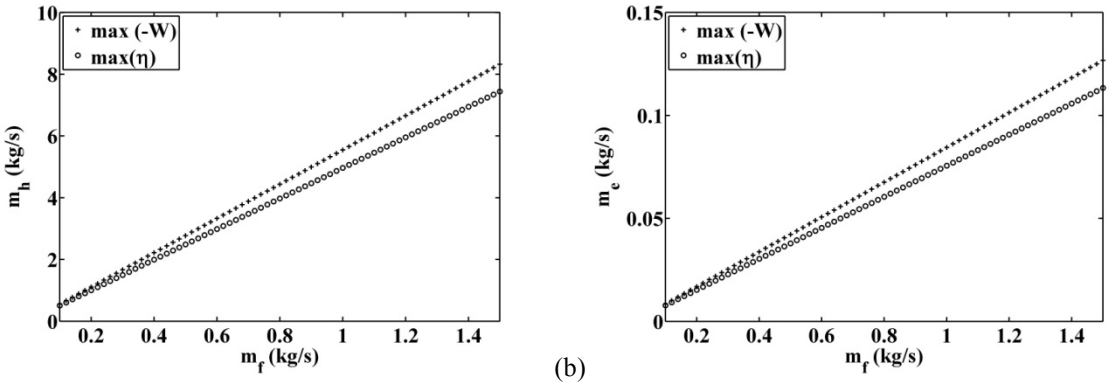
Figure 126 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction du débit massique de fumée dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement



(a) (b)

Figure 127 : (a) Puissance produite et (b) rendement; en fonction du débit massique de fumée dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

L'augmentation du débit massique des fumées entraine une augmentation linéaire du débit massique d'eau (Figure 128a) et du débit massique d'huile (Figure 128b). Les débits massiques des fluides sont plus grands dans le cas de la maximisation de la puissance que dans le cas de la maximisation du rendement.

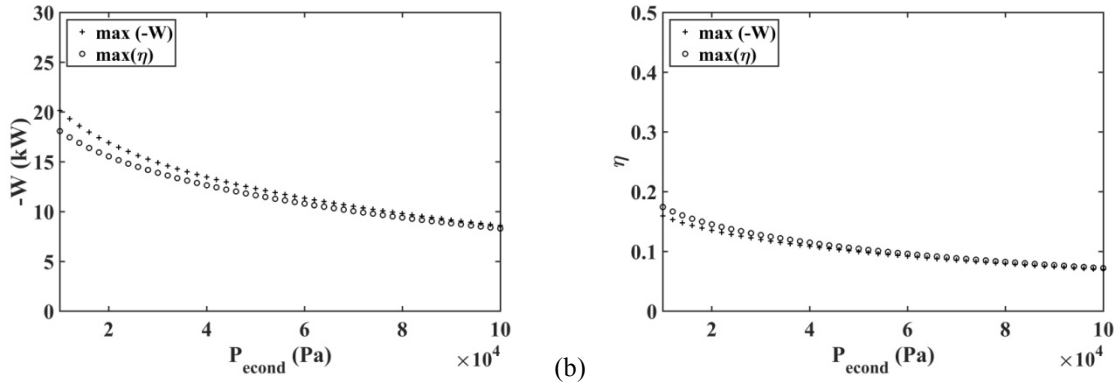


(a) (b)

Figure 128 : (a) Débit massique d'eau et (b) débit massique d'huile; en fonction du débit massique de fumée dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

2.4.2.2.2.2.6. Etude de sensibilité à la pression de condensation

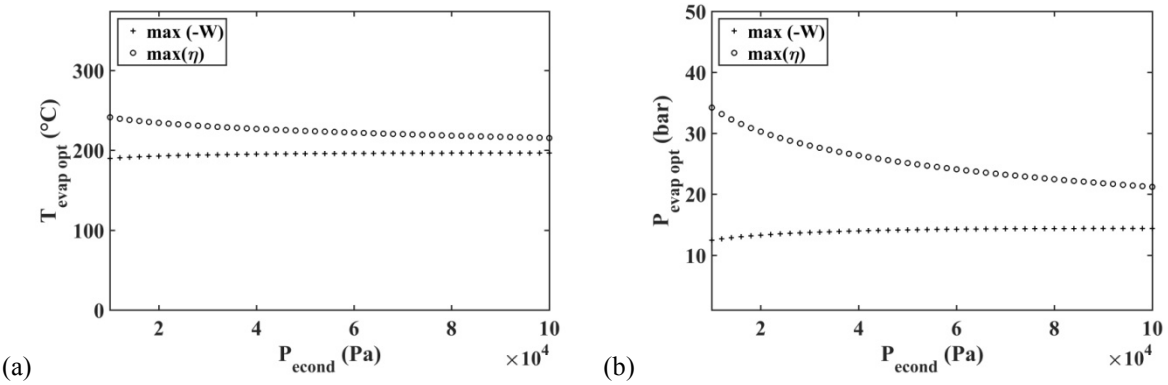
Diminuer la pression de condensation permet d'augmenter la puissance nette produite (Figure 129a) et le rendement (Figure 129b). L'augmentation est très significative, dans le cas de la maximisation de la puissance, une diminution de la pression de condensation de 1 bar à 0,1 bar permet d'augmenter la puissance de 8,6 kW à 20,1 kW, ce qui correspond à une augmentation de 134%. Cela correspond à une augmentation de rendement de 6,97 % à 16,0 %, qui représente une augmentation de 130%. L'augmentation de la puissance dans le cas de la maximisation du rendement est de 116% et l'augmentation du rendement est de 141%.



(a) (b)

Figure 129 : (a) Puissance produite et (b) rendement; en fonction de la pression de condensation dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

La température (ou la pression) de vaporisation qui maximise la puissance nette produite diminue très faiblement avec la diminution de la température de condensation (Figure 130). Par contre, dans le cas de la maximisation du rendement, c'est l'inverse, la température et la pression de vaporisation optimales augmentent avec la diminution de la pression de condensation.

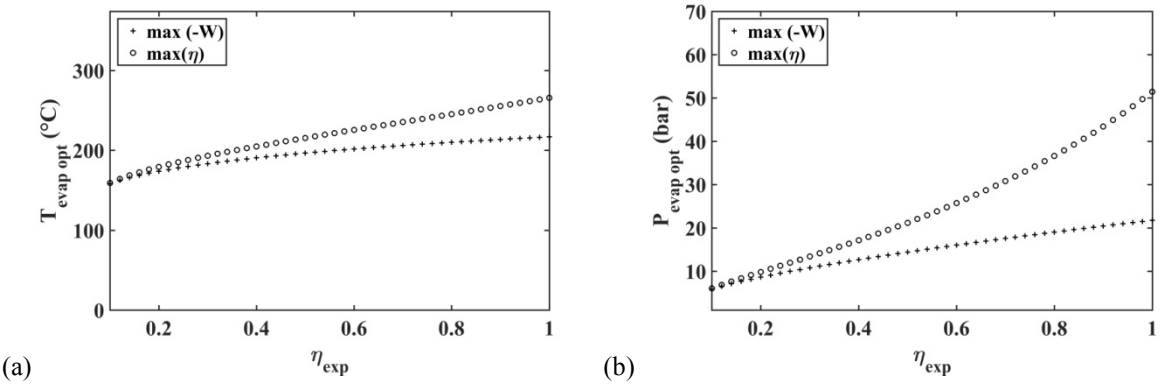


(a) (b)

Figure 130 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction de la pression de condensation dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

2.4.2.2.2.2.7. Etude de sensibilité au rendement de détente

Le rendement de détente influe sur les optima (Figure 131). L'augmentation du rendement de détente implique une forte augmentation de la température et de la pression de vaporisation dans le cas de la maximisation du rendement et une plus faible augmentation dans le cas de la maximisation de la puissance nette produite.



(a) (b)

Figure 131 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction du rendement de détente dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

L'augmentation du rendement de détente entraine une augmentation quasi-linéaire de la puissance nette produite (Figure 132a) et du rendement (Figure 132b). Dans le cas limite où le rendement de détente serait de 1, la puissance nette maximale produite serait de 20,5 kW et le rendement maximal de 19,6%.

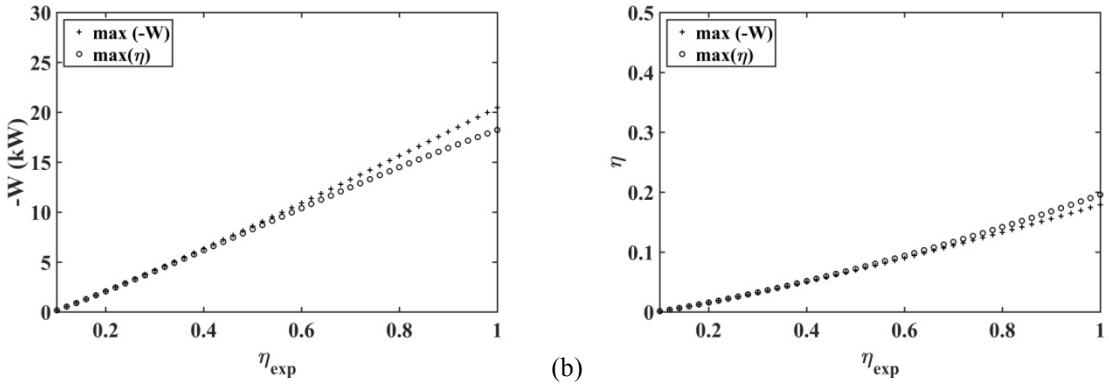


Figure 132 : (a) Puissance produite et (b) rendement; en fonction du rendement de détente dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

2.4.2.2.2.2.8. Etude de sensibilité au rendement de la pompe à huile

L'augmentation du rendement de la pompe à huile entraine une augmentation de la température et de la pression de vaporisation dans les deux optimisations (maximisation de la puissance et maximisation du rendement) mais cette augmentation est la encore plus forte dans le cas de la maximisation du rendement (Figure 133).

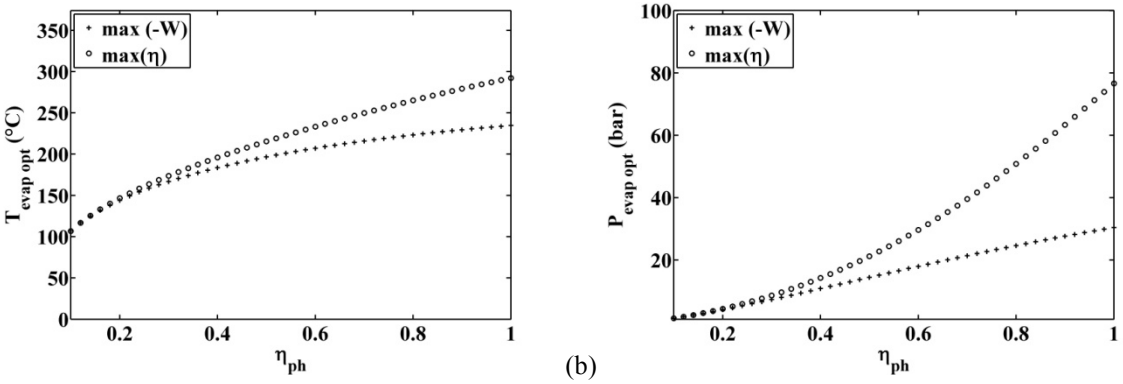


Figure 133 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction du rendement de la pompe à huile dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

Les Figure 134a et Figure 134b montrent que la puissance produite et le rendement du convertisseur augmentent de manière significative avec l'augmentation du rendement de la pompe à huile. Dans le cas où la pompe à huile serait idéale, son rendement serait de 1, la puissance maximale que produirait le convertisseur serait de 12,9 kW et le rendement maximal serait de 13,6%.

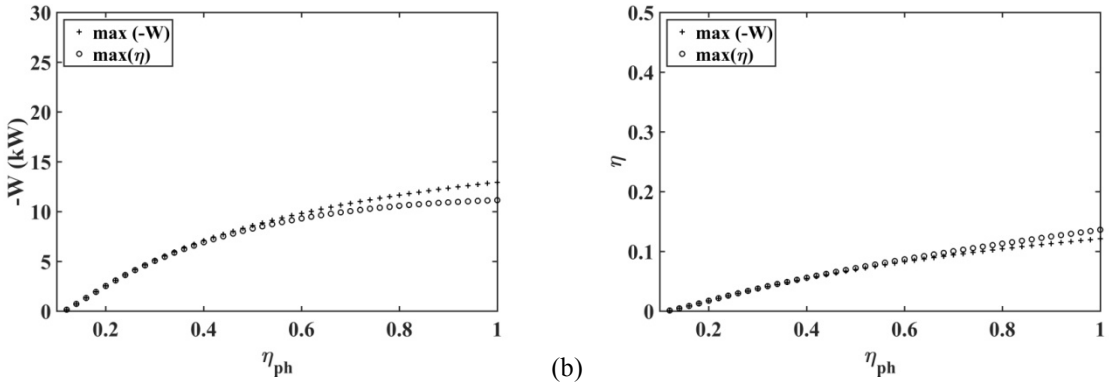


Figure 134 : (a) Puissance produite et (b) rendement; en fonction du rendement de la pompe à huile dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

2.4.2.2.2.2.9. Etude de sensibilité au rendement de la pompe à eau

La température et la pression de vaporisation optimales ne sont quasiment pas sensibles au rendement de la pompe à eau (Figure 135). La variation du rendement de la pompe à eau n'influe pas sur la puissance produite (Figure 136a) ni sur le rendement (Figure 136b).

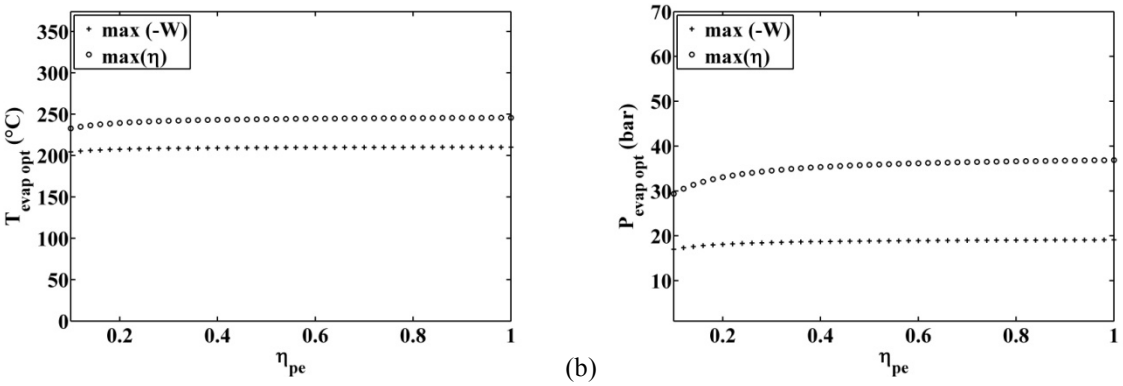


Figure 135 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction du rendement de la pompe à eau dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

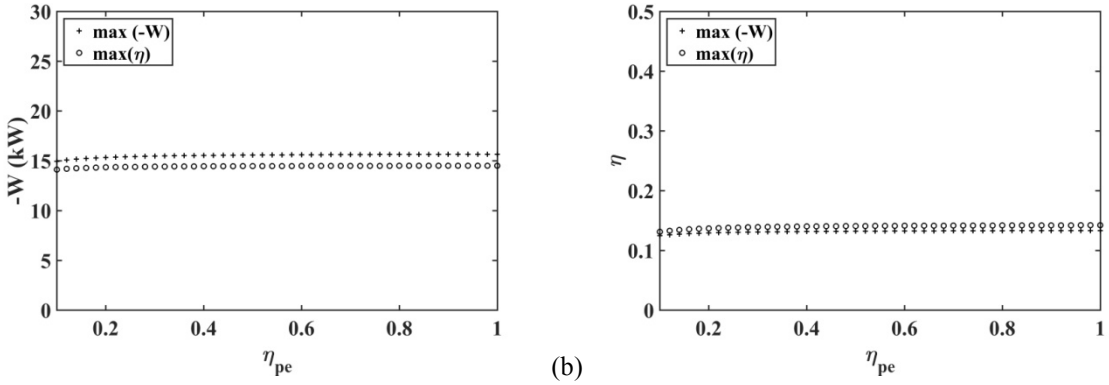


Figure 136 : (a) Puissance produite et (b) rendement; en fonction du rendement de la pompe à eau dans le cas de la maximisation de la puissance et de la maximisation du rendement

2.4.3. Optimisation avec surchauffe de la vapeur d'eau

2.4.3.1. Hypothèses de l'optimisation

L'optimisation dans le cas de référence sans surchauffe de la vapeur aboutit à une puissance nette produite de 8,6 kW pour un rendement de 6,97% alors que la simulation dans le cas de référence avec surchauffe de la vapeur aboutissait à une puissance de 10,2 kW pour un rendement de 11,2%. Il est alors évident que la contrainte qui impose que l'eau ne puisse être surchauffée réduit les performances du convertisseur. Ainsi, dans cette seconde optimisation, la contrainte qui impose que l'eau ne soit pas surchauffée (équation (376)) est supprimée. L'optimisation a donc un degré de liberté supplémentaire qui permet d'optimiser le système par variation de la température de vaporisation mais également par variation du débit massique d'eau (Figure 137).

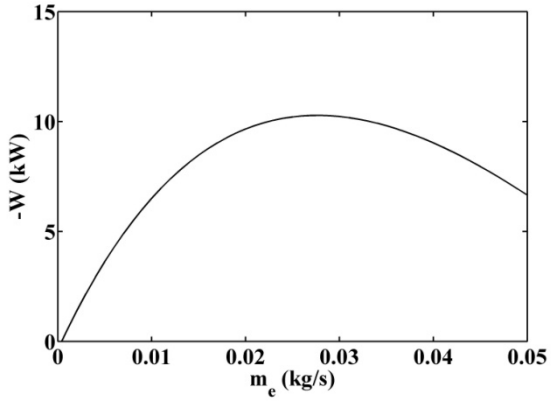


Figure 137 : Puissance nette produite en fonction du débit massique d'eau

L'optimum doit satisfaire les relations suivantes :

$$\frac{\partial(-\dot{W})}{\partial T_{e_{vap}}} = \frac{\partial(-\dot{W})}{\partial \dot{m}_e} = 0 \tag{381}$$

2.4.3.2. Optimisation de Turbosol® dans le cas de référence

Les paramètres utilisés sont identiques que pour l'optimisation précédente (Tableau 35). La température de vaporisation optimale est de 198 °C, ce qui correspond à une pression de vaporisation de 14,9 bar. Les données de sortie de l'optimisation sont relevées en Tableau 41. La puissance produite est de 10,3 kW pour une consommation de 89,4 kW thermiques. Ainsi le rendement est de 11,5 %. La fumée sort du système à 316 °C et permet de chauffer l'huile à 294 °C. Les débits massiques optimum de l'eau et de l'huile sont respectivement 0,0275 kg/s et 1,81 kg/s. L'entropie produite dans le convertisseur est de 26,1 W/K. La température de surchauffe de la vapeur d'eau est de 275 °C. Le point de fonctionnement optimum est proche du point de référence de la simulation.

$-\dot{W}$ (kW)	$\dot{Q}_H$ (kW)	$-\dot{Q}_L$ (kW)	η (%)	T_{f_2} (°C)	T_{h_3} (°C)	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\dot{m}_h$ (kg/s)
10,3	89,4	79,1	11,5	316	294	0,0275	1,81

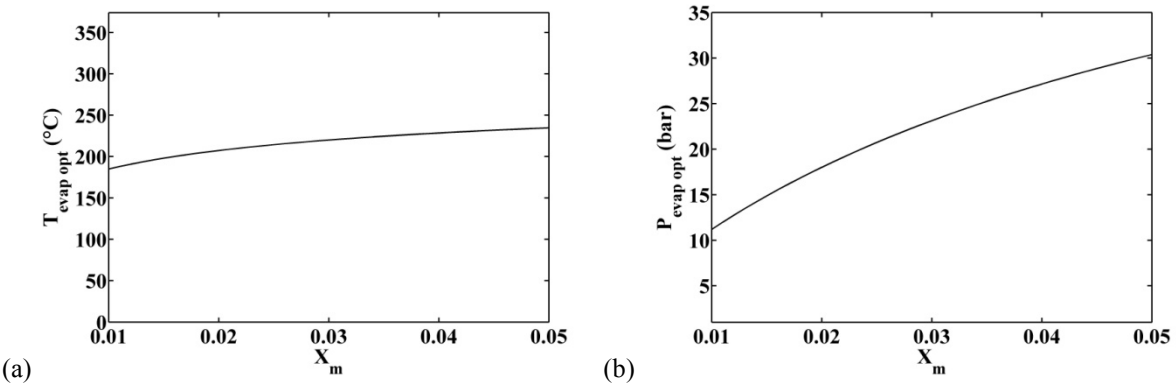
Tableau 41 : Variables de sortie de la maximisation de la puissance dans le cas de référence

Dans le cas où il n'y a pas de dissipations internes, l'optimisation aboutit au cas sans surchauffe du paragraphe 2.4.2.2.1.2.2. L'optimisation par maximisation du rendement au sens du premier principe implique un débit massique d'eau très petit et donc une puissance produite très faible. Les résultats n'ont donc pas été repris. L'étude de sensibilité porte alors seulement sur la maximisation de la puissance.

2.4.3.3. Etude de sensibilité paramétrique

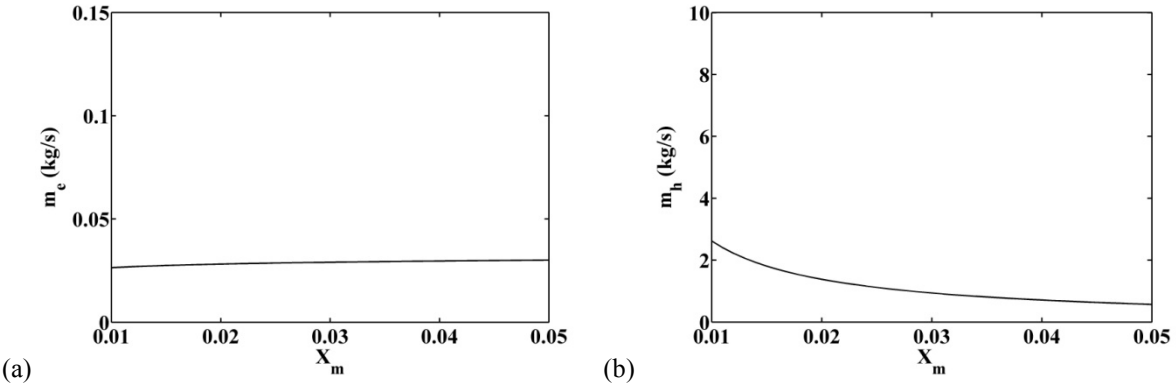
2.4.3.3.1 Etude de sensibilité au titre massique dynamique en eau

La température haute optimale (Figure 138a) et la pression haute optimale (Figure 138b) augmentent avec l'augmentation du titre massique dynamique en eau. Le débit massique d'eau optimal augmente très peu avec l'augmentation du titre massique dynamique en eau (Figure 139a), ce qui implique que le débit d'huile diminue avec l'augmentation du titre dynamique massique en eau (Figure 139b).



(a) (b)

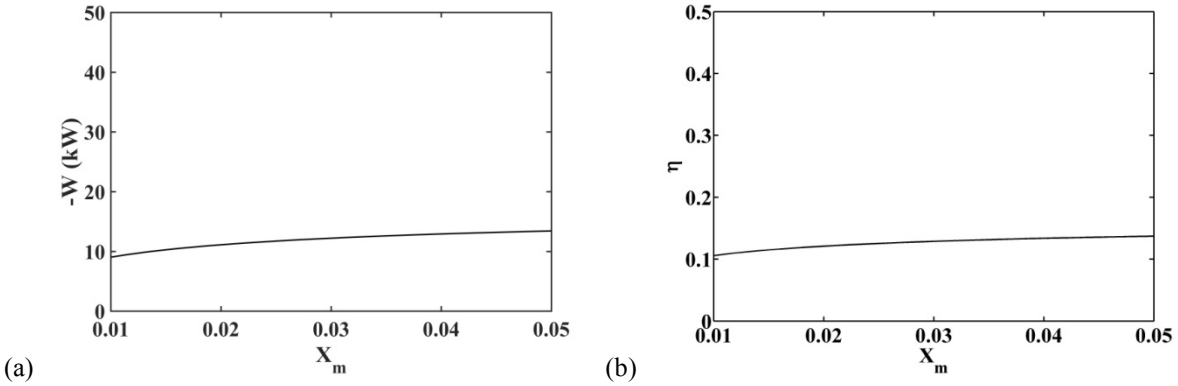
Figure 138 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction du titre dynamique massique en eau dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur



(a) (b)

Figure 139 : (a) Débit massique d'eau optimal et (b) débit massique d'huile ; en fonction du titre dynamique massique en eau dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

La puissance nette produite ainsi que le rendement au sens du premier principe augmentent légèrement avec l'augmentation du titre dynamique massique en eau comme le montrent respectivement les Figure 140a et Figure 140b.

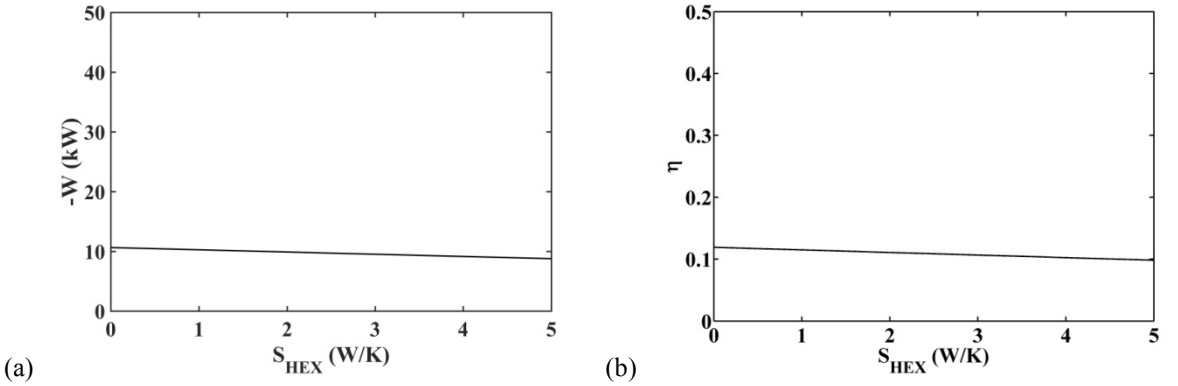


(a) (b)

Figure 140 : (a) Puissance produite et (b) rendement ; en fonction du titre dynamique massique en eau dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

2.4.3.3.2 Etude de sensibilité à la production d'entropie dans les échangeurs

La température haute optimale ainsi que le débit massique d'eau optimal ne dépendent pas de la production d'entropie dans les échangeurs. L'augmentation des irréversibilités par perte de pression dans les échangeurs entrainent une diminution de la puissance nette produite Figure 141a et une diminution du rendement au sens du premier principe Figure 141b.

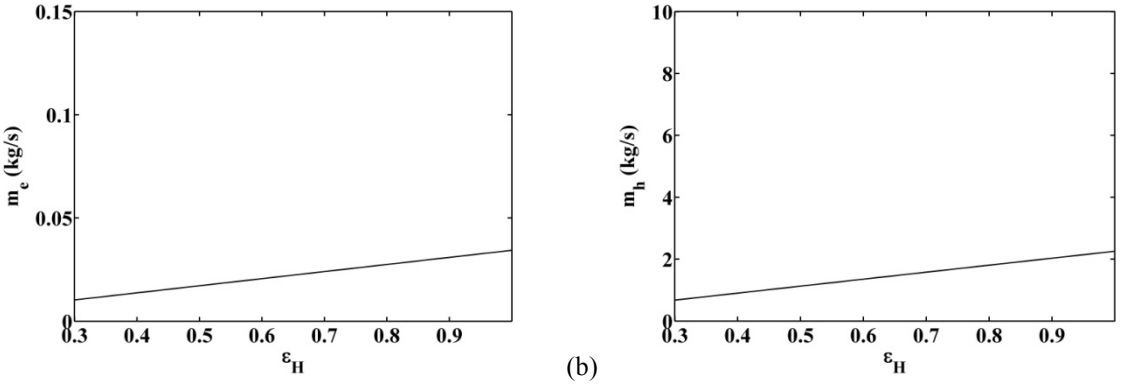


(a) (b)

Figure 141 : (a) Puissance produite et (b) rendement ; en fonction de la production d'entropie dans les échangeurs dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

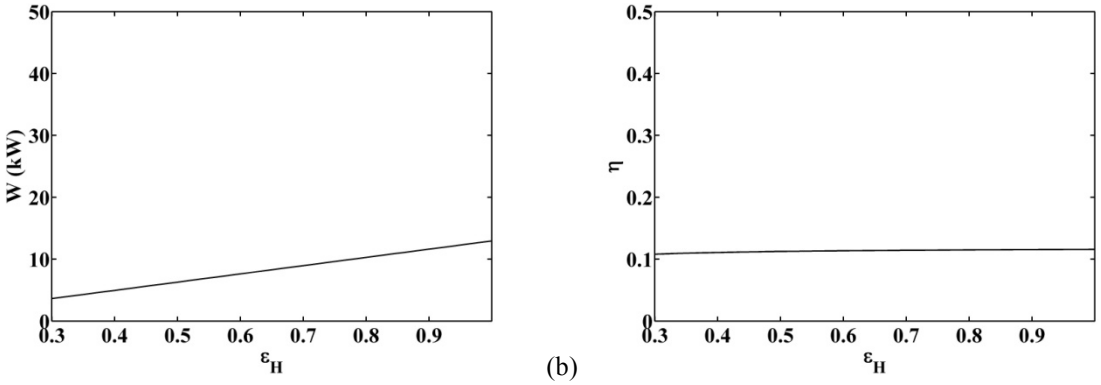
2.4.3.3.3 Etude de sensibilité à l'efficacité de l'échangeur fumée-huile

L'augmentation de l'efficacité de l'échangeur fumée-huile entraine une augmentation du débit massique d'eau optimal (Figure 142a) et donc une augmentation du débit massique d'huile (Figure 142b). Par contre, la température de vaporisation optimale ne dépend pas de l'efficacité de l'échangeur, elle reste de 198 °C. La puissance produite (Figure 143a) augmente avec l'efficacité de l'échangeur fumée-huile alors que le rendement est constant (Figure 143b).



(a) (b)

Figure 142 : (a) Débit massique d'eau optimal et (b) débit massique d'huile; en fonction de l'efficacité de l'échangeur fumée-huile dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

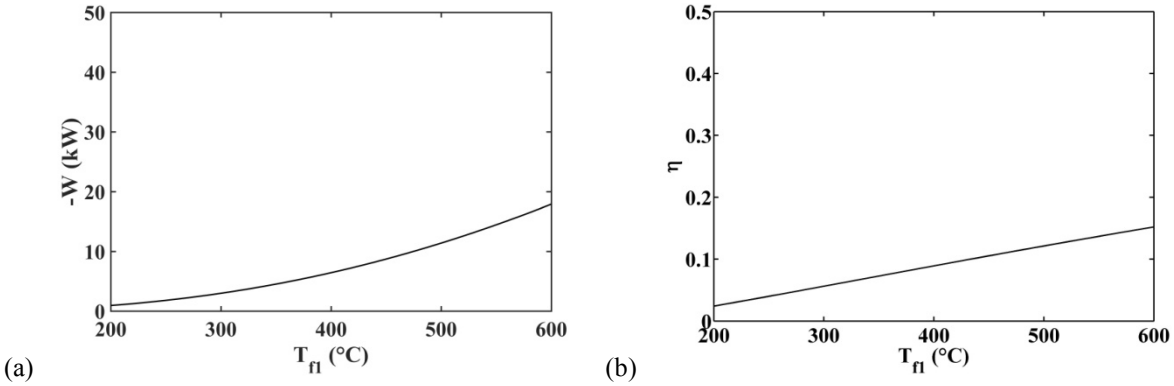


(a) (b)

Figure 143 : (a) Puissance produite et (b) rendement; en fonction de l'efficacité de l'échangeur fumée-huile dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

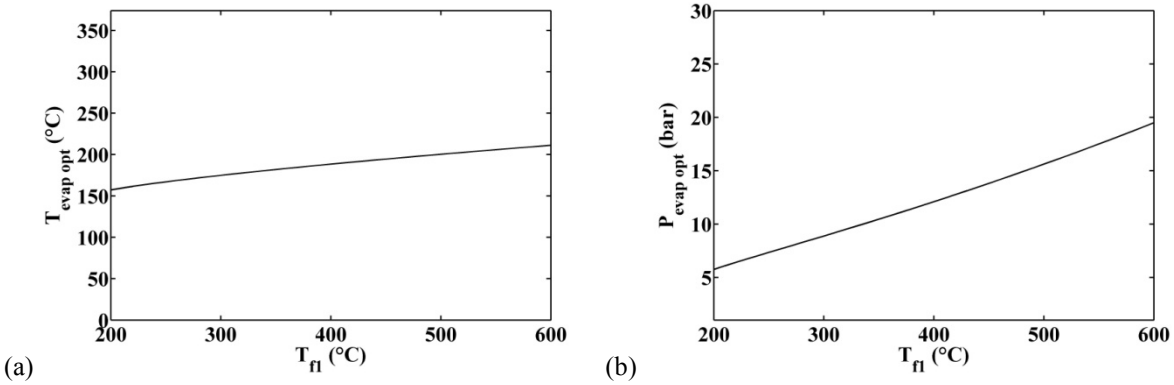
2.4.3.3.4 Etude de sensibilité à la température de la fumée en entrée d'échangeur fumée-huile

La puissance produite et le rendement augmentent avec la température de la fumée en entrée d'échangeur fumée-huile comme le montrent respectivement les Figure 144a et Figure 144b. Cela est dû à l'augmentation de la température de vaporisation optimale (Figure 145a), (donc de la pression de vaporisation optimale (Figure 145b)), du débit massique d'eau optimal (Figure 146a) et du débit massique d'huile résultant (Figure 146b).



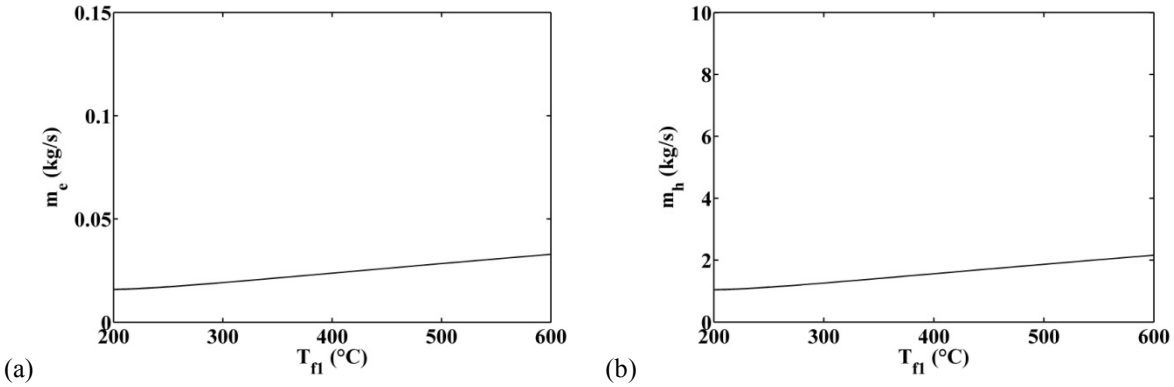
(a) (b)

Figure 144 : (a) Puissance produite et (b) rendement; en fonction de la température de la fumée disponible dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur



(a) (b)

Figure 145 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction de la température de la fumée disponible dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

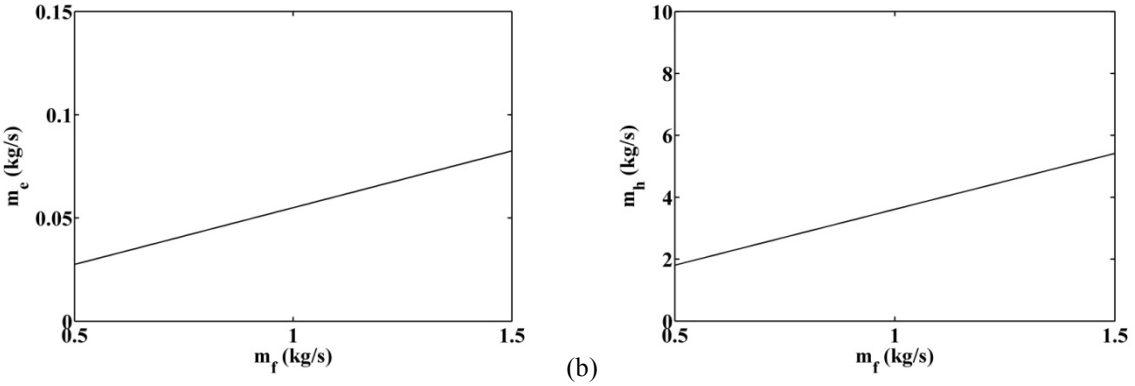


(a) (b)

Figure 146 : (a) Débit massique d'eau optimal et (b) débit massique de l'huile ; en fonction de la température de la fumée disponible dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

2.4.3.3.5 Etude de sensibilité au débit massique de fumée

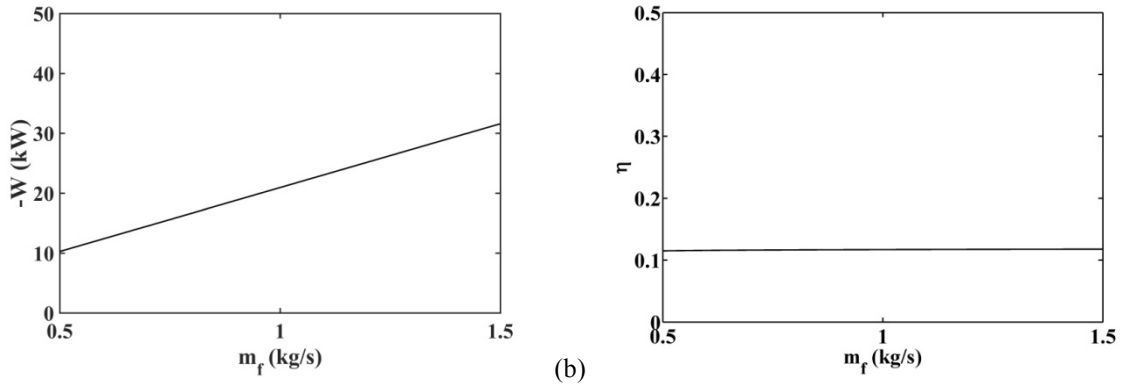
La température de vaporisation optimale de l'eau ne dépend pas du débit massique des fumées. Par contre, le débit massique d'eau optimal augmente linéairement avec le débit massique des fumées ainsi que le débit massique d'huile comme le montrent les Figure 147a et Figure 147b.



(a) (b)

Figure 147 : (a) Débit massique d'eau optimal et (b) débit massique d'huile ; en fonction du débit massique de fumée dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

La puissance nette produite augmente également linéairement avec le débit massique des fumées (Figure 148a) alors que le rendement au sen du premier principe n'y est pas sensible (Figure 148b).

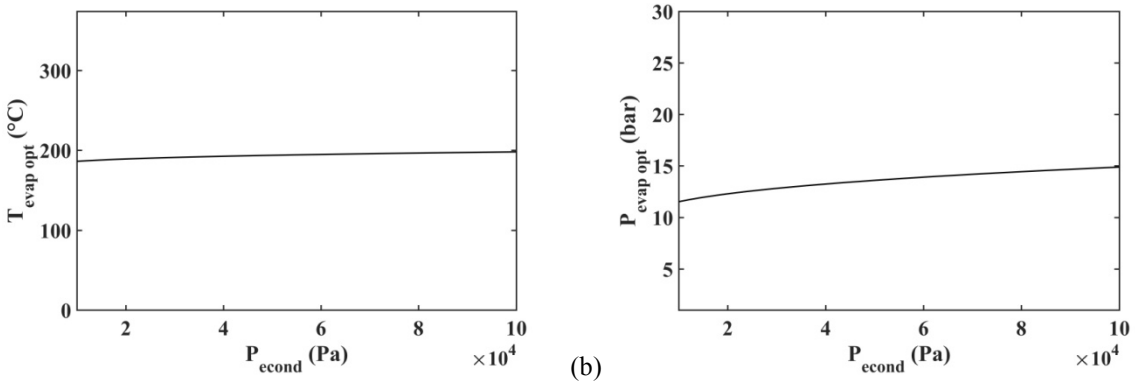


(a) (b)

Figure 148 : (a) Puissance produite et (b) rendement; en fonction du débit massique de fumée dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

2.4.3.3.6 Etude de sensibilité à la pression de condensation

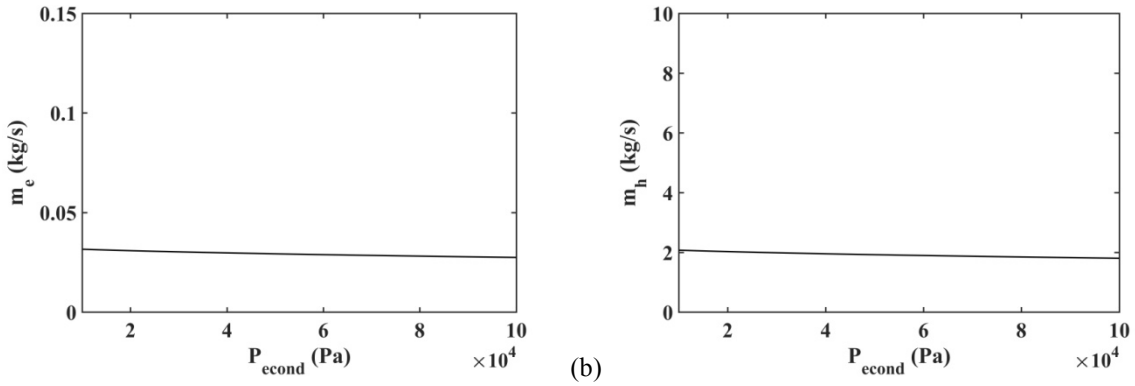
La température de vaporisation optimale et ainsi, la pression de vaporisation optimale diminuent quand la pression de condensation diminue (Figure 149a et Figure 149b).



(a) (b)

Figure 149 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction de la pression de condensation dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

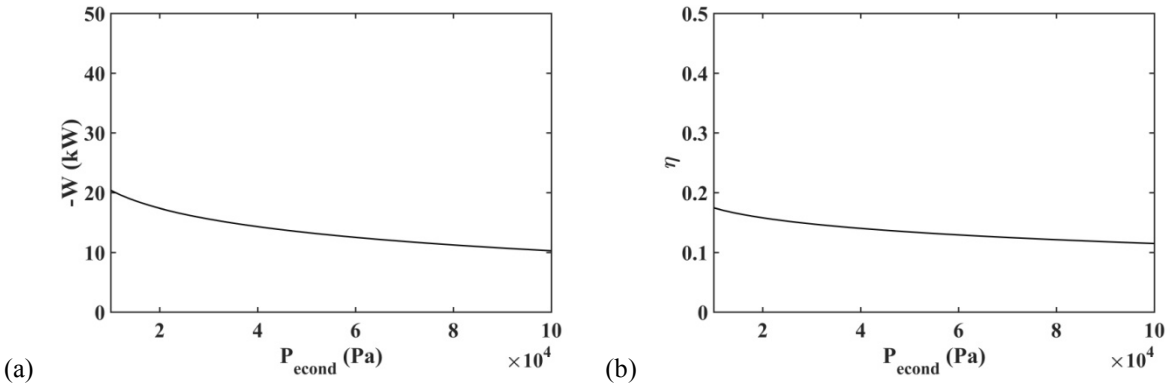
Cette diminution de température de vaporisation optimale s'accompagne une légère augmentation du débit massique d'eau optimal (Figure 150a) et du débit massique d'huile (Figure 150b).



(a) (b)

Figure 150 : (a) Débit massique d'eau optimal et (b) débit massique d'huile; en fonction de la pression de condensation dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

Les performances du convertisseur sont meilleures pour de faibles valeurs de la pression de condensation (puissance Figure 151a et rendement Figure 151b). Mais la diminution de la pression de condensation en dessous de la pression atmosphérique entraine un coût supplémentaire d'installation.

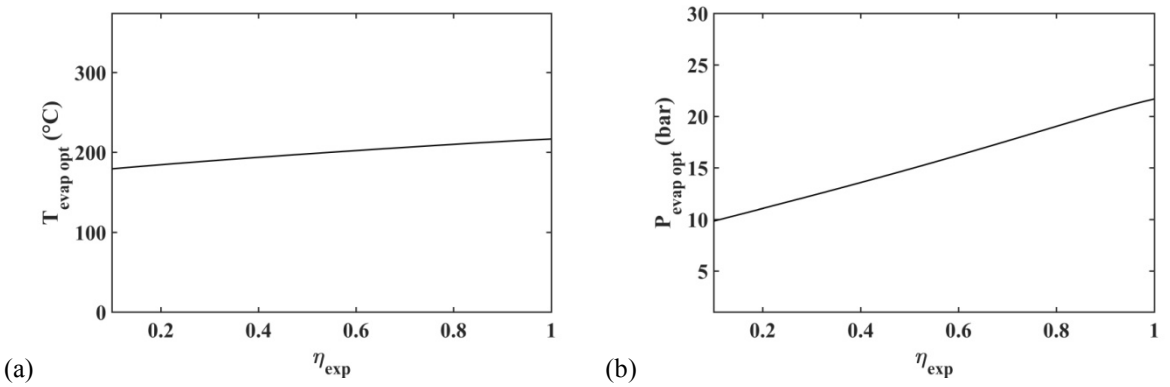


(a) (b)

Figure 151 : (a) Puissance produite et (b) rendement; en fonction de la pression de condensation dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

2.4.3.3.7 Etude de sensibilité au rendement de la détente

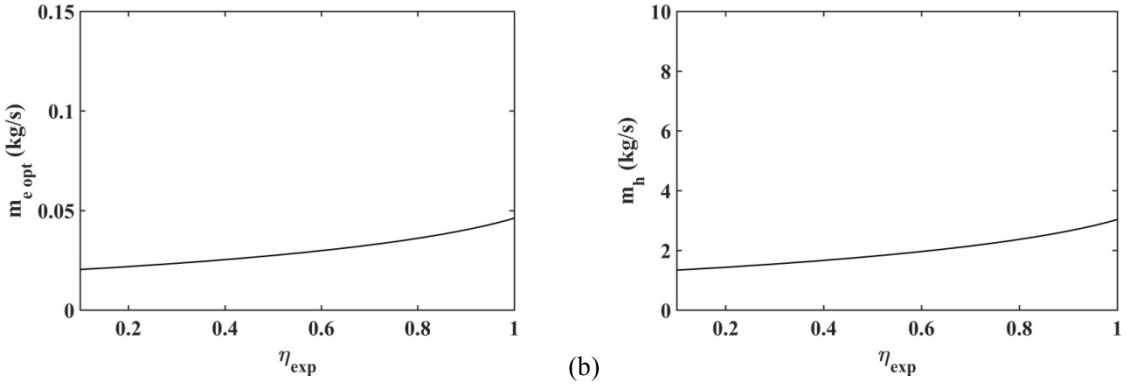
Le rendement de la détente n'est pas validé expérimentalement, c'est pourquoi l'étude de sensibilité à sa valeur est importante. La température de vaporisation optimale (Figure 152a) et la pression de vaporisation optimale (Figure 152b) augmentent significativement avec le rendement global de détente.



(a) (b)

Figure 152 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction du rendement de détente dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

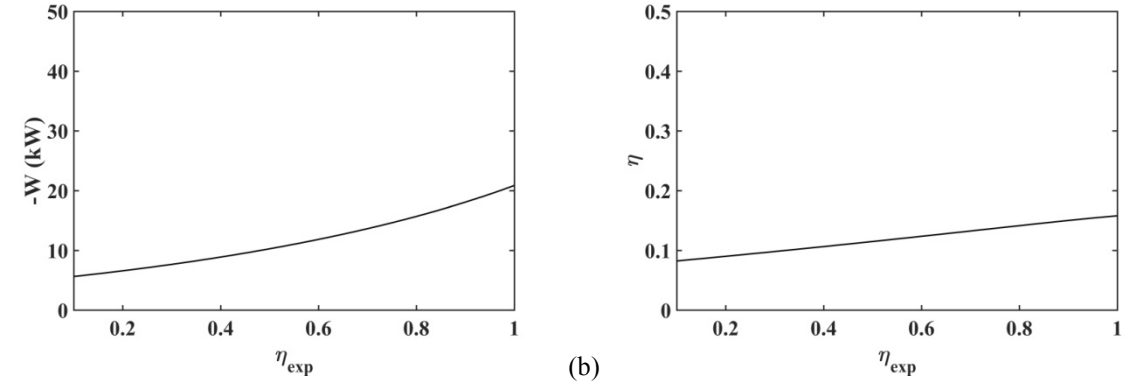
De même, les débits massique d'eau et d'huile augmentent avec le rendement de détente comme le montrent les Figure 153a et Figure 153b.



(a) (b)

Figure 153 : (a) Débit massique d'eau optimal et (b) débit massique d'huile ; en fonction du rendement de détente dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

Comme attendu, les performances sont largement améliorées lorsque le rendement de la détente augmente. La puissance augmente fortement et non linéairement avec l'augmentation du rendement (Figure 154a) et le rendement augmente linéairement (Figure 154b).



(a) (b)

Figure 154 : (a) Puissance produite et (b) rendement; en fonction du rendement de détente dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

2.4.3.3.8 Etude de sensibilité au rendement de la pompe à huile

Le rendement de la pompe à huile est une donnée du constructeur. L'étude de sensibilité à sa valeur permet de voir quelles performances pourraient être obtenues si la pompe à huile était plus ou moins efficace. La température de vaporisation optimale et ainsi la pression de vaporisation optimale augmentent significativement avec le rendement de la pompe à huile comme le montrent respectivement les Figure 155a et Figure 155b.

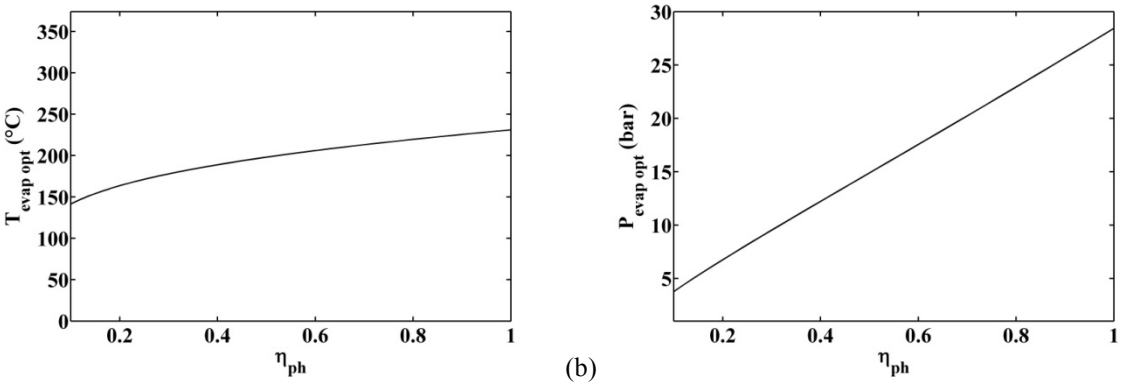


Figure 155 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction du rendement de la pompe à huile dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

Le débit massique d'eau optimal et le débit massique d'huile résultant augmentent peu avec le rendement global de la pompe à huile (Figure 156a et Figure 156b).

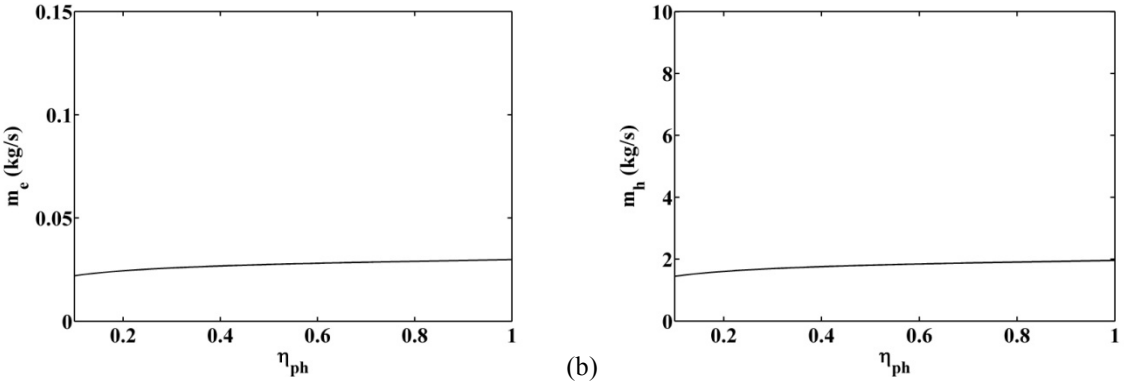
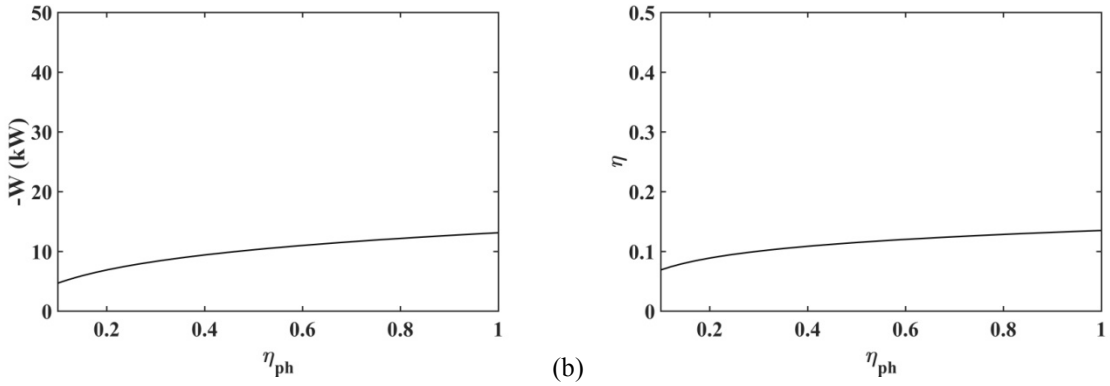


Figure 156 : (a) Débit massique d'eau optimal et (b) débit massique d'huile; en fonction du rendement de la pompe à huile dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

La puissance produite augmente significativement avec le rendement de la pompe à huile (Figure 157a). De même le rendement au sens du premier principe augmente avec le rendement global de la pompe à huile (Figure 157b).

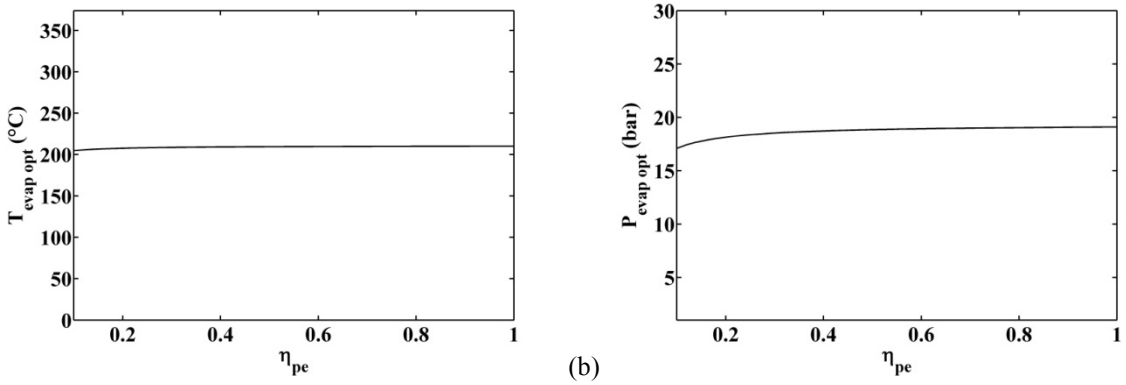


(a) (b)

Figure 157 : (a) Puissance produite et (b) rendement; en fonction du rendement de la pompe à huile dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

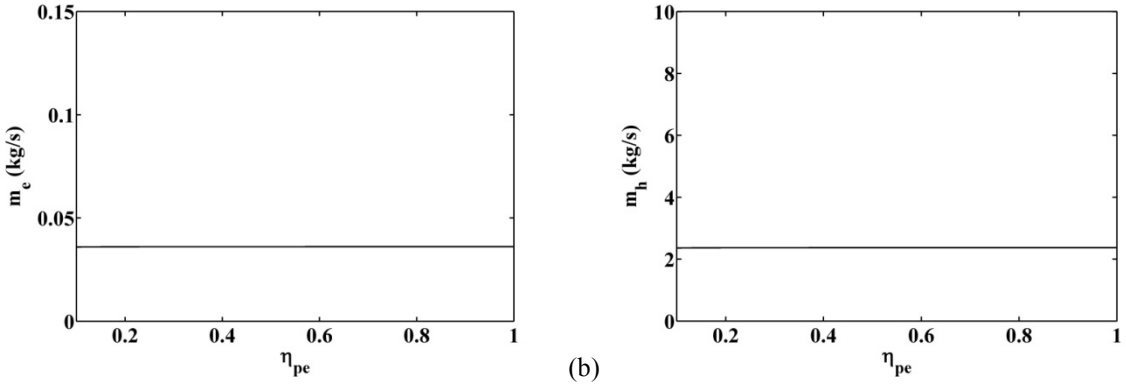
2.4.3.3.9 Etude de sensibilité au rendement de la pompe à eau

L'augmentation du rendement de la pompe à eau entraine une très légère augmentation de la température haute optimale et de la pression haute optimale (Figure 158a et Figure 158b). Par contre, l'augmentation du rendement global de la pompe à eau n'influe pas sur les débits massiques d'eau et d'huile optimaux (Figure 159a et Figure 159b).



(a) (b)

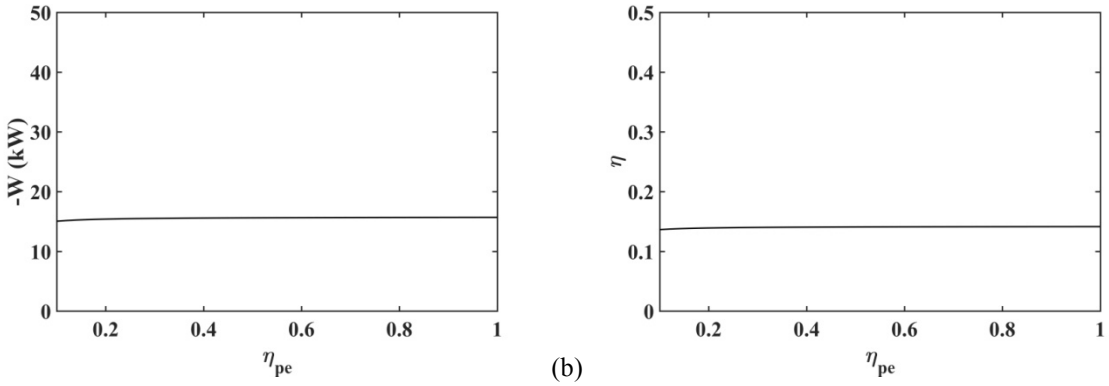
Figure 158 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction du rendement de la pompe à eau dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur



(a) (b)

Figure 159 : (a) Débit massique d'eau optimal et (b) débit massique d'huile; en fonction du rendement de la pompe à eau dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

La puissance produite (Figure 160a) et le rendement au sens du premier principe (Figure 160b) sont peu sensibles à l'augmentation du rendement global de la pompe à eau.



(a) (b)

Figure 160 : (a) Puissance produite et (b) rendement; en fonction du rendement de la pompe à eau dans le cas de la maximisation de la puissance avec surchauffe de la vapeur

2.4.4. Conclusions et perspectives du chapitre 2.4.

Dans ce chapitre le convertisseur Turbosol® est optimisé dans deux cas. Tout d'abord, on impose que l'eau sous forme vapeur n'est pas surchauffée, puis, cette contrainte est relaxée. Dans le premier cas, la variable de l'optimisation est la température de vaporisation de l'eau, ce qui équivaut à déterminer (pour un corps pur) la pression de refoulement de la pompe à eau et de la pompe à huile. Deux fonctions objectifs sont considérées, la maximisation de la puissance produite puis la maximisation du rendement au sens du premier principe. L'optimum dépend de la température et du débit massique de la fumée à valoriser, qui sont des paramètres de l'optimisation. Le cas de référence considéré est la valorisation d'une fumée à $480\,°C$ pour un débit massique de $0{,}5\,kg/s$ avec une efficacité d'échangeur de chaleur fumée-huile de $0{,}80$. En réalité, l'efficacité de l'échangeur est liée aux débits massiques respectifs des fumées et de l'huile ainsi qu'à leurs températures. Les équations qui lient ces grandeurs physiques sont des corrélations empiriques qui ne sont pas disponibles pour l'échangeur utilisé. C'est pourquoi, la valeur de l'efficacité de l'échangeur fumée-huile est fixée et est supposé indépendant des variables de l'optimisation. La température de vaporisation qui maximise la puissance nette produite est $197\,°C$, ce qui correspond à une pression de vaporisation de $14{,}4\,bar$. En revanche, La température de vaporisation qui maximise le rendement au sens du premier principe est de $215\,°C$, ce qui correspond à une pression de vaporisation de $21{,}2\,bar$. Ainsi la puissance maximale que peut produire Turbosol® sans surchauffe dans les conditions de référence est de $8{,}6\,kW$ pour un rendement de $6{,}97\,\%$. Le rendement maximal que peut avoir Turbosol® sans surchauffe dans les conditions de référence est de $7{,}21\,\%$ pour une puissance nette produite de $8{,}3\,kW$.

Les performances obtenues dans le cas l'optimum du cycle sans surchauffe sont inférieures à celles obtenues par la simulation avec surchauffe de la vapeur d'eau. Cela montre que la contrainte d'un cycle de l'eau sans surchauffe de la vapeur limite les performances. Ainsi, une seconde optimisation avec surchauffe de la vapeur est réalisée. La suppression de la contrainte permet d'avoir un second degré de liberté. La seconde variable d'optimisation choisie est le débit massique d'eau. La température de vaporisation qui maximise la puissance produite est dans ce cas de $198\,°C$, ce qui correspond à une pression de $14{,}9\,bar$. Le débit massique d'eau optimal est de $3{,}10.10^{-2}\,kg.s^{-1}$ alors que dans le cas sans surchauffe, il était de $4{,}22.10^{-2}\,kg.s^{-1}$. Cette différence entraine une puissance produite de

10,3 kW pour un rendement de 11,5%. Les conditions à l'optimum sont très proches de celle retenues par Hevatech pour le dimensionnement du prototype. La maximisation du rendement au sens du premier principe n'a pas de sens physique dans le cas d'un débit massique d'eau variable. En effet, la maximisation du rendement tend à avoir un débit massique d'eau proche de zéro, ce qui correspond à une puissance nulle.

L'étude de sensibilité aux paramètres montre que le titre dynamique massique en eau influe fortement sur l'optimum et sur les performances de Turbosol®. Dans le Chapitre 2.1, il a été montré que, pour que la détente du mélange homogène d'eau et d'huile ait les propriétés de compressibilité de la vapeur d'eau, il faut que le titre dynamique massique en eau soit supérieur à 10^{-2} et pour que la détente soit assimilable à une détente isotherme il faut que le titre dynamique massique en eau soit inférieur à 10^{-1}. Le titre de référence est proche de la limite basse de 10^{-2}. Augmenter ce titre dynamique massique en eau permet d'augmenter les performances du cycle et modifie fortement la température de vaporisation optimale. Dans le cas idéal, l'optimisation du cycle avec surchauffe aboutit au cas sans surchauffe. Ainsi, le cycle idéal sans surchauffe est meilleur que le cycle idéal avec surchauffe. C'est la prise en compte des dissipations qui inverse cette tendance. Cela montre que la prise en compte des dissipations est essentielle. Dans le bilan entropique total, la production d'entropie dépend des niveaux de pression et de température, des débits massiques des fluides ainsi que des rendements des pompes et de l'ensemble tuyère-turbine-générateur. Les rendements de la pompe à huile et le rendement global de détente jouent fortement sur les températures optimales de vaporisation. Leurs valeurs sont prises par estimation théorique. L'analyse entropique expérimentale est essentielle pour estimer de manière plus précise ces paramètres d'optimisation.

L'augmentation de l'efficacité de l'échangeur fumée-huile ainsi que la diminution de la pression de condensation permettent d'augmenter les performances du convertisseur de manière très significative. Cependant, augmenter au delà de 0,80 l'efficacité de l'échangeur de chaleur fumée-huile entraine sans doute une forte augmentation du coût d'investissement de l'échangeur. De même, la réalisation technique d'une machine fonctionnant avec une pression inférieure à la pression atmosphérique entraine un surcoût d'étanchéité ainsi qu'un dispositif de pompe à vide. Ces deux aspects mériteraient d'être modélisés par une approche thermo-économique pour estimer leur coût en parallèle du bénéfice économique de l'électricité produite. Le Tableau 42 reprend les résultats principaux de l'étude de sensibilité aux paramètres de l'optimum de Turbosol en température de vaporisation et en débit massique d'eau.

L'optimisation de la configuration avec préchauffe de l'eau par les fumées est également à réaliser. D'autres fluides de travail doivent être considérés également. Même si cela implique un plus grand coût d'installation, baisser la pression en sortie de tuyère permet d'améliorer les performances du convertisseur. Ces trois points permettront d'aller vers un prototype de Turbosol® de deuxième génération.

Paramètre	Débit massique d'eau optimal	Température de vaporisation optimale	Puissance produite	Remarques
+10% titre dynamique massique en eau	+0,91%	+0,64%	+2,7%	Attention à la validité de l'hypothèse de détente isotherme
+10% efficacité de l'échangeur	+10%	=	+10%	Augmentation du coût d'investissement
-10% pression de condensation de l'eau	+1,1%	=	+4,5%	Fonctionnement sous vide →Augmentation du coût d'investissement
+10% du rendement global de la détente	+4,2%	+0,4%	+7,4%	-validation expérimentale -intérêt de l'améliorer
+10% débit des fumées	+10%	=	+10%	+9,6% production entropie interne
+10% température des fumées	+12%	+1,8%	+44%	+21% production entropie interne

Tableau 42 : Tableau récapitulatif de l'étude de sensibilité aux paramètres de l'optimum de Turbosol en température de vaporisation et en débit massique d'eau

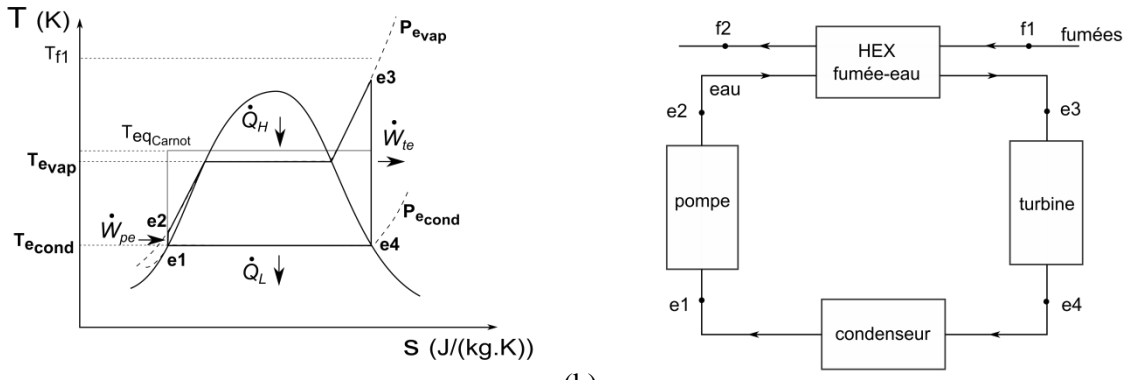
Chapitre 2.5. Comparaison du cycle de Turbosol® avec le cycle de Carnot/Hirn

2.5.1. Objectifs du chapitre 2.5.

Dans ce chapitre, le cycle de Turbosol® est comparé au cycle de Hirn de l'eau. Le cycle de Hirn est celui suivi par l'eau dans une centrale thermique classique. Le cycle de Hirn est également celui suivi par le fluide organique dans une ORC. Il constitue alors une référence de technologie éprouvée et avec d'autres fluides, une machine concurrente. Les cycles sont comparés à l'optimum de puissance nette produite dans le cas complètement réversible en termes de puissance nette produite et de rendement. La comparaison se fait pour un même fluide chaud disponible.

2.5.2. Modélisation et optimisation du cycle idéal de Carnot/Hirn

Le cycle de Hirn de l'eau est représenté dans le diagramme entropique en Figure 161a. Le cycle de Carnot équivalent est également représenté. Le schéma de principe correspondant est donné en Figure 161b. La fumée cède un flux de chaleur $\dot{Q}_H$ à l'eau pendant la transformation $f1$-$f2$ dans un échangeur de chaleur fumée-eau. Pendant la transformation $e1$-$e2$, l'eau est mise en pression par une pompe, ce qui correspond à une consommation de $\dot{W}_{pe}$. Pendant la transformation $e2$-$e3$, l'eau est chauffée, vaporisée puis surchauffée dans un échangeur de chaleur fumée-eau ($\dot{Q}_H$). La détente de la vapeur se fait pendant la transformation $e3$-$e4$. Pendant cette transformation, le convertisseur produit la puissance $\dot{W}_{te}$. L'eau se condense pendant la transformation $e4$-$e1$ et rejette le flux de chaleur $\dot{Q}_L$.



(a) (b)

Figure 161 : (a) Cycle de Hirn dans le diagramme de l'eau et (b) schéma de principe d'une machine à cycle de Hirn

Le cycle est supposé endoréversible, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de production d'entropie interne. Le refroidissement est fixé au palier de condensation à la pression atmosphérique :

$$T_{e_4} = T_{e_1} = T_{e_{cond}} = 100\ °\text{C} \tag{382}$$

Une seconde possibilité est de considérer que la température de condensation est la température ambiante. Ainsi la pression de condensation serait inférieure à la pression atmosphérique. Il est rappelé que le fluide considéré est l'eau. Ces deux alternatives ne modifient pas le principe de l'optimisation.

La mise en pression de l'eau est supposée isotherme, ce qui permet d'écrire :

$$T_{e_2} = T_{e_1} \tag{383}$$

Le flux de chaleur cédé par la fumée à l'eau s'exprime par :

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_f cp_f \left(T_{f_1} - T_{f_2}\right) \tag{384}$$

Le flux de chaleur cédé par la fumée est supposé être entièrement reçu par l'eau, ce qui permet d'écrire la relation suivante :

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_e \left(cp_{e_l} \left(T_{e_{vap}} - T_{e_{cond}}\right) + L\left(T_{e_{vap}}\right) + cp_{e_v} \left(T_{e_3} - T_{e_{vap}}\right)\right) \tag{385}$$

$L\left(T_{e_{vap}}\right)$ est la chaleur latente de vaporisation. La température équivalente $T_{eq_{Carnot}}$ correspond à la température haute du cycle de Carnot équivalent au cycle de Hirn à même palier de condensation. Elle s'exprime par :

$$T_{eq_{Carnot}} = \frac{\Delta h_{e23}}{\Delta s_{e23}} = \frac{cp_{e_l} \left(T_{e_{vap}} - T_{e_{cond}}\right) + L\left(T_{e_{vap}}\right) + cp_{e_v} \left(T_{e_3} - T_{e_{vap}}\right)}{cp_{e_l} \ln \frac{T_{e_{vap}}}{T_{e_{cond}}} + \frac{L\left(T_{e_{vap}}\right)}{T_{e_{vap}}} + cp_{e_v} \ln \frac{T_{e_3}}{T_{e_{vap}}}} \tag{386}$$

La fumée est le fluide limitant car l'eau change d'état pendant le transfert de chaleur. Pour éviter les problèmes de croisement de température, l'efficacité de l'échangeur fumée-eau est définie par la relation suivante :

$$\dot{Q}_H = \varepsilon_H \dot{m}_f cp_f \left(T_{f_1} - T_{eq_{Carnot}}\right) \tag{387}$$

Cette définition de l'efficacité permet de s'affranchir de la décomposition en zones de l'échangeur.

Le flux de chaleur cédé par l'eau au condenseur s'exprime par:

$$\dot{Q}_L = -\dot{m}_e L\left(T_{e_{cond}}\right) \tag{388}$$

$L\left(T_{e_{cond}}\right)$ est la chaleur latente de condensation.

En posant $\dot{W} = \dot{W}_{te} + \dot{W}_{pe}$, le bilan énergétique de l'eau s'exprime par :

$$\dot{Q}_H + \dot{Q}_L + \dot{W} = 0 \tag{389}$$

Le bilan entropique (dans le cas réversible) s'exprime par :

$$cp_{e_l} \ln \frac{T_{e_{vap}}}{T_{e_{cond}}} + \frac{L\left(T_{e_{vap}}\right)}{T_{e_{vap}}} + cp_{e_v} \ln \frac{T_{e_3}}{T_{e_{vap}}} - \frac{L\left(T_{e_{cond}}\right)}{T_{e_{cond}}} = 0 \tag{390}$$

$L\left(T_{e_{cond}}\right)$ est la chaleur latente de condensation.

La puissance produite par une machine idéale fonctionnant selon le cycle de Hirn s'exprime par :

$$-\dot{W} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_L \tag{391}$$

Le flux de chaleur $\dot{Q}_H$ est donné par l'équation (387), le flux de chaleur $\dot{Q}_L$ est donné par l'équation (388). La température en fin de surchauffe T_{e_3} est éliminée par l'équation (390). Le débit massique d'eau est déduit de l'équation (385). La température des fumées en sortie d'échangeur fumée-eau T_{f_2} est calculée à partir de l'équation (384).

Le fluide considéré est de l'eau. La pression de condensation est fixée à la pression atmosphérique, ce qui impose la température de condensation. La température et le débit des fumées sont des paramètres de l'optimisation (application à la valorisation de la chaleur fatale). L'efficacité de l'échangeur fumée-eau est également fixée. Les propriétés thermo-physiques des fluides sont des paramètres.

La variable de l'optimisation est la température de vaporisation de l'eau $T_{e_{vap}}$. L'équation à résoudre est la suivante :

$$\frac{d\left(-\dot{W}\right)}{dT_{e_{vap}}} = 0 \tag{392}$$

2.5.3. Comparaison de Turbosol® et de Carnot/Hirn dans le cas idéal

Les paramètres de référence sont rappelés en Tableau 43. La source chaude est à 480 °C et le débit de fumée est de 0,5 kg/s. L'efficacité de l'échangeur est de 0,80 et la pression de condensation est la pression atmosphérique.

$P_{e_{cond}}$ (bar)	c_{p_l} $\left(\mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}\right)$	c_{p_f} $\left(\mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}\right)$	$\dot{m}_f$ (kg/s)	T_{f_1} (°C)	ε_H
1	$fct(P,T)$	$fct(P,T)$	0,50	480	0,8

Tableau 43 : Paramètres de référence de la maximisation de la puissance mécanique d'une machine idéale fonctionnant selon le cycle de Hirn et selon le cycle de Turbosol®

La maximisation de la puissance mécanique produite aboutit à une température de vaporisation de 247 °C, ce qui correspond à une pression de vaporisation de 38,0 bar. Le flux de chaleur reçu par l'eau est de 99,9 kW et le flux rejeté de 71,2 kW. La puissance produite est de 28,7 kW, ce qui correspond à un rendement au sens du premier principe de 28,8%. Le débit d'eau correspondant est de 0,0317 kg/s. La température de l'eau en fin de surchauffe est de 453 °C.

Les valeurs optimales du cycle de Hirn sont reprises et comparées à celle de Turbosol® idéal avec les mêmes paramètres en Tableau 44. Les résultats obtenus dans les deux cas sont quasi-équivalents. Les performances du cycle de Turbosol® sont légèrement moins grandes que celles de Hirn (−8%). La température de l'eau en fin de surchauffe, c'est-à-dire en sortie d'échangeur fumée-eau est de 453 °C alors que la température de l'huile en sortie

d'échangeur fumée-huile dans le cas de Turbosol® est de 270 °C. Ces deux températures correspondent aux températures maximales. Ainsi la température maximale du cycle de Hirn est plus grande que celle du cycle de Turbosol®.

Il est important de préciser que pour une application de récupération de chaleur fatale, c'est la puissance nette produite qui caractérise le mieux les performances du convertisseur et non le rendement. En effet, la source de chaleur ne constituant pas réellement un coût, l'objectif est de maximiser la puissance produite à partir de cette chaleur disponible.

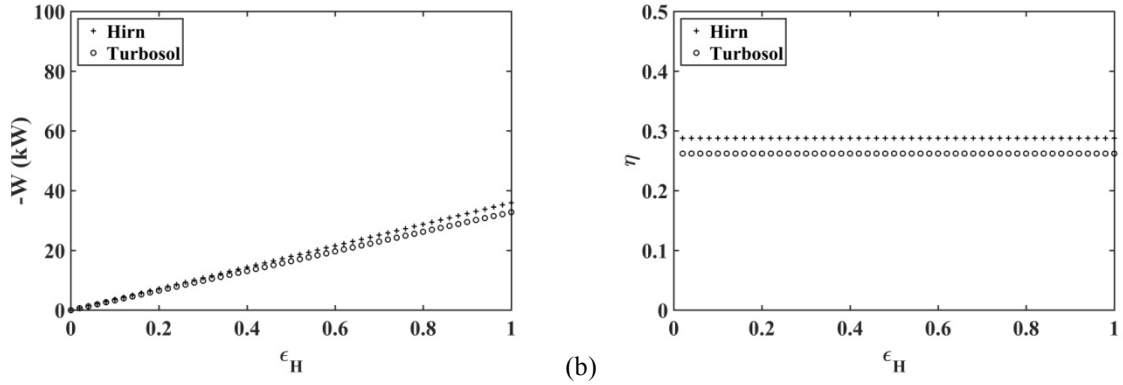
	$T_{e_{vap\ opt}}$ (°C)	$P_{e_{vap\ opt}}$ (bar)	$-\dot{W}$ (kW)	$\dot{Q}_H$ (kW)	$-\dot{Q}_L$ (kW)	η (%)	$\dot{m}_e$ (kg/s)
Hirn idéal	247	38,0	28,7	99,9	71,2	28,8	0,0317
Turbosol ® idéal	250	39,5	26,3	100	74,0	26,2	0,0310

Tableau 44 : Vecteur d'état optimal et variables de sortie de la maximisation de la puissance mécanique produite par une machine idéale fonctionnant selon le cycle de Hirn et selon le cycle de Turbosol®.

2.5.4. Etude de sensibilité aux paramètres de l'optimum de Turbosol® et de Hirn fonctionnant avec de l'eau dans le cas idéal

2.5.4.1. Etude de sensibilité à l'efficacité de l'échangeur fumée-huile

La température et la pression optimales ne dépendent pas de l'efficacité de l'échangeur fumée-huile et fumée-eau. L'augmentation de l'efficacité de l'échangeur permet d'augmenter la puissance nette produite par le cycle idéal de Turbosol® et de Hirn (Figure 162a) mais n'influe pas sur le rendement (Figure 162b). Les performances du cycle de Hirn sont légérement supérieures à celles de Turbosol®. L'épuisement de la fumée correspond au cas où l'efficacité de l'échangeur est de 1. Dans ce cas, le cycle idéal de Turbosol® produirait une puissance nette de 32,8 kW et celui de Hirn 35,9 kW.

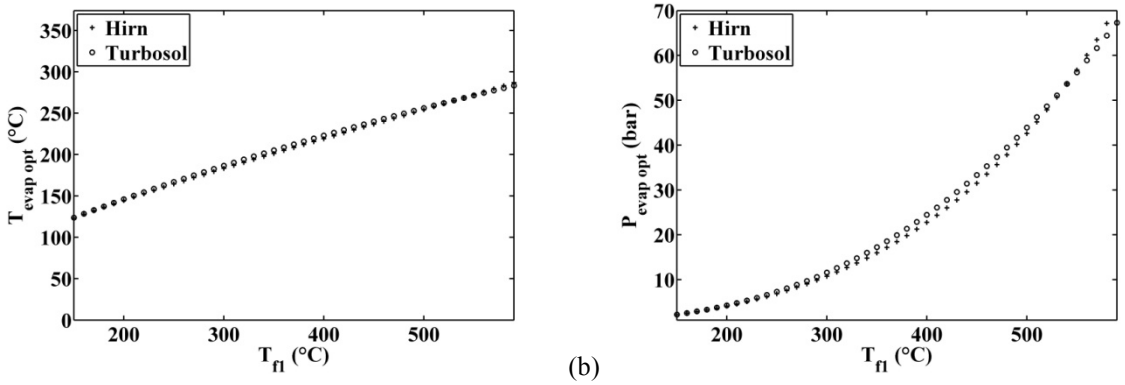


(a) (b)

Figure 162 : (a) Puissance produite et (b) rendement ; en fonction de l'efficacité de l'échangeur fumée-huile et fumée-eau dans le cas de la maximisation de la puissance nette produite par le cycle idéal de Turbosol® et de Hirn

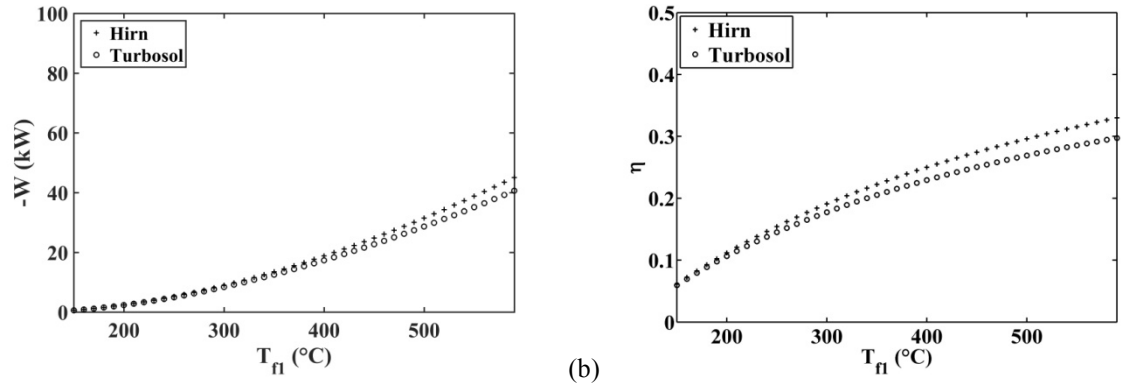
2.5.4.2. Etude de sensibilité à la température de la fumée en entrée d'échangeur fumée-huile

L'augmentation de la température des fumées entraine une augmentation de la température de vaporisation optimale (Figure 163a) ainsi que de la pression de vaporisation optimale (Figure 163b). En conséquent, la puissance nette produite et le rendement augmentent avec l'augmentation de la température des fumées (Figure 164). Les performances du cycle de Hirn sont légérement supérieures à celles de Turbosol®.



(a) (b)

Figure 163 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction de la température de la fumée disponible dans le cas de la maximisation de la puissance nette produite par le cycle idéal de Turbosol® et de Hirn

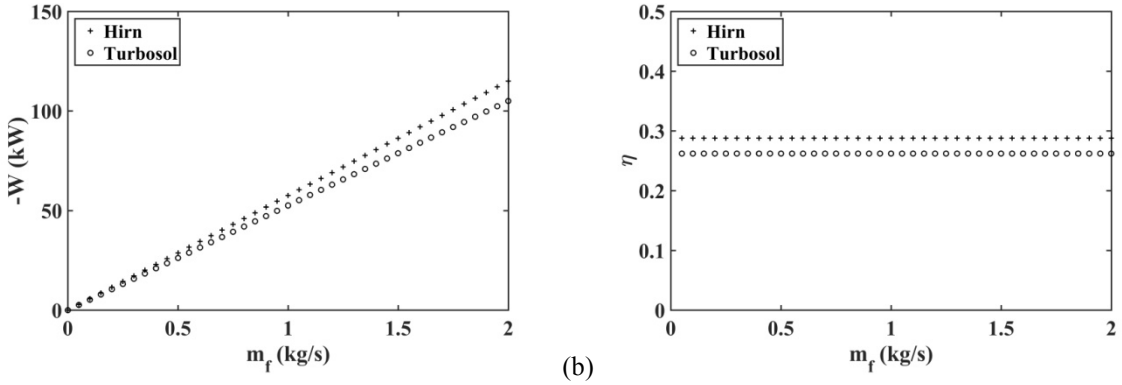


(a) (b)

Figure 164 : (a) Puissance produite et (b) rendement ; en fonction de la température de la fumée disponible dans le cas de la maximisation de la puissance nette produite par le cycle idéal de Turbosol® et de Hirn

2.5.4.3. Etude de sensibilité au débit massique de fumée

La température et la pression optimale ne dépendent pas du débit massique de fumée disponible. La Figure 165a montre que la puissance produite par les deux cycles thermodynamiques (Turbosol® et Hirn) augmentent linéairement avec le débit massique des fumées. Par contre l'augmentation du débit massique des fumées n'influent pas sur les rendements au sens du premier principe. Le débit massique d'eau augmente avec l'augmentation du débit des fumées.



(a) (b)

Figure 165 : (a) Puissance produite et (b) rendement ; en fonction du débit massique de la fumée disponible dans le cas de la maximisation de la puissance nette produite par le cycle idéal de Turbosol® et de Hirn

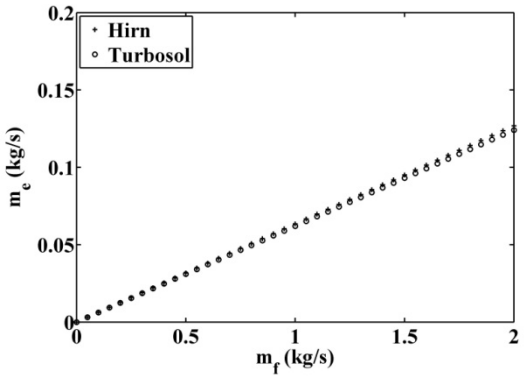
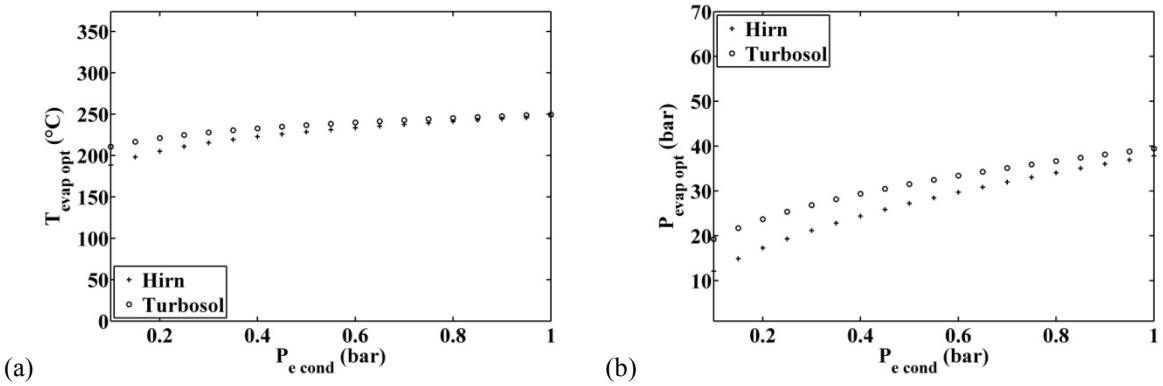


Figure 166 : Débit massique de l'eau en fonction du débit massique de la fumée disponible dans le cas de la maximisation de la puissance nette produite par le cycle idéal de Turbosol® et de Hirn

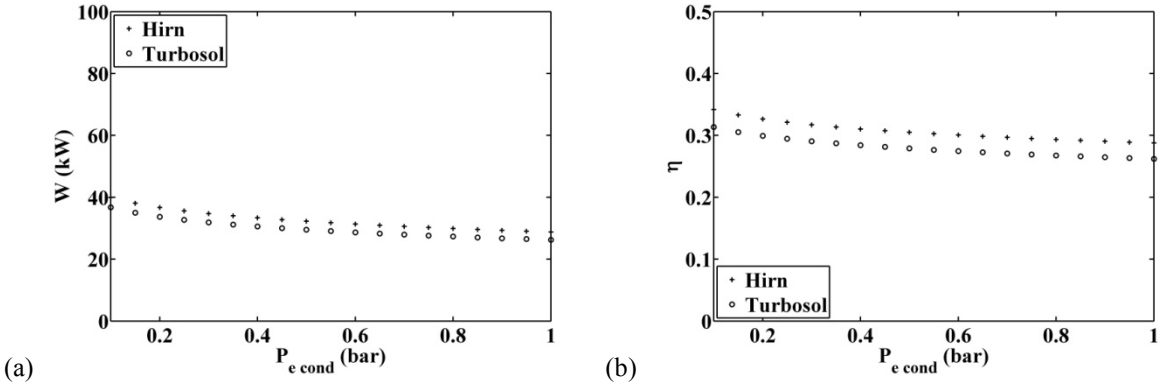
2.5.4.4. Etude de sensibilité à la pression de condensation

La température optimale de vaporisation et la pression optimale de vaporisation sont données en fonction de la pression de condensation de l'eau respectivement en Figure 167a et Figure 167b. La puissance mécanique nette produite par le cycle idéal de Turbosol® et Hirn augmente avec la diminution de la pression de condensation Figure 168a. Le rendement au sens du premier principe augmente également avec la diminution de la pression de condensation Figure 168b.



(a) (b)

Figure 167 : (a) Température optimale de vaporisation de l'eau et (b) pression optimale de vaporisation de l'eau ; en fonction de la pression de condensation dans le cas de la maximisation de la puissance nette produite par le cycle idéal de Turbosol® et de Hirn



(a) (b)

Figure 168 : (a) Puissance produite et (b) rendement; en fonction de la pression de condensation dans le cas de la maximisation de la puissance nette produite par le cycle idéal de Turbosol® et de Hirn

2.5.5. Conclusions et perspectives du chapitre 2.5.

Les performances du cycle idéal de Turbosol® dans le cas du maximum de puissance nette produite sont comparées à celle du cycle idéal optimisé de Hirn et de Carnot équivalent. Les performances du cycle de Hirn sont quasi-équivalentes à celles de Turbosol®. Ce qui montre l'intérêt du cycle de Turbosol®. La température maximale de cycle de l'eau dans le cas du cycle de Hirn est de 453 °C alors que dans le cas du cycle de Turbosol® elle est de 247 °C. Pour cela, il faut que l'huile soit chauffée jusqu'à 270 °C. La température maximale du convertisseur fonctionnant selon le cycle de Hirn est alors bien supérieure à celle du convertisseur Turbosol®.

Le cycle idéal de Turbosol® a donc de bonnes performances. Cependant, la puissance nette produite dans le cas irréversible est beaucoup moins grande que dans le cas idéal, elle passe de 26,3 kW à 10,3 kW. Cela est principalement dû au mauvais rendement de la pompe à huile et à la faible qualité de la tuyère et de la turbine. Ces estimations bien que non validées expérimentalement restent réalistes. Ainsi en l'état, les performances pratiques de Turbosol® sont très inférieures à celles que le cycle idéal permettrait. L'amélioration du rendement de la pompe à huile et la diminution des irréversibilités dans la tuyère et dans la turbine permettront d'améliorer considérablement les performances du convertisseur.

Conclusions et perspectives de la partie 2

Turbosol® est un concept innovant dont le cycle thermodynamique est proche de celui de Carnot. Cela est dû à une détente quasi-isotherme d'un mélange de vapeur d'eau et d'huile dans une tuyère. Le mélange a un comportement de vapeur en terme de compressibilité, mais se refroidit peu pendant sa détente, comme l'huile, pour une proportion d'eau comprise entre 1% à 10%. Le respect de cette proportion permet de détendre de la vapeur de façon quasi-isotherme en lui apportant de la chaleur de manière continue pendant sa détente.

Le dimensionnement de la tuyère adaptée aux conditions initiales (pression, débit et température de l'eau et de l'huile) et à la pression de sortie souhaitée, est nécessaire pour détendre le mélange en passant d'un écoulement subsonique à un écoulement supersonique. Ce qui ne permet pas un fonctionnement souple du convertisseur (en régime transitoire ou dégradé par exemple). Pour palier à cette difficulté, l'utilisation de tuyère mises en série et dimensionnées pour différentes conditions initiales est une solution.

Deux modèles de tuyères ont été proposés, le premier suppose que le mélange de vapeur d'eau et d'huile a les propriétés d'un gaz parfait équivalent et que l'écoulement est isentropique, ce qui surestime les performances de la détente du mélange. Ce modèle permet cependant de voir, sans difficultés numériques, quelle est la sensibilité du profil adapté aux conditions d'entrée. Le second modèle proposé considère la détente d'un mélange de vapeur d'eau et d'huile sous forme de gouttelettes parfaitement dispersées dans la vapeur. Les transferts de chaleur et de quantité de mouvement entre les deux phases sont alors pris en compte et réduisent les performances de la tuyère. Pour ce second modèle, les conditions initiales qui permettent d'atteindre le régime critique sont calculées pour le profil de tuyère du prototype de Turbosol®. La résolution numérique des équations différentielles du modèle fait l'objet d'un point selle numérique lorsque l'écoulement est critique, qui est le régime d'écoulement souhaité. Cela rend difficile l'étude de sensibilité paramétrique qui est pourtant nécessaire pour évaluer l'influence des paramètres tels que la taille des gouttelettes et le coefficient de quantité de mouvement échangée entre l'eau et l'huile.

Les aspects de vaporisation de l'eau par contact direct avec l'huile chaude et de fragmentation de l'huile dans la vapeur d'eau ont été introduits, mais n'ont pas été développés. Différentes configurations de mélange peuvent être envisagées pour intensifier le transfert de chaleur entre les deux phases et fragmenter à faible coût énergétique l'huile dans la vapeur d'eau. Le développement et la maitrise de ces aspects est fondamental pour améliorer le fonctionnement du convertisseur.

La modélisation thermodynamique du convertisseur nécessite une analyse entropique des dissipations dans chaque composant du convertisseur. Le manque de données expérimentales n'a pas pu permettre l'identification des paramètres structurels, tels que les rendements globaux des pompes de circulation, le rendement de la tuyère, le rendement global de la turbine et les pertes de pression dans les échangeurs. Seuls des ordres de grandeurs de ces paramètres ont pu être évalués pour être utilisé dans la modélisation et ont permis d'identifier les zones les plus dissipatives tels que la pompe à huile et la tuyère.

Le convertisseur complet a été modélisé en supposant que la détente de la vapeur était isotherme. La configuration de référence est celle du prototype, c'est-à-dire que l'eau est chauffée, vaporisée et éventuellement surchauffée par contact direct avec de l'huile chauffée

par les fumées. La simulation a été réalisée pour une température de fumée de 480 °C et pour un débit massique de 0,5 kg/s. Les variables de commande de la simulation sont fixées pour que les conditions en entrée de tuyère correspondent à celles calculées pour que le régime critique soit atteint au col de la tuyère. Cela a permis d'évaluer l'efficacité de l'échangeur fumée-huile pour satisfaire ces conditions (0,82), déterminer la puissance nette produite (10,2 kW) par le convertisseur ainsi que le flux de chaleur prélevé aux fumées (91,5kW).

D'autres configurations sont modélisées, tout d'abord l'eau est préchauffée et vaporisée par les fumées en aval de l'échangeur fumée-huile. Puis, un récupérateur interne est ajouté pour préchauffer l'eau par le refroidissement de la vapeur en sortie de turbine. Enfin, une configuration qui préchauffe l'eau par récupération interne et la vaporise par les fumées est modélisée. Pour l'ensemble de ces configurations, la chaleur reçue par l'eau est fixée et les variables de commande sont conservées, ce qui équivaut (puisque les dissipations internes sont les mêmes) à fixer la puissance produite. La comparaison des configurations porte sur le rendement au sens du premier principe et sur l'efficacité totale d'échangeur nécessaire à la réalisation de la configuration. Cette efficacité totale d'échangeur traduit un coût d'installation. Les configurations avec récupération interne permettent d'augmenter le rendement au sens du premier principe mais impliquent un fort coût d'investissement d'échangeur. La configuration sans récupération interne mais avec préchauffe et vaporisation de l'eau par les fumées a l'efficacité totale d'échangeur la moins grande, elle représente alors le coût d'investissement le moins élevé pour une même puissance produite. Il serait cependant intéressant de comparer ces différentes configurations selon un autre point de vue. L'idée étant de valoriser au mieux les fumées, la comparaison pourrait être faite pour l'épuisement maximal que peut réaliser chacune des configurations. Le point de comparaison serait alors la puissance nette produite par chacune des configurations. Ainsi, le coût d'investissement supplémentaire d'échangeur serait associé à un gain de puissance.

Le convertisseur dans la configuration du prototype, c'est-à-dire avec un seul échangeur pour le chauffage sur l'huile, est ensuite optimisé. Pour cela, l'efficacité de l'échangeur fumée-huile est fixée. Dans un premier temps, le cycle de l'eau est supposé sans surchauffe de la vapeur, ce qui impose une contrainte au modèle. La variable de l'optimisation est la température de vaporisation de l'eau. Deux fonctions objectifs sont considérées, la maximisation de la puissance nette produite et la maximisation du rendement au sens du premier principe. Ces deux optimisations aboutissent à des performances inférieures à celles obtenue lors de la simulation. Cela est dû à la contrainte d'un cycle sans surchauffe de la vapeur d'eau. C'est pourquoi, une seconde optimisation est réalisée en supprimant la contrainte liée à la surchauffe. Dans ces conditions, un second degré de liberté permet d'optimiser le convertisseur par variation du débit massique d'eau. Ainsi, l'optimum de fonctionnement de Turbosol®, pour une température de fumée de 480 °C et pour un débit massique de 0,5 kg/s correspond à une température de vaporisation de 198 °C et un débit massique optimal de l'eau de 0,0275 kg/s. La puissance produite est de 10,3 kW pour une consommation de 89,4 kW thermiques. Ainsi le rendement est de 11,5 %. La fumée sort du système à 316 °C et permet de chauffer l'huile à 294 °C. Le débit massique de l'huile est de 1,81 kg/s. Ces conditions de fonctionnement sont proches de celle de la simulation, ce qui veut dire que la tuyère du prototype est dimensionnée dans des conditions proches de l'optimum, sous réserve de la validité des paramètres structuraux à valider expérimentalement.

L'étude de sensibilité aux paramètres de l'optimisation a montré que la diminution de la pression en sortie de tuyère ainsi que l'augmentation du titre dynamique massique en eau

permettait d'augmenter de manière significative les performances du convertisseur. Elle a aussi montré que de faibles augmentations du rendement de la pompe à huile, de la tuyère et de la turbine permettaient également d'augmenter les performances. L'étude des différentes configurations à aussi montré l'intérêt de l'ajout d'une préchauffe de l'eau par les fumées. Tous ces points permettent de donner des pistes de conception du prototype de Turbosol® de deuxième génération.

En fin de cette deuxième partie, le cycle idéal de Turbosol® est comparé au cycle idéal de Hirn et son équivalent cycle de Carnot. Le cycle de Hirn est également celui suivi par le fluide organique dans une ORC. Il constitue alors une référence de technologie éprouvée et avec d'autres fluides, une machine concurrente. Les cycles sont comparés à l'optimum de puissance nette produite dans le cas complètement réversible en termes de puissance nette produite et de rendement. Les performances du cycle de Turbosol® sont proches de celle du cycle de Hirn, ce qui montre l'intérêt théorique de Turbosol®. La différence majeure entre les deux technologies est que la température maximale du cycle de Hirn fonctionnant à l'eau est bien supérieure à celle du cycle de Turbosol® pour une même consommation thermique et un même fluide chaud à valoriser. Les fortes dissipations actuellement observables sur le convertisseur de Turbosol® réduisent considérablement ses performances mais les possibilités théoriques du cycle sont encourageantes.

Conclusions et perspectives générales

Des engagements politiques nationaux et internationaux ont été pris pour réduire l'impact de l'activité humaine sur l'environnement. Un des domaines d'action pour respecter ces engagements est l'amélioration de l'efficacité énergétique des industries. Pour cela, différentes solutions sont envisagées, la présente thèse s'inscrit dans le thème de la récupération et la valorisation des rejets thermiques industriels par leur conversion en énergie mécanique et éventuellement en électricité. Les verrous de la récupération de la chaleur fatale industrielle sont multiples. Tout d'abord, la chaleur peut avoir différentes formes plus ou moins faciles à récupérer, ce qui peut impliquer des coûts d'échangeur de chaleur élevés. Les niveaux de températures sont très variés, les faibles niveaux de température offrant le moins de possibilités en termes de conversion. Les technologies actuellement éprouvées en termes de conversion de chaleur en électricité nécessitent de fortes puissances thermiques et de hauts niveaux de température, ce qui ne correspond pas à la chaleur fatale industrielle. Ainsi, il est nécessaire d'adapter les technologies actuelles aux contraintes liées à la récupération de la chaleur fatale, ou, il est nécessaire de développer de nouvelles technologies.

Dans l'introduction au sujet, il a été mis en évidence que la technologie actuelle qui est la plus développée pour la récupération de chaleur fatale est la machine à Cycle Organique de Rankine. Cette dernière fonctionne sur une adaptation du cycle de Hirn à eau, largement utilisée dans les centrales thermiques, mais à des niveaux de température de fluide chaud plus faibles. Cela est permis par l'utilisation de fluides organiques, qui ont la propriété de se vaporiser à la pression atmosphérique à une température plus basse que celle de l'eau. Les contraintes environnementales et technologiques liées à l'utilisation de ces fluides est problématique pour le développement de la machine à Cycle Organique de Rankine. D'autres contraintes d'ordre économique (coût d'investissement et de maintenance), limitent la commercialisation des machines à Cycle Organique de Rankine, dont la majorité des installations actuelles ont été financées par des subventions publiques. D'autres technologies constituent de bons candidats, par exemple la machine Ericsson à cycle de Joule ou le moteur de Stirling, mais ces systèmes ne sont actuellement pas assez éprouvés pour être commercialisés. Le co-financeur de la thèse, l'entreprise Hevatech, exploite le brevet d'un nouveau concept de convertisseur de chaleur en électricité appelé Turbosol®. La configuration actuelle fonctionne avec de l'eau et une huile, fluides qui ne posent pas de problème de toxicité ni de pollution. La turbine utilisée dans le système fonctionne à la pression atmosphérique, ce qui limite les contraintes technologiques. Le cycle théorique suivi par l'eau est proche du cycle de Carnot, ce qui implique de bonnes performances théoriques. Tous ces arguments plaident en faveur de Turbosol® qui peut être un bon candidat pour la valorisation de la chaleur fatale industrielle. Turbosol® en est au stade du développement du prototype et de l'installation de pilotes sur sites.

L'originalité du cycle de Turbosol® est la détente quasi-isotherme de la vapeur d'eau. La détente de la vapeur d'eau en contact direct avec l'huile chaude est réalisée dans une tuyère. Les propriétés du mélange d'eau et d'huile pour une proportion massique d'eau comprise entre 1% et 10% sont hybrides entre celles de la vapeur d'eau et celles de l'huile. Le mélange a les propriétés de compressibilité de la vapeur d'eau mais la présence de l'huile augmente la masse volumique du mélange et sa chaleur spécifique massique, ce qui implique que la détente du mélange est quasi-isotherme comme la détente adiabatique d'une huile seule. Le dimensionnement de la tuyère adaptée à l'écoulement du mélange de vapeur et d'huile

constitue une difficulté étant donné la complexité de la modélisation des écoulements diphasiques compressibles. Deux modèles ont été proposés ici, la modélisation du gaz parfait homogène équivalent et la modélisation plus détaillée d'un écoulement de gouttelettes d'huile entrainées dans un écoulement de vapeur.

Ainsi, le cycle de Turbosol® est proche du cycle de Carnot. Dans la première partie de la thèse, le concept de Carnot a été rappelé. L'évolution du cycle idéal de Carnot vers la machine fonctionnant selon le cycle irréversible de Carnot a donné lieu à la Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies. Cette approche impose des contraintes physiques, qui limitent la durée des transformations, les surfaces de transfert et les vitesses des transformations. Une machine fonctionnant selon le cycle de Carnot à fluide changeant de phase est ici modélisée puis optimisée. Les transferts thermiques sont modélisés par la méthode du Nombre d'Unités de Transfert et des efficacités, méthode qui relie les températures des fluides à la surface de transfert des échangeurs, aux débits massiques des fluides et aux coefficients globaux d'échange thermique. Une analyse entropique des dissipations internes au convertisseur, et dans les composants périphériques, permet d'écrire les bilans entropiques de différents volumes de contrôle en fonction des variables du modèle. Par exemple, l'entropie produite dans le convertisseur dépend du débit massique du fluide, des températures haute et basse du cycle, des surfaces de transfert thermiques et des rendements de compression et de détente. Les autres postes de production d'entropie sont également mis en évidence : l'entropie produite pendant les transferts thermique, les pertes thermiques et l'entropie produite dans les fluides chaud et froid. L'optimisation de la machine de Carnot a été réalisée par maximisation de la puissance nette produite par différents sous–systèmes. D'autres fonctions objectifs peuvent être envisagées, par exemple maximiser le rendement au sens du premier principe, minimiser la puissance dissipée, minimiser les rejets ou encore minimiser la consommation énergétique. Cependant, dans le cas de la récupération de la chaleur fatale industrielle, la maximisation de la puissance nette produite correspond aux attentes des industries. Les variables de l'optimisation sont les températures de vaporisation et de condensation de l'eau, et la répartition d'une surface d'échangeur totale entre le condenseur et l'évaporateur. Le fluide chaud à valoriser est une fumée à $480\ °C$ pour un débit massique de $0{,}5\ kg/s$; c'est le fluide chaud disponible dans le prototype de Turbosol®. Une partie des résultats de l'optimisation sont donnés en Tableau 45, dans la colonne Carnot. Le cas du système irréversible dans son environnement est comparé au cas réversible et adiabatique. Ainsi dans le cas irréversible et non adiabatique, la puissance maximale produite par la machine de Carnot fonctionnant avec de l'eau changeant de phase est de $13{,}1\ kW$. Dans le cas idéal (endoréversible et adiabatique), la puissance maximale serait de $36{,}0\ kW$.

	Carnot		Hirn	Turbosol®			
				Sans surchauffe		Avec surchauffe	
	Système irréversible dans son environnement	endo-réversible et adiabatique	endo-réversible et adiabatique	irréversible et adiabatique	endo-réversible et adiabatique	irréversible et adiabatique	endo-réversible et adiabatique
$T_{evap_{opt}}$	538	578	520	470	523	471	523
$T_{cond_{opt}}$	375	360	*imposé* 373	*imposé* 373	*imposé* 373	*imposé* 373	*imposé* 373
$\varepsilon_{H_{opt}}$	0,74	0,90	*imposé* 0,80	*imposé* 0,80	*imposé* 0,80	*imposé* 0,80	*imposé* 0,80
$\varepsilon_{L_{opt}}$	0,84	0,74	×	×	×	×	×
$\dot{m}_e$	0,0582	0,0686	0,0317	0,0422	0,0310	0,0275	0,0310
$\dot{m}_h$	×	×	×	2,77	2,00	1,81	2,00
$-\dot{W}$	13,1	36,0	28,7	8,6	26,3	10,3	26,3
$\dot{Q}_H$	97,7	95,9	99,9	123	100	89,4	100
η	13,4	37,6	28,8	6,97	26,2	11,5	26,2

Tableau 45 : Tableau récapitulatifs des résultats obtenus par maximisation de la puissance nette produite par les différents moteurs étudiés et pour différentes hypothèses

La machine de Turbosol® a été modélisée et optimisée, dans la seconde partie, pour une même fumée disponible que la machine de Carnot, mais le modèle utilisé est simplifié par rapport à la machine de Carnot. En effet, l'efficacité de l'échangeur chaud est fixée à 0,80 et est supposée indépendante des variables du modèle. La température de condensation est également imposée à la température de condensation de l'eau à la pression atmosphérique. Le convertisseur est supposé adiabatique, c'est-à-dire sans perte thermiques. La configuration de l'optimisation est celle du prototype de Turbosol®, c'est-à-dire que l'eau est chauffée, vaporisée et éventuellement surchauffée par contact direct avec l'huile chaude chauffée par les fumées. Deux cas ont été distingués, le cas sans surchauffe de la vapeur d'eau et le cas avec surchauffe de la vapeur. Les résultats sont reportés dans le Tableau 45, les cas limites endoréversibles sont également reportés. Les performances du cycle sans surchauffe sont optimales dans le cas endoréversible, alors que pour le cas irréversible, la surchauffe permet d'obtenir de meilleures performances. La puissance maximale que peut produire le prototype de Turbosol®, sous réserve de la validité des paramètres à identifier expérimentalement et des hypothèses, est de 10,3 kW pour une température de vaporisation de 471 °C et un débit massique d'eau de $2{,}75.10^{-2}$ kg/s. Si le convertisseur était complètement endoréversible, il pourrait produire une puissance nette de 26,3 kW, soit un peu moins de 10 kW que la machine de Carnot idéale optimale. La machine de Turbosol® idéale et optimale est ensuite comparée à celle fonctionnant selon le cycle de Hirn (qui correspond aux applications de centrales thermiques actuelles). Les performances des deux technologies sont quasi-équivalentes (Tableau 45), ce qui montre le potentiel de Turbosol®. De plus, la température maximale du cycle de Hirn fonctionnant à l'eau est bien supérieure à celle du cycle de Turbosol®, pour une même consommation thermique et un même fluide chaud à valoriser, ce qui constitue un avantage considérable pour Turbosol®.

La perspective principale est l'exploitation de données expérimentales du prototype au régime nominal. Les données expérimentales permettront d'identifier les paramètres de l'optimisation, tels que les rendements de la détente en tuyère, de la turbine et de la pompe à

huile. Les aspects de mélange (vaporisation et fragmentation) pourront également être évalués. Le modèle de détente en tuyère nécessite des validations expérimentales pour mieux connaitre la taille des gouttelettes d'huile et la qualité du transfert de quantité de mouvement entre les deux phases. Dans l'ensemble du manuscrit, ces grandeurs ont été estimées à des valeurs réalistes, mais nécessitent d'être ajustées par l'expérience.

Le modèle utilisé pour la simulation et l'optimisation du prototype de Turbosol® peut être amélioré. L'efficacité de l'échangeur fumée-huile a été fixée et sa valeur a été supposée indépendante des autres variables du modèle. Comme vu dans le modèle de la machine de Carnot à fluide changeant de phase, un modèle détaillé de transfert thermique permet d'exprimer l'efficacité d'un échangeur en fonction de la surface de transfert, des débits massiques des fluides et du coefficient global de transfert thermique. Ces équations doivent être établies pour l'échangeur fumée-huile du prototype. Le modèle suppose également qu'il n'y a pas de pertes thermiques. Les pertes thermiques doivent être quantifiées expérimentalement pour améliorer le modèle. La température de condensation de l'eau a également été fixée dans la simulation et dans l'optimisation. Cette température pourrait être une variable d'optimisation, ce qui nécessite de modéliser plus finement le transfert thermique dans l'échangeur froid. De plus, les corrélations de pertes de pression dans les échangeurs nécessitent d'être identifiées expérimentalement.

La comparaison du cycle de Turbosol au cycle de Rankine nécessite d'être complétée par une comparaison expérimentale des convertisseurs pour un même rejet thermique à valoriser. Les résultats obtenus dans des conditions de fonctionnement réelles permettront une comparaison plus concrète de ces deux concepts.

La comparaison de différentes configurations a permis de montrer que, l'ajout d'un échangeur pour préchauffer l'eau par les fumées en aval de l'échangeur fumée-huile permettrait de réduire le coût d'installation, pour une même puissance produite. Une autre manière d'interpréter ce résultat est de dire que pour un même coût d'investissement, cette deuxième configuration permettrait d'augmenter la puissance nette produite. De plus, l'étude de sensibilité paramétrique a montré que l'augmentation de la proportion d'eau dans le mélange ainsi que la diminution de la pression de condensation permettait d'augmenter de manière significative les performances du convertisseur. Il a été souligné que le dimensionnement de la tuyère dépendait des conditions d'entrée dans la tuyère, ainsi le fonctionnement de Turbosol est contraint à un régime nominal. Le fonctionnement en régime transitoire ou en régime dégradé nécessite des adaptations. Une possibilité est de dimensionner plusieurs tuyères pour différents régimes d'écoulement et de les installer en parallèle. Ces conclusions permettront de concevoir et d'optimiser le prototype de Turbosol® de deuxième génération.

La méthodologie de modélisation et d'optimisation de la machine de Carnot est adaptable à l'ensemble des moteurs à apport de chaleur externe en précisant l'analyse entropique du système considéré et les corrélations de transfert thermique. Le cas particulier d'une machine à fluide changeant de phase a été développé, mais, une machine de Carnot irréversible à gaz permanent peut être modélisée et optimisée avec la même approche. Ainsi, le modèle pourra être utilisé pour des machines fonctionnant avec un gaz permanent, par exemple le moteur de Stirling et la machine de S. Klutchenko.

Travaux cités

1. **BP.** *BP Statistique Review of World Energy.* Londres : BP, 2015.

2. **Ademe.** *Climat, air et énergie édition 2013.* Paris : Ademe, 2013.

3. **Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat (GIEC).** *Changement climatique 2013 : Les éléments scientifiques, Résumé à l'intention des décideurs, Résumé technique et Foire aux questions.* s.l. : GIEC, 2013.

4. **International Energy Agency.** *Energy and Climate Change.* Paris : IAE, 2015.

5. **Wikipedia.** Protocole de Kyoto. [En ligne] 2016. [Citation : 10 mai 2016.] https://fr.wikipedia.org/wiki/Protocole_de_Kyoto.

6. **Ademe.** Nous connaitre. [En ligne] 2016. [Citation : 10 mai 2016.] http://www.ademe.fr/connaitre.

7. —. *La chaleur fatale industrielle.* Paris : Ademe, 2015.

8. **Carnot, S.** *Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance.* Paris : Bachelier, 1824.

9. *Approche thermodynamique des échangeurs de chaleur, un tour d'horizon.* **Feidt, M.** Paris : Journées SFT, 2016.

10. **Stirling, R.** *Uk patent. 4081* Royaume-Uni, 1816.

11. *Evaluation of the work lost due to leaks through cylinder - displacer gap.* **Homutescu, V.M., Dumitrascu, G. et Horbaniuc, B.** Nantes : Proceedings of COFRET'08, 2008.

12. **Nightingale, N.P.** *Automotive Stirling engine mod ii design report.* Lewis Reserch Center : Technical report NASA, 1986.

13. **Mabrouk, M.T.** *Production optimale d'énergie pour une communauté à petite échelle : Application à l'optimisation d'une centrale solaire hybride produisant électricité et chaleur.* Nancy : Thèse de doctorat, Université de Lorraine, 2015.

14. **Engie Lab Crigen.** Journée Micro et Mini Cogénération. [En ligne] 3 février 2016. [Citation : 18 avril 2016.] http://events.femto-st.fr/Journees-Cogeneration/journee-2016.

15. **Genoastirling.** The engines available. [En ligne] 2016. [Citation : 18 avril 2016.] http://www.genoastirling.com/eng/engine-available.php.

16. **Urieli, I. et Berchowitz, D.M.** *Stirling cycle engine analysis.* Bristol : Higler, 1983.

17. **Berchowitz, D.M.** *A computer and experimental simulation of Stirling cycle machines.* University of Witwatersrand Johannesburg, : Msc dissertation, 1978.

18. **Andersen, S.K.** *Numerical simulation of cyclic thermodynamic processes.* Copenhague : Phd thesis, Technical university of Denmark, 2006.

19. *The effect of irreversibilities on solar Stirling engine cycle performance.* **Costea, M., Petrescu, S. et Harman, C.** 1999, Energy Conversion & Management, Vol. 40, pp. 1723-1731.

20. *Finite heat-capacity effects in regenerators.* **Waele, A.T.A.M.** 2012, Cryogenics, Vol. 52, pp. 1-7.

21. *Porosity and effective thermal conductivity of wire screens.* **Chang, W.S.** 1990, ASME, Journal of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 5-9.

22. *An approximate thermal analysis of Stirling engine regenerators.* **Park, S.H. et Lee, Y.S.** 2, 1993, KSME J., Vol. 7, pp. 133-143.

23. *Thermodynamic analysis of the Stirling heat engine with regenerative losses and internal irreversibilities.* **Tlili, I., Timoumi, Y. et Ben Nasrallah, S.** 2008, Int. J. Eng. Res., Vol. 9, p. 45.

24. *Conceptual optimization of a rotary heat exchanger with a porous core.* **Dallaire, J., Gosselin, L. et da Silva, A.K.** 2010, Int. J. Therm. Sci., Vol. 49, pp. 454-462.

25. *Thermodynamic optimization of a regenerator heat exchanger.* **Martins, L.S., et al.** 2012, Appl. Therm. Eng., Vol. 45-46, pp. 42-51.

26. **Touré, A.** *Etude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique de l'énergie solaire ou pour micro-cogénération.* Pau : Thèse de doctorat, Université de Pau et des Pays et des pays de l'Adour, 2010.

27. *Energetic optimization of the performances of hot air engine for micro-CHP systems working with a Joule or an Ericsson cycle.* **Creyx, M., et al.** 2013, Energy, Vol. 49, pp. 229-239.

28. *Hot air engines.* **Stouffs, P.** 3, 2011, Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 4, pp. 1-8.

29. *A review on the thermodynamics optimization and modeling of the solar thermal Brayton cycle.* **Le Roux, W.G., Bello-Ochende, T. et Meyer, J.P.** 2013, Renew Sustain Energy Review, Vol. 28, pp. 677-690.

30. **Tardieu Alaphilippe, M.** *Recherche d'un nouveau procédé de conversion thermodynamique de l'énergie solaire, en vue de son application à la cogénération de petite puissance.* Pau : Thèse de doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, 2007.

31. *Etude d'un moteur Ericsson couplé avec un concentrateur solaire cylindro-parabolique.* **Alaphilippe, M., et al.** Paris : Actes du colloque SFT, 2013.

32. *Thermodynamic analysis of the reverse Joule-Brayton cycle heat pump for domestic heating.* **White, AJ.** 2009, Applied Energy, Vol. 86, pp. 2443-2450.

33. *Thermodynamic analysis of a liquid-flooded Ericsson cycle cooler.* **Hugenroth, J., et al.** 2007, Int. J. Refrig., Vol. 30, pp. 1176-1186.

34. *Numerical model and investigations of the externally heated valve Joule engine.* **Wojewoda, J. et Kazimierski, Z.** 2010, Energy, Vol. 35, pp. 2099-2108.

35. **Creyx, M.** *Etude théorique et expérimentale d'une unité de micro-cogénération biomasse avec moteur Ericsson.* Valenciennes : Thèse de doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, 2014.

36. **Bonnet, S.** *Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur Stirling et d'un moteur Ericsson.* Pau : thèse de doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, 2005.

37. *Energy, exergy and cost analysis of a mico-cogeneration system based on a Ericsson engine.* **Bonnet, S., Alaphilippe, M. et Stouffs, P.** 12, 2005, International Journal of Thermal Science, Vol. 44, pp. 1161-1168.

38. *Modeling of the Ericsson engine.* **Touré, A. et Stouffs, P.** 2014, Energy, Vol. 76, pp. 445-452.

39. *Dynamic simulation of a small modified Joule cycle reciprocating Ericsson engine for micro cogeneration systems.* **Lontsi, F., et al.** 2013, Energy, Vol. 63, pp. 309-316.

40. *Ferromagnétisme et équation caractéristique des fluides.* **Weiss, P.** 1917, J. Phys. Theor. Appl., Vol. 7, pp. 129-144 .

41. *Sur un nouveau phénomène magnétocalorique.* **Weiss, P. et Piccard, A.** 1918, Compt Rend Ac Sci, Vol. 166, p. 352.

42. *Einige Bemerkungen zur Magnetisierung bei tiefer Temperatur.* **Debye, P.** 1926, Ann. Phys., Vol. 386, pp. 1154-1160.

43. *A thermodynamic treatment of certain magnetic effects. a proposed method of producing temperatures considerably below 1° absolute.* **Giauque, W.F.** 1927, J. Am. Chem. Soc., Vol. 49, p. 1864.

44. *Magnetic heat pumping near room temperature.* **Brown, G.V.** 1976, Journal of Applied Physics, Vol. 47, pp. 3673-3680.

45. *Giant Magnetocaloric Effect in Gd5(Si2Ge2).* **Pecharsky, V. K. et Gschneidner, K. A. Jr.** 1997, Phys. Rev. Lett., Vol. 78, p. 4494.

46. *Stirling-cycle rotating magnetic refrigerators and heat engines for use near room temperature.* **Steyert, W. A.** 1978, J. Appl. Phys., Vol. 49, p. 1216.

47. **BASF.** Solid-state cooling. [En ligne] 2015. [Citation : 19 avril 2016.] http://www.basf-new-business.com/en/projects/e-power-management/solid-state-cooling/.

48. *Thermomagnetic conversion efficiencies for ferromagnetic materials.* **Hsu, C.J., et al.** 12, 2011, Journal of Applied Physics, Vol. 110. 123923.

49. *The direct conversion of heat to electricity using multiferroic alloys.* **Srivastava, V., et al.** 1, 2011, Advanced Energy Materials, Vol. 1, pp. 97-104.

50. **Recour, Q.** *Etude des propriétés structurales, magnétiques et magnétocaloriques de Mn3Sn2 et de ses dérivés.* Nancy : Thèse de doctorat, Université de Lorraine, 2012.

51. **Eichenberger, L.** *Etat de valence de l'ytterbium dans YbMn6Ge6-xSnx et ses dérivés. Matériaux magnétocaloriques haute température.* Nancy : Thèse de doctorat, Université de Lorraine, 2015.

52. *Convertisseurs thermoacoustiques - Effet thermoacoustique.* **Nika, P.** 2008, Techniques de l'ingénieur, pp. 1-21.

53. **Hekyom.** The thermoacoustic technology. [En ligne] 2014. [Citation : 12 mai 2016.] http://www.hekyom.com/savoir-faire.html.

54. **Seebeck, T.J.** *Ueber den magnetismus der galvanischen kette.* Berlin : Technical report for the Royal Prussian Academy of Science, 1821.

55. *Nouvelles expériences sur la caloricité des courants électriques.* **Peltier, J.C.A.** 1834, Annales de Chimie et de Physique, Vol. 56, pp. 371-386.

56. *On the mechanical theory of thermo-electric currents.* **Thomson, W.** 1851, Trans. R. Soc. Edinburgh Earth Sci., Vol. 3, pp. 91-98.

57. *Thermoélectricité : des principes aux applications.* **Lenoir, B., Michenaud, J.P. et Dauscher, A.** K730, 2010, Techniques de l'ingénieur.

58. *Performance of a rotating two-phase turbine for combined power generation and desalination.* **Date, A., et al.** 2015, Applied Thermal Engineering, Vol. 76, pp. 9-17.

59. *Experimental performance of a rotating two-phase reaction turbine.* **Date, A., et al.** 2015, Applied Thermal Engineering, Vol. 76, pp. 475-483.

60. **Lemta.** *Livrable 3.6 Cycle de Rankine.* s.l. : Projet CERES, 2015.

61. *Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle.* **Tchanche, B. F. et Papadakis, G.** 2009, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 2468-2476.

62. *A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat.* **Chen, H., Goswami, D. Y. et Stefanakos, E. K.** 2010, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, pp. 3059-3067.

63. *A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources.* **Hung, T. C., Wang, S. K. et al., and.** 2010, Energy, Vol. 35, pp. 1403-1411.

64. *Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine.* **Badr, O., Probert, S. D. et O'Callaghan, P. W.** 1985, Applied Energy, Vol. 21, pp. 1-42.

65. *Performance optimization of low temperature power generation by supercritical ORCs (Organic Rankine Cycles) using low GWP (Global Warming Potential) working fluids.* **Le, V. L., et al.** 2014, Energy, Vol. 67, pp. 513-26.

66. *Optimization of the Changing Phase Fluid in a Carnot Type Engine for the Recovery of a Given Waste Heat Source.* **Blaise, M., Feidt, M. et Maillet, D.** 2015, Entropy, Vol. 17, pp. 5503-5521.

67. **Enertime.** solution ORC. [En ligne] 2016. [Citation : 10 mai 2016.] http://www.enertime.com.

68. **Wikipedia.** cycle de Rankine. [En ligne] 2016. [Citation : 10 mai 2016.] https://fr.wikipedia.org/wiki/Cycle_de_Rankine#Cycle_de_Kalina.

69. **Klutchenko, S.** The Carnot Engine Project. [En ligne] 2011. [Citation : 19 avril 2016.] http://thecarnotengine.blogspot.fr.

70. —. *Thermodynamic machine, particular of the Carnot and/or Stirling type. 20100287936 A1* US, 2010.

71. *Some heat engine cycles in which liquids can work.* **Allen, P.C, Paulson, D.N. et Wheatley, J.C.** 1, 1981, Proc. Natl Acad. Sci. USA, Vol. 78, pp. 31-35.

72. **Mathes, R.** *Convertisseur de Faraday à métal/gaz : optimisation thermodynamique de cycles combinés et modélisation de l'accélérateur.* Institut de Mécanique de Grenoble. Grenoble : s.n., 1992.

73. **Alemany, A.** Studies for the definition of a Faraday converter for space nuclear systems. *Space Nuclear Power Systems.* 1987, pp. 367-369.

74. **Chaix, J.E.** *FR1101045* France, 2011.

75. **Hevatech.** Hevatech. [En ligne] 2016. [Citation : 19 avril 2016.] http://www.hevatech.fr.

76. *Ejecteurs.* **Paulon, J.** 1993, Techniques de l'ingénieur, Vol. B 4250.

77. *CFD analysis of an ejector for cooling applications.* **Scott, D.A., Aidoun, Z.** Prague : 23rd IIR International Congress of Refrigeration , 2011.

78. *Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. Systems characterization.* **Sokolov, M, Hershgal, D.** 1990, Rev. Int. Froid, Vol. 13, pp. 351-356.

79. *Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 2. Desing procedures.* **Sokolov, M., Hershgal, D.** 1990, Rev. Int. Froid, Vol. 13, pp. 357-363.

80. *Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 3. Experimental results.* **Sovolov, M., Hershgal, D.** 1990, Rev. Int. Froid, Vol. 14, pp. 24-31.

81. *Ejector technologie (Editorial).* **Groll, E.H.** 2011, Int. J. Refrigeration, Vol. 34, pp. 1543-1544.

82. *Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxyde air-conditioning applications (Review).* **Elbel, S.** 2011, Int. J. Refrigeration, Vol. 34, pp. 1545-1561.

83. *On ejector technology.* **Fischer, J.** 2013, Int. J. of refrigeration, Vol. 36, pp. 1399-1400.

84. *Review of recent developments in advanced ejector technology.* **Elbel, S et Lawrence, N.** 2016, International Journal of Refrigeration, Vol. 62, pp. 1-18.

85. **ASHRAE Equipment Handbook.** *Steam Jet Refrigeration Equipment* . Atlanta : ASHRAE, 1979.

86. **Flugël, G.** *The design of jet pumps.* Washington : Technical Memorandums of National Advisory Committee for Aeronautics, 1939. disponible en ligne : http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19930094434.pdf.

87. *A simple air ejector.* **Keenan, J.H. et Neumann, E.P.** 1942, J. Appl. Mech, Vol. Trans ASME 64, pp. A75-A84.

88. *An investigation of ejector design by analysis and experiment.* **Keenan, J.H., Neumann, E.P. et Lustwerk, F.** 1950, J. Appl. Mech., Vol. Trans ASME 17, pp. 299-309.

89. *Experimental investigation on R134a vapour ejector refrigeration system.* **Selvaraju, A., Mani, A.** 2006, Int. J. Refrig., Vol. 29, pp. 1160-1166.

90. *Performance characteristics of HFC-123 ejector refrigeration cycles.* **Sun, D.W. et Eames, I.W.** 1996, Int. J. Energy Res., Vol. 20, pp. 871-885.

91. *Performance analysis of supersonic ejector cycle working with R245fa.* **Mazzelli, F., Milazzo, A.** 2015, Int. J. Refrigeration, Vol. 49, pp. 79-92.

92. *CFD study of a variable area ratio ejector using R600a and R152a refrigerants.* **Varga, S.** 2013, International Journal of Refrigeration, Vol. 36, pp. 157-165.

93. **Reitlinger, H. B.** *Sur l'utilisation de la chaleur dans les machines à feu.* Liège : Vaillant-Carmanne, 1929.

94. *H. B. Reitlinger and the origins of the efficiency at maximum power formula for heat engines.* **Vaudrey, A., Lanzetta, F. et Feidt, M.** 4, 2014, J. Non-equilib. Thermodyn, Vol. 39, pp. 199-203.

95. *The Saclay reactor: Two years experience on heat transfer by means of compressed gas, in: Proceedings of the International Conference on Peaceful.* **Yvon, J.** 1955, Uses of Atomic Energy, Geneva, United Nations, p. 387.

96. *Stochastic dynamics, efficiency and sustainable power production.* **Moreau, M., Gaveau, B. et Schuman, S.** 1, 2011, European Physical Journal D., Vol. 62, pp. 67-71.

97. *The efficiency of atomic power stations (a review).* **Novikov, I.** 1957, Atomaya Energiya, pp. 3-11.

98. **Chambadal, P.** *Les centrales nucléaires.* Paris : A. Colin, 1957.

99. *Efficiency of a Carnot engine at maximum power output.* **Curzon, F.L. et Ahlborn, B.** 1975, Am. J. Phys., Vol. 1, pp. 22-24.

100. **Andresen, B.** *Finite-time thermodynamics.* Copenhague : Physics Laboratory II, 1983.

101. **Feidt, M.** *Thermodynamique Optimale en Dimensions Physiques Finies.* Paris : Hermès, 2013.

102. *Optimization of the direct Carnot cycle.* **Feidt, M., et al.** 2007, Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 829-839.

103. *Optimal performance of a generalized irreversible Carnot-engine.* **Zhou, S., et al.** 2005, Applied Energy, Vol. 81, pp. 376-387.

104. *Maximum-profit performance for generalized irreversible Carnot-engines.* **Chen, L., Sun, F. et Wu, C.** 2004, Applied Energy, Vol. 79, pp. 15-25.

105. *A comparative performance analysis of irreversible Carnot heat engines under maximum power density and maximumpower conditions.* **Kodal, A., Sahin, B. et Yilmaz, T.** 2000, Energy Conversion and Management, Vol. 41, pp. 235-248.

106. **Meury, M.** *Memento des pertes de charge, I.E Idel'cik.* Paris : Eyrolles, 1999.

107. **Feidt, M.** *Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés.* Paris : Tech.& Doc./Lavoisier, 1996.

108. **Pottier, N.** *Physique statistique hors équilibre , Processus irréversibles linéaires.* Paris : CNRS Edition, 2007.

109. *Sur les transformations et l'équilibre en thermodynamique.* **Gouy, S.** 1889, Comptes Rendus des séances de l'Académie des Sciences 108, Vol. 509.

110. *Sur l'energie utilisable.* **Gouy, S.** 2nd series, 1889, Journal de Physique, Vol. 8, pp. 501-518.

111. *Die Kreisprozesse der Gasmachine.* **Stodola, A.** 38, 1898, Zeitschrift des VDI, Vol. 42, pp. 1086-1091.

112. *A four objectives optimization for an energy system considered in the environment.* **Blaise, M. et Feidt, M.** 2014, Int J Energy Environ Eng, Vol. DOI 10.1007/s40095-014-0141-1.

113. **Bejan, A.** *Entropy Generation Minimization, The method of Thermodynamic Optimization of Finite Size Systems and Finite Time Processes.* Boca Raton, USA : CRC Press, 1996.

114. *An ecological optimisation criterion for finite-time heat engines.* **Angulo-Brown, F.** Mexico : s.n., 1991, Journal of Applied Physics, Vol. 69, pp. 7465-7469.

115. *Ecological optimization for a generalized irreversible Carnot engine with an universal heat transfer law.* **Zhan, Y-B, Ma, P-C et Zhu, X-Q.** 2011, Procedia Environmental Sciences, Vol. 11, pp. 945-952.

116. **Roche, L. et Finke, A.** *Caractérisation d'une huile végétale à pression atmosphérique et en température.* Lyon : INS, 2015.

117. *On the Speed of Sound.* **Krout, K.A. et Sohrab, S.H.** 1, 2016, International Journal of Thermodynamics, Vol. 19, pp. 29-34.

118. **Wallis, G.B.** *One-dimensional two-phase flow.* New York : Mc Graw-Hill, 1969.

119. **Shamsborhan, H.** *Développement d'une méthode de mesure de la célérité du son en écoulement diphasique application aux écoulements cavitants.* Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers. Paris : Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieures des Arts et Metiers, 2009. Thèse de doctorat.

120. *Compressibilities and viscosities of reference and vegetable oils for their use as hydraulic fluides and lubricants.* **Regueira, T., et al.** 2011, Green Chemistry, Vol. 13, pp. 1293-1302.

121. **Bourrilhon, T.** *Tuyère Diphasique à Jet de Brouillard : Application à la lutte contre les incendies et au refroidissement des procédès métallurgiques.* Université de Grenoble : Thèse de doctorat, 2009.

122. *Rapid phase transitions from liquid to vapor.* **Reid, R.** 1983, Adv Chem Eng, Vol. 12, pp. 105-208.

123. *On the interaction of liquid droplet with a pool of hot cooking oil.* **Manzello, S., Yang, J. et Clearly, T.** 2003, Fire Safety Journal, Vol. 38, pp. 651-659.

124. *Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production.* **Zivi, S.M.** 1964, Journal of Heat Transfer, Vol. 86, pp. 247-252.

125. **Prigogine, I.** *Etude Thermodynamique des phénomènes irréversibles.* Liége : Desoer, 1947.

126. *Reciprocal Relations in Irreversible Processes I.* **Onsager, L.** 1931, Physical Review, Vol. 37, pp. 405-426.

127. **Fourier, J.** *Théorie Analytique de la Chaleur.* Paris : F. Didot, 1822.

128. **Wikipedia.** Pression de Laplace. [En ligne] 2016. [Citation : 10 mai 2016.] https://fr.wikipedia.org/wiki/Pression_de_Laplace.

129. **Brodkey, R.S.** *The Phenomena of Fluid Motions.* s.l. : Addison-Wesley, Reading, Mass, 1967.

130. *Use of breakup time data and velocity history data to predict the maximum size of stable fragment for acceleration-induced breakup of a liquid drop.* **Pilch, M. et Erdman, C.** 1987, International Journal of Multiphase Flow, Vol. 13, pp. 741-757.

131. **Hanson, A. R. et Domich, E. G.** *The effect of viscosity on the breakup of droplets by air blasts : a shock tube study.* University of Minnesota, Minneapolis : Research Report No. 130, Dept of Aerospace Engineering, 1956.

132. *Shock tube investigation of the breakup of drops by air blasts.* **Hanson, A. R., Dominich, E. G. et Adams, H. S.** 1983, Phys. Fluids, Vol. 6, pp. 1070-1080.

133. *Stability of droplets suddenly exposed to a high velocity gas stream.* **Haas, F. C.** 1964, AIChE J, Vol. 10, pp. 920-924.

134. *Breakup of large water drops under the influence of aerodynamic forces in a steady stream of stream and stream at subsonic velocities.* **Hassler, G.** Hampshire : s.n., 1970. 3rd Int. Conf. on Rain Erosion and Related Phenomena.

135. *Critical speeds and sizes of liquid globules.* **Hinze, J. O.** 1949, Appl. scient. Res., Vol. A1, pp. 273-288.

136. *Acoustic emulsification. Part 2. Breakup of the large primary oil droplets in a water medium.* **Li, M. K. et Fogler, H. S.** 1978, J. Fluid Mech., Vol. 88, pp. 513-528.

137. *Singularities of the breakup of viscous liquid droplets in shock waves.* **Gel'Fand, B. E., et al.** 1975, J. Engng Phys, Vol. 25, pp. 1140-1142.

138. **Diu, B., et al.** *Thermodynamique.* Paris : Hermann, 2007.

139. *Determination and modeling of contact angle of Canola oil and olive oil on a PTFE surface at elevated temperatures using air or steam as surrounding media.* **Aydar, A., Rodriguez-Martinez, V. et Farkas, B.** 2016, LWT - Food Science and Technology, Vol. 65, pp. 304-310.

140. *Simultaneous flow in oil and gas.* **Baker, O.** 1954, Oil and Gas journal, Vol. 53, pp. 185-195.

141. *A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow.* **Taitel, Y. et Dukler, A.** 1987, AIChE Journal, Vol. 65, pp. 361-365.

142. *A flow pattern map for gas-liquid flow in horizontal pipes.* **Mandhane, J.M., Gregory, G.A. et Aziz, K.** 1974, International Journal of Multiphase flow, Vol. 1, pp. 537-553.

143. **Butterworth, D. et Hewitt, G.F.** *Two-phase flow and heat transfer.* Oxford : Oxford University Press, 1977. pp. 58-89. Chapter 4, Empirical method for pressure drop.

144. *Flow structutre in motion of a spheric drop in a fluid medium at intermediate Reynolds number.* **Ryvkind, M.C. et Ryvkind, G.** 1976, Fluid dynamics, Vol. 11, pp. 5-12.

145. *Mécanique des fluides.* **Gosse, J.** 1995, Techniques de l'Ingénieur, Vol. A1870.

146. **Oseen, C.W.** *Hydrodynamik.* Leipsig : Akademische Verlag, 1927.

147. *Uber die grundlegenden berechungen bei der schwerkraf-taufbereitung.* **Schiller, L. et Naumann, A.** 1933, Vereines Deutscher Ingenieure, Vol. 7, p. 318.

148. *Mouvement permanent lent d'une sphère liquide et visqueuse dans un liquide visqueux.* **Hadamard, J.** s.l. : C.R. AC.Sc, 1911, Compte Rendu de l'Académie des Sciences, Vol. 152, pp. 1735-1738.

149. *Evaporation from drops.* **Ranz, W. E. et Marshall, W. R.** 4, 1952, Chem. Eng Prog., Vol. 48, p. 173.

150. **Hinze, O.** *Turbulence.* Mac Graw Hill : New York, 1959.

151. **Clift, R., Grace, J. et Weber, M.** *Bubbles, Drops, and Particles.* New York : Academic press., 1978.

152. *Heat and mass transfer from single spheres in Stokes flow.* **Acrivos, A. et Taylor, T. E.** 1962, Physic of fluids, Vol. 5, pp. 387-394.

153. *Heat and mass transfer coefficient of viscous spheres.* **Feng, Z. G. et Michaelides, E. E.** 2001, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, pp. 4445-4454.

154. *Development of a heat transfer dimensionless correlation for spheres immersed in a wide range of Prandtl number fluids.* **Melissari, B. et Argyropoulos, S. A.** 2005, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, pp. 4333-4341.

155. **Levich, V.** *Physicochemical hydrodynamics.* Englewood Cliffs : Prentice-Hall, 1962.

156. *Ecoulements monodimensionnels des fluides compressibles.* **Lallemand, A.** 1997, Techniques de l'ingénieur, Vol. B 8165, pp. 1-23.

157. *An experimental analysis of cycling in an automotive air conditioning system.* **Ratts, EB. et Brown, S.** 11, 2000, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 1039-1058.

158. *Energy and exergy analyses of an experimental open-cycle desiccant cooling system.* **Kanoglu, M. et al., and.** 5-6, 2004, Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 919-932.

159. *Exergy analysis of a vapour-compression refrigerating system using R410A as refrigerant.* **Kharkri, M., et al.** 3, 2009, International Journal of Exergy, Vol. 6, pp. 295-322.

160. *Entropic analysis of adsorption open cycles for air conditioning. Part 2: Interpretation of experimental data.* **Kodama, A.** 2000, International Journal of energy research, Vol. 24, pp. 263-278.

161. **Le, V. L.** *Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques et supercritiques de Rankine pour la valorisation de rejets thermiques.* Nancy : thèse de doctorat, Université de Lorraine, 2014.

162. *Equivalent Carnot cycles for sorption refrigeration.* **Meunier, F, Neveu, P. et Castaing-Lasvignottes, J.** 6, 1998, International Journal of Refrigeration, Vol. 21, pp. 472-789.

163. *Detailed Analysis of an Endoreversible Fuel Cell : Maximum Power and Optimal Operating Temperature determination.* **Vaudrey, A., et al.** 3, 2012, Frontiers in Heat and Mass Transfer, Vol. 3, pp. 033001. <10.5098/hmt.v3.3.3001>.<hal-00733601>.

164. *Un modèle mécanique pour bilan d'exergie : l'équilibre d'un levier.* **Laouir, A., Legoff, P. et Hornut, J.M.** 2001, International Journal of Thermal Science, Vol. 40, pp. 659-668.

Annexes

Pour faciliter la vision globale sur les sensibilités, l'intégralité des courbes sont données en annexe, même si certaines courbes sont données déjà dans le corps du texte.

Annexe A Température entropique

Par définition, la variation infinitésimale de l'enthalpie dans le cas d'une transformation réversible s'exprime par :

$$dH = TdS + VdP \tag{393}$$

Dans le cas d'une transformation isobare, la variation d'enthalpie correspond au flux de chaleur échangé avec l'extérieur :

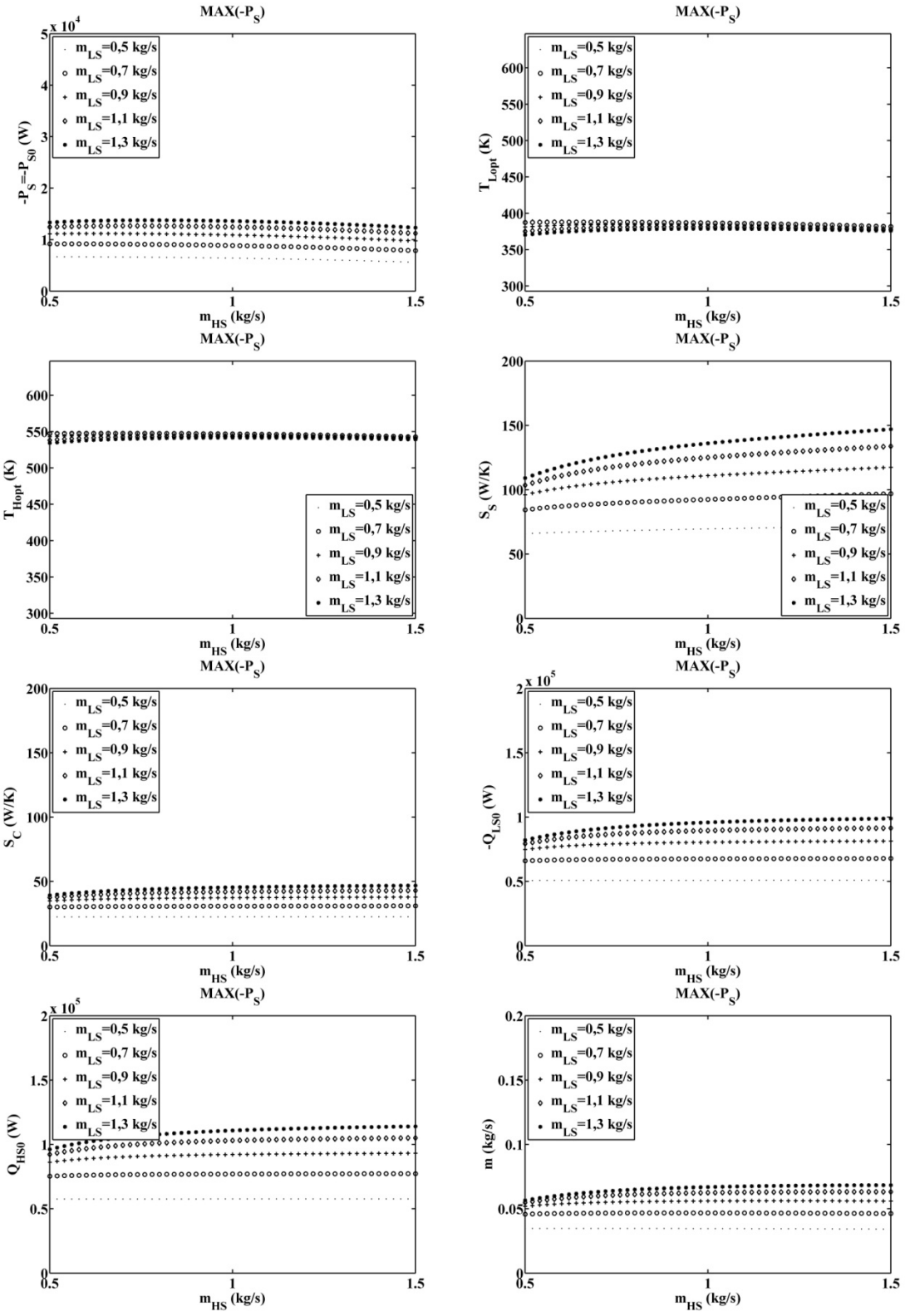
$$dH = TdS = \delta Q \tag{394}$$

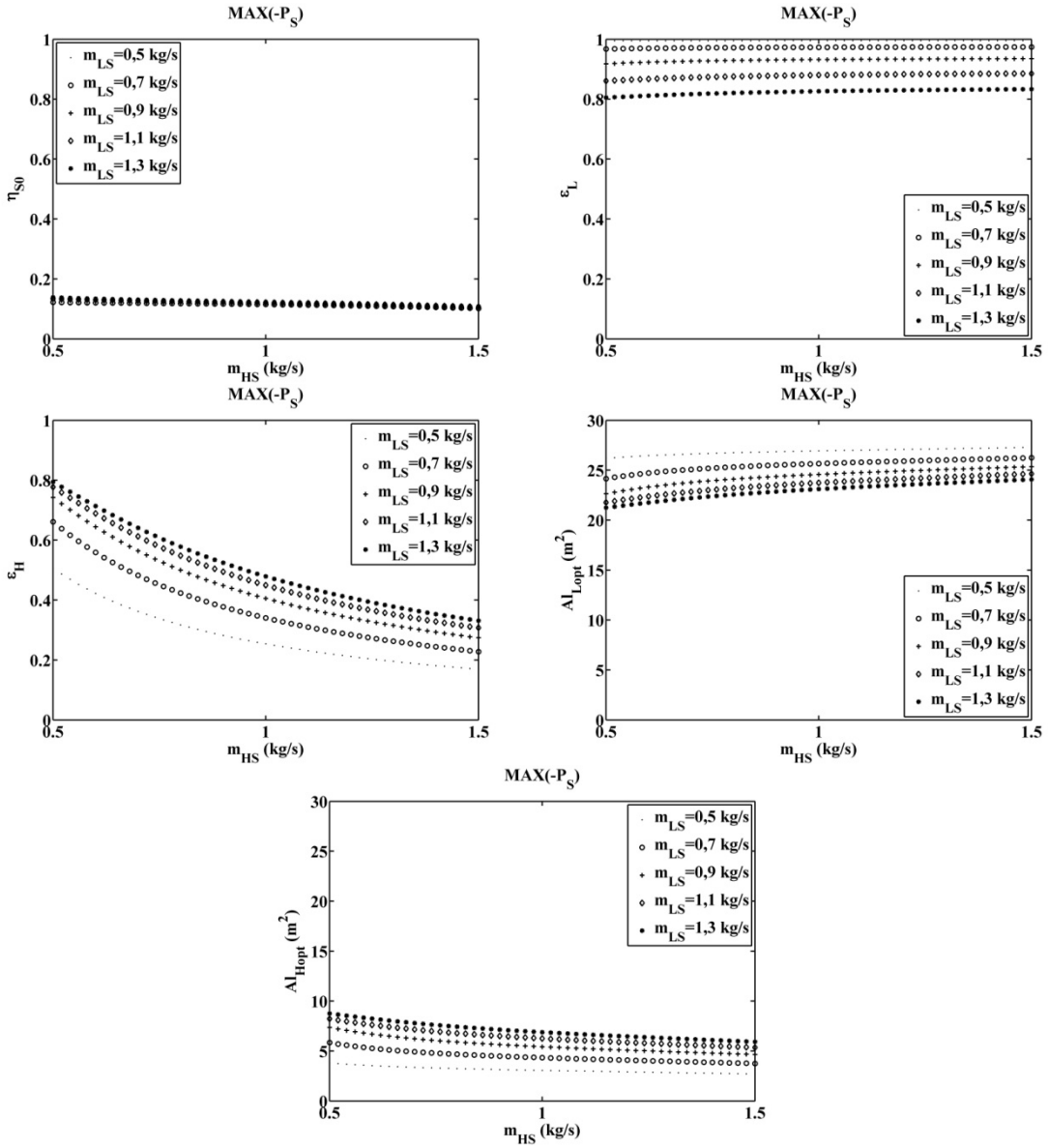
Ainsi, dans le cas où la température du système considéré n'est pas constante pendant la transformation, il est possible de définir une température $\tilde{T}$ dite entropique qui représente la température équivalente à une transformation isotherme. Elle s'exprime de cette façon :

$$\tilde{T} = \frac{\Delta H}{\Delta S} \tag{395}$$

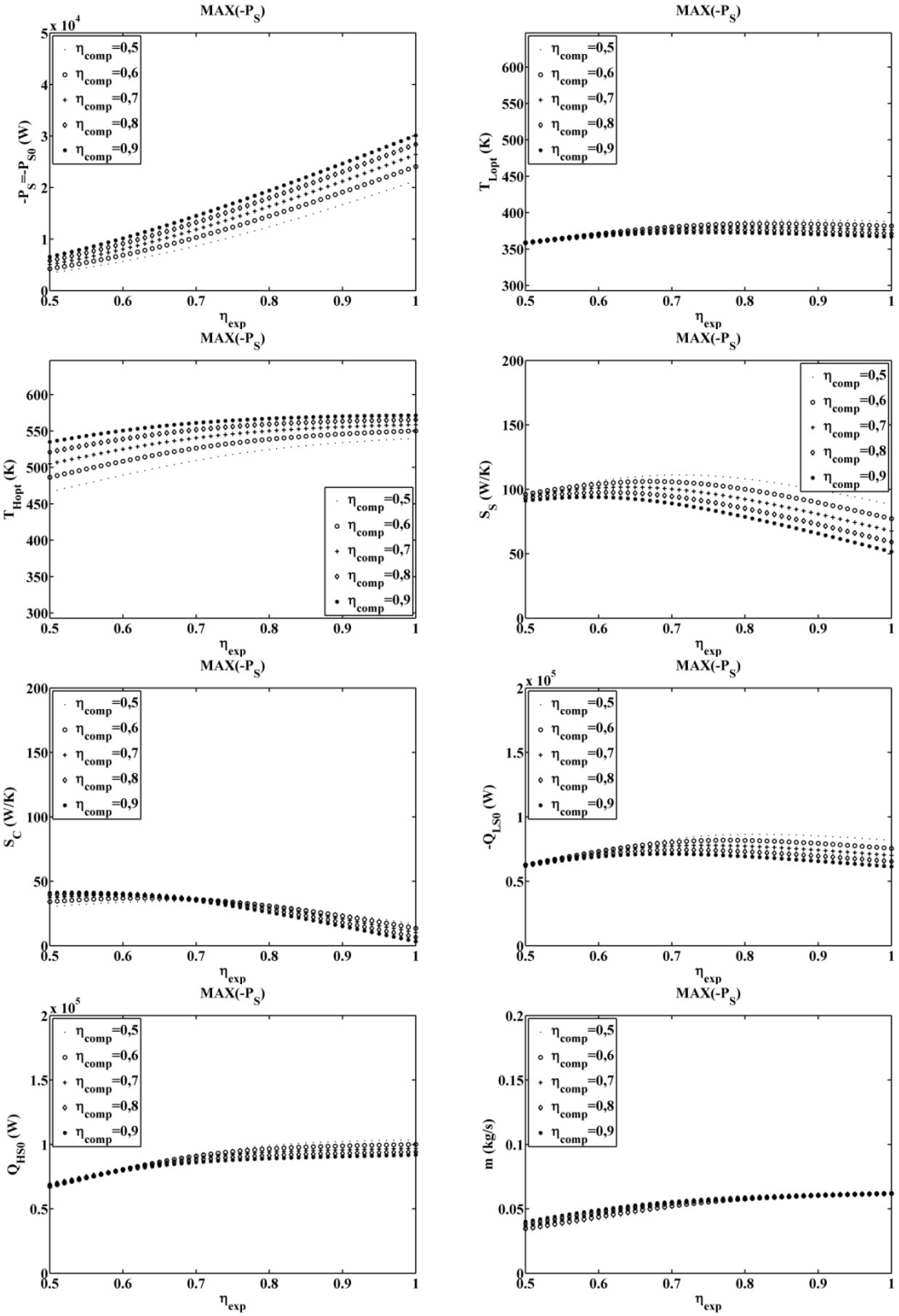
Cette astuce mathématique est largement utilisée en thermodynamique ([162], [163], [164] and [101]).

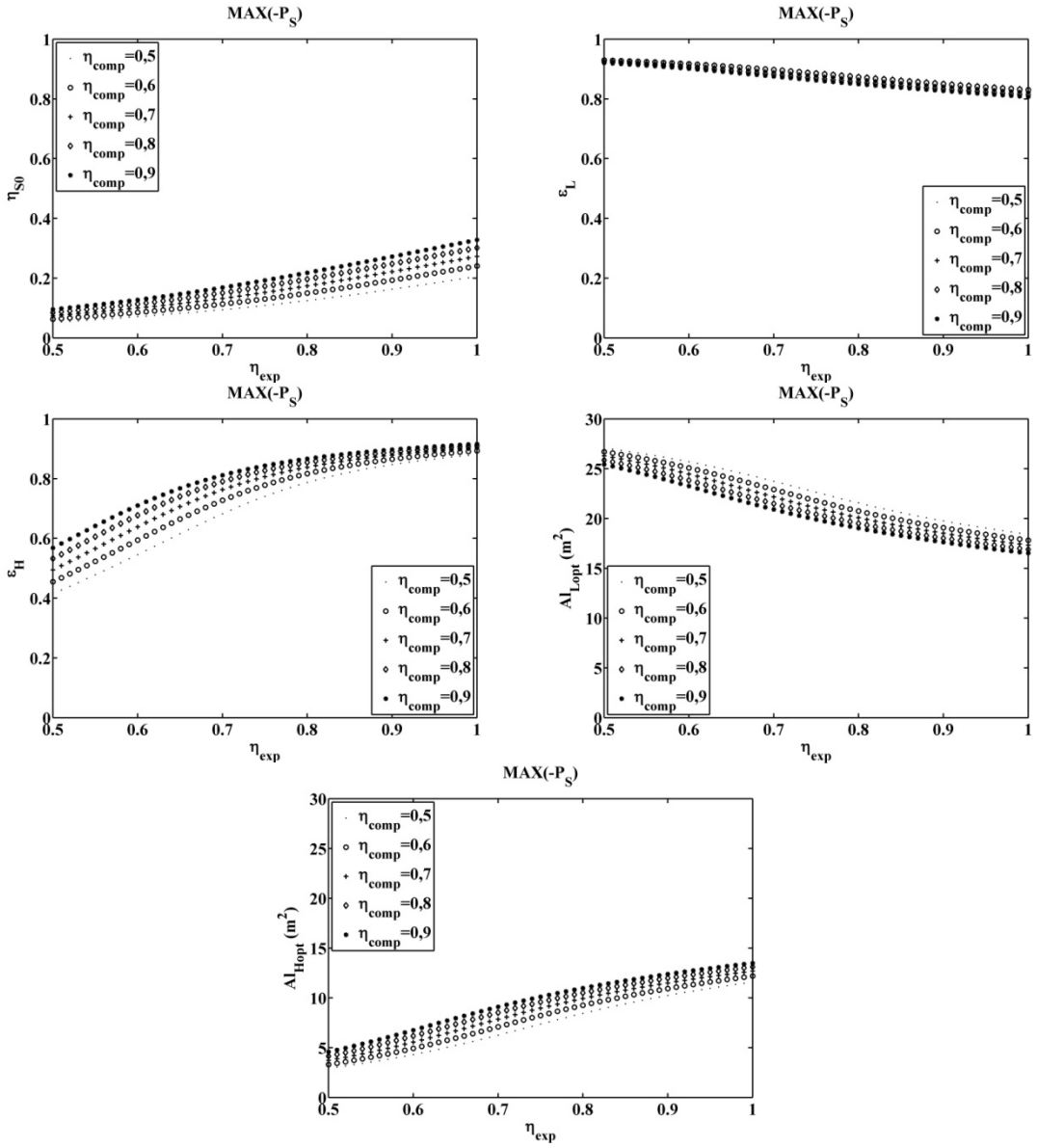
Annexe B Influence du débit massique du fluide chaud et du débit massique du fluide froid sur l'optimisation de la machine de Carnot



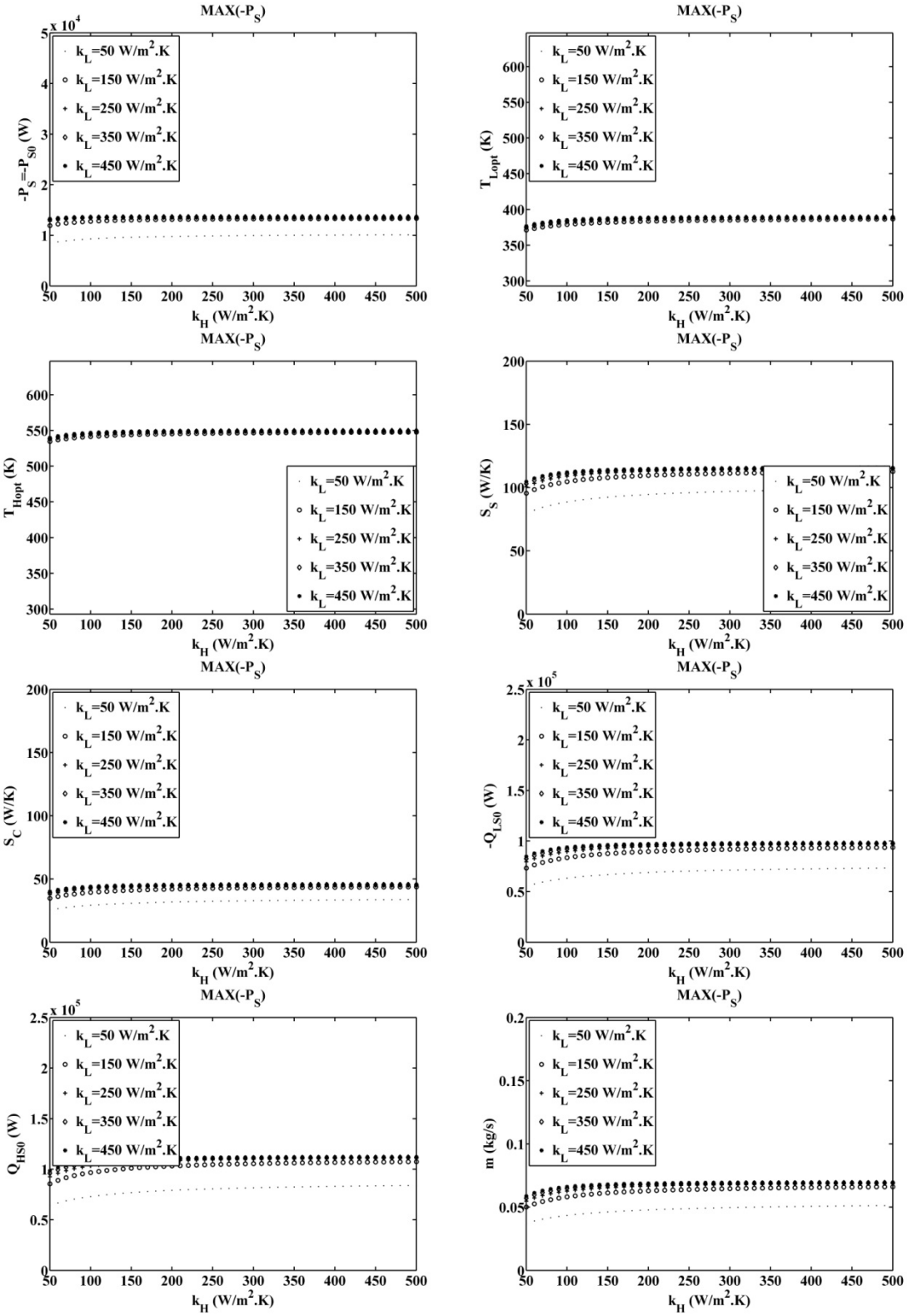

MAX(-P_S)
η_S0
m_HS (kg/s)
m_LS=0,5 kg/s
m_LS=0,7 kg/s
m_LS=0,9 kg/s
m_LS=1,1 kg/s
m_LS=1,3 kg/s
MAX(-P_S)
ε_L
m_HS (kg/s)
m_LS=0,5 kg/s
m_LS=0,7 kg/s
m_LS=0,9 kg/s
m_LS=1,1 kg/s
m_LS=1,3 kg/s
MAX(-P_S)
ε_H
m_HS (kg/s)
m_LS=0,5 kg/s
m_LS=0,7 kg/s
m_LS=0,9 kg/s
m_LS=1,1 kg/s
m_LS=1,3 kg/s
MAX(-P_S)
Al_Lopt (m^2)
m_HS (kg/s)
m_LS=0,5 kg/s
m_LS=0,7 kg/s
m_LS=0,9 kg/s
m_LS=1,1 kg/s
m_LS=1,3 kg/s
MAX(-P_S)
Al_Hopt (m^2)
m_HS (kg/s)
m_LS=0,5 kg/s
m_LS=0,7 kg/s
m_LS=0,9 kg/s
m_LS=1,1 kg/s
m_LS=1,3 kg/s

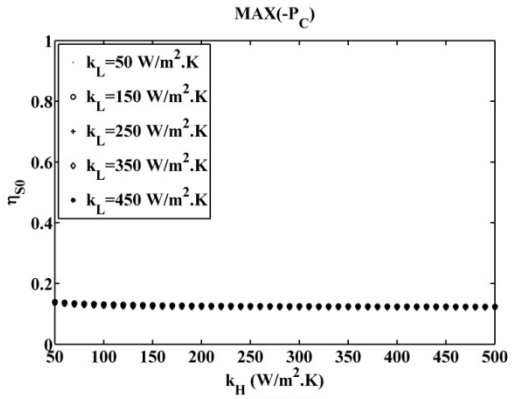
Annexe C Influence des rendements globaux de compression et de détente sur l'optimisation de la machine de Carnot

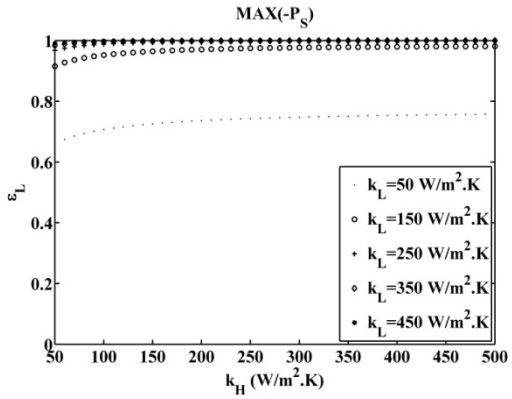


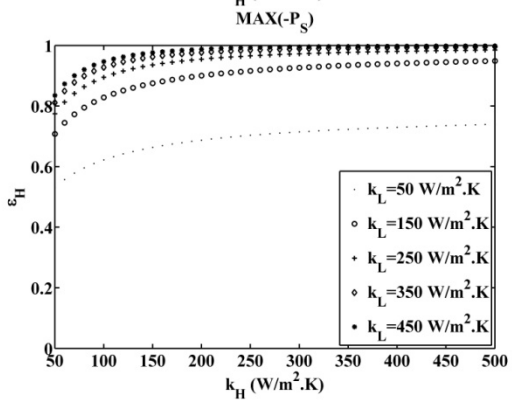

MAX(-P_S)
η_S0
η_exp
η_comp=0,5
η_comp=0,6
η_comp=0,7
η_comp=0,8
η_comp=0,9
MAX(-P_S)
ε_L
η_exp
MAX(-P_S)
ε_H
η_exp
MAX(-P_S)
Al_Lopt (m²)
η_exp
MAX(-P_S)
Al_Hopt (m²)
η_exp

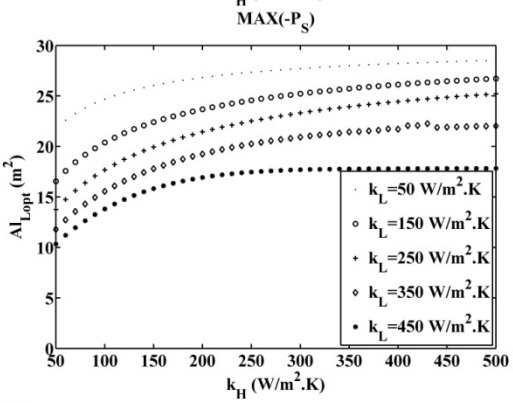
Annexe D Influence des coefficients globaux d'échange thermique sur l'optimisation de la machine de Carnot

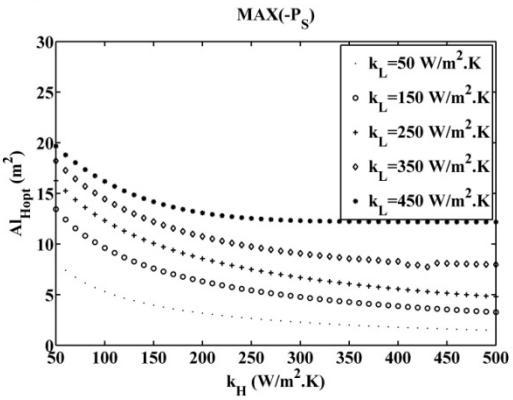



MAX(-P_C)
η_S0
k_H (W/m².K)
k_L=50 W/m².K
k_L=150 W/m².K
k_L=250 W/m².K
k_L=350 W/m².K
k_L=450 W/m².K

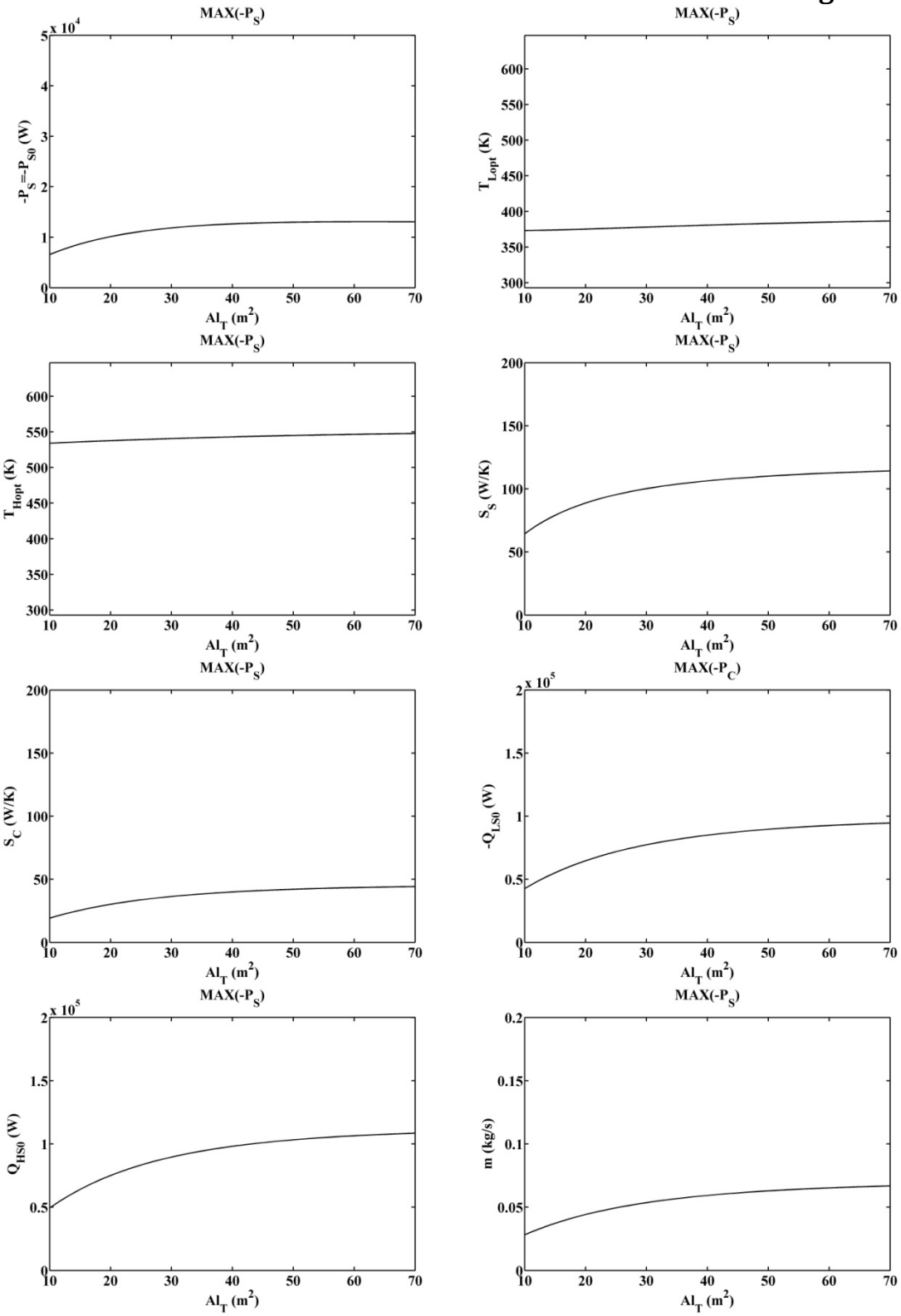

MAX(-P_S)
ε_L
k_H (W/m².K)
k_L=50 W/m².K
k_L=150 W/m².K
k_L=250 W/m².K
k_L=350 W/m².K
k_L=450 W/m².K

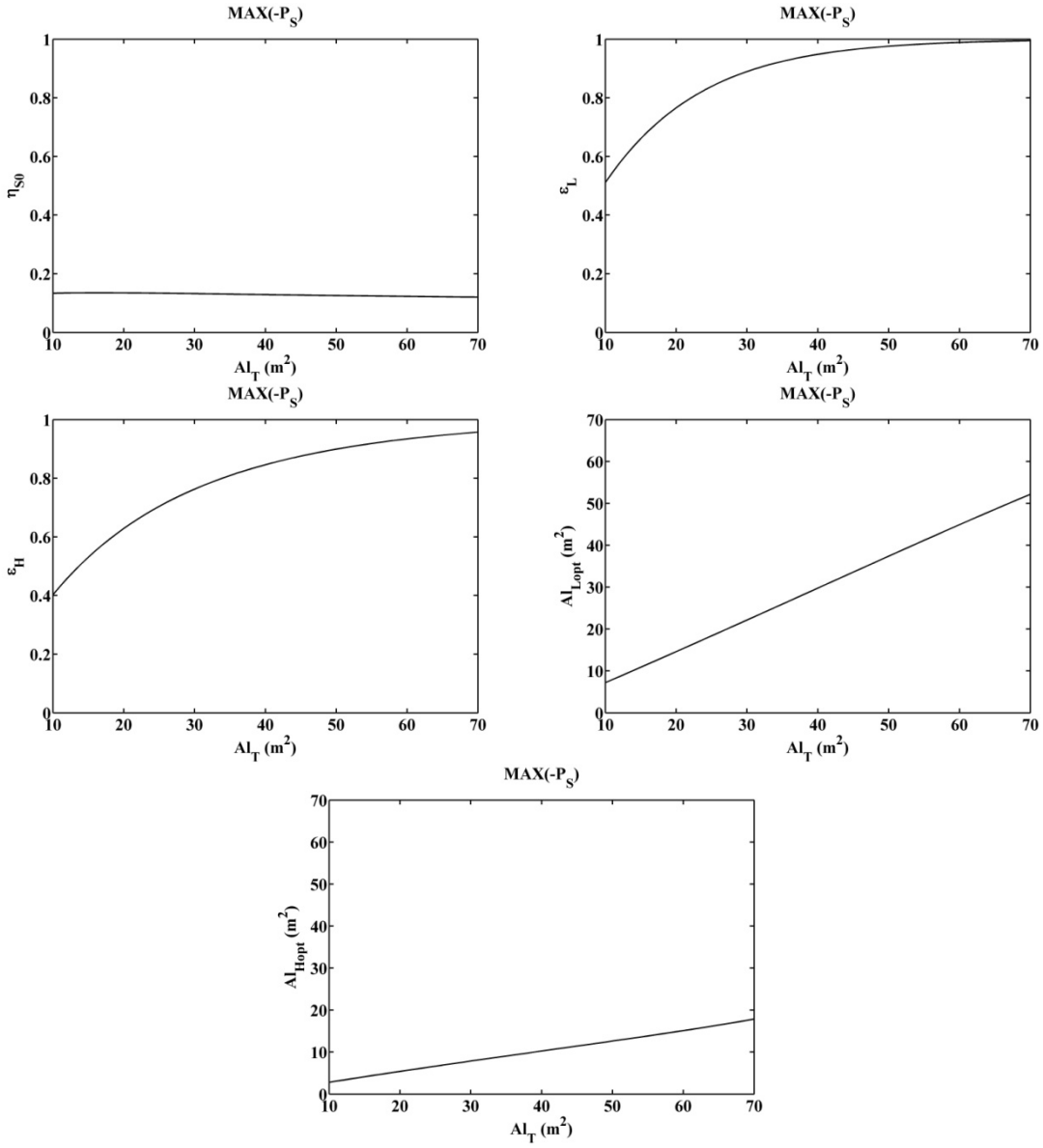

MAX(-P_S)
ε_H
k_H (W/m².K)
k_L=50 W/m².K
k_L=150 W/m².K
k_L=250 W/m².K
k_L=350 W/m².K
k_L=450 W/m².K


MAX(-P_S)
Al_Lopt (m²)
k_H (W/m².K)
k_L=50 W/m².K
k_L=150 W/m².K
k_L=250 W/m².K
k_L=350 W/m².K
k_L=450 W/m².K

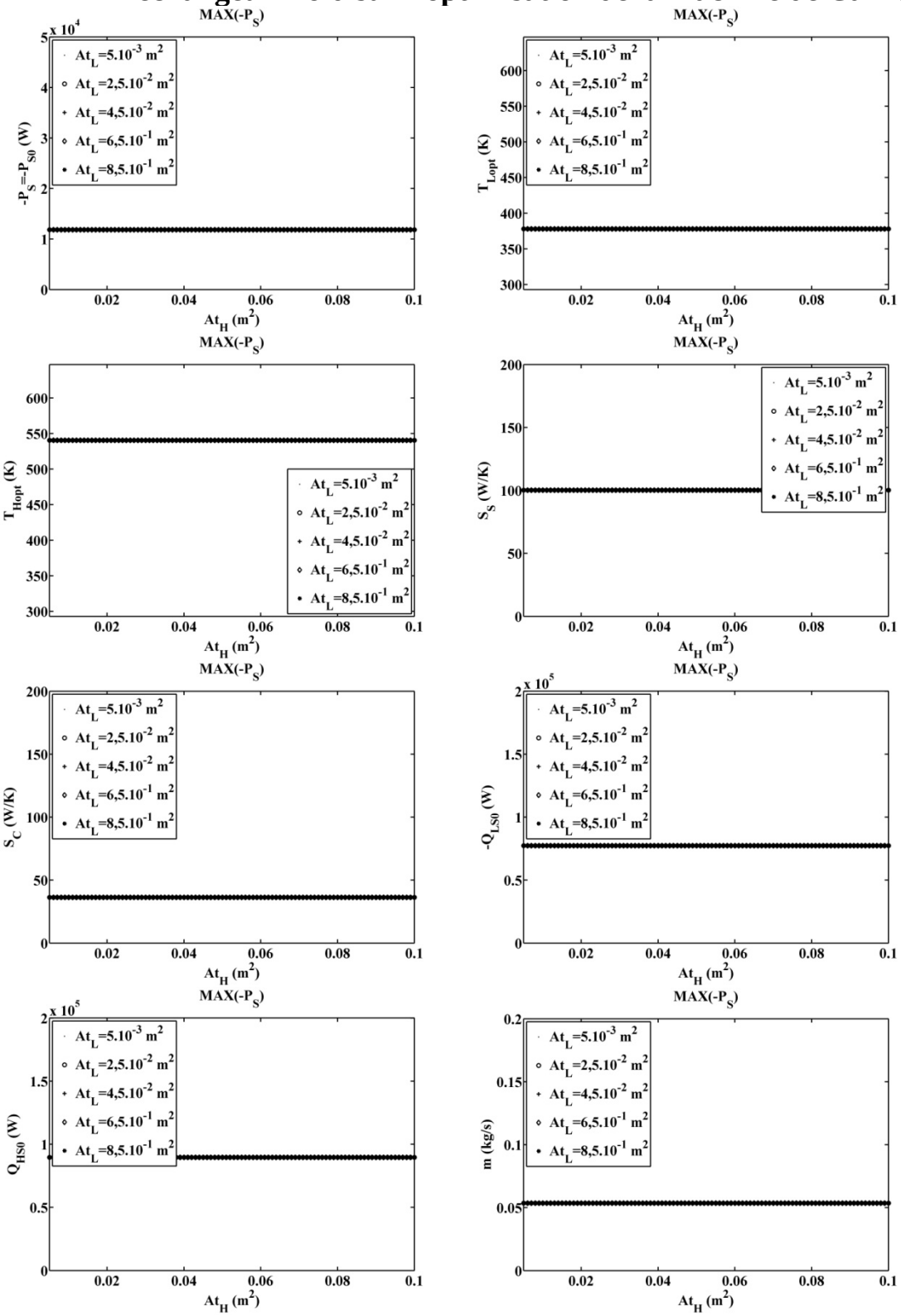

MAX(-P_S)
Al_Hopt (m²)
k_H (W/m².K)
k_L=50 W/m².K
k_L=150 W/m².K
k_L=250 W/m².K
k_L=350 W/m².K
k_L=450 W/m².K

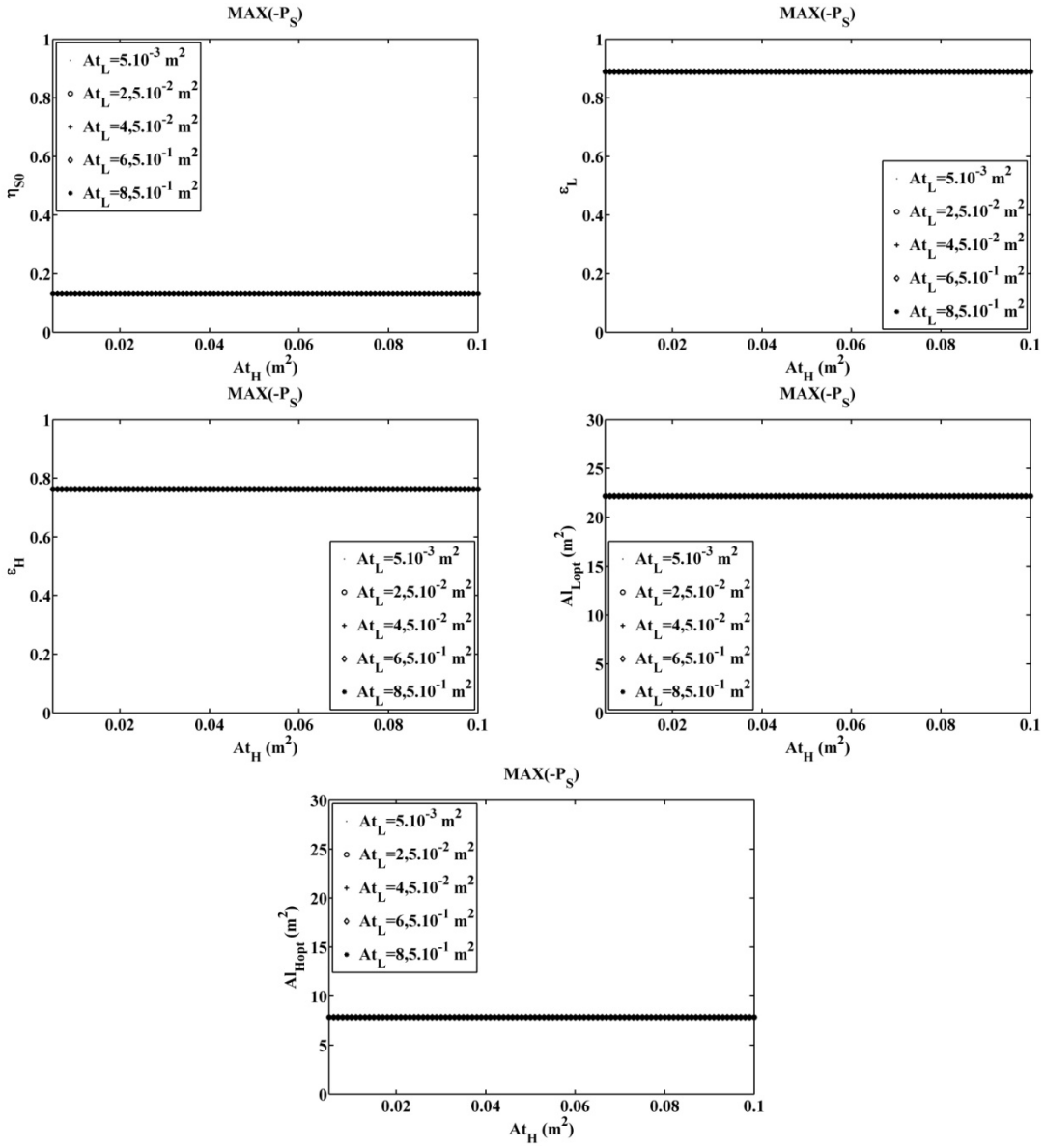
Annexe E Influence de la surface totale d'échange



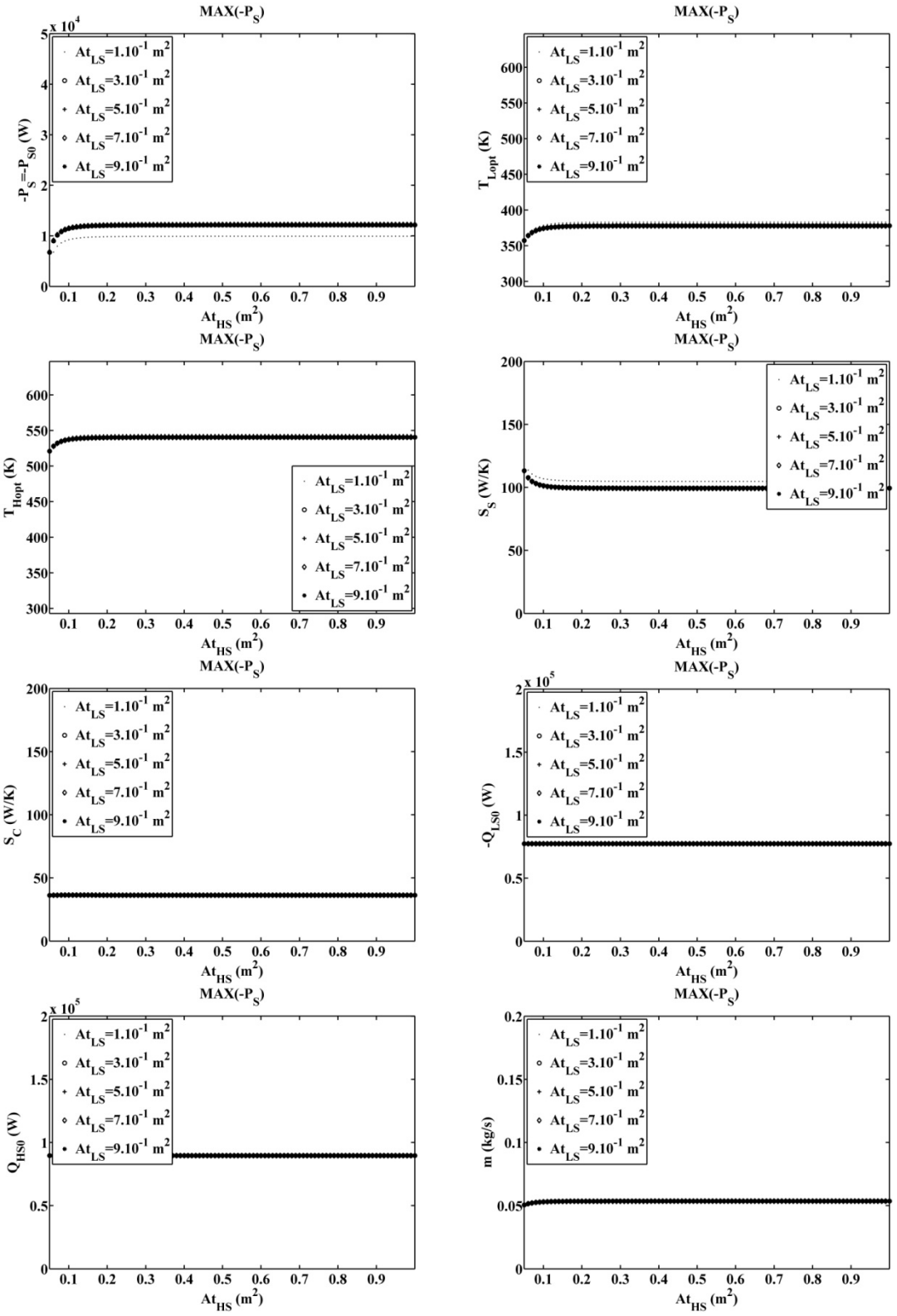

MAX(-P_S)
η_S0
Al_T (m^2)
MAX(-P_S)
ε_L
Al_T (m^2)
MAX(-P_S)
ε_H
Al_T (m^2)
MAX(-P_S)
Al_Lopt (m^2)
Al_T (m^2)
MAX(-P_S)
Al_Hopt (m^2)
Al_T (m^2)

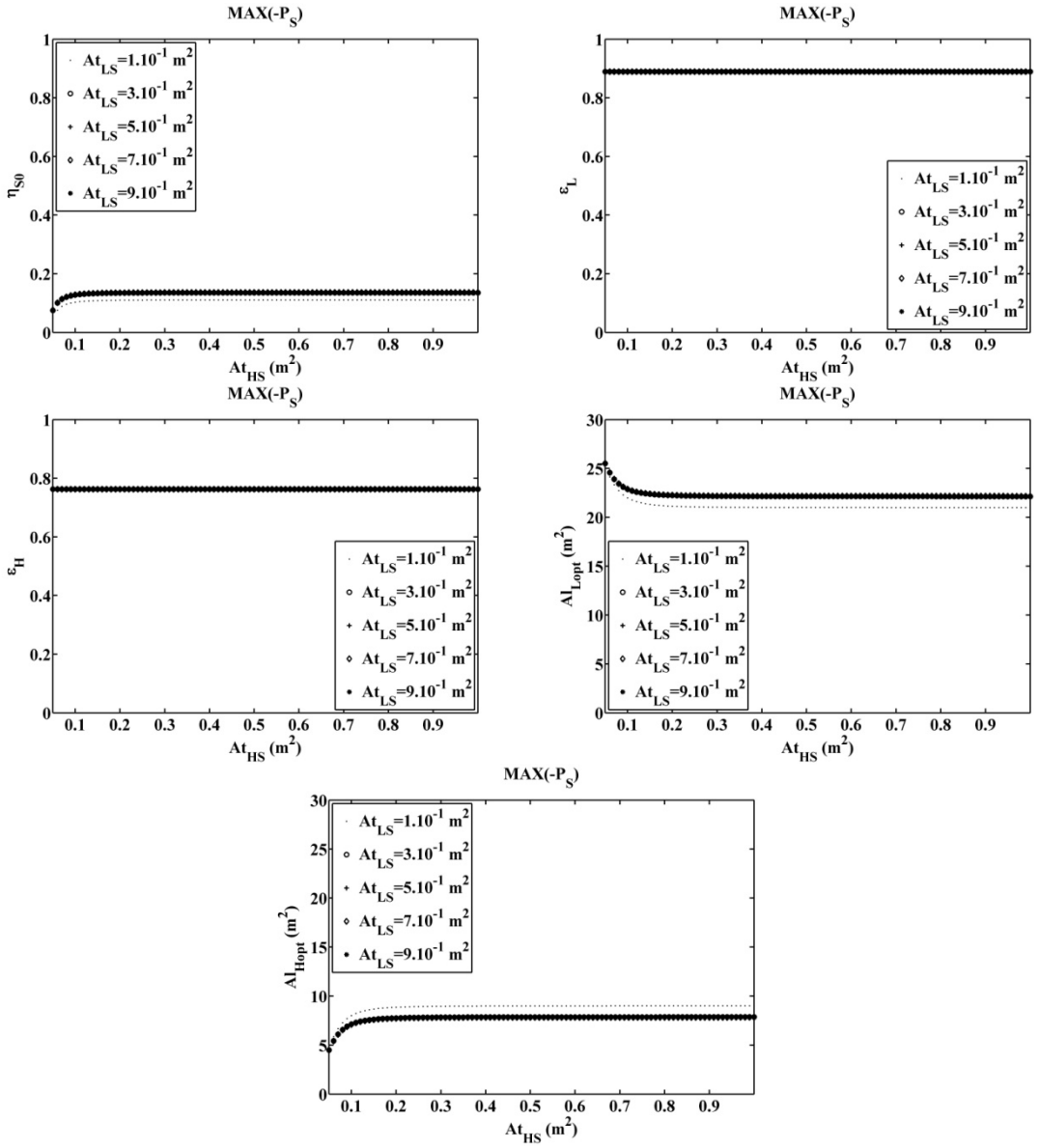
Annexe F Influence de la section de passage du fluide cyclé dans l'échangeur chaud et de la section de passage du fluide cyclé dans l'échangeur froid sur l'optimisation de la machine de Carnot



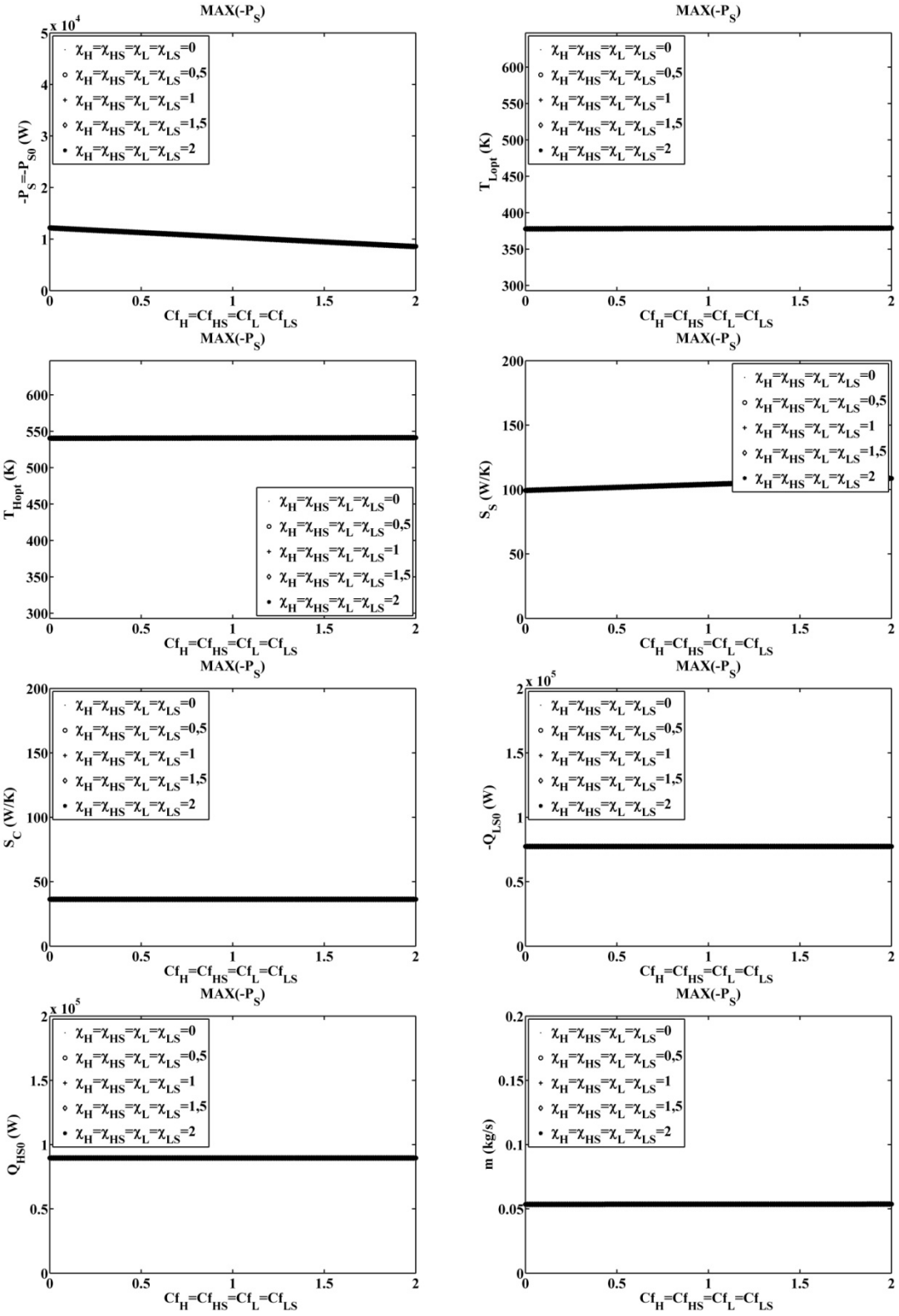

MAX(-P_S)
η_S0
At_H (m²)
At_L=5.10^-3 m²
At_L=2,5.10^-2 m²
At_L=4,5.10^-2 m²
At_L=6,5.10^-1 m²
At_L=8,5.10^-1 m²
MAX(-P_S)
ε_L
At_H (m²)
MAX(-P_S)
ε_H
At_H (m²)
MAX(-P_S)
Al_Lopt (m²)
At_H (m²)
MAX(-P_S)
Al_Hopt (m²)
At_H (m²)

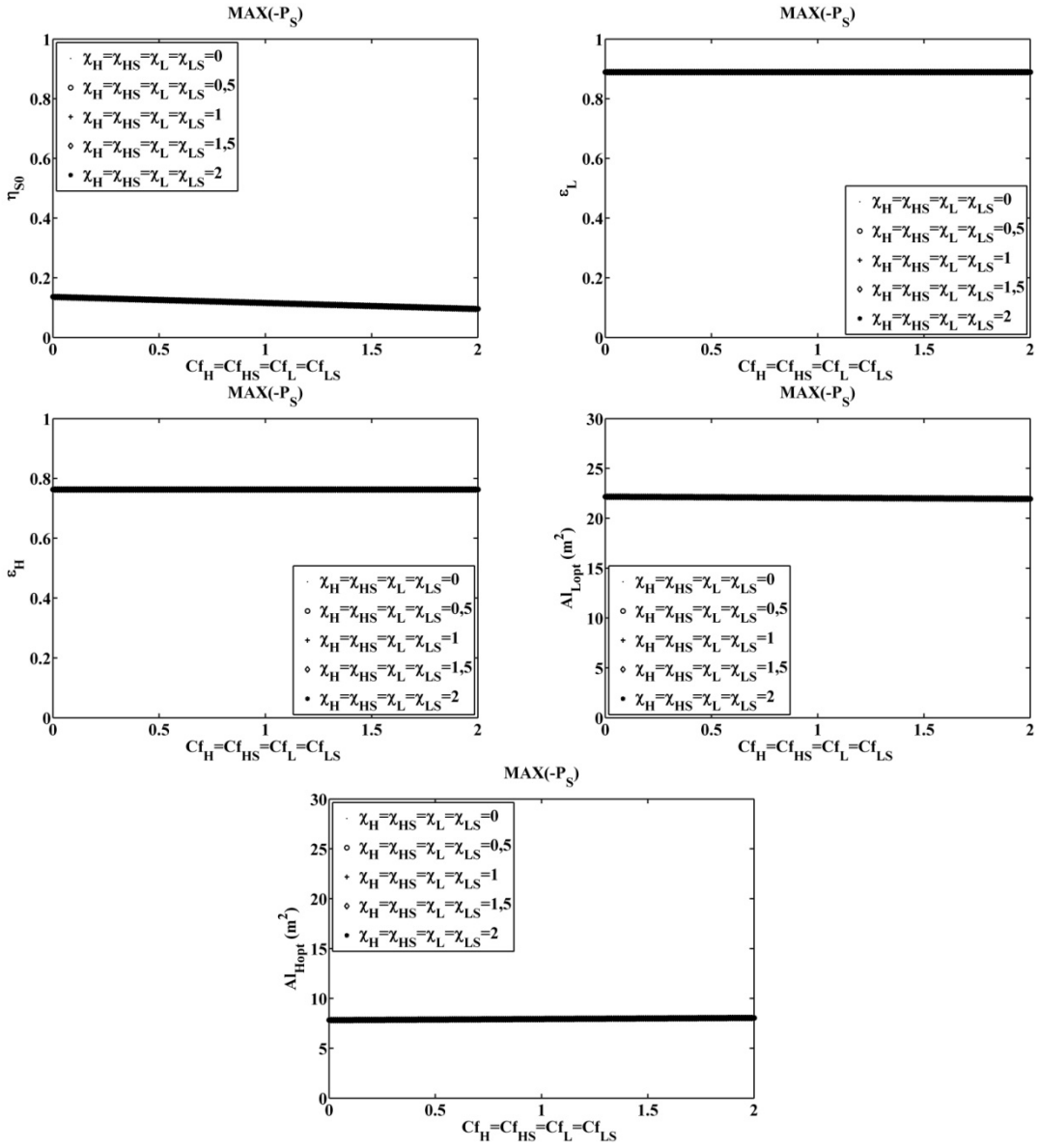
Annexe G Influence de la section de passage du fluide chaud et de section de passage du fluide froid sur l'optimisation de la machine de Carnot



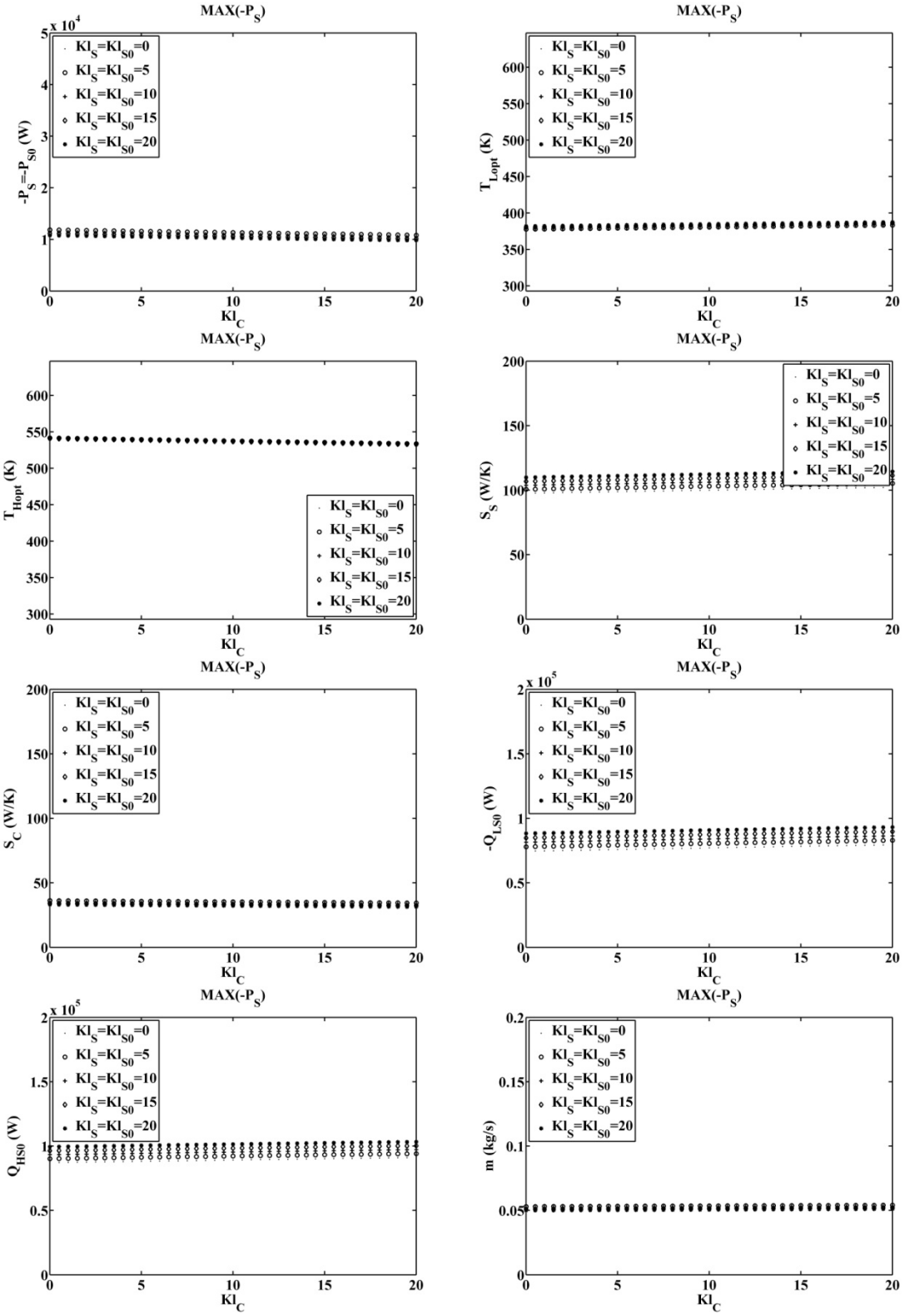

MAX(-P_S)
η_S0
At_HS (m²)
At_LS=1.10⁻¹ m²
At_LS=3.10⁻¹ m²
At_LS=5.10⁻¹ m²
At_LS=7.10⁻¹ m²
At_LS=9.10⁻¹ m²
MAX(-P_S)
ε_L
At_HS (m²)
MAX(-P_S)
ε_H
At_HS (m²)
MAX(-P_S)
Al_Lopt (m²)
At_HS (m²)
MAX(-P_S)
Al_Hopt (m²)
At_HS (m²)

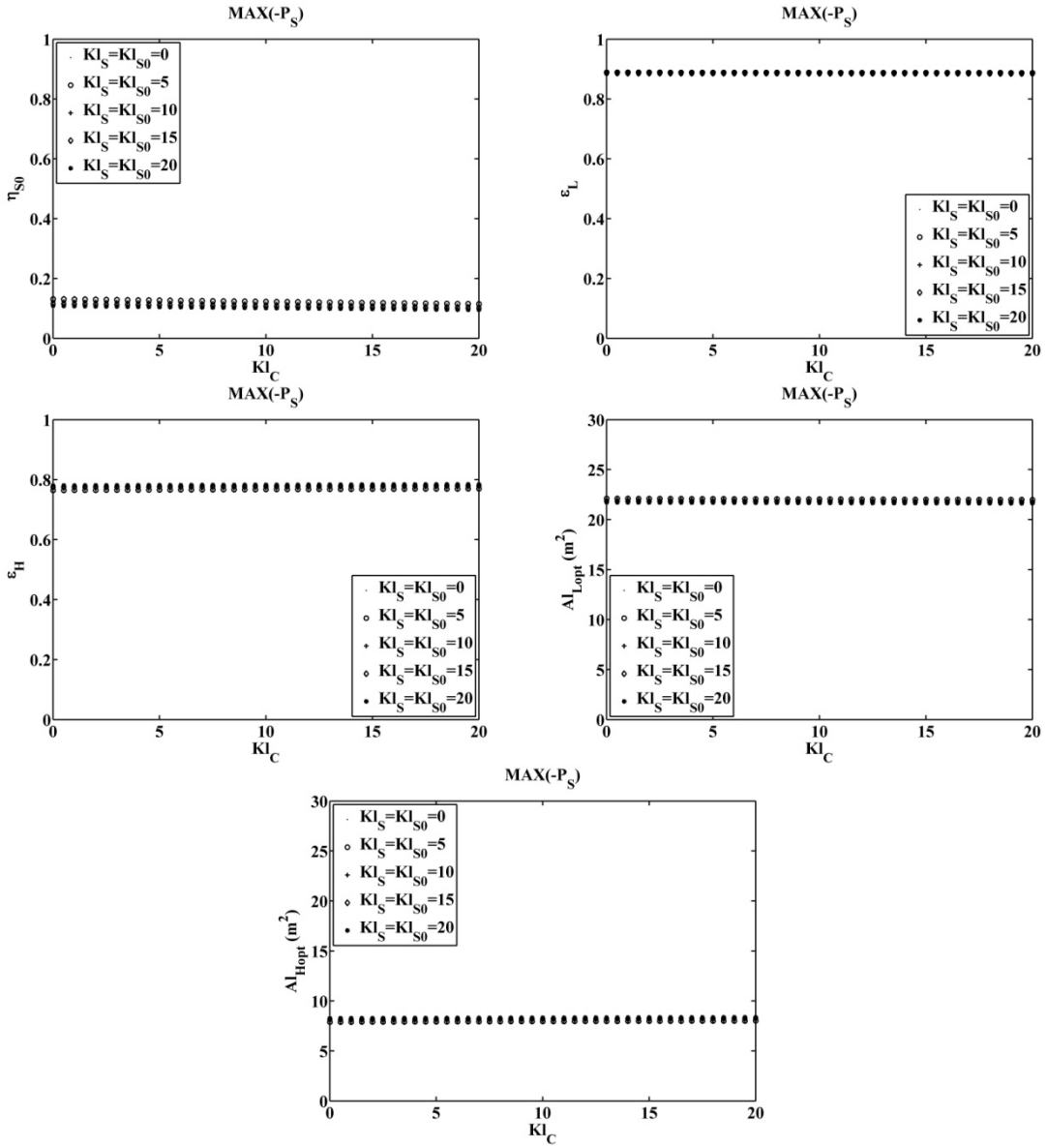
Annexe H Influence des coefficients de perte de pression sur l'optimisation de la machine de Carnot




MAX(-P_S)
η_S0
ε_L
ε_H
Al_Lopt (m²)
Al_Hopt (m²)
Cf_H=Cf_HS=Cf_L=Cf_LS
χ_H=χ_HS=χ_L=χ_LS=0
χ_H=χ_HS=χ_L=χ_LS=0,5
χ_H=χ_HS=χ_L=χ_LS=1
χ_H=χ_HS=χ_L=χ_LS=1,5
χ_H=χ_HS=χ_L=χ_LS=2

Annexe I Influence des conductances de perte thermiques sur l'optimisation de la machine de Carnot




MAX(-P_S)
η_S0
Kl_C
Kl_S=Kl_S0=0
Kl_S=Kl_S0=5
Kl_S=Kl_S0=10
Kl_S=Kl_S0=15
Kl_S=Kl_S0=20
MAX(-P_S)
ε_L
Kl_C
MAX(-P_S)
ε_H
Kl_C
MAX(-P_S)
Al_Lopt (m^2)
Kl_C
MAX(-P_S)
Al_Hopt (m^2)
Kl_C

Annexe J Modélisation de la détente unidirectionnel d'un mélange de vapeur d'eau et d'huile assimilé un gaz parfait

1. Ecoulement isentropique d'un fluide dans une conduite de section variable

1.1. Hypothèses et équations générales

L'ensemble de cette annexe est un résumé adapté au sujet des travaux sur les écoulements compressibles de A. Lallemand dans les techniques de l'ingénieur [156].

On considère l'écoulement unidirectionnel d'un fluide dans une conduite de section quelconque. Le fluide est supposé être un gaz parfait et l'écoulement être isentropique, c'est-à-dire adiabatique et réversible. L'équation de continuité s'exprime par :

$$\rho v A t = \dot{m} = Cte \tag{396}$$

La conservation de l'énergie totale pour un gaz parfait se traduit par l'expression suivante :

$$\frac{v^2}{2} + c_p T = Cte \tag{397}$$

L'équation d'état du gaz parfait est :

$$p = \rho r T \tag{398}$$

L'écoulement étant isentropique, la relation de Laplace doit être satisfaite :

$$\frac{p}{\rho^\gamma} = Cte \tag{399}$$

1.2. Détermination de la vitesse de l'écoulement en tout point

Soit une veine d'écoulement quelconque dont la section de référence amont 1 est connue et dont la section aval 2 est quelconque. D'après l'équation (397) la vitesse au point 2 peut s'exprimer par :

$$v_2 = \sqrt{-2 c_p \Delta T_{12} + v_1^2} \tag{400}$$

L'équation (399) peut se combiner à l'équation (398) et permet de calculer la température au point 2 en connaissant la température au point 1 et le taux de détente :

$$T_2 = T_1 \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{401}$$

Le taux de détente δ correspond au rapport de la pression finale sur la pression initiale :

$$\delta = \frac{p_2}{p_1} \tag{402}$$

La vitesse au point 2 s'exprime de cette façon :

$$v_2 = \sqrt{v_1^2 + \frac{\gamma}{\gamma - 1} 2rT_1 \left(1 - \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \tag{403}$$

La relation (403) est la relation de Barré Saint-Venant.

1.3. Définition de l'état générateur d'un point quelconque de la section

Dans cette partie, l'état générateur est défini. Cet état est l'état de référence utilisé lorsque que des écoulements compressibles sont étudiés. L'état générateur d'un fluide s'écoulant à une vitesse v dans une section quelconque At où la pression est p et la température T, est l'état du fluide en amont, à la pression p_0 et T_0 correspondant à une vitesse v_0 nulle. Pour cela, la section At_0 doit être infinie (Figure 169). Les conditions génératrices sont équivalentes aux conditions de point d'arrêt.

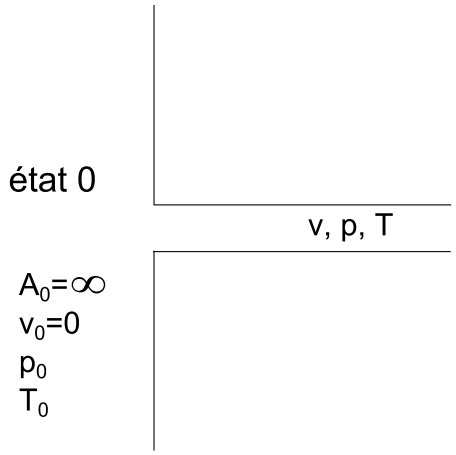


Figure 169 : Etat générateur d'un fluide en écoulement

La relation de Barré Saint-Venant permet d'exprimer la vitesse du fluide en n'importe quel point de la conduite s'exprime en fonction de ses conditions génératrices de cette façon :

$$v = \sqrt{\frac{2\,r\,T_0\,\gamma}{(\gamma - 1)} \left(1 - \delta_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \tag{404}$$

δ_0 est le taux de détente générateur de l'écoulement, c'est-à-dire le rapport de la pression au point considéré avec la pression de l'état générateur $\delta_0 = p/p_0$.

La vitesse maximale que peut fournir un état générateur est la vitesse associée à une pression nulle, elle s'exprime par :

$$v_{max} = \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma - 1} 2\,r\,T_0} \tag{405}$$

Les conditions génératrices d'un écoulement (pression p_0, température T_0 et masse volumique ρ_0) sont directement données ci-dessous [156] :

$$p_0 = p\left(1 + \frac{v^2}{2c_pT}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{406}$$

$$T_0 = T\left(1 + \frac{v^2}{2c_pT}\right) \tag{407}$$

$$\rho_0 = \rho\left(1 + \frac{v^2}{2c_pT}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \tag{408}$$

1.4. Particularité de l'évolution de la section avec la pression

En considérant l'écoulement d'un gaz parfait dans une conduite dont la section varie selon x, l'évolution de cette section est liée au débit massique et à la pression en x de cette façon [156] :

$$At(x) = \frac{\dot{m}}{\rho_0 v_{\max}(x)} \frac{\delta_0(x)^{-1/\gamma}}{\sqrt{1 - \delta_0(x)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} \tag{409}$$

L'évolution de At en fonction de p admet un minimum. En effet, lorsqu'un gaz s'écoule de façon isentropique d'un réservoir de dimensions infinies vers un réservoir où la pression est nulle, la section d'écoulement varie d'une valeur infinie à l'amont vers une valeur infinie à l'aval en passant par une valeur minimale appelée col. A l'amont du col se trouve alors une partie convergente et à l'aval une partie divergente (Figure 170).

Inversement, si un gaz s'écoule entre deux réservoirs dont l'un est à une vitesse nulle et l'autre est maintenu à une pression nulle, il faut que la veine d'écoulement présente un col pour que l'écoulement soit isentropique (sans choc).

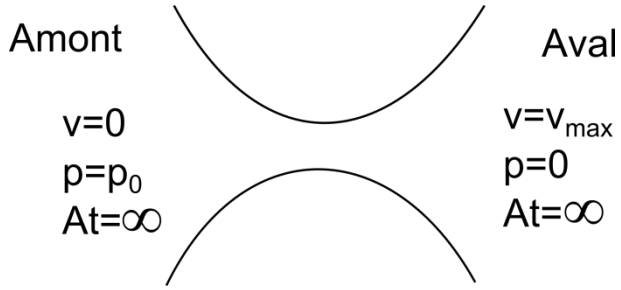


Figure 170 : Ecoulement isentropique entre un réservoir de vitesse nulle et le vide [156]

1.5. Variation de la vitesse au col

En combinant l'équation de continuité (équation (396)) avec l'équation de Laplace (équation (399)) il est possible d'écrire la relation suivante :

$$\frac{1}{\gamma}\frac{\mathrm{d}p}{p}+\frac{\mathrm{d}v}{v}+\frac{\mathrm{d}At}{At}=0 \tag{410}$$

La conservation de la quantité de mouvement s'exprime par :

$$\mathrm{d}p=-\rho\, v\, \mathrm{d}v \tag{411}$$

La combinaison des équations (410) et (411) permet d'écrire la relation d'Hugoniot :

$$\frac{\mathrm{d}At}{At}=(Ma^2-1)\frac{\mathrm{d}v}{v} \tag{412}$$

Avec Ma le nombre de Mach qui correspond à la vitesse du fluide sur la vitesse du son dans ce même fluide $Ma=v/v_s$. Quand $Ma<1$ l'écoulement est subsonique, quand $Ma=1$ l'écoulement est sonique et quand $Ma>1$ l'écoulement est supersonique [156].

La relation d'Hugoniot permet de faire l'étude de la variation de la vitesse en fonction de la section. Si l'écoulement est subsonique, c'est-à-dire si $Ma<1$, alors l'expression (Ma^2-1) est négative. $\mathrm{d}A_t$ et $\mathrm{d}v$ sont alors de signe opposés. Ceci implique qu'en écoulement subsonique, si la section diminue, la vitesse augmente (et inversement).

En revanche, si l'écoulement est supersonique, c'est-à-dire si $Ma>1$, alors l'expression (Ma^2-1) est positive. $\mathrm{d}At$ et $\mathrm{d}v$ sont alors de même signe. Ceci implique qu'en écoulement supersonique, si la section augmente, la vitesse augmente (et inversement).

Si l'écoulement est sonique, c'est-à-dire si $Ma=1$, l'expression (Ma^2-1) est nulle. Donc, pour que dv soit différente de 0 quelque soit la valeur de dv, il faut que $dAt=0$.

Si l'on veut générer un écoulement à vitesse supérieure à la vitesse du son, il faut donc faire passer le fluide dans une tuyère comprenant un convergent dans lequel il accroit sa vitesse puis dans un divergent pour poursuivre son accélération, avec, entre les deux un col, où l'écoulement est sonique[9].

2. Ecoulement isentropique d'un gaz parfait dans une tuyère de Laval

2.1. Relation entre la section, la pression et le débit

Par définition, une tuyère est un dispositif permettant de faire passer un fluide d'un réservoir à haute pression et faible vitesse à un réservoir à basse pression en l'accélérant de manière isentropique. Les conditions initiales sont fixées comme étant les conditions

[9] Si la vitesse du son n'est pas atteinte au col, le régime d'écoulement est le même sur l'ensemble de la veine d'écoulement.

génératrices. L'équation (409) permet d'avoir l'évolution de la section en fonction du débit massique et du taux de détente, c'est-à-dire de la pression [156] :

$$At = \frac{\dot{m}}{\rho_0 v_{\max}} \frac{\delta_0^{-1/\gamma}}{\sqrt{1 - \delta_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} \tag{413}$$

A partir de cette relation, plusieurs remarques peuvent être formulées :

-Si le taux de détente δ_0 est fixé, plus le débit massique $\dot{m}$ est grand plus la section transversale At doit être grand.

-Si le débit massique $\dot{m}$ est fixé, la section transversale At est décroissante puis croissante, elle passe par donc un minimum quand δ_0 augmente. Ce minimum correspond à la section au col sonique pour lequel $\delta_0 = \delta_{0cs}$ (c=col, s=sonique).

-A géométrie fixée, le débit qui fait correspondre le taux de détente au col sonique δ_{0cs} au minimum de section At est appelé débit critique. Les trois paramètres $At, \dot{m}$ et δ_0 sont liés, leur évolution est représenté en Figure 171.

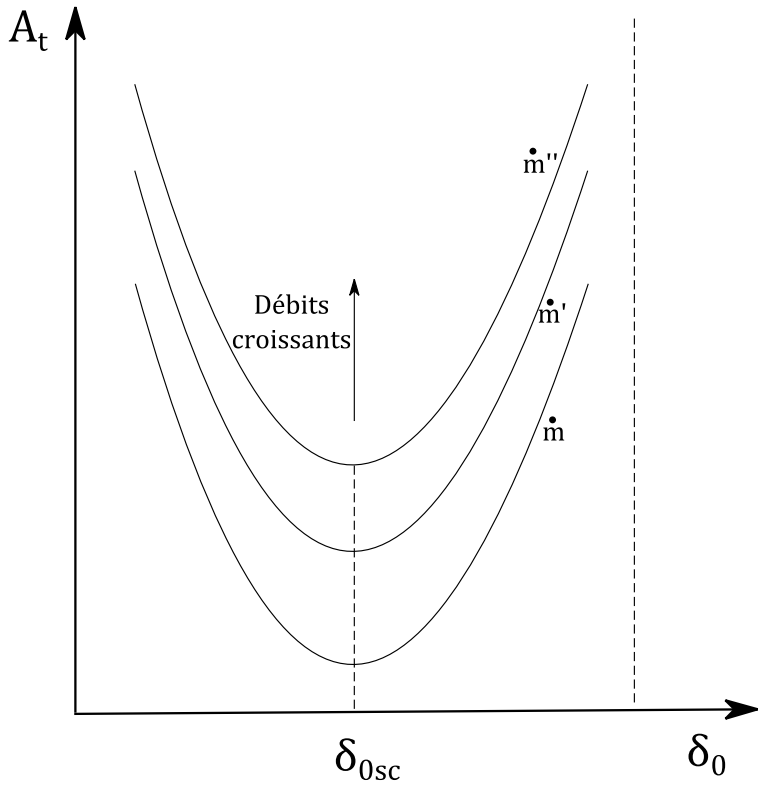


Figure 171 : Evolution de la section transversale en fonction du taux de détente pour différentes valeurs du débit massique dans le cas d'un écoulement isentropique [156]

Le taux de détente au col sonique δ_{0cs} , également appelé taux de détente critique, peut être déduit de la relation de Saint Venant (403). Il s'exprime en fonction de γ de cette façon [156]:

$$\delta_{0cs} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{414}$$

Le débit critique est alors de la forme suivante [156]:

$$\dot{m}_c = At_c\rho_0 v_{\max}\frac{\sqrt{1-\delta_{0\mathrm{sc}}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{\delta_{0\mathrm{sc}}^{-1/\gamma}} \tag{415}$$

Qui peut être réécrit à partir de l'équation (414) de cette manière [156]:

$$\dot{m}_c = At_c\rho_0 v_{\mathrm{s0}}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \tag{416}$$

2.2. Evolution de l'écoulement dans une tuyère

2.2.1. Etude de l'écoulement en fonction du débit massique

Pour voir comment se comporte la relation (413), l'impact de la variation du débit sur l'évolution de la pression dans une tuyère de Laval est étudié [156]. Le débit est pris relatif au débit critique. Trois cas particuliers sont distingués :

- $\dot{m} < \dot{m}_c$ le débit massique est inférieur au débit critique

La variation du taux de détente δ_0 et du nombre de Mach en fonction de x dans ce cas correspond au cas 1 de la Figure 172. A $x = 0$, la vitesse est nulle et la section est infinie. L'écoulement étant subsonique, quand x augmente, la section diminue jusqu'au col, la pression diminue et la vitesse augmente. La vitesse au col est subsonique et le taux de détente est supérieur au taux de détente δ_{cs} du point de minimum de la Figure 171. Après le passage au col, la section augmente, ce qui entraine une baisse de vitesse et une augmentation de la pression. L'écoulement est subsonique dans toute la tuyère.

- $\dot{m} = \dot{m}_c$ le débit massique est égal au débit critique

Ce cas peut correspondre aux courbes 2 ou 4 de la Figure 172, en effet il y a deux cas possibles. Lorsque la section en amont du col diminue, δ_0 diminue jusqu'à atteindre δ_{0cs} et La vitesse au col est sonique. Après le passage au col, il y a deux solutions :

-La pression augmente et la vitesse diminue, c'est ce que l'on peut voir sur la courbe 2 de la Figure 172. La vitesse est subsonique en amont du col, sonique au col et redevient subsonique en aval du col.

-La pression continue à diminuer et la vitesse continue d'augmenter. Ce cas correspond à la courbe 4 de la Figure 172. La vitesse est subsonique en amont du col, sonique au col et supersonique en aval du col.

- $\dot{m} > \dot{m}_c$ le débit massique est supérieur au débit critique

Ce cas n'a pas de sens physique, il correspondrait à une discontinuité sur la variable x. En effet la valeur minimale de At visible en Figure 171 serait supérieure à celle du col.

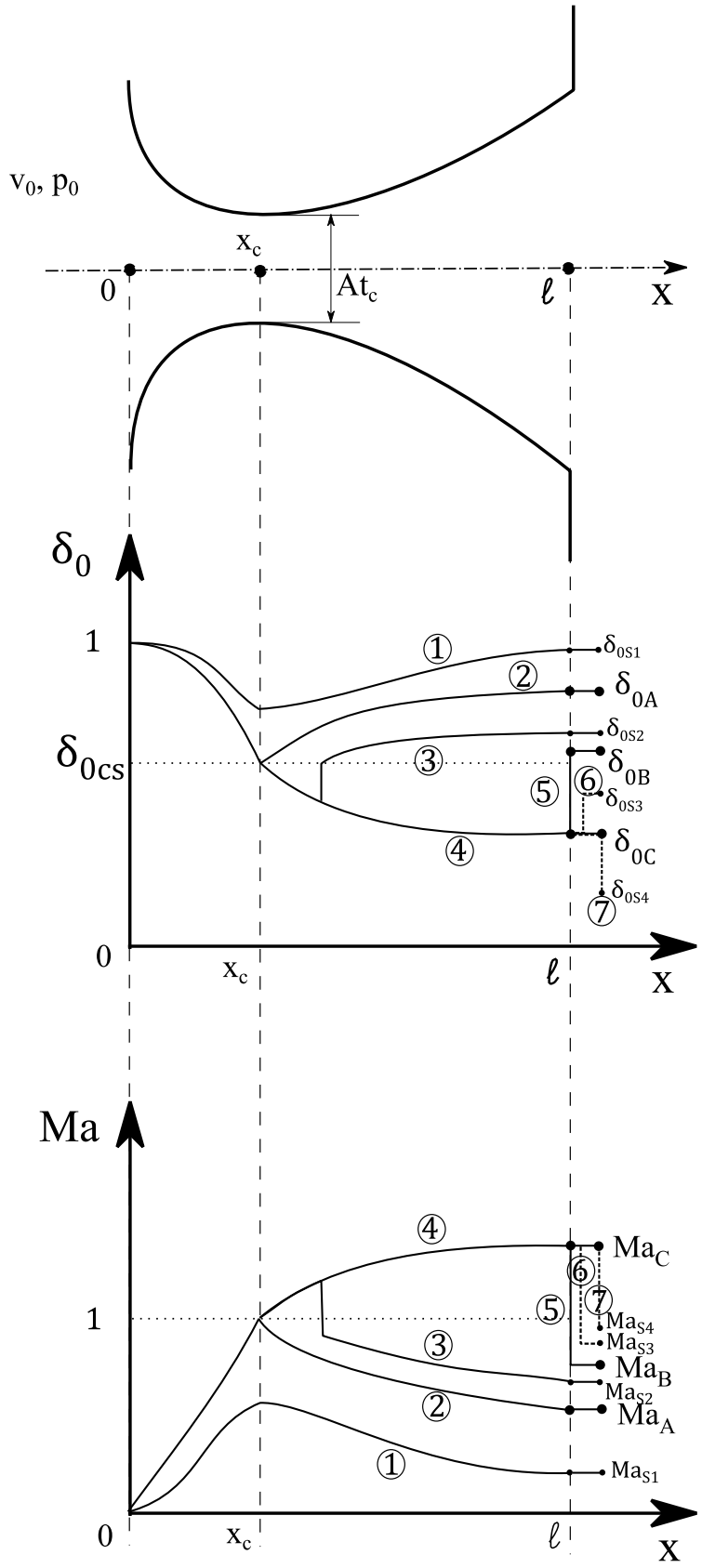


Figure 172 : Evolution du taux de détente et du nombre de Mach dans une tuyère de Laval.

2.2.2. Etude de l'écoulement en fonction du taux de détente à la sortie

Dans ce paragraphe, le taux de détente à la sortie δ_{0S} est variable [156]. Il est compris entre 0 et 1.

- $\delta_{0A} < \delta_{0S} < 1$

Dans ce cas, le débit massique est inférieur au débit critique, les évolutions de la pression et de la vitesse sont données en Figure 172 pour le cas où $\delta_{0S} = \delta_{0S1}$ (courbe 1). L'écoulement est subsonique dans toute la tuyère.

- $\delta_{0S} = \delta_{0A}$

Ce cas correspond à la courbe 2. Le débit est le débit critique, la vitesse sonique est atteinte au col mais l'écoulement en aval du col est subsonique. Des que la vitesse du son est atteinte au col, on parle de tuyère bloquée ou amorcée.

- $\delta_{0A} > \delta_{0S} > \delta_{0B}$

L'écoulement accélère dans le convergent, atteint la vitesse du son au col, devient supersonique et continue d'accélérer dans une partie du divergent puis redevient subsonique à travers une onde de choc droit et décélère en aval du choc. Il correspond à la courbe 3 de la Figure 172 pour un taux de détente δ_{0S2}.

- $\delta_{0S} = \delta_{0B}$

L'écoulement reste supersonique jusqu'à la sortie de la tuyère mais le jet est subsonique. Le choc droit se produit en sortie de tuyère. Ce cas est représenté en courbe 4 puis 5.

- $\delta_{0B} > \delta_{0S} > \delta_{0C}$

Ce cas correspond à celui de la courbe 4 puis 6 pour $\delta_{0S} = \delta_{0S3}$. Le jet est dit sur-détendu car la pression extérieure est supérieure à la pression du jet. Le jet supersonique en sortie de tuyère est décéléré par des ondes de choc obliques d'adaptation à la pression extérieure.

- $\delta_{0S} = \delta_{0C}$

Ce cas est le cas idéal recherché, il correspond à la courbe 4 de la Figure 172. La vitesse est subsonique en amont du col, sonique au col et supersonique en aval du col. Dans ce cas, le jet est à la même pression que la pression extérieure, on dit qu'il est adapté.

- $\delta_{0D} < \delta_{0S}$

L'écoulement est supersonique en aval du col. Les évolutions du taux de détente et du nombre de Mach sont celles de la courbe 4 de la Figure 172 puis de la courbe 7. La pression du jet étant supérieure à la pression extérieure, on parle de jet sous-détendu. En effet, c'est seulement à la sortie de la tuyère que l'écoulement voit son taux de détente atteindre δ_{0S4}, avec formation d'ondes de détente. Ces ondes de détente se réfléchissent en onde de choc à la frontière du jet. Après un certain nombre de réflexions, l'écoulement est décéléré jusqu'à une vitesse subsonique.

Le profil de la tuyère dépend donc du taux de détente δ_{OS} et de $\dot{m}$. La tuyère optimale est uniquement convergente pour un taux de détente supérieur au taux de détente δ_{0cs}. En revanche, si $\delta_{0S} < \delta_{0cs}$, le profil optimal est convergent-divergent, c'est ce qu'on appelle une tuyère de Laval.

Le débit massique exprimé en (415) peut également s'écrire en fonction du taux de détente en sortie δ_{0S} [156]:

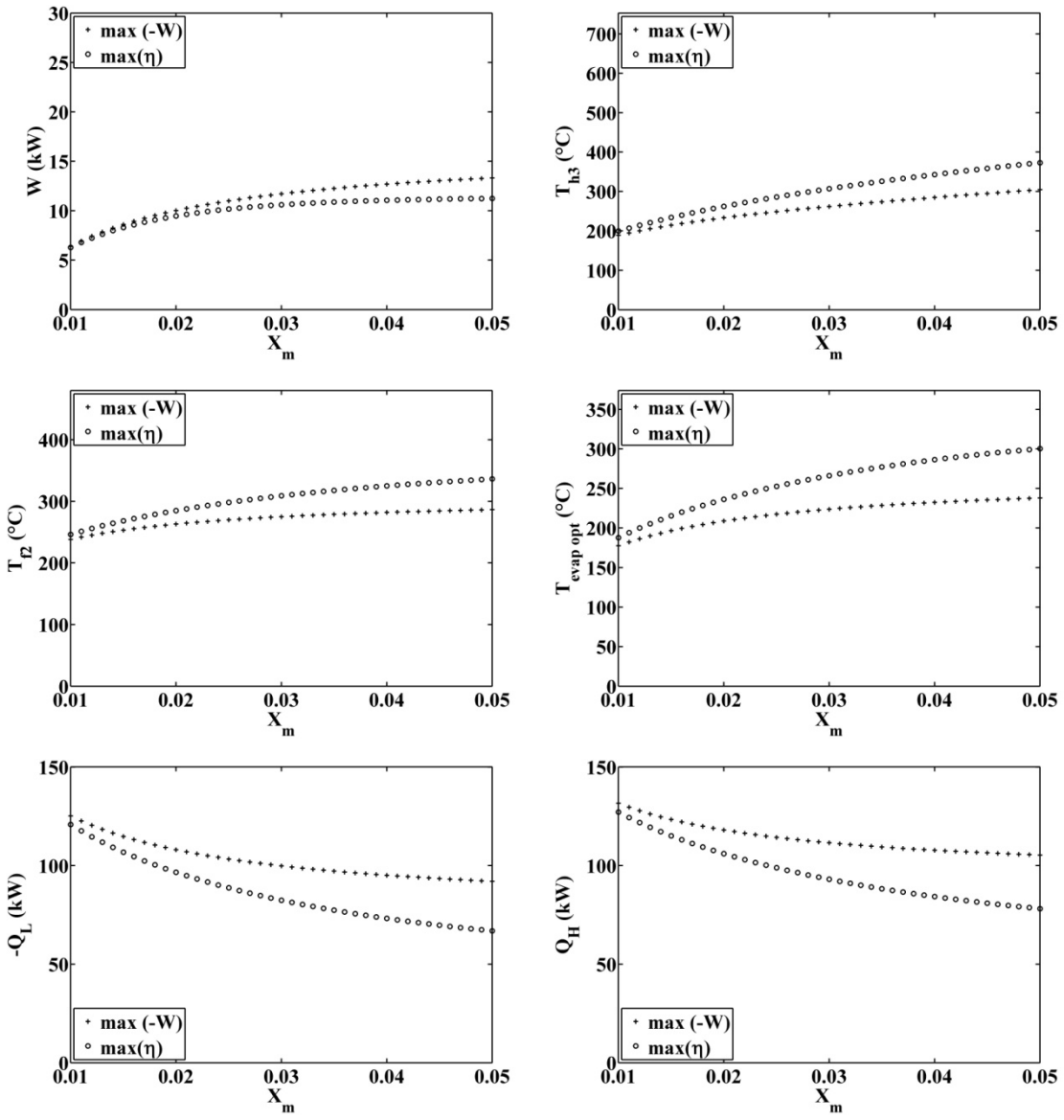
$$\dot{m}_c = At_S \rho_0 v_{\max} \frac{\sqrt{1 - \delta_{0S}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{\delta_{0S}^{-1/\gamma}} \tag{417}$$

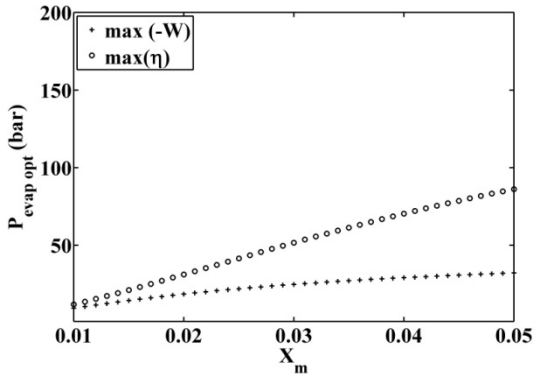
Etant donné que le débit se conserve on peut donner une expression de δ_{0S} en combinant les équations (416) et (417) [156]:

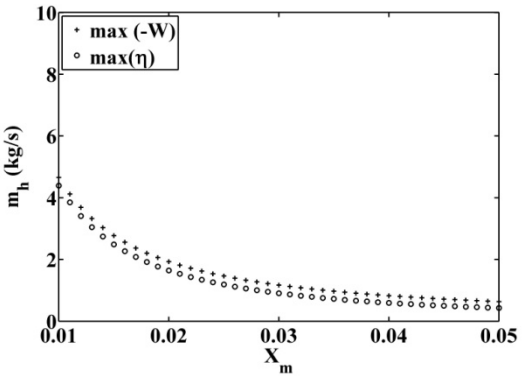
$$\delta_{0S}^{1/\gamma} \sqrt{1 - \delta_{0S}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \sqrt{\frac{\gamma-1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \frac{At_C}{At_S} \tag{418}$$

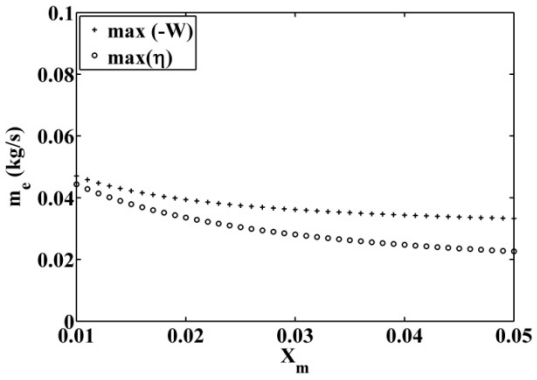
Cette équation n'a de sens que pour les cas où $\delta_{0S} = \delta_{0B}$ ou $\delta_{0S} = \delta_{0C}$.

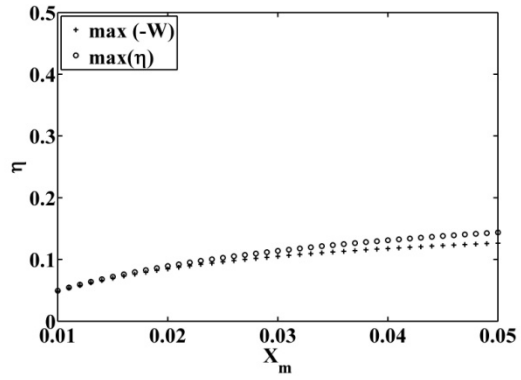
Annexe K Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® sans surchauffe au titre massique dynamique en eau



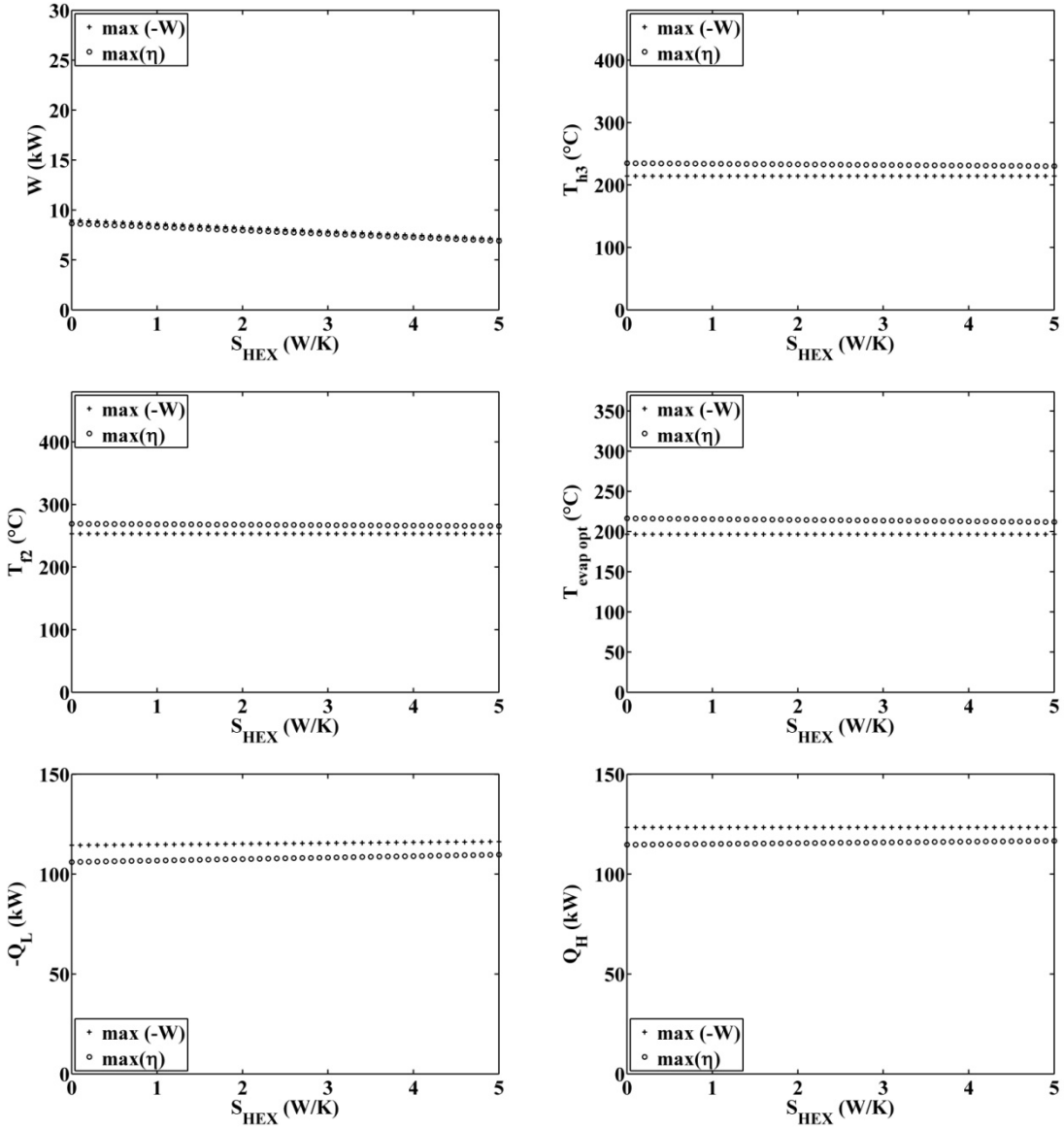

max (-W)
max(η)
P evap opt (bar)
X m

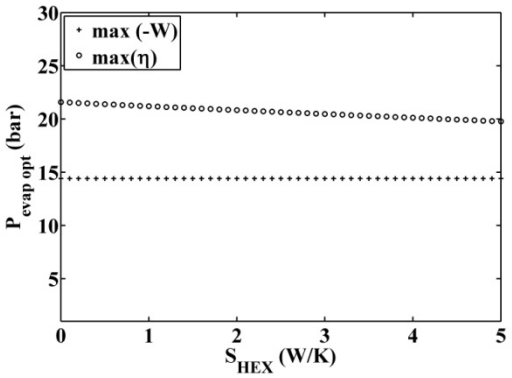

max (-W)
max(η)
m h (kg/s)
X m

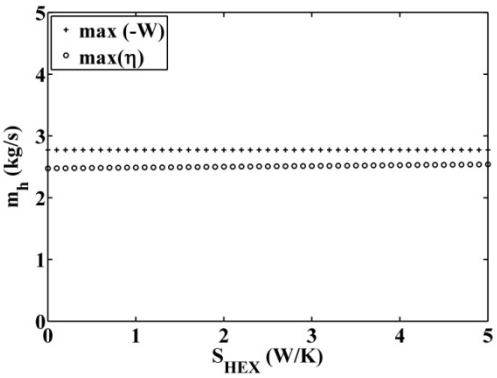

max (-W)
max(η)
m c (kg/s)
X m

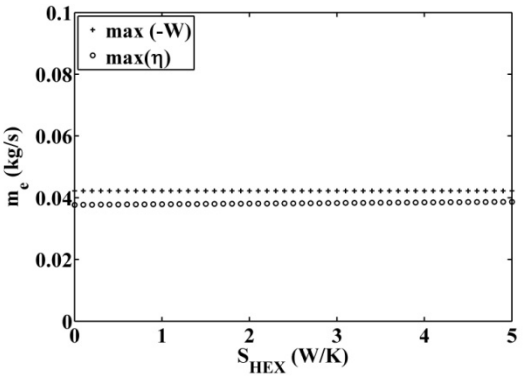

max (-W)
max(η)
η
X m

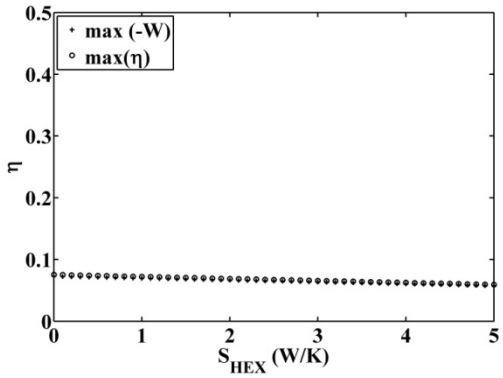
Annexe L Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® sans surchauffe à la production d'entropie dans les échangeurs



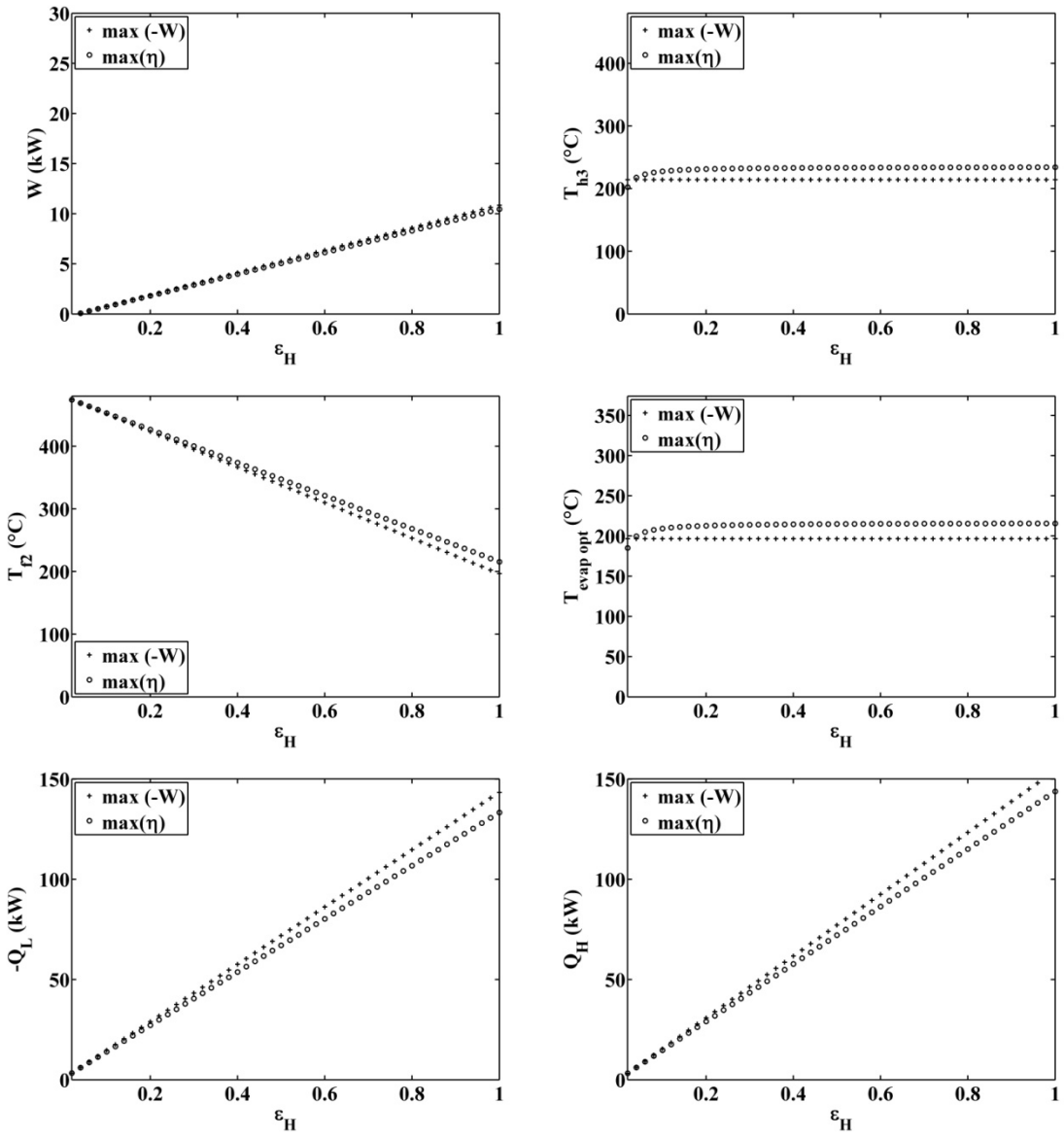

max (-W)
max(η)
P evap opt (bar)
S HEX (W/K)

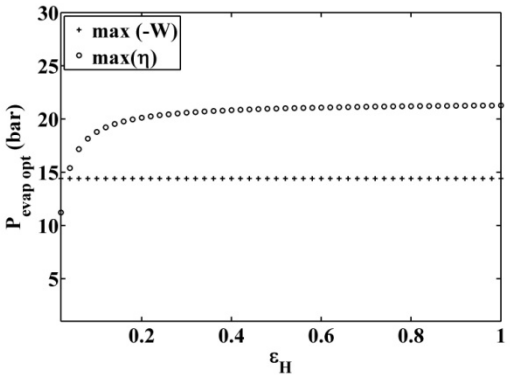

max (-W)
max(η)
m h (kg/s)
S HEX (W/K)

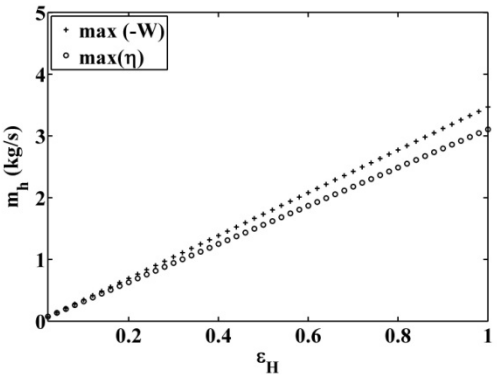

max (-W)
max(η)
m c (kg/s)
S HEX (W/K)

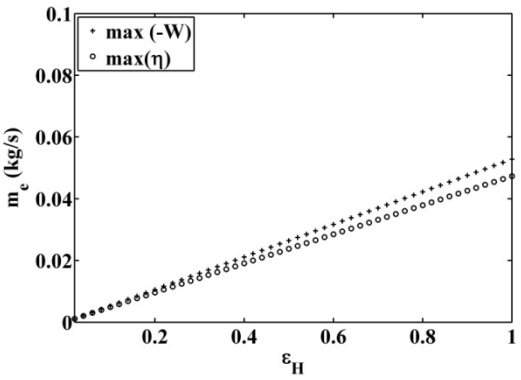

max (-W)
max(η)
η
S HEX (W/K)

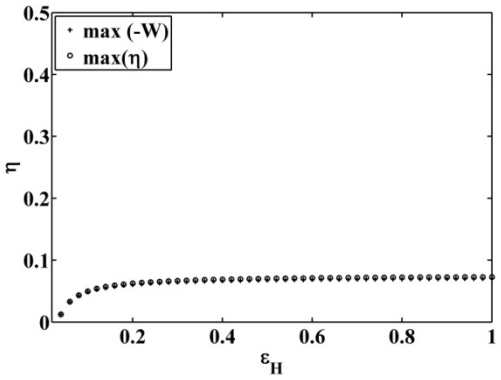
Annexe M Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® sans surchauffe à l'efficacité de l'échangeur fumée-huile



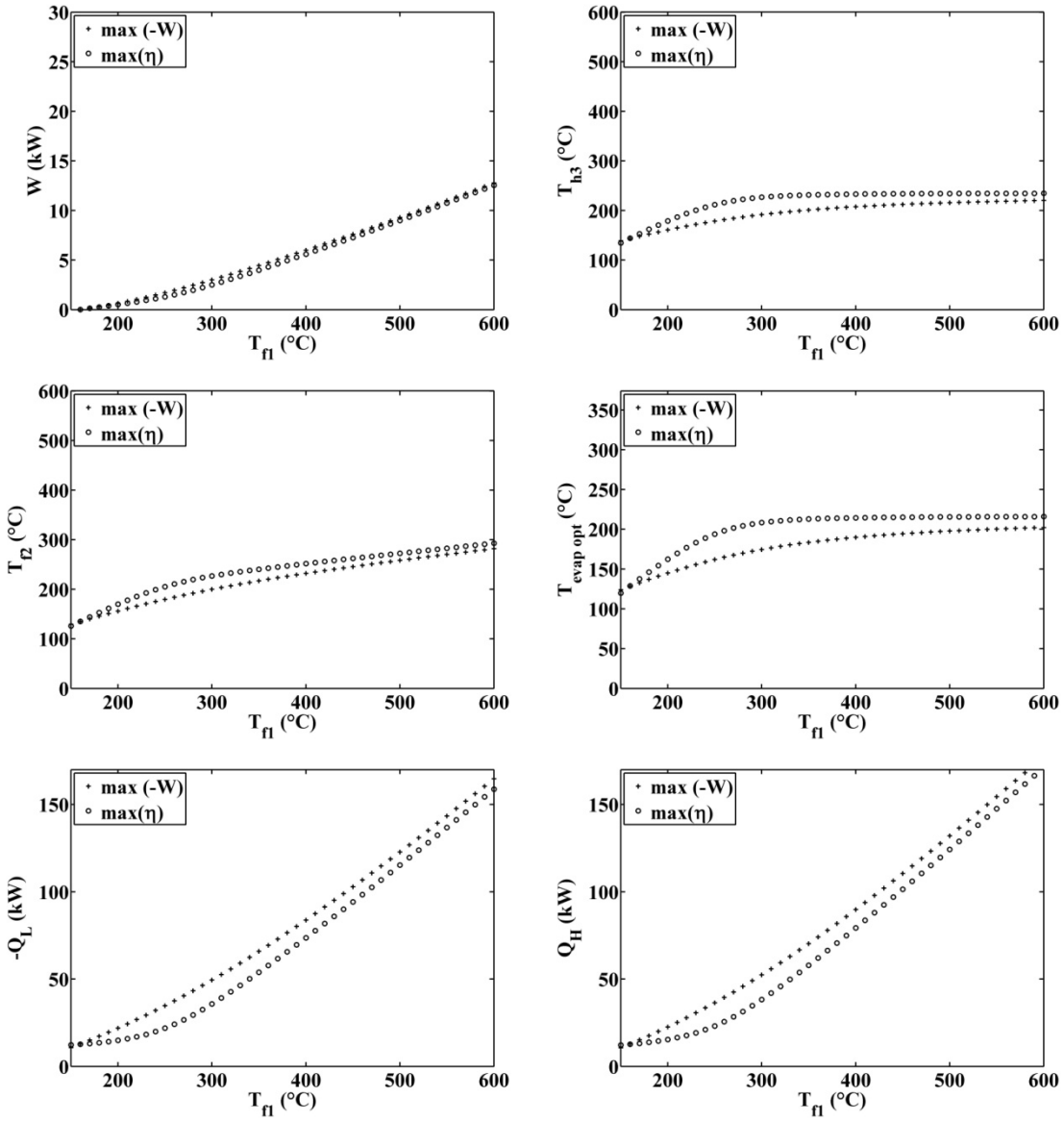

max (-W)
max(η)
$P_{evap\ opt}$ (bar)
ε_H

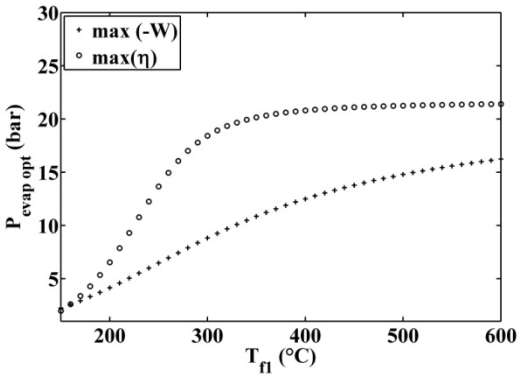

max (-W)
max(η)
m_h (kg/s)
ε_H

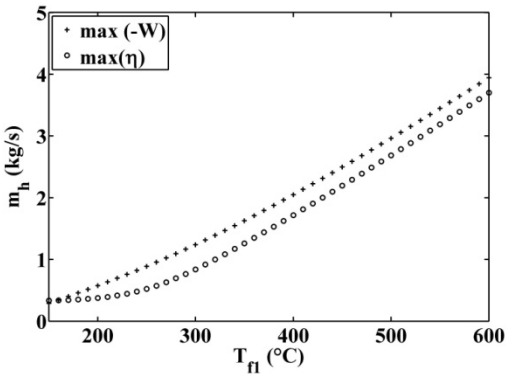

max (-W)
max(η)
m_c (kg/s)
ε_H

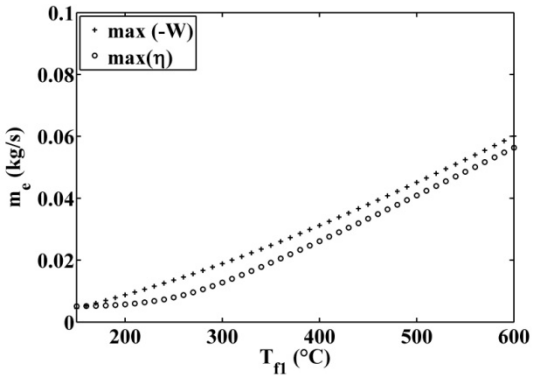

max (-W)
max(η)
η
ε_H

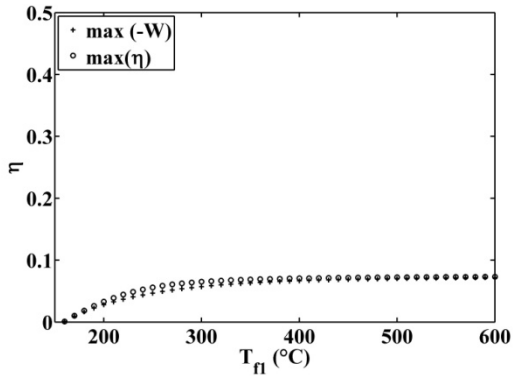
Annexe N Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® sans surchauffe à la température de la fumée en entrée d'échangeur fumée-huile



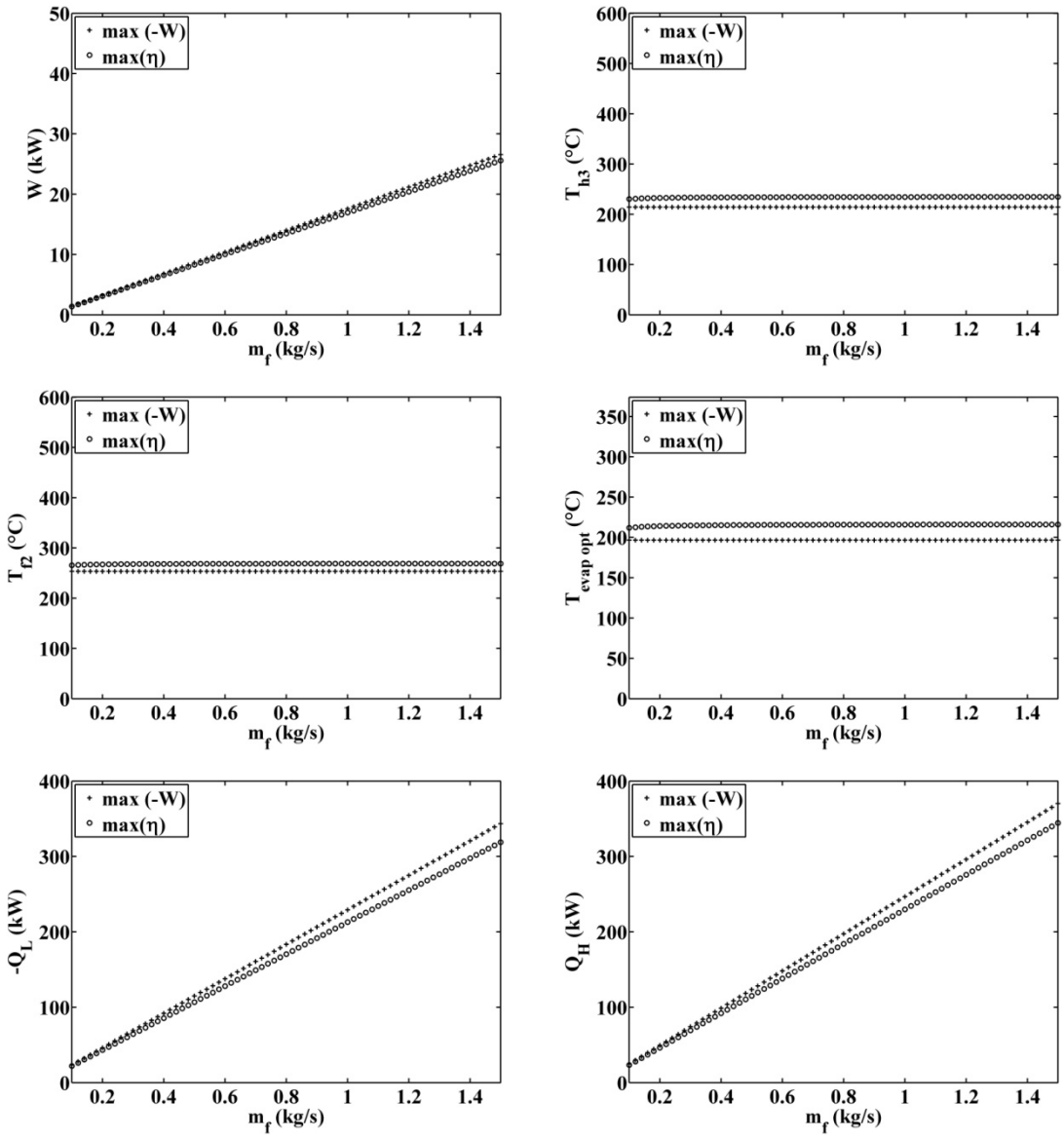

max (-W)
max(η)
$P_{evap\ opt}$ (bar)
T_{fl} (°C)

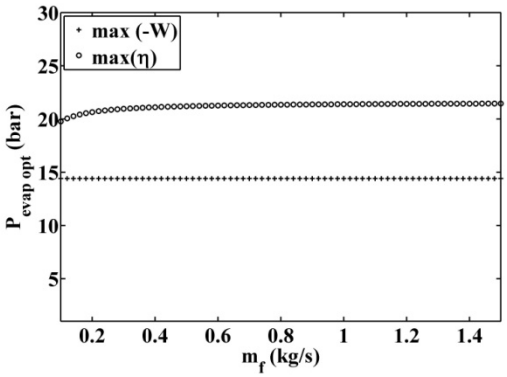

max (-W)
max(η)
m_h (kg/s)
T_{fl} (°C)

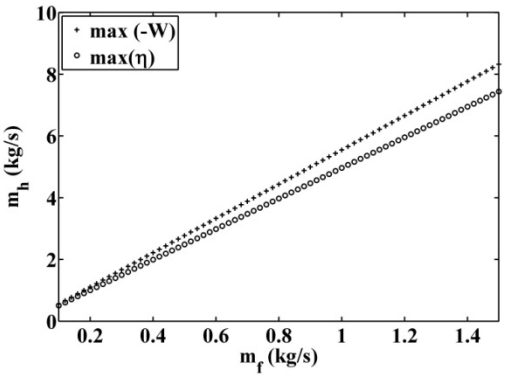

max (-W)
max(η)
m_c (kg/s)
T_{fl} (°C)

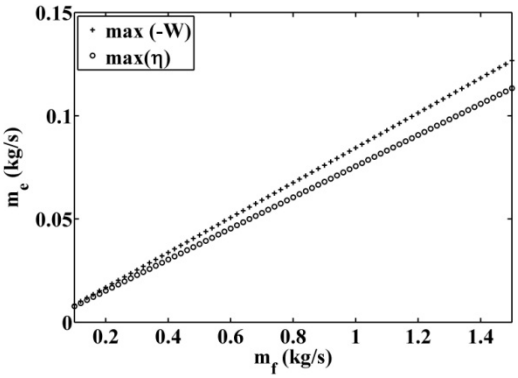

max (-W)
max(η)
η
T_{fl} (°C)

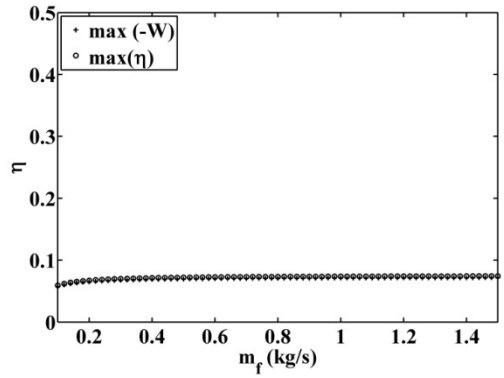
Annexe O Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® sans surchauffe au débit massique de fumée



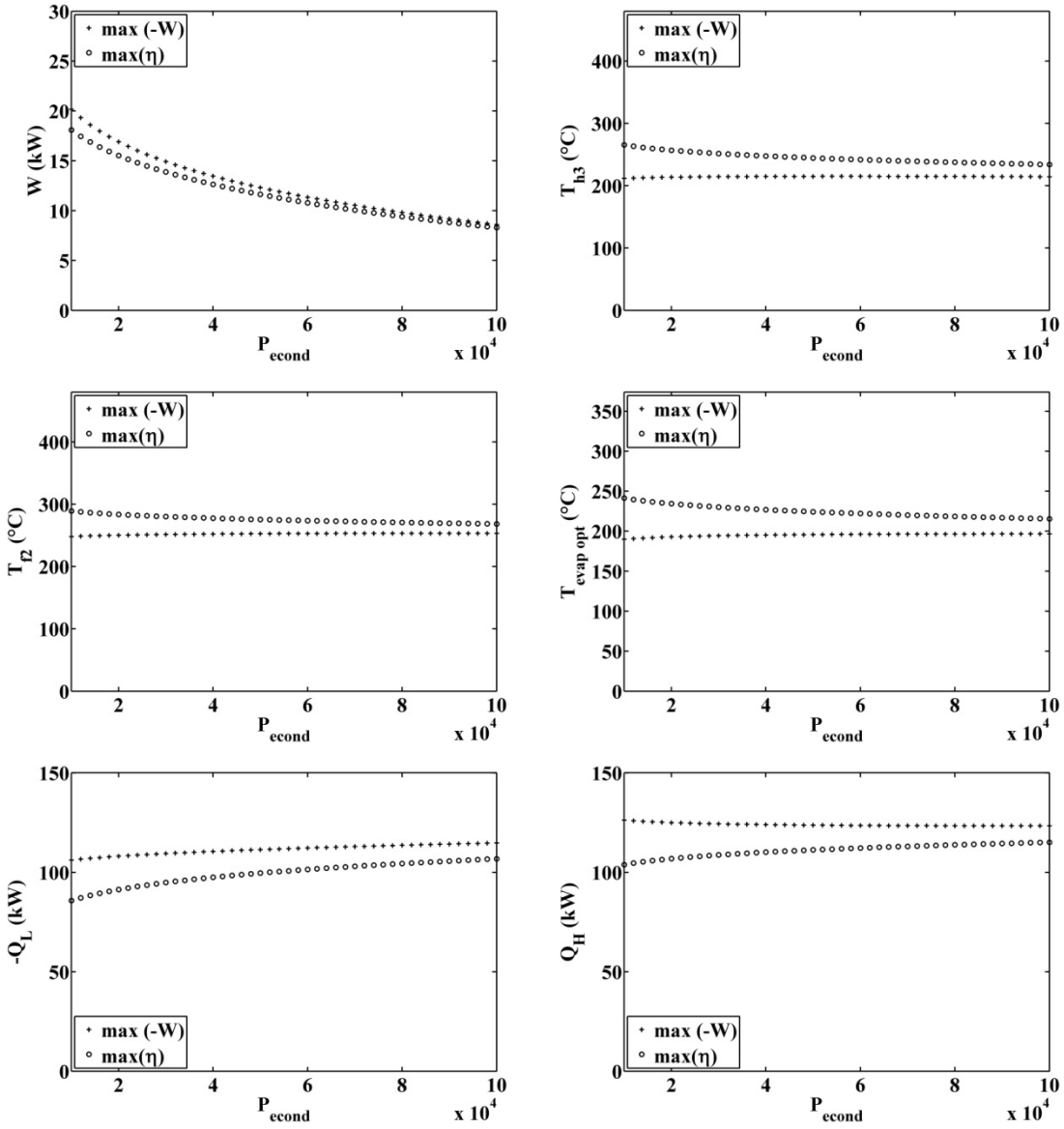

max (-W)
max(η)
P evap opt (bar)
m f (kg/s)

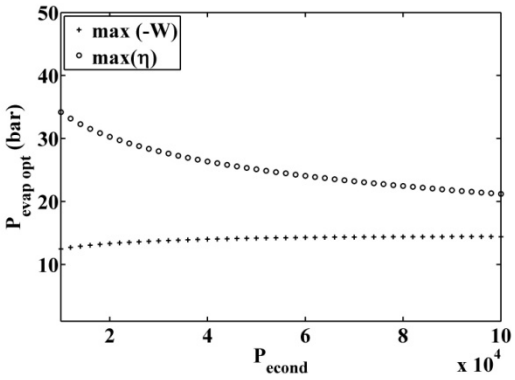

max (-W)
max(η)
m h (kg/s)
m f (kg/s)

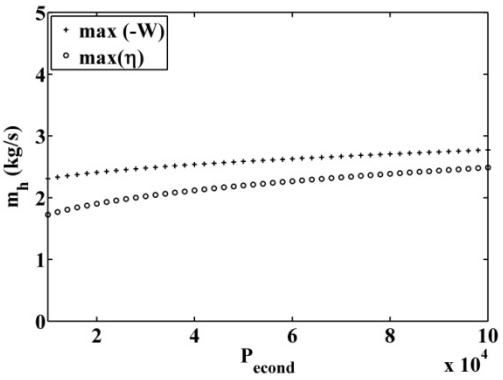

max (-W)
max(η)
m e (kg/s)
m f (kg/s)

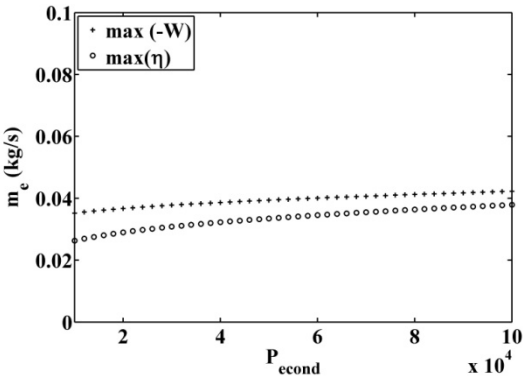

max (-W)
max(η)
η
m f (kg/s)

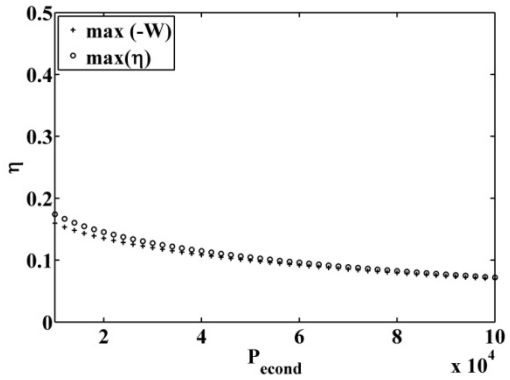
Annexe P Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® sans surchauffe à la pression de condensation



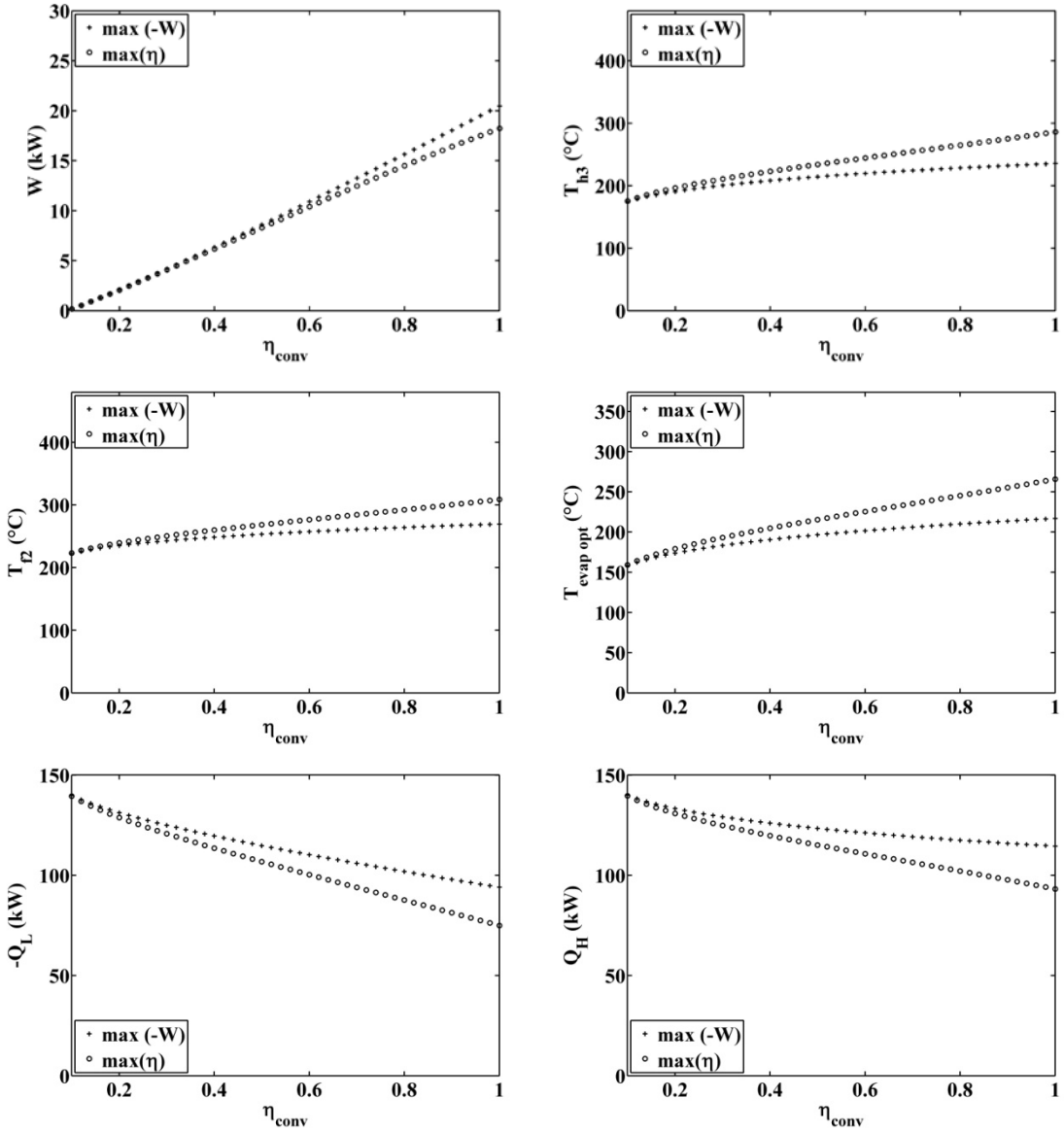

max (-W)
max(η)
$P_{evap\ opt}$ (bar)
P_{econd}
x 10^4

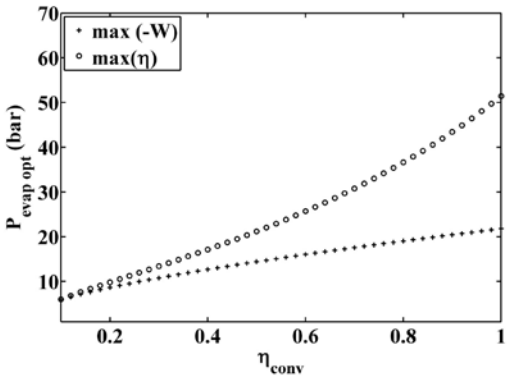

max (-W)
max(η)
m_h (kg/s)
P_{econd}
x 10^4

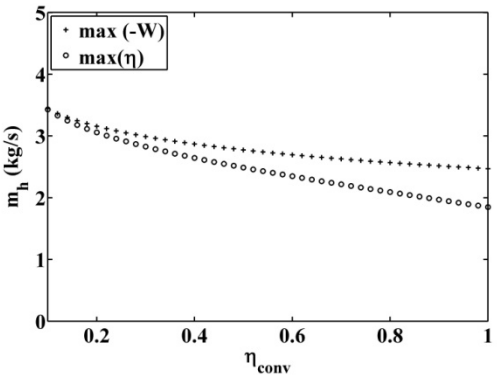

max (-W)
max(η)
m_e (kg/s)
P_{econd}
x 10^4

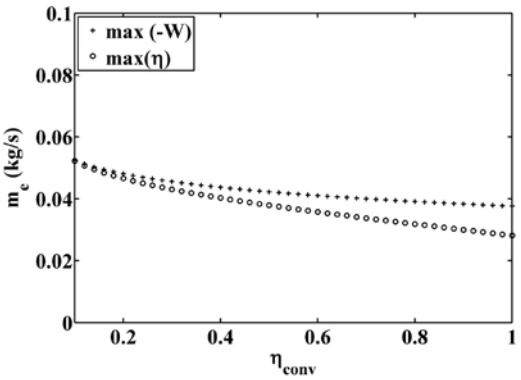

max (-W)
max(η)
η
P_{econd}
x 10^4

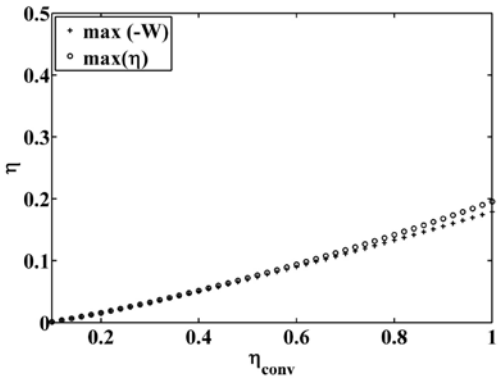
Annexe Q Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® sans surchauffe au rendement de conversion



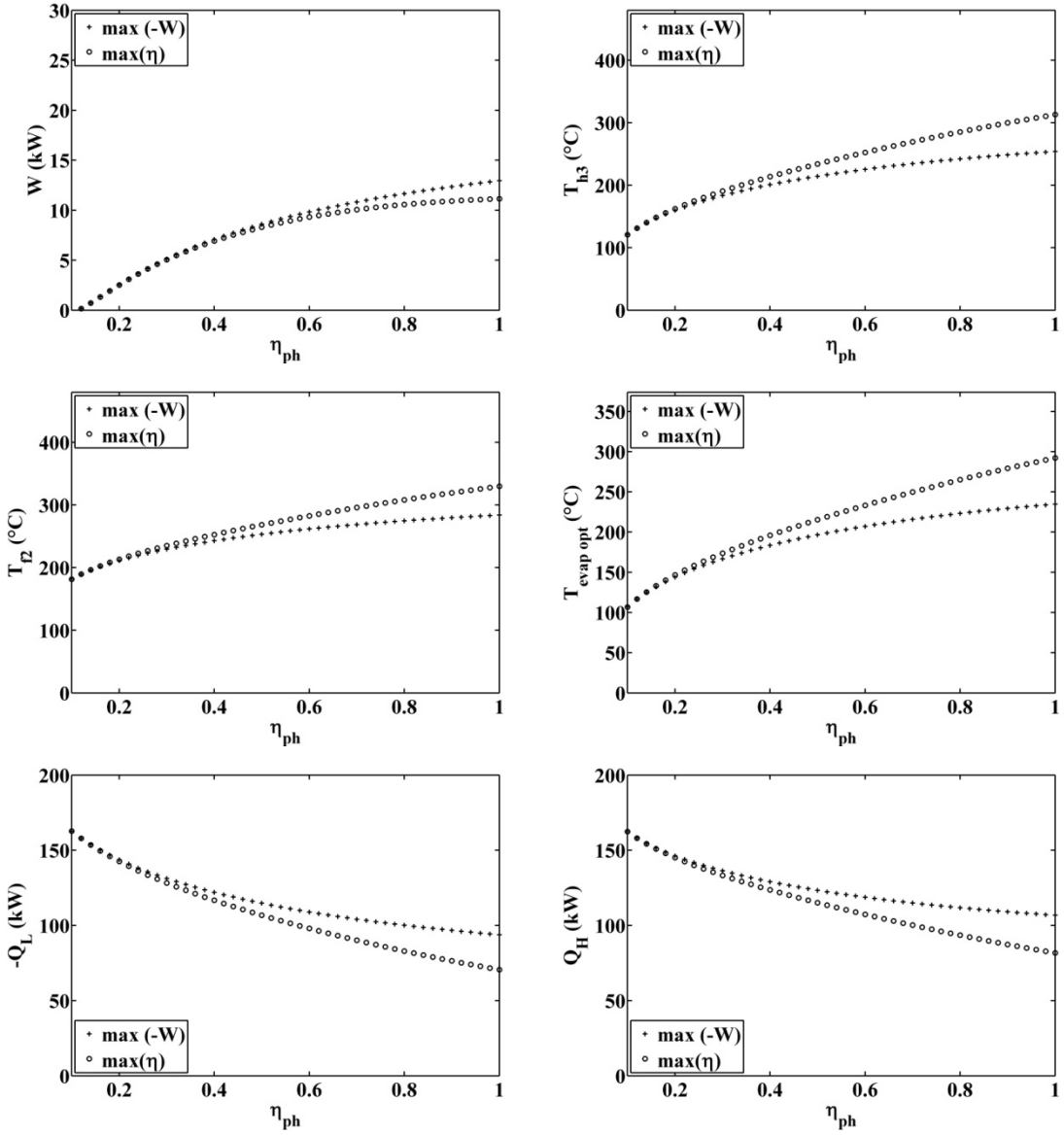

max (-W)
max(η)
$P_{evap\ opt}$ (bar)
η_{conv}

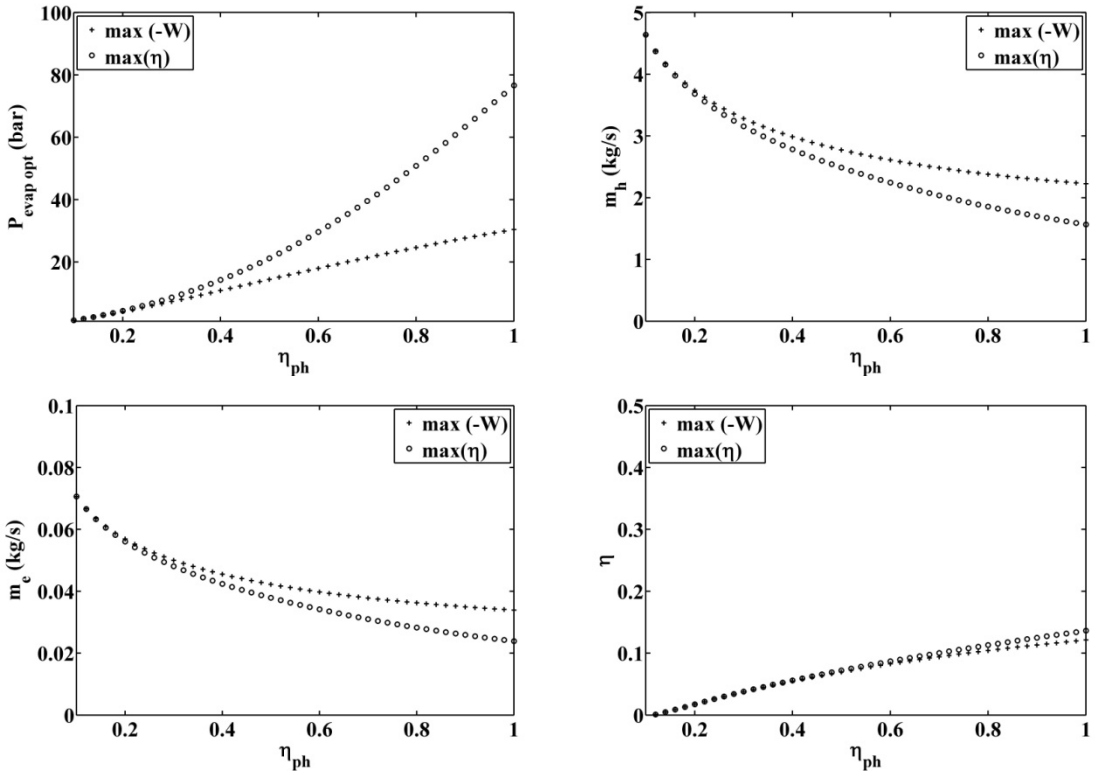

max (-W)
max(η)
m_h (kg/s)
η_{conv}


max (-W)
max(η)
m_c (kg/s)
η_{conv}

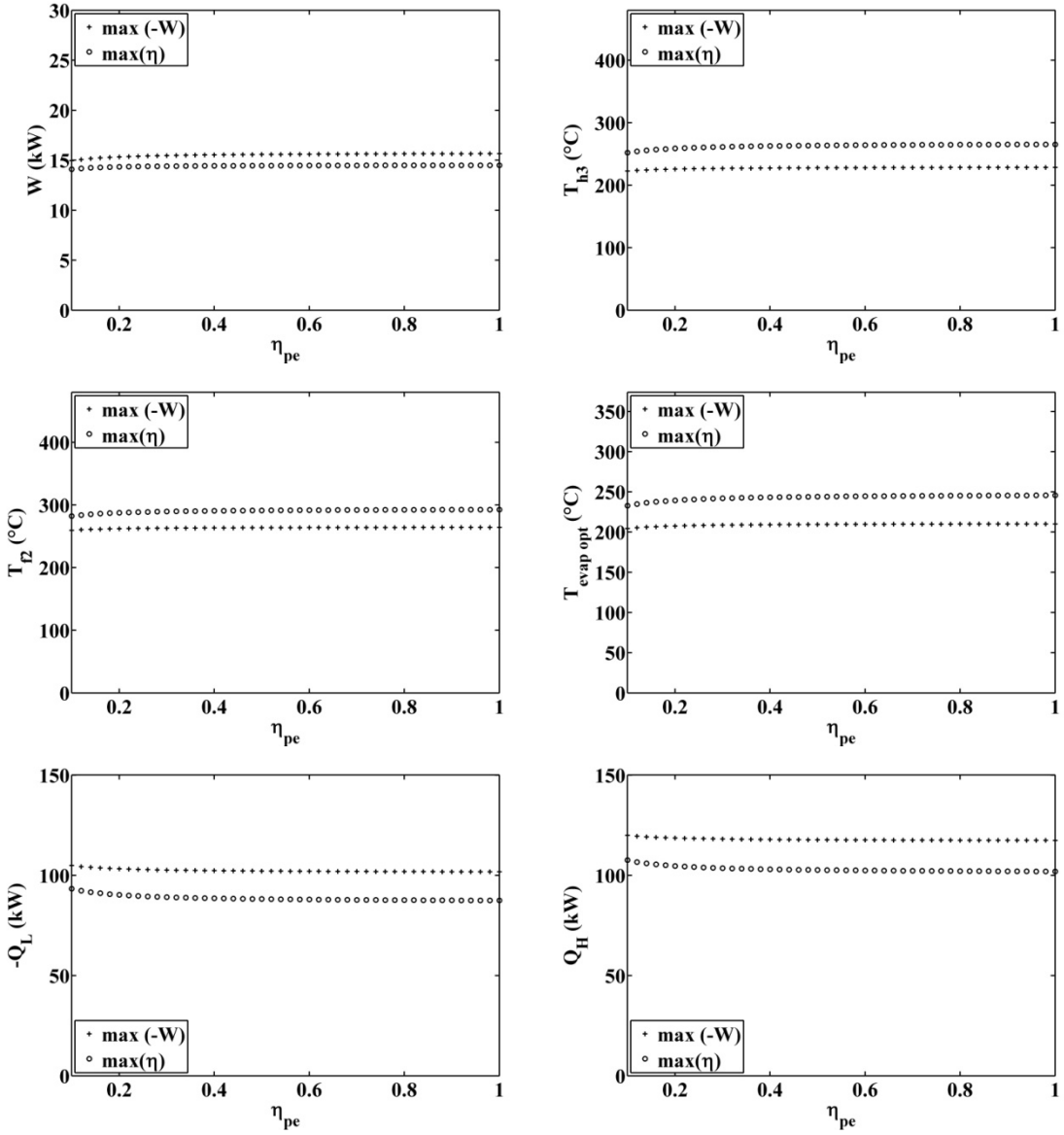

max (-W)
max(η)
η
η_{conv}

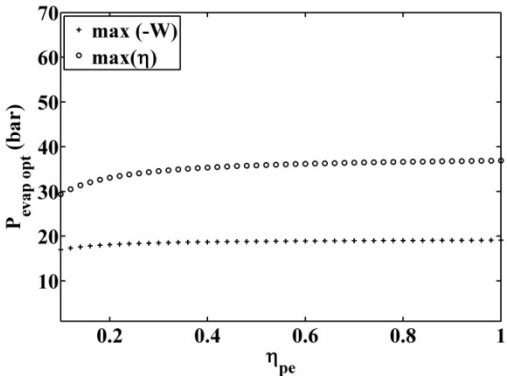
Annexe R Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® sans surchauffe au rendement de la pompe à huile

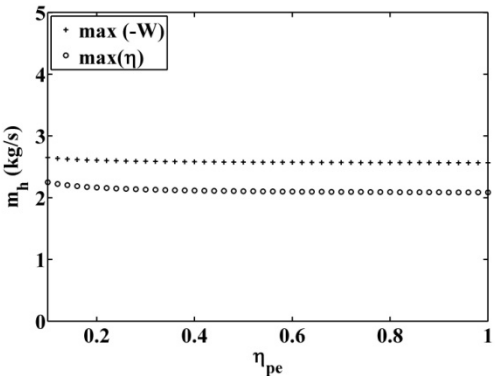


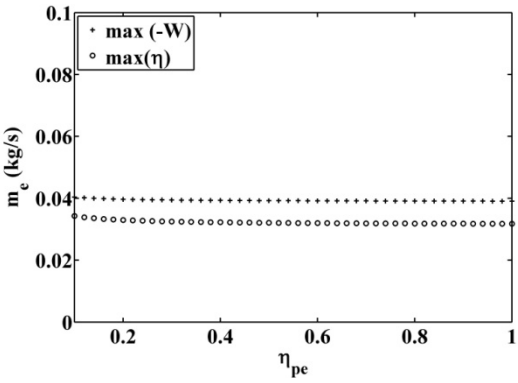

max (-W)
max(η)
$P_{evap\ opt}$ (bar)
η_{ph}
m_h (kg/s)
m_e (kg/s)
η

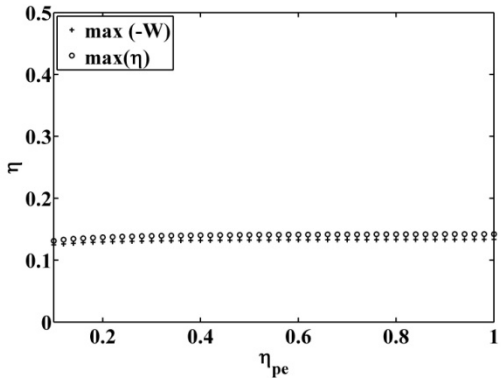
Annexe S Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® sans surchauffe au rendement de la pompe à eau



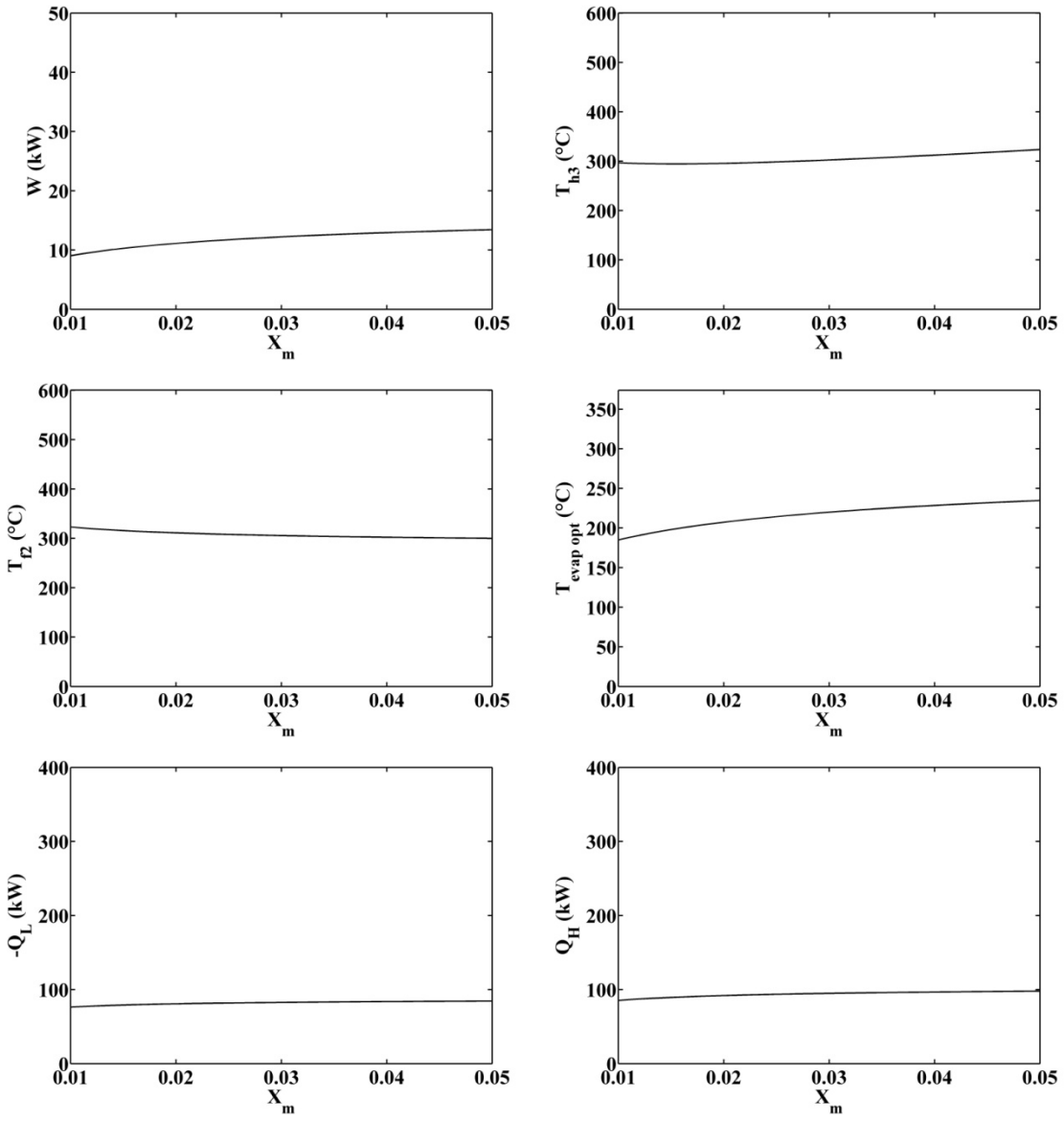

max (-W)
max(η)
$P_{evap\ opt}$ (bar)
η_{pe}

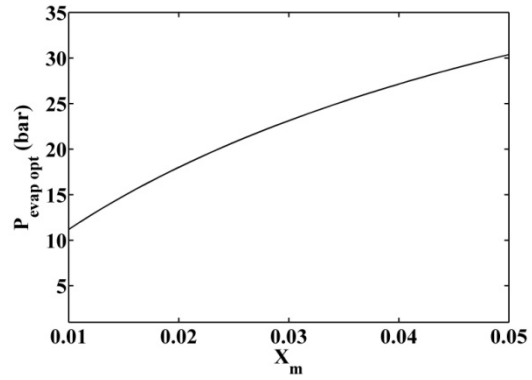

max (-W)
max(η)
m_h (kg/s)
η_{pe}

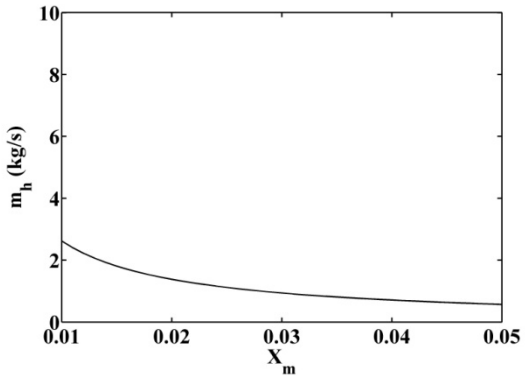

max (-W)
max(η)
m_c (kg/s)
η_{pe}

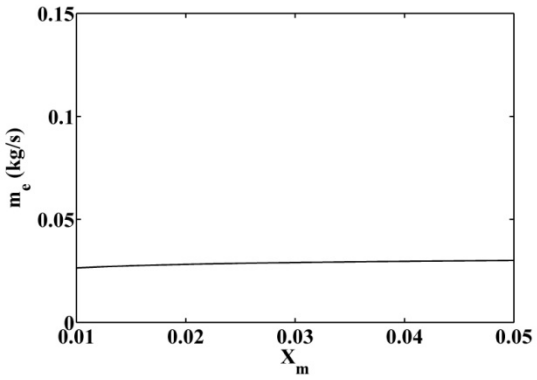

max (-W)
max(η)
η
η_{pe}

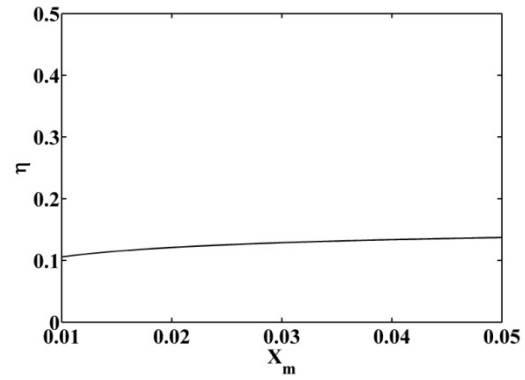
Annexe T Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® avec surchauffe au titre massique dynamique en eau



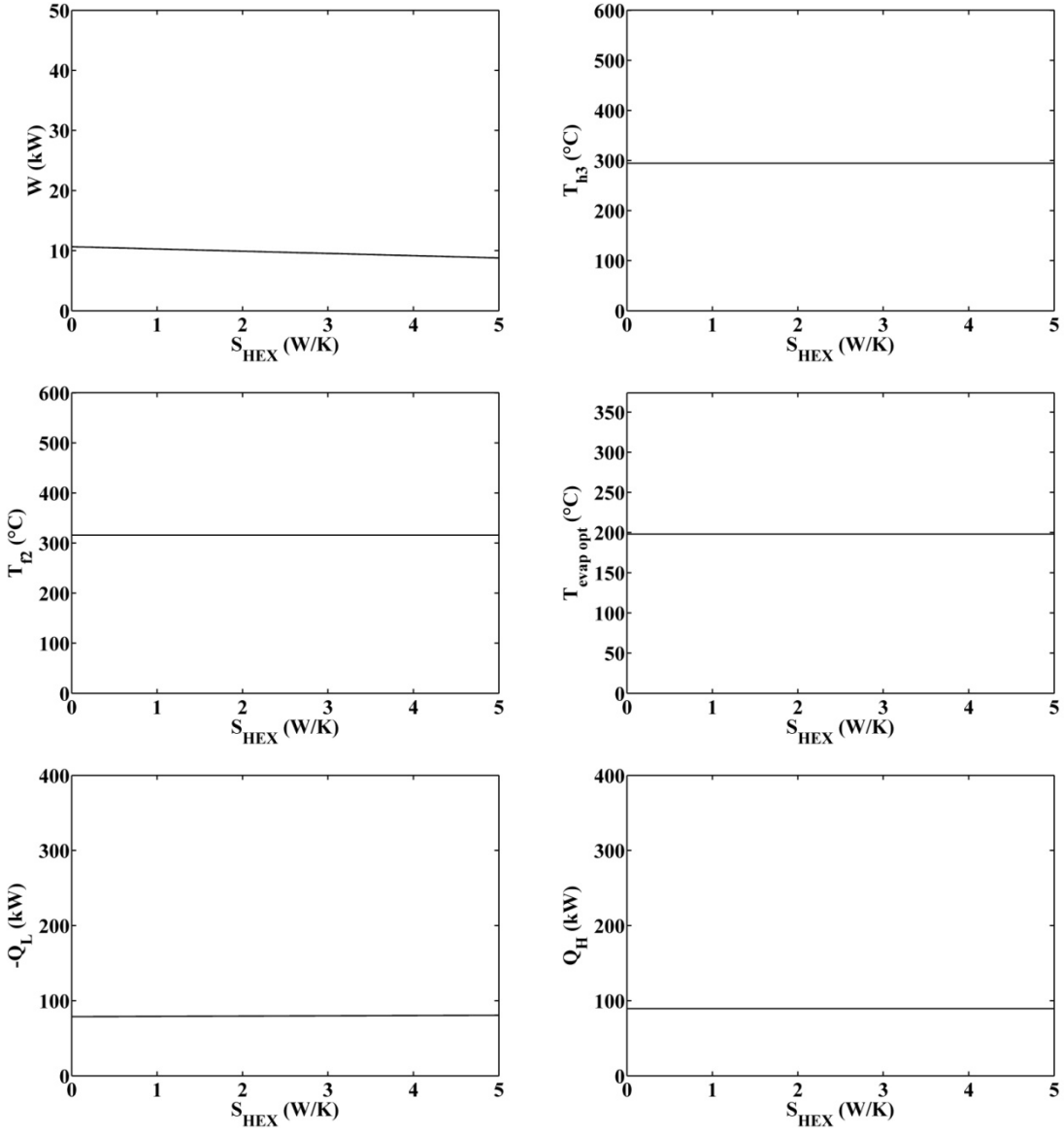

35
30
25
20
15
10
5
$P_{evap\ opt}$ (bar)
0.01
0.02
0.03
0.04
0.05
X_m

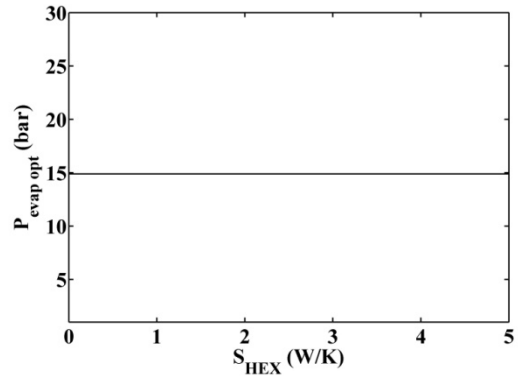

10
8
6
4
2
0
m_h (kg/s)
0.01
0.02
0.03
0.04
0.05
X_m

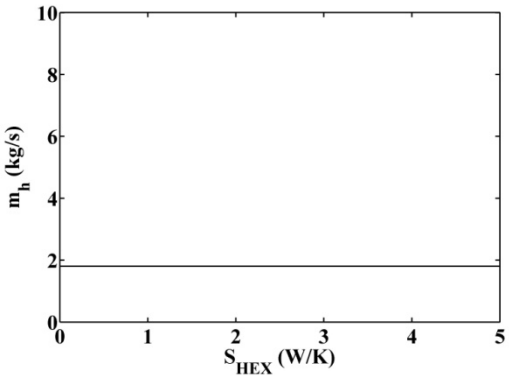

0.15
0.1
0.05
0
m_e (kg/s)
0.01
0.02
0.03
0.04
0.05
X_m

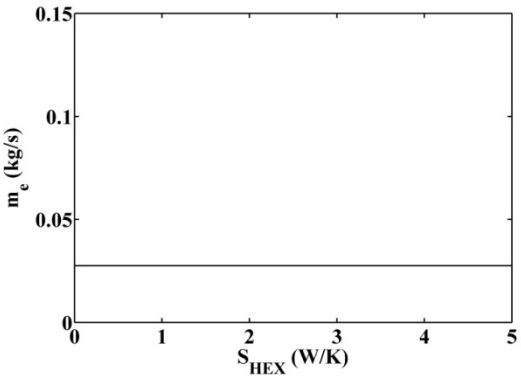

0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
η
0.01
0.02
0.03
0.04
0.05
X_m

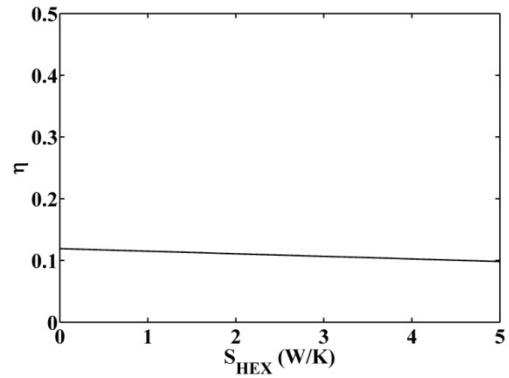
Annexe U Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® avec surchauffe à la production d'entropie dans les échangeurs



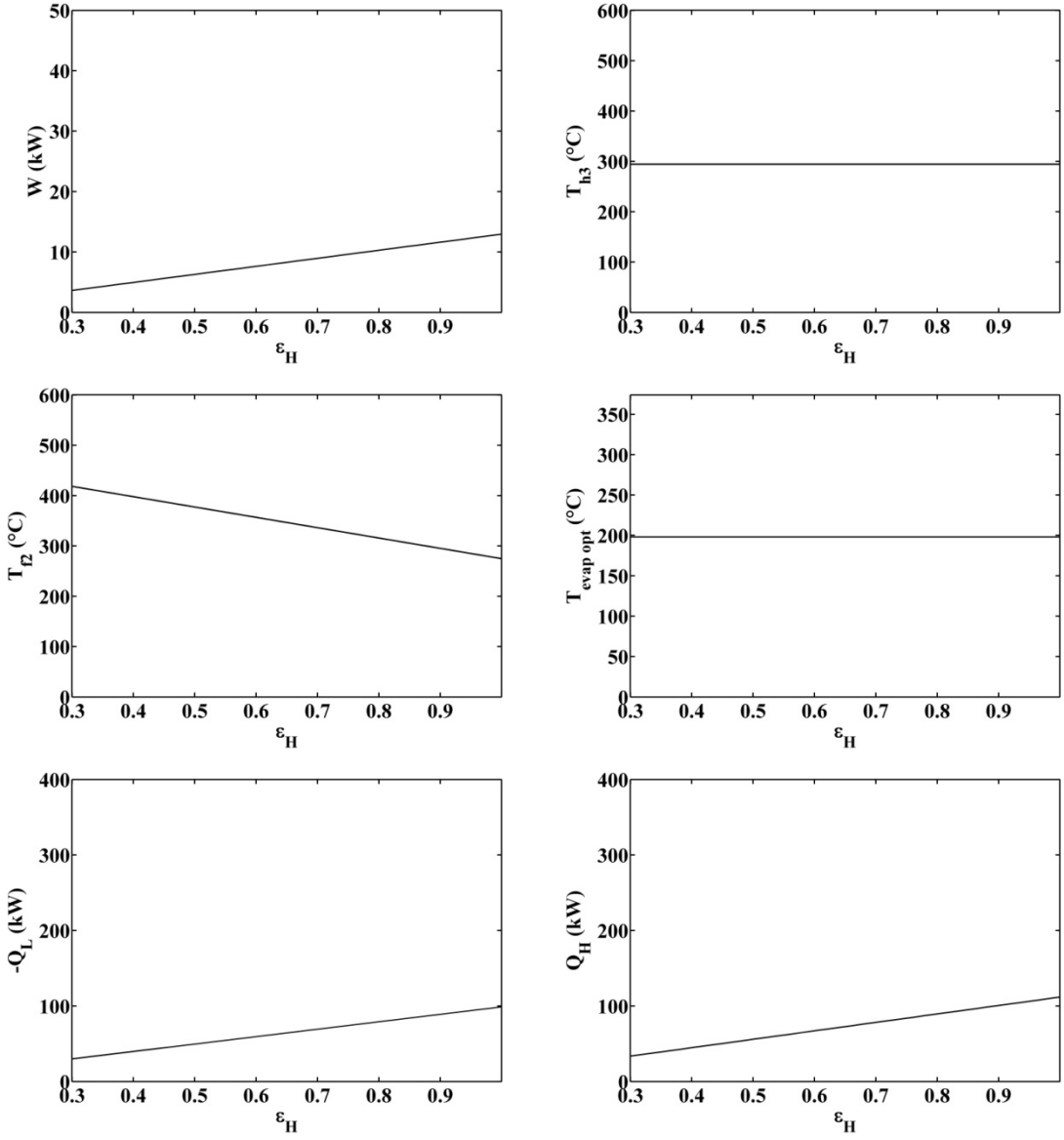

30
25
20
15
10
5
$P_{evap\ opt}$ (bar)
0
1
2
3
4
5
S_{HEX} (W/K)

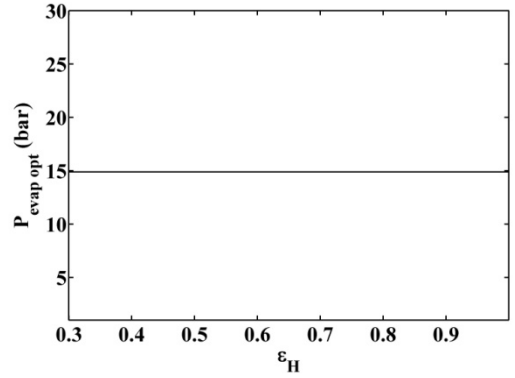

10
8
6
4
2
0
m_h (kg/s)
0
1
2
3
4
5
S_{HEX} (W/K)

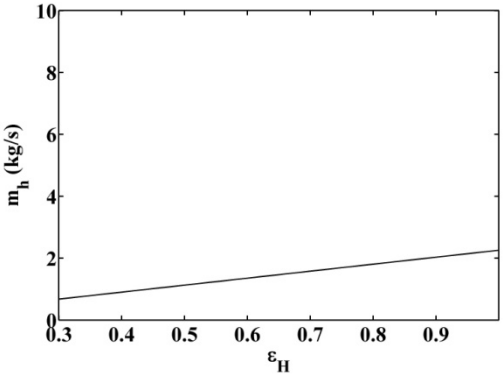

0.15
0.1
0.05
0
m_e (kg/s)
0
1
2
3
4
5
S_{HEX} (W/K)

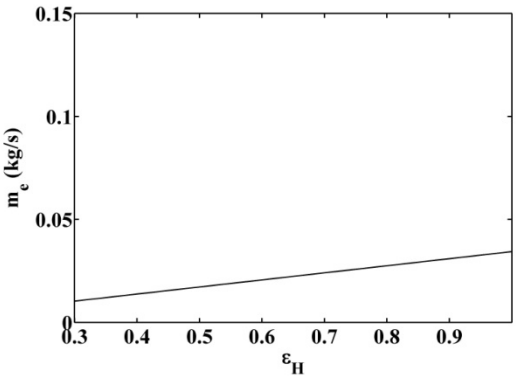

0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
η
0
1
2
3
4
5
S_{HEX} (W/K)

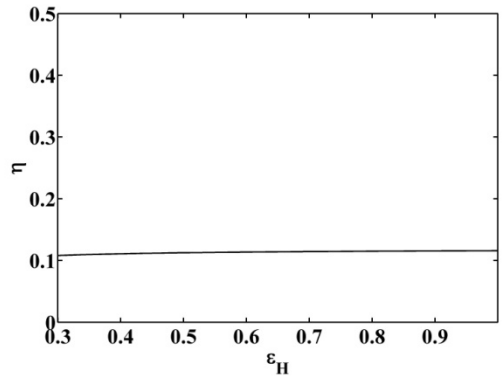
Annexe V Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® avec surchauffe à l'efficacité de l'échangeur fumée-huile



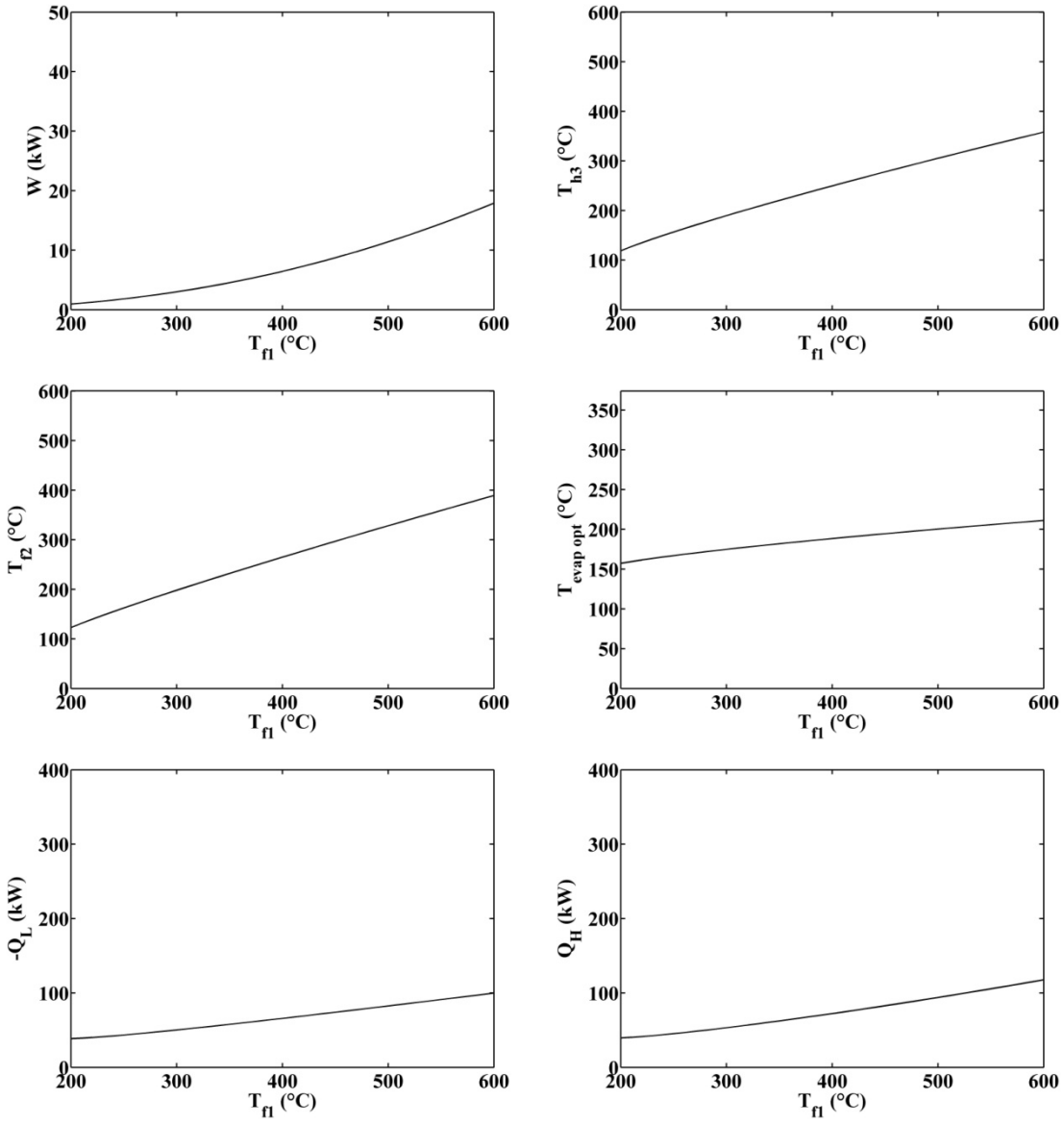

30
25
20
15
10
5
$P_{evap\ opt}$ (bar)
0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9
ε_H

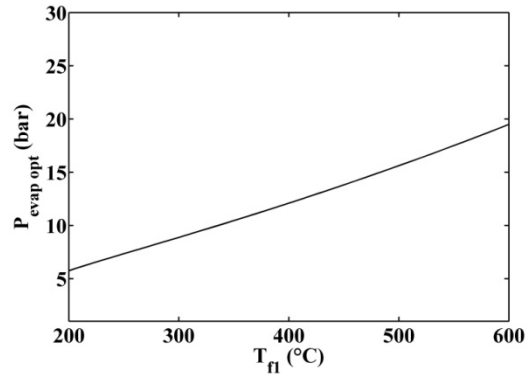

10
8
6
4
2
0
m_h (kg/s)
0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9
ε_H

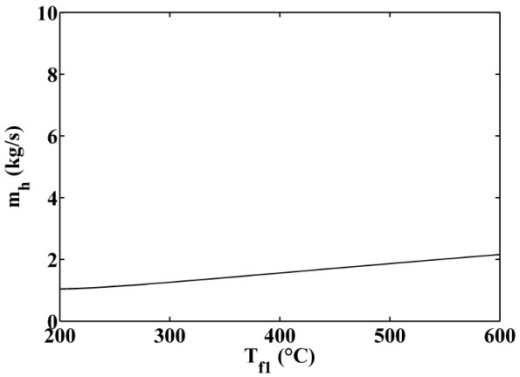

0.15
0.1
0.05
0
m_e (kg/s)
0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9
ε_H

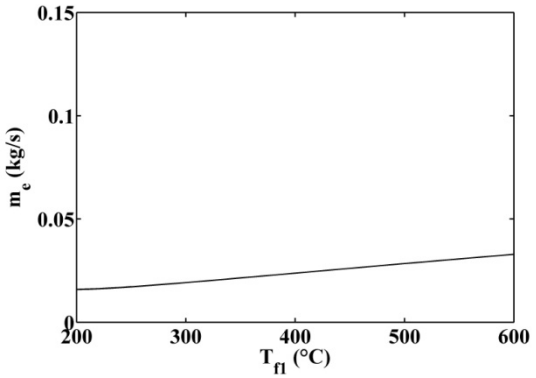

0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
η
0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9
ε_H

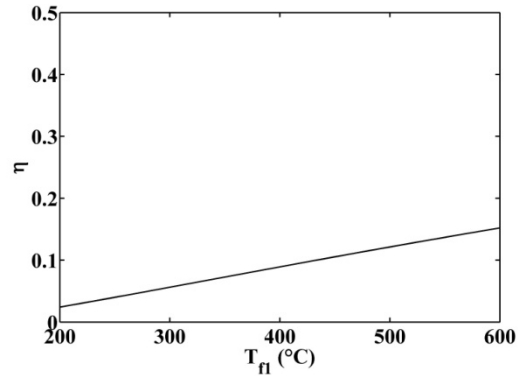
Annexe W Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® avec surchauffe à la température de la fumée en entrée d'échangeur fumée-huile



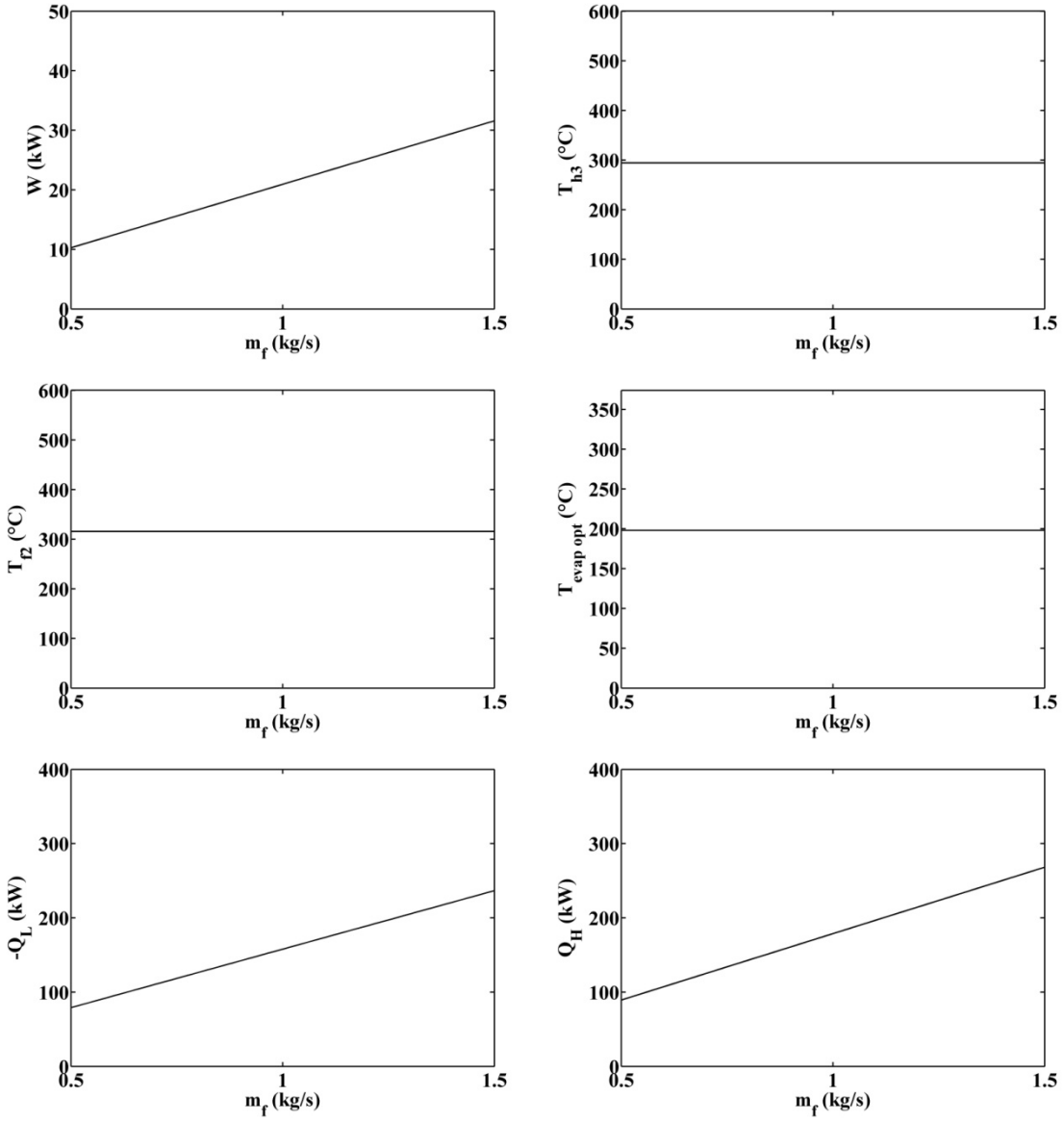

30
25
20
15
10
5
200
300
400
500
600
$P_{evap\ opt}$ (bar)
T_{fl} (°C)

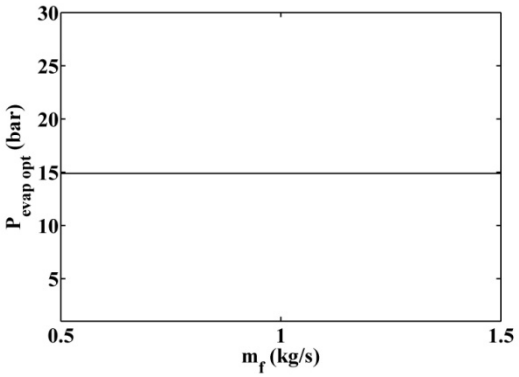

10
8
6
4
2
0
200
300
400
500
600
m_h (kg/s)
T_{fl} (°C)

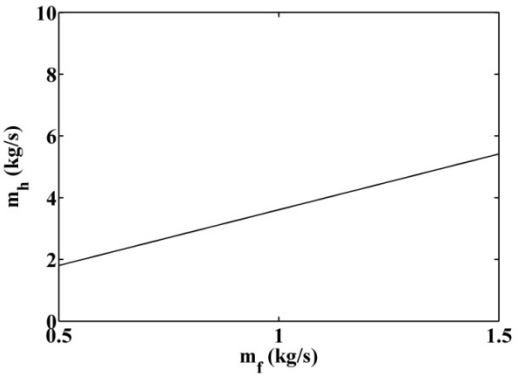

0.15
0.1
0.05
0
200
300
400
500
600
m_e (kg/s)
T_{fl} (°C)

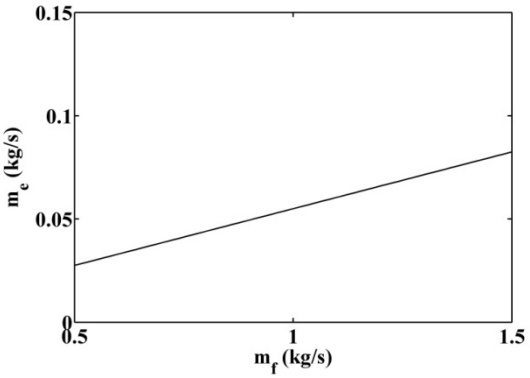

0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
200
300
400
500
600
η
T_{fl} (°C)

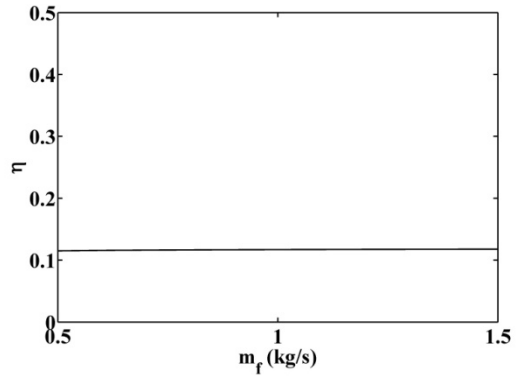
Annexe X Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® avec surchauffe au débit massique de fumée



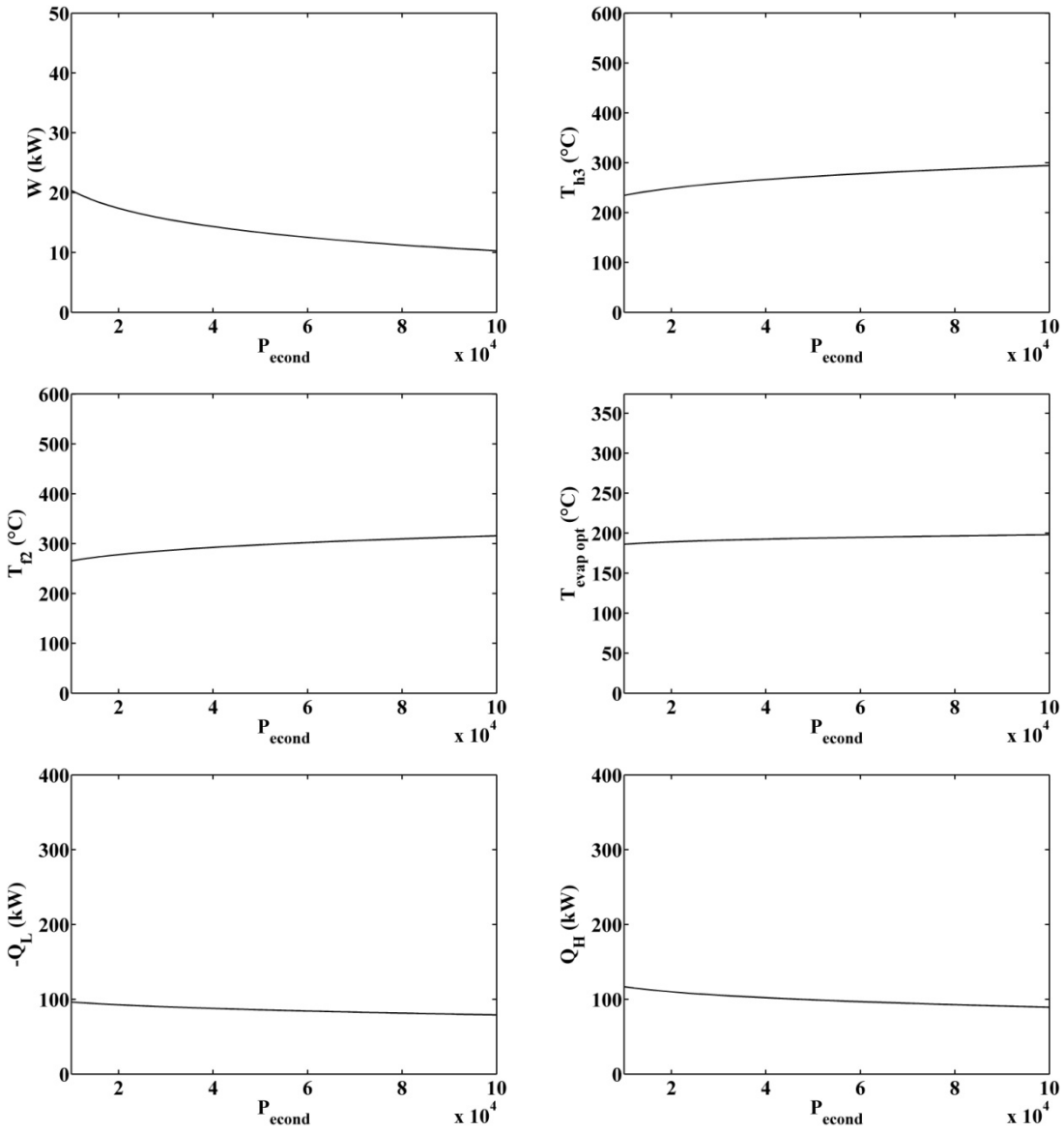

30
25
20
15
10
5
$P_{evap\ opt}$ (bar)
0.5
1
1.5
m_f (kg/s)

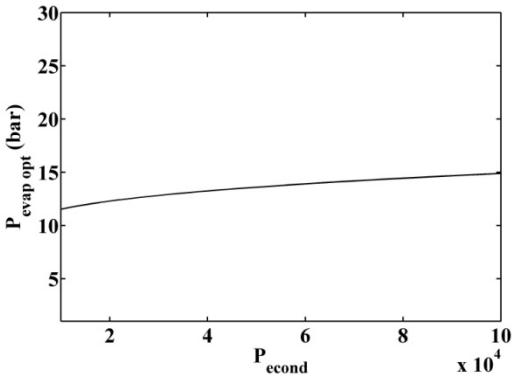

10
8
6
4
2
0
m_h (kg/s)
0.5
1
1.5
m_f (kg/s)

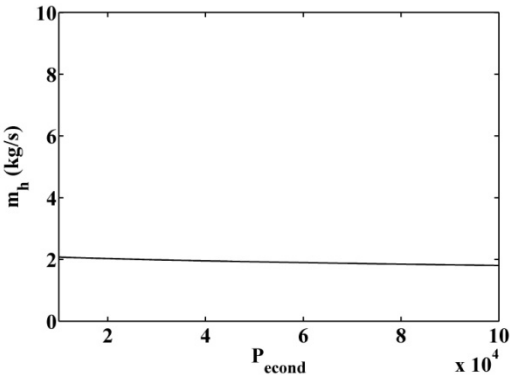

0.15
0.1
0.05
0
m_e (kg/s)
0.5
1
1.5
m_f (kg/s)

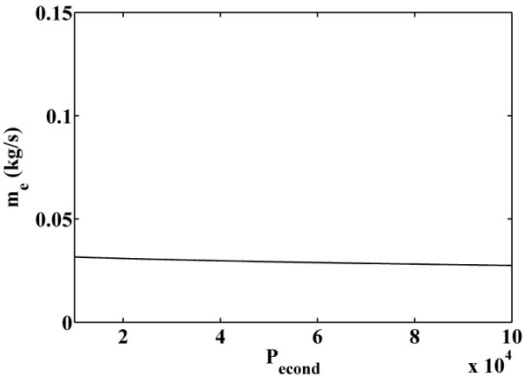

0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
η
0.5
1
1.5
m_f (kg/s)

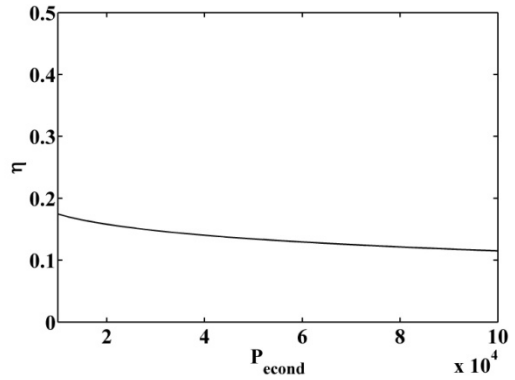
Annexe Y Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® avec surchauffe à la pression de condensation



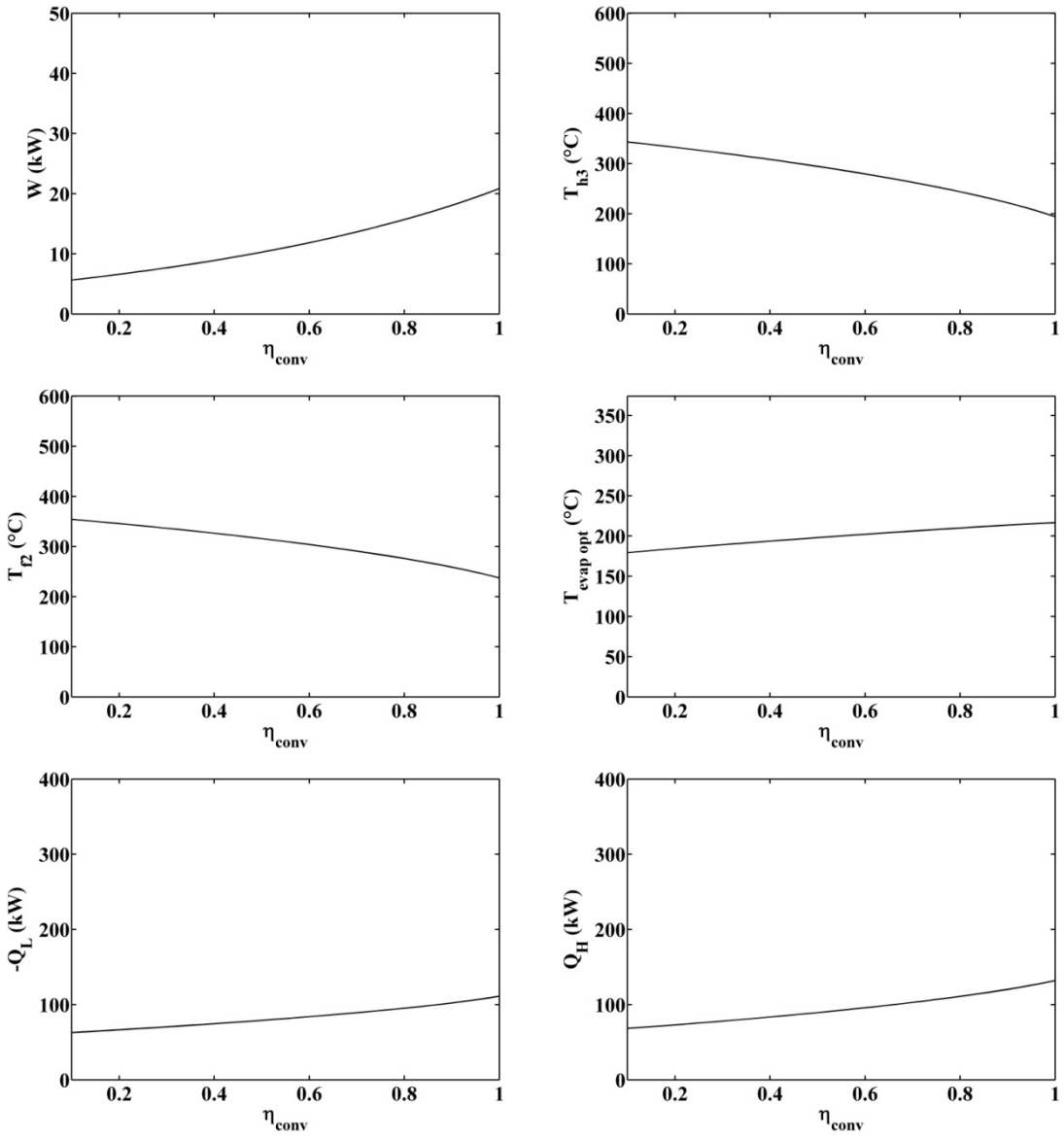

30
25
20
15
10
5
$P_{evap\ opt}$ (bar)
2
4
6
8
10
P_{econd}
x 10^{-4}

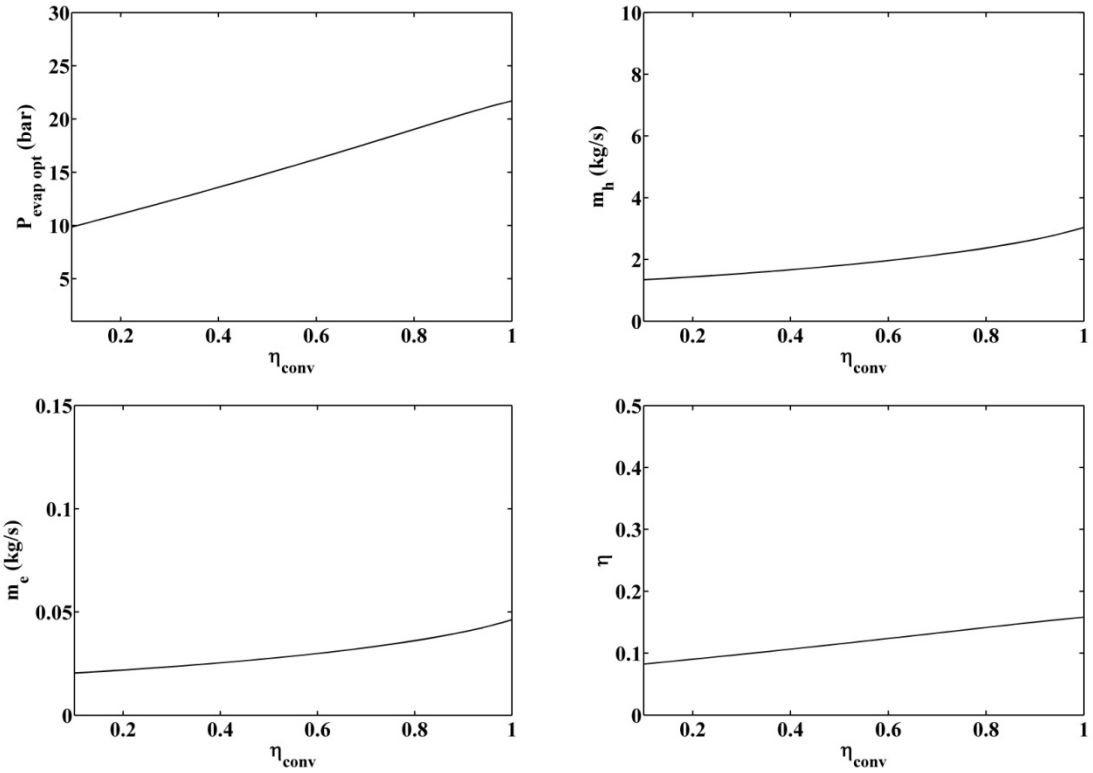

10
8
6
4
2
0
m_h (kg/s)
2
4
6
8
10
P_{econd}
x 10^{-4}


0.15
0.1
0.05
0
m_e (kg/s)
2
4
6
8
10
P_{econd}
x 10^{-4}

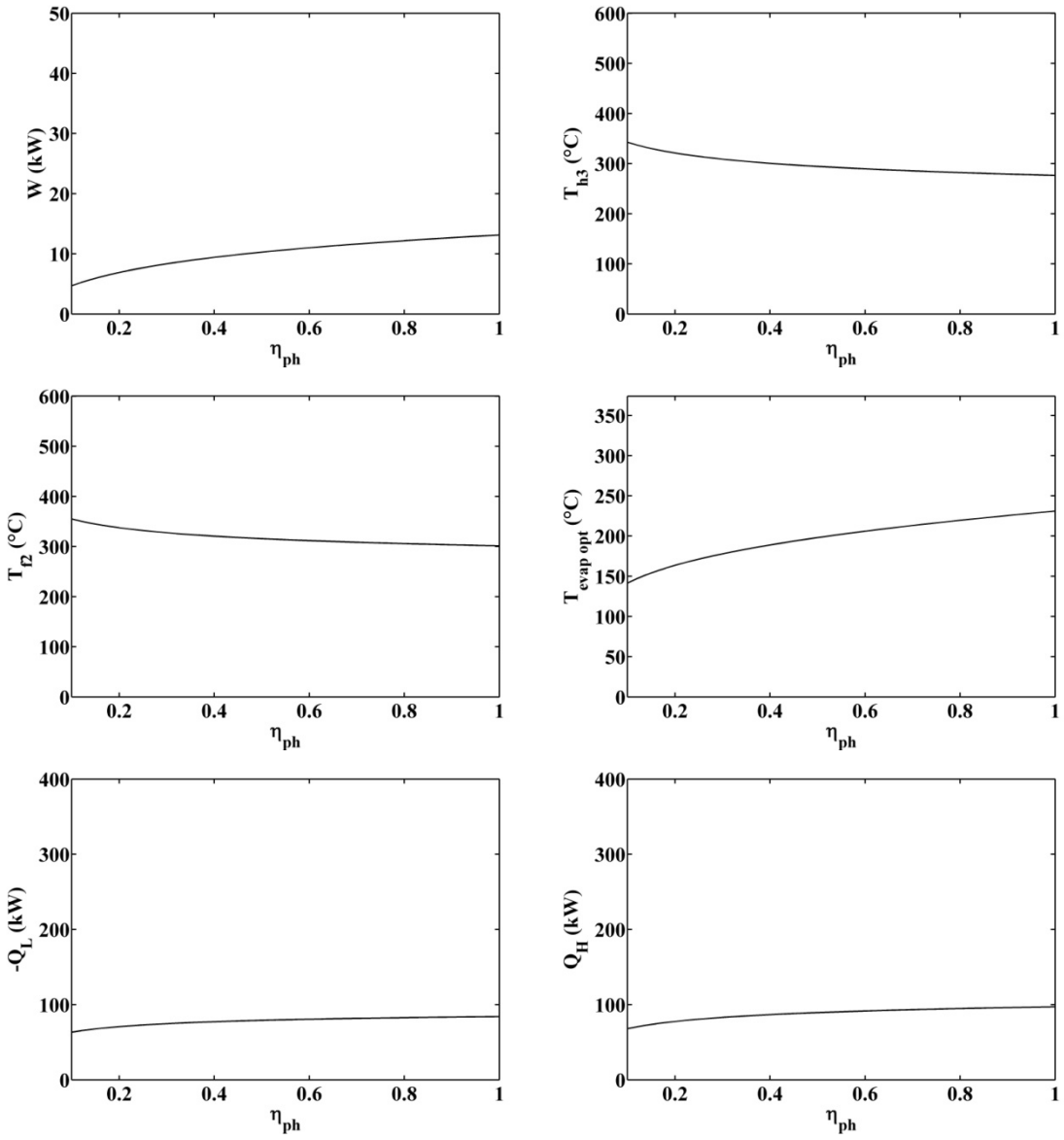

0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
η
2
4
6
8
10
P_{econd}
x 10^{-4}

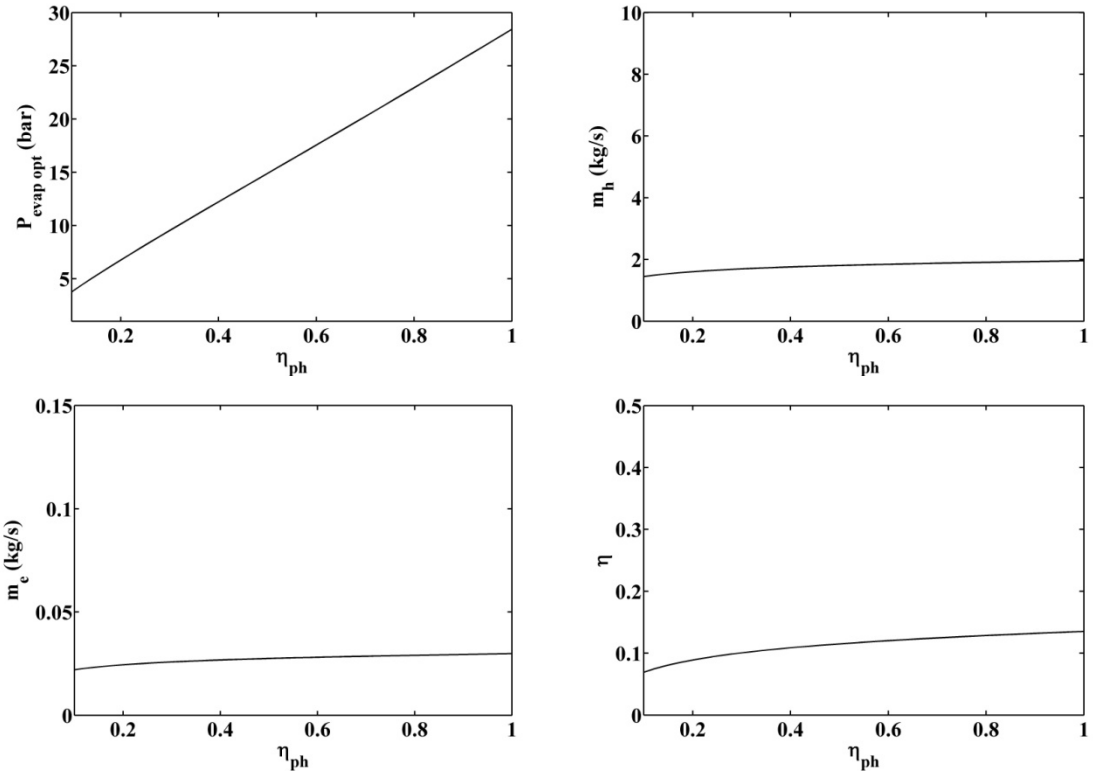
Annexe Z Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® avec surchauffe au rendement de détente



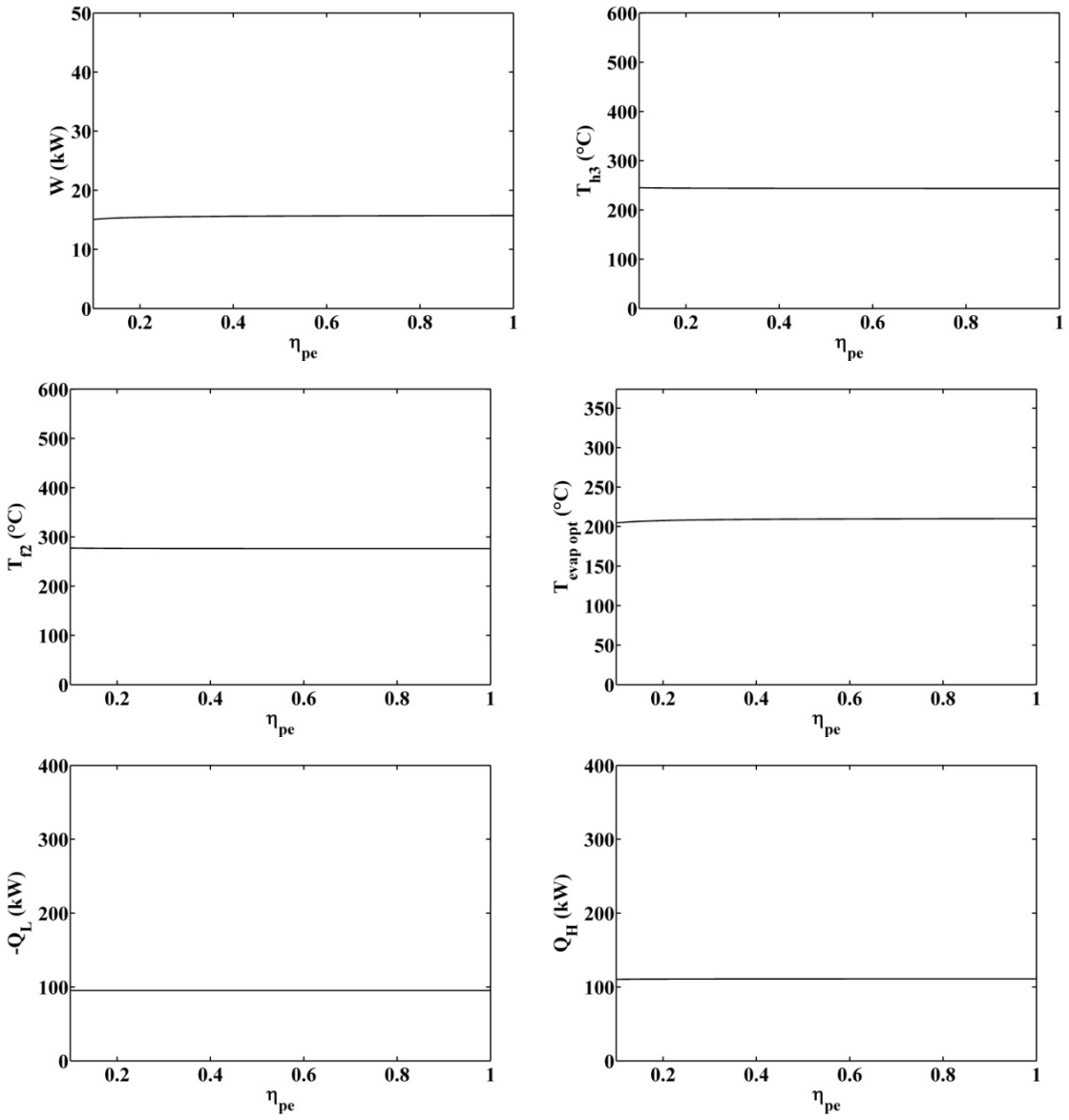

$P_{evap\ opt}$ (bar)
η_{conv}
m_h (kg/s)
η_{conv}
m_e (kg/s)
η_{conv}
η
η_{conv}

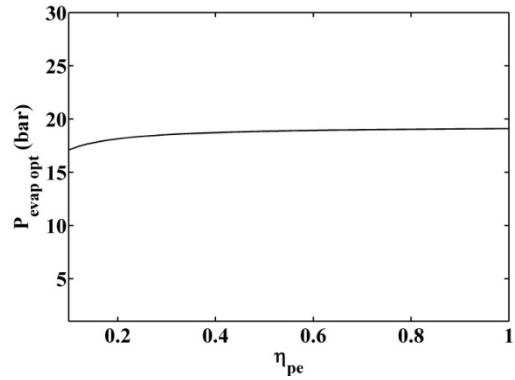
Annexe AA Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® avec surchauffe au rendement de la pompe à huile

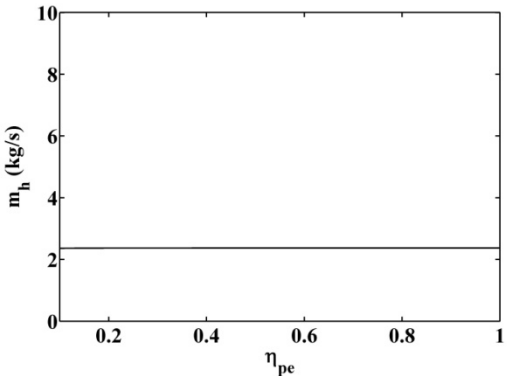


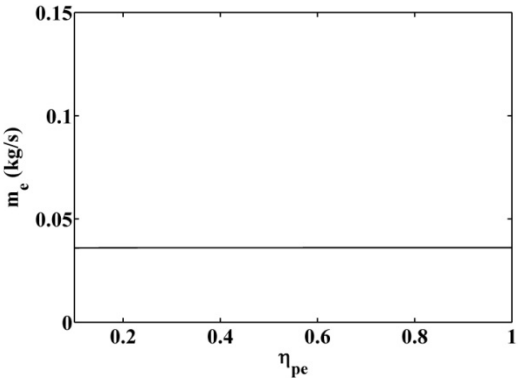

30
25
20
15
10
5
$P_{evap\ opt}$ (bar)
0.2
0.4
0.6
0.8
1
η_{ph}
10
8
6
4
2
0
m_h (kg/s)
0.2
0.4
0.6
0.8
1
η_{ph}
0.15
0.1
0.05
0
m_e (kg/s)
0.2
0.4
0.6
0.8
1
η_{ph}
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
η
0.2
0.4
0.6
0.8
1
η_{ph}

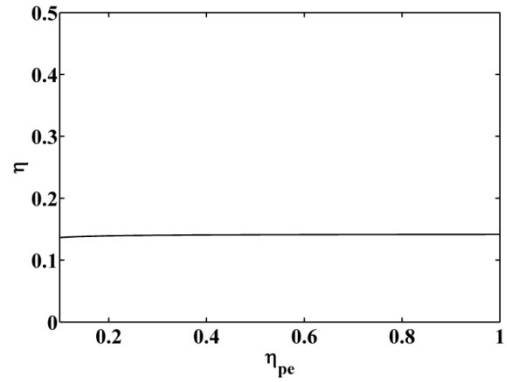
Annexe BB Etude de sensibilité de l'optimum de Turbosol® avec surchauffe au rendement de la pompe à eau



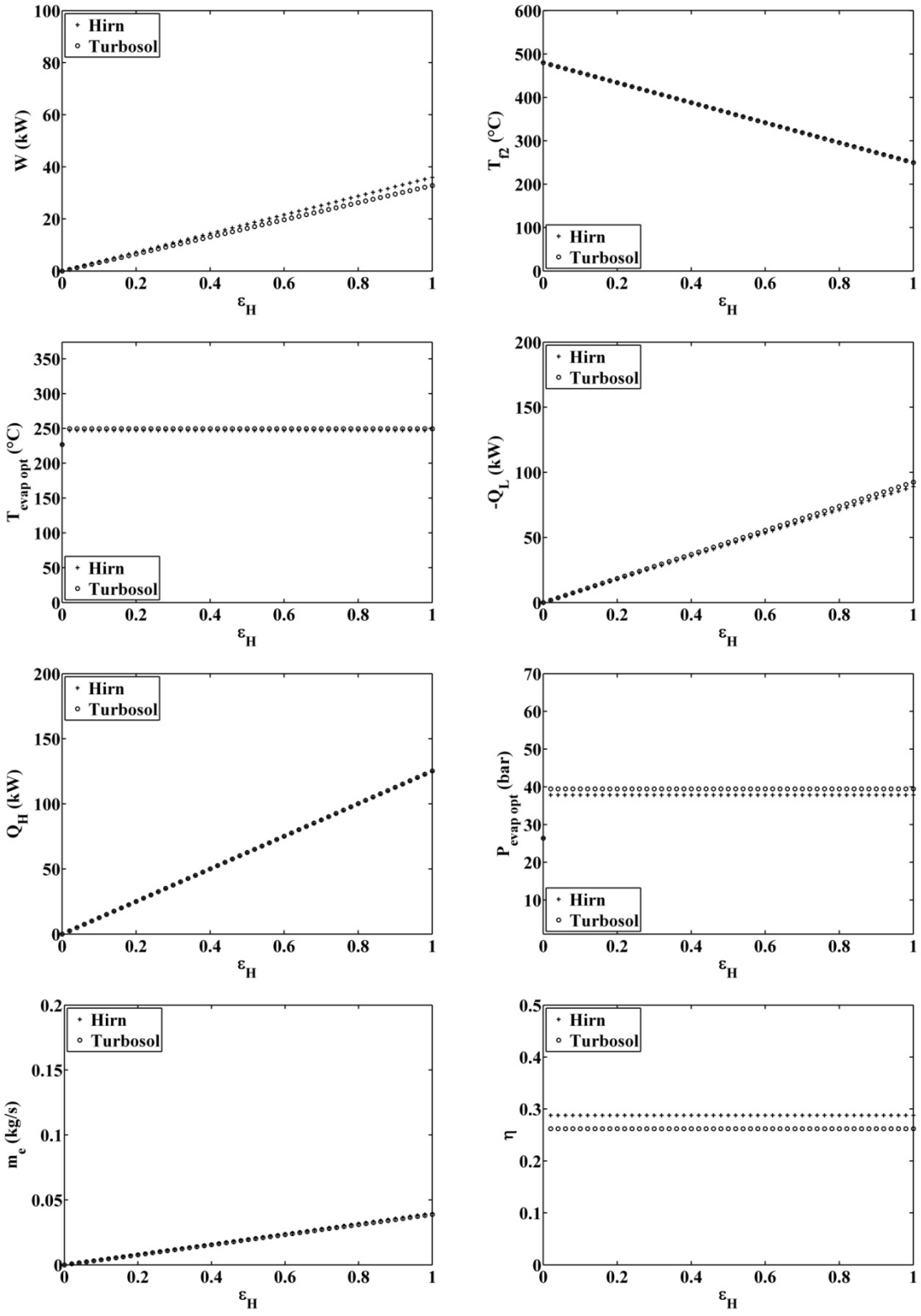

30
25
20
15
10
5
$P_{evap\ opt}$ (bar)
0.2
0.4
0.6
0.8
1
η_{pe}


10
8
6
4
2
0
m_h (kg/s)
0.2
0.4
0.6
0.8
1
η_{pe}

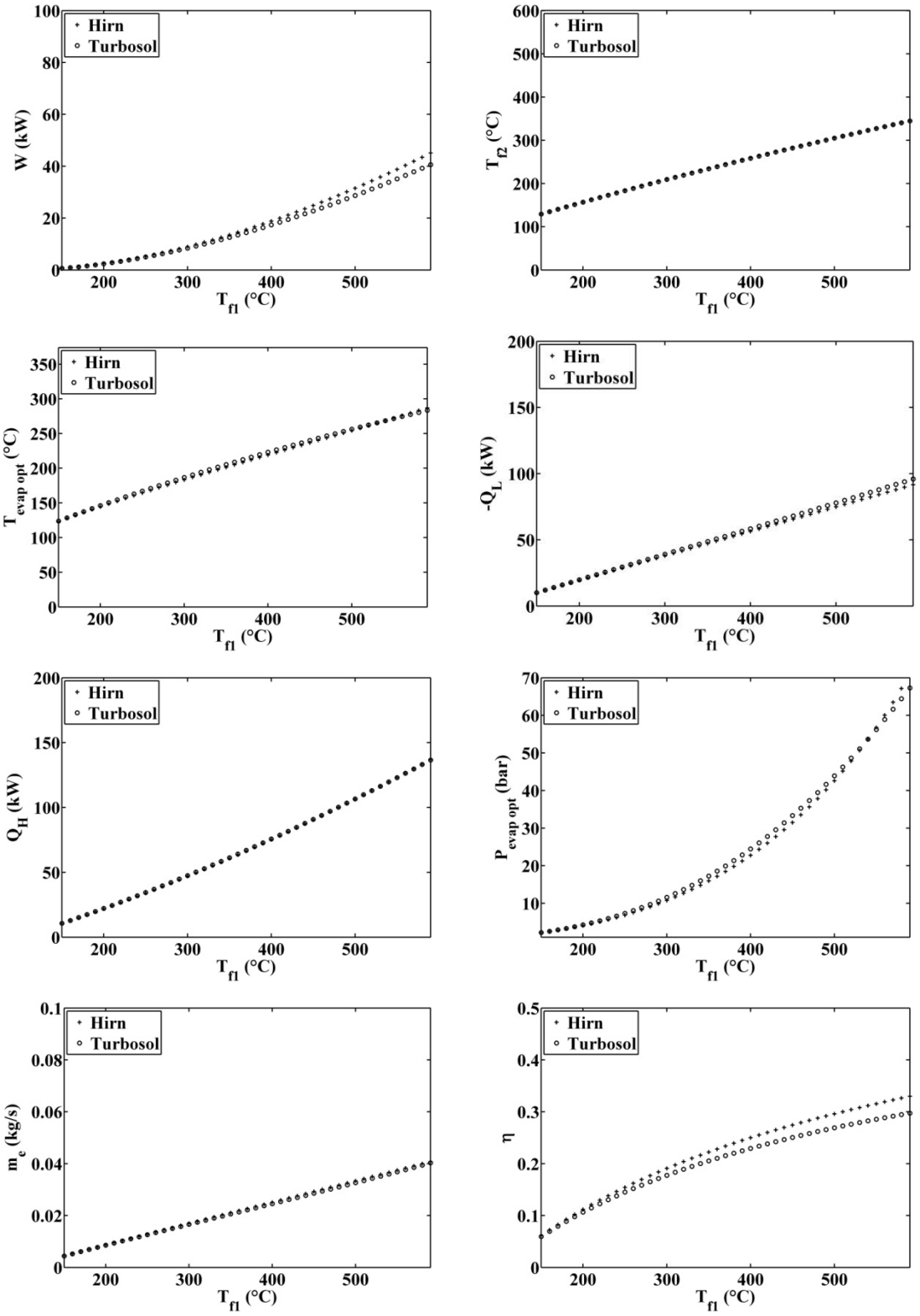

0.15
0.1
0.05
0
m_e (kg/s)
0.2
0.4
0.6
0.8
1
η_{pe}


0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
η
0.2
0.4
0.6
0.8
1
η_{pe}

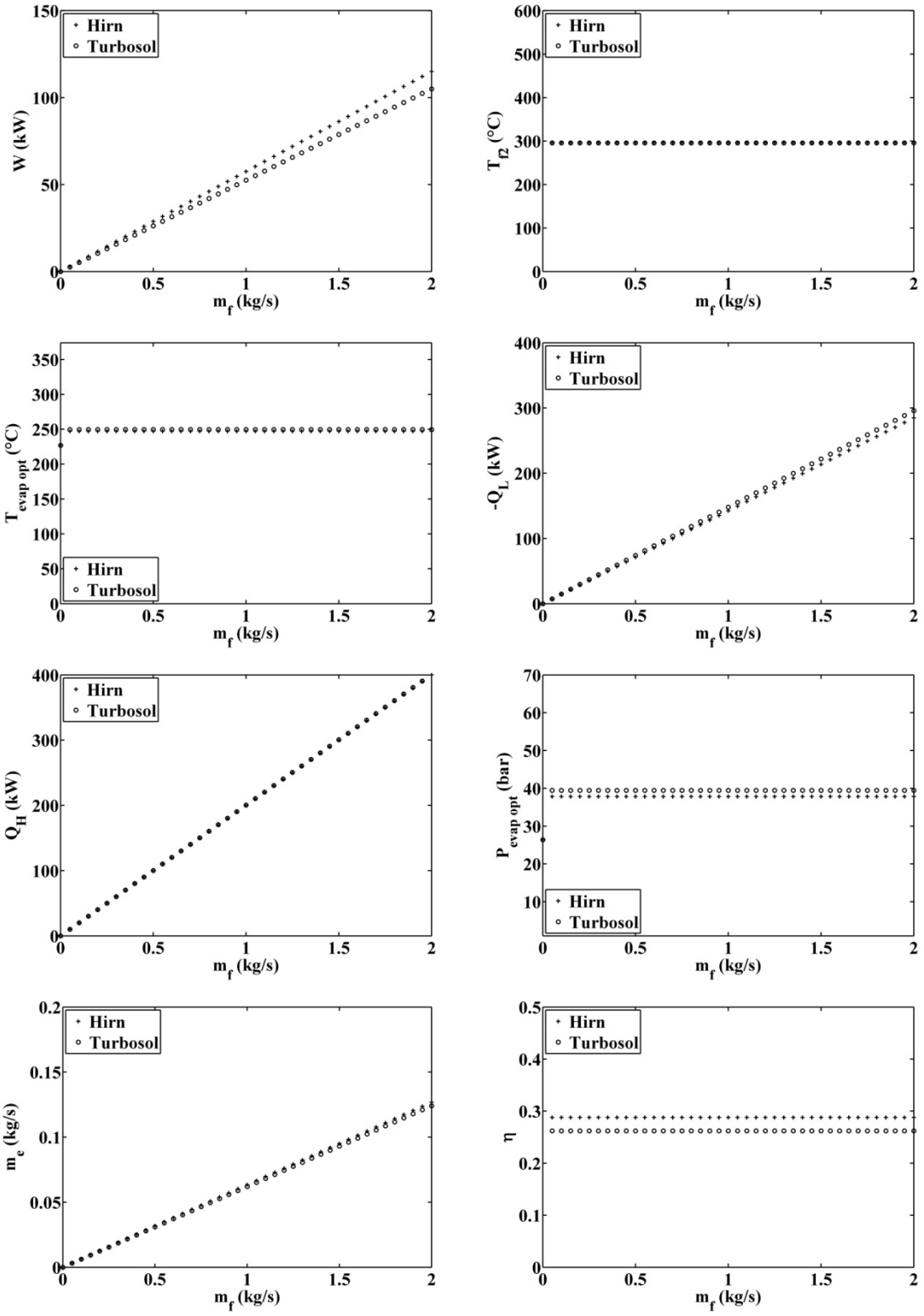
Annexe CC Etude de sensibilité de la maximisation de la puissance mécanique produite par une machine idéale fonctionnant selon le cycle de Hirn et selon le cycle de Turbosol® à l'efficacité de l'échangeur



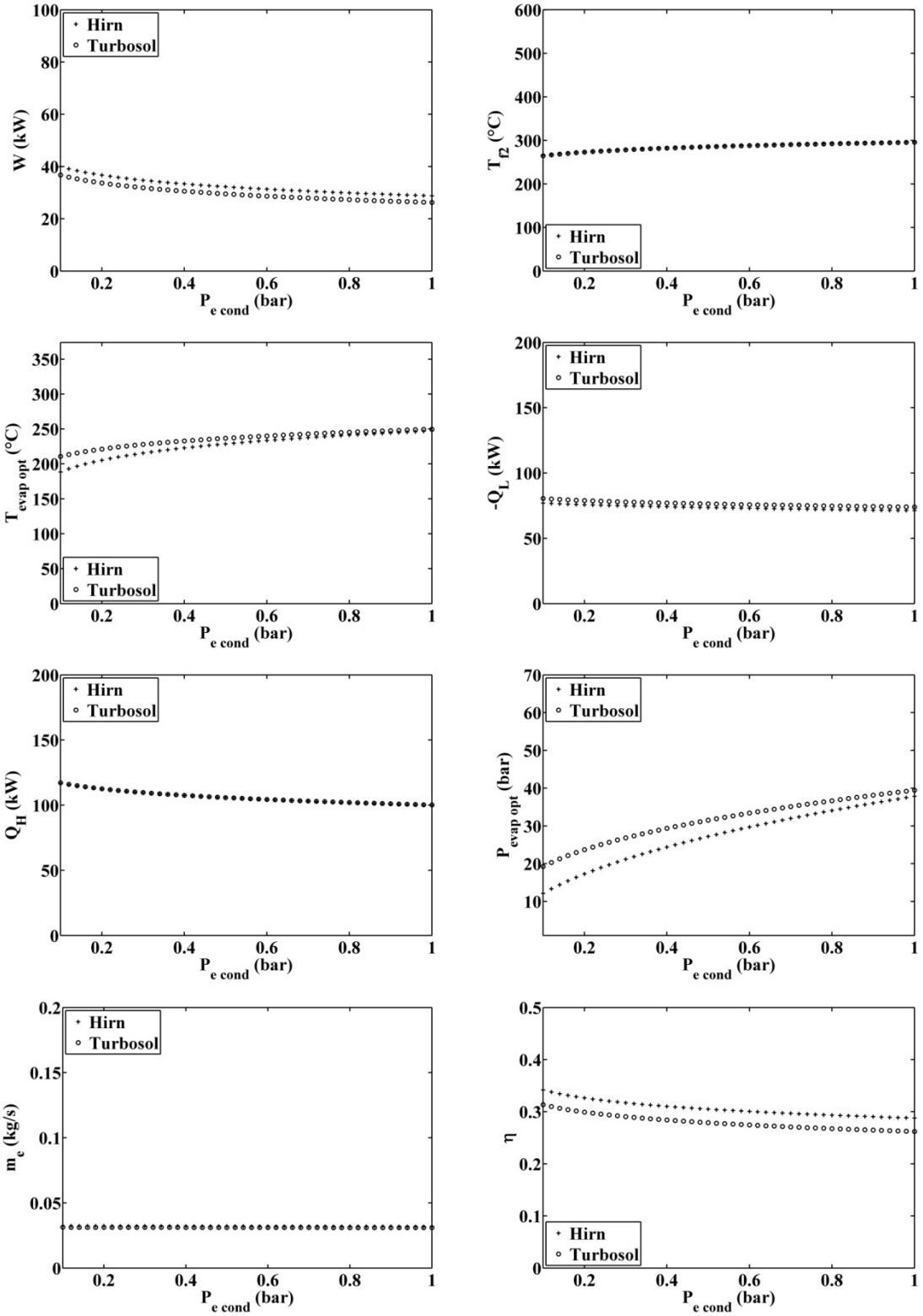
Annexe DD Etude de sensibilité de la maximisation de la puissance mécanique produite par une machine idéale fonctionnant selon le cycle de Hirn et selon le cycle de Turbosol® à la température de la fumée disponible



Annexe EE Etude de sensibilité de la maximisation de la puissance mécanique produite par une machine idéale fonctionnant selon le cycle de Hirn et selon le cycle de Turbosol® au débit massique de fumée



Annexe FF Etude de sensibilité de la maximisation de la puissance mécanique produite par une machine idéale fonctionnant selon le cycle de Hirn et selon le cycle de Turbosol® à la pression de condensation



Résumé

La valorisation des rejets thermiques industriels par leur conversion en énergie mécanique, et éventuellement en électricité, est un moyen de réduire les émissions de gaz à effet de serre et de réduire la consommation énergétique des industries. La présente bourse de thèse est cofinancée par l'Agence De l'Environnement et de la Maitrise de l'Energie (ADEME) dans ce contexte. Le co-financeur de la thèse, Hevatech, est une entreprise qui exploite le brevet d'un nouveau convertisseur de chaleur en électricité appelé Turbosol®. Turbosol® est un bon candidat pour la valorisation de la chaleur fatale industrielle. Le concept en est au stade du développement du prototype et de l'installation de pilotes sur site. L'originalité du cycle de Turbosol® est la détente quasi-isotherme de la vapeur d'eau. Ainsi, le cycle de Turbosol® est proche du cycle de Carnot. La première partie de la thèse porte sur le cycle de Carnot et la faisabilité d'une machine fonctionnant selon le cycle de Carnot. Une machine fonctionnant selon le cycle de Carnot avec de l'eau changeant de phase pendant le chauffage est modélisée, puis optimisée par maximisation de la puissance nette produite. Les variables de l'optimisation sont les températures de vaporisation et de condensation du fluide cyclé, ainsi que la répartition de la surface d'échange entre l'évaporateur et le condenseur. Puis, dans la seconde partie, le modèle de la machine de Carnot est adapté au cas particulier de Turbosol®. Cela permet de simuler le fonctionnement du prototype de Turbosol. L'étude de sensibilité aux variables de commande du modèle a permis d'identifier la température de vaporisation et le débit massique du fluide de travail comme des variables d'optimisation. Ainsi, le convertisseur est optimisé par maximisation de la puissance nette produite et par maximisation du rendement pour un rejet thermique à valoriser donné.

Abstract

To convert the industrial waste heat into mechanical, or electrical energy, is a way to decrease the greenhouse gases emission and the energy consumption. The present PhD thesis is co-financed by the french Environment and Energy Management Agency (ADEME), in this context. The other co-financer, the company Hevatech, exploits the patent of a new heat converter into electricity named Turbosol®. Turbosol® is a good candidate for the industrial waste heat recovery. The concept is currently developed by the study of a prototype and the installation of the prototype on industrial site. The Turbosol® cycle originality is the quasi-isothermal expansion of the water vapor. Consequently, the Turbosol® cycle is close to the Carnot cycle. In the manuscript first part, the possibility of the feasibility of an engine operating according to the Carnot cycle is studied. A Carnot engine with a changing phase working fluid is modeled and optimized by maximization of the net power output. The variables are the optimal vaporization and condensation temperatures, and the optimal allocation of a total thermal transfer area between the condenser and the evaporator. Then, in the second part, the model of the Carnot engine is adapted to the Turbosol® prototype. In the sensitivity analysis, the vaporization temperature and the mass flow rate of the working fluid are identified as optimization variables. So, the Turbosol® converter is optimized by maximization of the net power output and the first law efficiency for a given waste heat fluid to valorize.