



**HAL**  
open science

# Étude numérique et expérimentale d'un cycle de Rankine-Hirn de faible puissance pour la récupération d'énergie

Quentin Danel

► **To cite this version:**

Quentin Danel. Étude numérique et expérimentale d'un cycle de Rankine-Hirn de faible puissance pour la récupération d'énergie. Chimie-Physique [physics.chem-ph]. Conservatoire national des arts et métiers - CNAM, 2016. Français. NNT : 2016CNAM1091 . tel-01669003

**HAL Id: tel-01669003**

**<https://theses.hal.science/tel-01669003>**

Submitted on 20 Dec 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.

**THÈSE DE DOCTORAT**

*présentée par* : **Quentin DANEL**

*soutenue le* : **12 décembre 2016**

*pour obtenir le grade de* : **Docteur du Conservatoire National des Arts et Métiers**

*Spécialité* : **Énergétique, génie des procédés**

**Étude numérique et expérimentale d'un cycle de Rankine-Hirn de faible puissance pour la récupération d'énergie**

**THÈSE dirigée par**

Mme PÉRILHON Christelle

*Maître de Conférences HDR, Cnam Paris*

**PRÉSIDENT DU JURY**

M. FEIDT Michel

*Professeur, Université de Lorraine*

**RAPPORTEURS**

M. CHESSE Pascal

*Professeur, École Centrale de Nantes*

M. LEMORT Vincent

*Professeur, Université de Liège*

**EXAMINATEURS**

M. BAKIR Farid

*Professeur, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers*

M. PUNOV Plamen

*Maître de Conférences HDR, Université Technique de Sofia*

**CO-ENCADRANT**

M. PODEVIN Pierre

*Ingénieur de recherche, Cnam Paris*

**INVITÉS**

M. DESCOMBES Georges

*Professeur, Cnam Paris*

Mme LACOUR Stéphanie

*Chargée de recherche, Irstea*

---

# Résumé

Ce travail de recherche est motivé par les contraintes environnementales qui imposent une réduction des émissions de gaz à effet de serre. L'objectif de cette thèse est d'explorer les possibilités de réduction de consommation des moteurs à combustion interne en les munissant d'un dispositif de récupération de chaleur. Cette étude est focalisée sur la valorisation des rejets thermiques d'installations de faible puissance. Le cycle de Rankine est la technologie qui a été sélectionnée. Une installation d'essais a été construite. Un générateur de gaz chaud simule le moteur thermique; une part de cette chaleur est collectée par le système de récupération de chaleur et partiellement convertie en énergie mécanique. L'échangeur de chaleur a été conçu et construit en interne ainsi que la machine de détente à piston. Un modèle numérique statique validé expérimentalement pour l'évaporateur a été développé. Celui-ci permet d'explorer les performances du cycle de Rankine sur un large champ de fonctionnement. Avec des hypothèses restrictives le modèle numérique fait apparaître qu'un gain de consommation de l'ordre de 3 % à 4 % sur un tracteur agricole serait possible. Un modèle dynamique de moteur à piston adapté aux cycles de Rankine de faibles puissances a été développé pour aider à son dimensionnement. Ce modèle a permis de mettre au point un concept de machine de détente à piston avec un mécanisme de distribution simplifié. Bien qu'offrant des performances en retrait sur les machines de détente à piston à distribution commandée ce concept est à approfondir pour les systèmes de faible puissance nécessitant une simplicité de construction et un faible coût.

**Mots clés :** Récupération de chaleur ; Cycle de Rankine ; Optimisation thermodynamique ; Machine de détente

---

# Abstract

This research was motivated by environmental constraints which impose a reduction in greenhouse gas emissions. The aim of the thesis was to explore the possibility of reducing the consumption of an internal combustion engine using a bottom waste heat recovery system. The study focused on waste heat recovery for low power installations. The Rankine cycle technology was selected to exploit the heat source. An experimental test bench was designed and set up. A hot gas generator simulates an internal combustion engine. Part of the thermal power is absorbed by the evaporator and partially converted into mechanical power. The heat exchanger and piston expander were designed and built in-house. A numerical static model with experimental validation of the evaporator was developed. The model was used to explore the performances of the Rankine cycle over a large operating range. Under restrictive hypotheses, the numerical model showed that is possible to reduce the consumption of a tractor by about 3 to 4 %. A piston expander dynamic model was developed to assist in sizing the expander. The model was used to define a piston expander concept with a simple distribution mechanism. Although a classical distribution mechanism offers better performances, this concept is promising for systems that are simple, small-scale and low-cost.

**Keywords :** Waste heat recovery ; Rankine cycle ; Thermodynamical optimisation ; Expander

---

# Remerciements

Je tiens à remercier en premier lieu ma directrice de thèse Christelle Périllon pour son aide et ses conseils, de même mon co-directeur Pierre Podevin pour son aide au plan expérimental et sa présence. Je remercie tout particulièrement Georges Descombes qui a été mon directeur les deux premières années de thèse et pour m'avoir fait confiance en me recrutant.

Je remercie les professeurs Pascal Chesse et Vincent Lemort d'avoir acceptés d'être rapporteur de cette thèse. Je remercie également les professeurs Farid Bakir et Michel Feidt ainsi que M. Plamen Punov d'avoir accepté d'en être les examinateurs.

Je remercie Arnaud Mucherie Pour ses conseils et son assistance dans la réalisation de mon banc d'essais.

Je remercie Stéphanie Lacour pour ses conseils, ainsi qu'Amélie Danlos pour son aide au cours de ces trois années de thèse.

Je remercie également ma compagne Marion pour son soutien durant ces trois années ainsi que ses parents Dominique et Michel Brunet pour m'avoir hébergé et considérablement facilité le quotidien.

---

# Table des matières

<b>Introduction</b>	<b>26</b>
<b>1 État de l'art</b>	<b>27</b>
1.1 La récupération de chaleur . . . . .	27
1.1.1 Thermoélectricité . . . . .	27
1.1.2 Cycle de Stirling . . . . .	29
1.1.3 Cycle d'Ericsson et cycle de Brayton-Joule . . . . .	30
1.2 Cycles à vapeur . . . . .	32
1.3 Technologie des cycles de Rankine . . . . .	46
1.3.1 Pompe . . . . .	51
1.3.2 Échangeur de chaleur . . . . .	52
1.4 Conclusion du chapitre . . . . .	55
<b>2 Installation expérimentale</b>	<b>57</b>
2.1 Moyens d'essais . . . . .	57
2.1.1 Générateur de gaz chaud . . . . .	57
2.1.2 Évaporateur . . . . .	60
2.1.3 Machine de détente . . . . .	66
2.1.4 Pompe . . . . .	68
2.1.5 Condenseur . . . . .	70

## TABLE DES MATIÈRES

---

2.2	Moyens de mesure . . . . .	70
2.2.1	Acquisition des données . . . . .	71
2.2.2	Capteurs . . . . .	74
2.3	Conclusion du chapitre . . . . .	75
<b>3</b>	<b>Optimisation thermodynamique</b>	<b>77</b>
3.1	Exergie . . . . .	77
3.2	Le cycle de Carnot optimisé en puissance . . . . .	79
3.3	Maximum de puissance entre source et puits limités . . . . .	83
3.4	Application du moteur de Carnot endo-réversible . . . . .	87
3.5	Le cycle de Rankine . . . . .	90
3.5.1	Optimisation en puissance des cycles à vapeur . . . . .	91
3.5.2	Comparaison de fluides de travail . . . . .	95
3.6	Conclusion du chapitre . . . . .	98
<b>4</b>	<b>Étude du cycle de récupération de chaleur</b>	<b>99</b>
4.1	Modélisation . . . . .	99
4.1.1	Échange thermique . . . . .	99
4.1.2	Modélisation en régime dynamique stationnaire . . . . .	102
4.1.3	Performances pour une détente isentropique . . . . .	104
4.2	Validation expérimentale de l'évaporateur . . . . .	106
4.3	Simulation pour une détente isentropique . . . . .	109
4.4	Étude du cycle de Rankine-Hirn complet . . . . .	118
4.4.1	Simulation du système avec machine de détente volumétrique . . . . .	121
4.4.2	Application à un tracteur agricole . . . . .	134
4.5	Conclusion du chapitre . . . . .	137

## TABLE DES MATIÈRES

---

<b>5</b>	<b>Machine de détente</b>	<b>139</b>
5.1	Modélisation . . . . .	139
5.1.1	Modélisation géométrique . . . . .	143
5.1.2	Transfert de masse . . . . .	144
5.1.3	Échange de chaleur aux parois . . . . .	146
5.1.4	Bilan énergétique du capsulisme . . . . .	146
5.1.5	Pertes par frottements . . . . .	147
5.1.6	Performance du moteur . . . . .	148
5.2	Simulation . . . . .	149
5.2.1	Étude paramétrique du moteur à vapeur . . . . .	150
5.2.2	Étude des pertes . . . . .	151
5.2.3	Comparaison avec un moteur à distribution commandée . . . . .	155
5.2.4	Autres fluides de travail . . . . .	157
5.3	Conclusion du chapitre . . . . .	160
	<b>Conclusion</b>	<b>165</b>

## TABLE DES MATIÈRES

---

# Liste des tableaux

1.1	Liste de constructeurs de cycle de Rankine ou d'éléments de cycle de Rankine	36
3.1	Paramètres du cycle de Carnot endo-réversible	88
4.1	Paramètres généraux pour la comparaison entre essais et simulation	106
4.2	Comparaison mesure et simulation	108
4.3	Géométrie de l'échangeur	109
4.4	Paramètre généraux de simulation	109
4.5	Points de fonctionnement	110
4.6	Paramètres aux points de fonctionnement théoriques optimaux	110
4.7	Résultats aux points de fonctionnement théorique optimaux	111
4.8	caractéristique de la machine de détente et de la pompe	121
4.9	Dimensions du condenseur	130
4.10	Point de fonctionnement du cycle de Rankine	133
4.11	Résumé des paramètres du tracteur en phases de travail et de manœuvre	135
4.12	Résumé des paramètres du cycle de Rankine	135
4.13	Gain de performances du moteur avec la récupération de chaleur	136
4.14	Gain de performances du moteur avec la récupération de chaleur en prenant en compte de la ventilation pour le refroidissement d'un condenseur de 20 plaques	136

## LISTE DES TABLEAUX

---

4.15	Gain de performances du moteur avec la récupération de chaleur en prenant en compte de la ventilation pour le refroidissement d'un condenseur de 10 plaques . . . . .	136
5.1	Mesure du couple sur moteur entraîné . . . . .	148
5.2	Configuration de référence du moteur . . . . .	149
5.3	Configuration du moteur à distribution commandée . . . . .	155

# Table des figures

1.1	Schéma d'une cellule thermoélectrique . . . . .	28
1.2	Schéma du cycle de Stirling . . . . .	29
1.3	Schéma de moteurs Ericsson . . . . .	31
1.4	Diagramme entropique des cycles de Joule et d'Ericsson, source( <a href="http://www.moteurairchaud.com">www.moteurairchaud.com</a> )	31
1.5	L'Aeolipile de Héron d'Alexandrie . . . . .	32
1.6	Machine de Savery . . . . .	33
1.7	Machine de Newcomens . . . . .	34
1.8	Machine de Watt . . . . .	34
1.9	Schéma d'un cycle de Rankine élémentaire . . . . .	37
1.10	Diagrammes entropique de cycles de Rankine élémentaires avec un fluide séchant, isentropique et mouillant . . . . .	38
1.11	Diagrammes entropique du cycle de Hirn . . . . .	39
1.12	Schéma du cycle de Hirn . . . . .	39
1.13	Diagramme entropique du cycle de Rankine avec un fluide zéotropique . . .	40
1.14	Diagramme entropique du cycle de Rankine transcritique . . . . .	40
1.15	Diagramme entropique du cycle trilatéral sous-critique . . . . .	41
1.16	Schéma d'un cycle ORC avec récupérateur . . . . .	42
1.17	Diagramme entropique du cycle ORC avec récupérateur . . . . .	42
1.18	Schéma d'un cycle de Rankine à resurchauffe . . . . .	43

## TABLE DES FIGURES

---

1.19	Diagramme entropique du cycle de Rankine à resurchauffe . . . . .	43
1.20	Schéma d'un cycle de Rankine à soutirage . . . . .	44
1.21	Diagramme entropique du cycle de Rankine à soutirage . . . . .	44
1.22	Schéma d'un cycle à détente flash . . . . .	45
1.23	Diagramme entropique du cycle à détente flash . . . . .	45
1.24	Sélection du fluide de travail optimal en fonction de la température de la source chaude . . . . .	46
1.25	Cartographies d'utilisation de fluides organiques pour une machine de détente de type scroll . . . . .	47
1.26	Turbine pour cycle ORC adapté aux poids lourds développé par Cummins .	49
1.27	Machine à piston Steamdrive . . . . .	50
1.28	Machine scroll [41] . . . . .	51
1.29	Machine à vis [41] . . . . .	51
1.30	Machine à palette . . . . .	52
1.31	Exemples d'échangeurs de chaleur tubulaires= . . . . .	53
1.32	Exemples d'échangeurs de chaleur à plaques= . . . . .	53
2.1	1 - Générateur de gaz chaud; 2 - Échangeur de chaleur (évaporateur); 3 - Machine de détente (turbine); 4 - Condenseur; 5 - Réservoir; 6 - Pompe . .	58
2.2	Schéma de synthèse de l'installation d'essais du cycle de Rankine . . . . .	59
2.3	Générateur de gaz chaud . . . . .	60
2.4	Mesures du brûleur à fioul . . . . .	61
2.5	Construction du prototype de l'échangeur thermique . . . . .	62
2.6	Échangeur-évaporateur . . . . .	63
2.7	Mesures de la perte de charge de l'évaporateur côté gaz avec de l'air frais .	64
2.8	Mesures de la perte de charge de l'évaporateur côté gaz et calcule du coefficient d'échange thermique sous gaz chaud . . . . .	65

TABLE DES FIGURES

---

2.9	Vues du moteur à distribution commandé . . . . .	67
2.10	Vue du banc moteur à vapeur . . . . .	69
2.11	Étalonnage du capteur de couple . . . . .	70
2.12	Pompe . . . . .	71
2.13	Condenseur . . . . .	72
2.14	Écran de contrôle du banc d'essais . . . . .	73
3.1	. . . . .	79
3.2	Deux approches du cycle de Carnot à puissance maximum . . . . .	80
3.3	Moteur de Carnot endo-réversible entre source chaude et puits froid de débits de capacité thermique limités . . . . .	82
3.4	Illustration d'un cycle thermodynamique moteur quelconque entre une source chaude et un puits froid de débits de capacité thermique limités . . . . .	84
3.5	Cycle thermodynamique moteur entre une source chaude et un puits froid de débits de capacité thermique limités optimisé en puissance . . . . .	86
3.6	Effet du débit froid sur les performances du moteur de Carnot endo-réversible	89
3.7	Cartographies du rendement du moteur de Carnot endo-réversible pour deux pertes de charges de ventilation . . . . .	90
3.8	Schéma du cycle de Rankine-Hirn idéal . . . . .	91
3.9	Rendement d'un cycle de Rankine optimisé en puissance . . . . .	93
3.10	Température d'évaporation du cycle de Rankine optimisé en puissance en fonction de la température de la source chaude . . . . .	93
3.11	Comportement singulier du cycle de Rankine optimisé en puissance mis en évidence par P. Chambadal dans <i>Les centrales nucléaires</i> , page 93 . . . . .	94
3.12	Température entropique de l'évaporateur d'un cycle de Rankine à puissance maximale et température côté chaud du cycle de Carnot à puissance maximale en fonction de la température de la source chaude . . . . .	95

## TABLE DES FIGURES

---

3.13 Rendements énergétiques globaux (3.40) de différents fluide de travail . . .	96
3.14 Rendements exergetiques globaux (3.41) de différents fluide de travail . . .	96
4.1 Schéma de l'échangeur . . . . .	103
4.2 Cartographie expérimentale du taux de récupération de chaleur . . . . .	106
4.3 Cartographie du rendement global calculé depuis les mesures . . . . .	107
4.4 Cartographie simulée du taux de récupération de chaleur . . . . .	107
4.5 Cartographie simulée du rendement global . . . . .	108
4.6 Puissance et rendement global (4.19) aux meilleurs points de fonctionnements	112
4.7 Cartographie du rendement global du système pour une détente isentro- pique. Débit de gaz chaud : 60 g/s à 300°C ; puissance : 18,5 kW . . . . .	113
4.8 Cartographie du rendement global du système pour une détente isentro- pique. Débit de gaz chaud : 90 g/s à 300°C ; puissance : 27,7 kW . . . . .	113
4.9 Cartographie du rendement global du système pour une détente isentro- pique. Débit de gaz chaud : 120 g/s à 300°C ; puissance : 37 kW . . . . .	114
4.10 Cartographie du rendement global du système pour une détente isentro- pique. Débit de gaz chaud : 60 g/s à 400°C ; puissance : 25,1 kW . . . . .	114
4.11 Cartographie du rendement global du système pour une détente isentro- pique. Débit de gaz chaud : 90 g/s à 400°C ; puissance : 37,6 kW . . . . .	115
4.12 Cartographie du rendement global du système pour une détente isentro- pique. Débit de gaz chaud : 120 g/s à 400°C ; puissance : 50,1 kW . . . . .	115
4.13 Cartographie du rendement global du système pour une détente isentro- pique. Débit de gaz chaud : 60 g/s à 500°C ; puissance : 31,7 kW . . . . .	116
4.14 Cartographie du rendement global du système pour une détente isentro- pique. Débit de gaz chaud : 90 g/s à 500°C ; puissance : 47,5 kW . . . . .	116
4.15 Cartographie du rendement global du système pour une détente isentro- pique. Débit de gaz chaud : 120 g/s à 500°C ; puissance : 63,4 kW . . . . .	117
4.16 Illustration du cycle de détente pour différents cas de figures . . . . .	119

## TABLE DES FIGURES

---

4.17	Puissance et rendement global (4.19) de la récupération de chaleur aux meilleurs points de fonctionnements incluant la machine de détente . . . . .	122
4.18	Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 60 g/s à 300°C ; puissance : 18,5 kW . . . . .	123
4.19	Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 90 g/s à 300°C ; puissance : 27,7 kW . . . . .	123
4.20	Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 120 g/s à 300°C ; puissance : 37 kW . . . . .	124
4.21	Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 60 g/s à 400°C ; puissance : 25,1 kW . . . . .	124
4.22	Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 90 g/s à 400°C ; puissance : 37,6 kW . . . . .	125
4.23	Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 120 g/s à 400°C ; puissance : 50,1 kW . . . . .	125
4.24	Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 60 g/s à 500°C ; puissance : 31,7 kW . . . . .	126
4.25	Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 90 g/s à 500°C ; puissance : 47,5 kW . . . . .	126
4.26	Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 120 g/s à 500°C ; puissance : 63,4 kW . . . . .	127

## TABLE DES FIGURES

---

4.27	Échangeur à plaque et ailette . . . . .	128
4.28	Dimension d'un canal élémentaire . . . . .	130
4.29	Cartographie aux points optimaux du rendement global du cycle de Rankine et de la puissance du système en fonction du débit de gaz chaud et de sa température. Puissance de refroidissement non prise en compte. . . . .	131
4.30	Cartographie aux points optimaux de la puissance à évacuer au condenseur en fonction du débit de gaz chaud et de sa température. Puissance de ventilation du refroidissement non prise en compte. . . . .	131
4.31	Cartographie aux points optimaux du rendement global du cycle de Rankine et de la puissance du système en fonction du débit de gaz chaud et de sa température pour un condenseur de 5 plaques . . . . .	132
4.32	Cartographie aux points optimaux du rendement global du cycle de Rankine et de la puissance du système en fonction du débit de gaz chaud et de sa température pour un condenseur de 10 plaques . . . . .	132
4.33	Cartographie aux points optimaux du rendement global du cycle de Rankine et de la puissance du système en fonction du débit de gaz chaud et de sa température pour un condenseur de 20 plaques . . . . .	133
4.34	Effet du sous refroidissement sur la puissance et le rendement global du cycle de Rankine . . . . .	134
4.35	Allure du fonctionnement typique du tracteur [55] . . . . .	135
5.1	Machine de détente à piston et distribution commandée . . . . .	140
5.2	Diagrammes de la machine de détente à piston et distribution commandée .	141
5.3	Machine de détente à piston, admission par clapet et échappement par lumières . . . . .	142
5.4	Diagrammes de la machine de détente à piston et distribution automatique	143
5.5	Diagrammes indiqués du moteur à vapeur avec distribution automatique . .	150

## TABLE DES FIGURES

---

5.6	Cartographies du rendement et de la puissance du moteur avec un volume mort de $11,2 \text{ cm}^3$ . . . . .	151
5.7	Cartographies du rendement et de la puissance du moteur avec un volume mort de $5,6 \text{ cm}^3$ . . . . .	152
5.8	Cartographies du rendement et de la puissance du moteur avec un volume mort de $2,8 \text{ cm}^3$ . . . . .	152
5.9	Cartographie des fuites et du débit de fluide de travail . . . . .	153
5.10	Cartographie des pertes par frottement comparé à la PMI . . . . .	154
5.11	Cartographie des pertes thermique aux parois . . . . .	154
5.12	Diagrammes indiqués du moteur à vapeur avec distribution commandée . .	156
5.13	Cartographies du rendement et de la puissance du moteur à distribution commandée . . . . .	156
5.14	Cartographies du rendement et de la puissance du moteur à distribution automatique avec du R245fa comme fluide de travail . . . . .	157
5.15	Cartographies du rendement et de la puissance du moteur à distribution automatique avec de l'éthanol comme fluide de travail . . . . .	158

## TABLE DES FIGURES

---

# Liste des symboles

Abréviation	Description	Unité
A	Surface	$[m^2]$
An	Anergie	$[J]$
C, cp	Capacité thermique	$[J/kg]$
D	Diamètre	$[m]$
Ex	Exergie	$[J]$
e	Épaisseur	$[m]$
H	Enthalpie	$[J]$
h	Enthalpie massique	$[J/kg]$
k	Coefficient d'échange thermique	$[J/K.m^2]$
N	Régime	$[tr/min]$
m	Masse	$[kg]$
P	Puissance	$[W]$
p	Pression	$[Pa]$
Q	Quantité de chaleur	$[J]$
T	Température	$[^{\circ}C]/[K]$
t	Temps	$[s]$
S	Entropie	$[J/K]$
V	Volume	$[m^3]$
W	Travail	$[J]$
v	Vitesse	$[m/s]$
X	Titre de vapeur	
x	Position	$[m]$

## TABLE DES FIGURES

---

$\varepsilon$	Efficacité	
$\eta$	Rendement	
$\theta$	Angle	$[rad]$
$\rho$	Masse volumique	$[kg/m^3]$
$\mu$	Viscosité dynamique	$[N.s/m^2]$
$\lambda$	Conductivité thermique	$[J/K]$
$\Phi$	Flux de chaleur	$[W]$
$\omega$	Vitesse angulaire	$[rad/s]$

# Introduction

## Contexte et objectifs du projet

Ce travail de recherche a notamment pour objectif la réalisation d'un banc expérimental pour l'étude des systèmes de récupération de chaleur sur les gaz d'échappements des moteurs à combustion interne par les cycles de Rankine et/ou organique de Rankine. Il est financé par le Cnam et une bourse de thèse de l'Université Pierre et Marie Curie. Le projet est réalisé au sein de l'équipe turbomachines et moteurs du laboratoire CMGPCE (Chimie moléculaire, génie des procédés chimiques et énergétiques) du Cnam. Ce travail est motivé par la nécessité croissante d'améliorer l'efficacité énergétique des systèmes industriels et de transports dans le but de diminuer le recours aux énergies fossiles et de diminuer les émissions de gaz à effet de serre et de façon plus générale les rejets polluants. Les rejets thermiques ayant un contenu énergétique non nul, leur récupération et leur valorisation apparaissent comme un bon moyen de réduire les consommations d'énergie primaire. On se propose ainsi d'étudier un cycle de Rankine-Hirn pour récupérer la chaleur des gaz d'échappement des motorisations Diesel agricoles. Un partenariat avec l'Irstea (Institut national de recherche en sciences et technologies pour l'environnement et l'agriculture) est devenu caduque peu après le commencement des travaux. Dans ces conditions, les aspects de la récupération de chaleur propres aux tracteurs agricoles qui constituaient l'application cible du projet initial n'ont pas été abordés dans le détail.

Le choix de se tourner directement vers l'étude du cycle de Rankine a été motivé par les travaux de thèse de Yulia Glavatskaya [32] et Yuxiang Dong [25] qui ont tous deux réalisé une thèse CIFRE en partenariat avec Renault SA et le laboratoire CMGPCE. Ils ont conclu à la faisabilité d'un système de récupération de chaleur par cycle de Rankine.

Le laboratoire n'étant pas équipé de moyens d'essais pour les cycles de Rankine, il a été nécessaire de concevoir et de réaliser un banc d'essai pour poursuivre expérimentalement ces travaux.

Ce travail est donc principalement centré sur la mise en œuvre des moyens d'essais d'un cycle de Rankine-Hirn de faible puissance ainsi que sa modélisation numérique dans une optique d'optimisation des grandeurs de réglage. De plus la réalisation de certains éléments (évaporateur et machine de détente) a nécessité leur modélisation.

### Organisation du mémoire

Le mémoire est organisé en 5 chapitres.

- Le premier chapitre fait un rappel des techniques de récupération de chaleur et plus particulièrement de la récupération par cycle de Rankine, son historique, ses variantes et ses composants.
- Le second chapitre présente les moyens d'essais et de mesures déployés au laboratoire.
- Le troisième chapitre propose une approche de l'analyse des moteurs à apport de chaleur externe par le moteur de Carnot endo-réversible. On y développe également une optimisation du cycle de Rankine endo-réversible pour sélectionner le fluide de travail en fonction de la température de la source chaude.
- Le quatrième chapitre étudie le cycle de Rankine. Les points optimums de fonctionnement sont recherchés par l'intermédiaire d'un modèle basé sur des mesures expérimentales réalisées au niveau de l'échangeur.
- Le cinquième et dernier chapitre présente la modélisation dynamique d'une machine de détente à piston. Ce modèle est utilisé pour définir la loi de distribution d'un concept de machine de détente à piston à distribution simplifiée.

# Chapitre 1

## État de l'art

### 1.1 La récupération de chaleur

L'étude des cycles de Rankine pour la récupération d'énergie sur les véhicules débute en 1973 suite au premier choc pétrolier. Durant la décennie 70 et le début des années 80 les principaux constructeurs et équipementiers nord américain du secteur des poids lourds ont étudié ces techniques [61]. Les cycles de Rankine employant l'eau comme fluide ou les cycles à fluide organique sont étudiés dès cette période. Des réductions de consommation sur poids lourds de 10 à 15 % sont annoncées. Un net regain d'intérêt pour la récupération de chaleur apparaît à partir de la fin des années 2000 suite à la brusque hausse du prix du pétrole en 2007.

Sprouse et Bianchi privilégient le cycle de Rankine [61, 15], de plus cette technique semble choisie par des acteurs de l'industrie automobile française [49, 21, 27] et étrangère [61, 38, 69, 71, 24, 23]. D'autres techniques sont cependant applicables à la récupération de chaleur : les cycles Stirling, Ericsson, Joule et la thermoélectricité sont également étudiés pour la récupération de chaleur, elles sont brièvement présentées ci-dessous.

#### 1.1.1 Thermoélectricité

La conversion thermoélectrique [73, 59] met en œuvre l'effet Peltier pour la production de froid à partir d'un courant électrique et l'effet Seebeck pour la production d'électricité à partir d'un flux de chaleur. L'utilisation de l'effet Seebeck pour la valorisation des rejets thermiques est largement envisagée depuis quelques années et en particulier pour les ap-

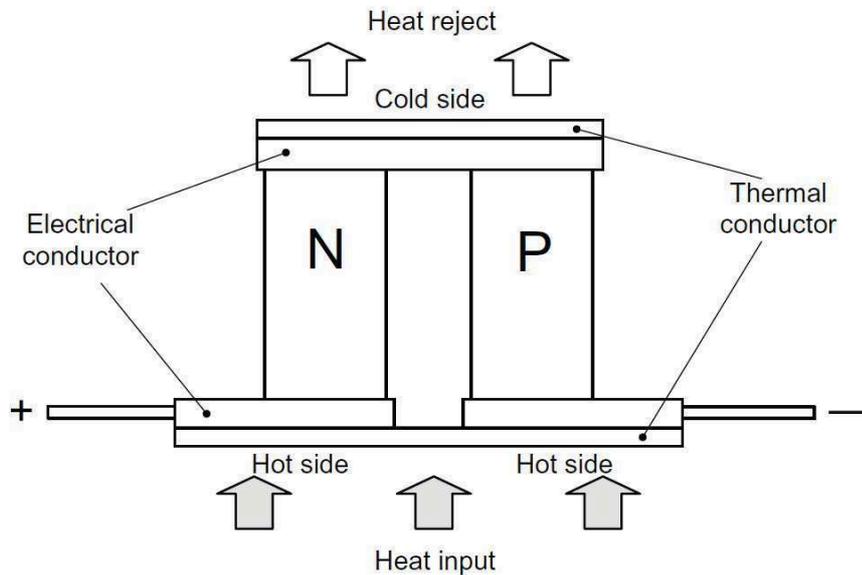


FIGURE 1.1 – Schéma d'une cellule thermoélectrique

PLICATIONS sur véhicule. L'absence de pièce mobile et la production directe d'électricité sont d'évidents avantages pour cette technique. Par contre les performances atteintes par cette technique sont moindres que celles pouvant être atteintes par les cycles à vapeur mais le principal inconvénient demeure l'absence d'une filière industrielle pour la production des matériaux nécessaires à la fabrication des cellules thermoélectriques d'où un prix très élevé.

Les cellules thermoélectriques, figure 1.1[73], sont constituées d'un couple de deux semi-conducteurs qui forme une jonction PN qui sous l'effet d'une différence de température génère une différence de potentiel électrique à ses bornes. Pour une application de récupération de chaleur les cellules thermoélectriques sont exposées au flux de gaz chaud sur une de leurs faces et à un flux de liquide de refroidissement sur leur seconde face. Une fraction du flux de chaleur est convertie en puissance électrique.

De grands constructeurs tels que BMW, GM, Fiat, Renault étudient cette technique dans le but de récupérer une part des pertes thermiques à l'échappement. Les prototypes existants sont capables de fournir quelques centaines de Watts électriques ce qui se traduit par un gain de consommation sur un véhicule léger de l'ordre de 2% [3].

## 1.1. LA RÉCUPÉRATION DE CHALEUR

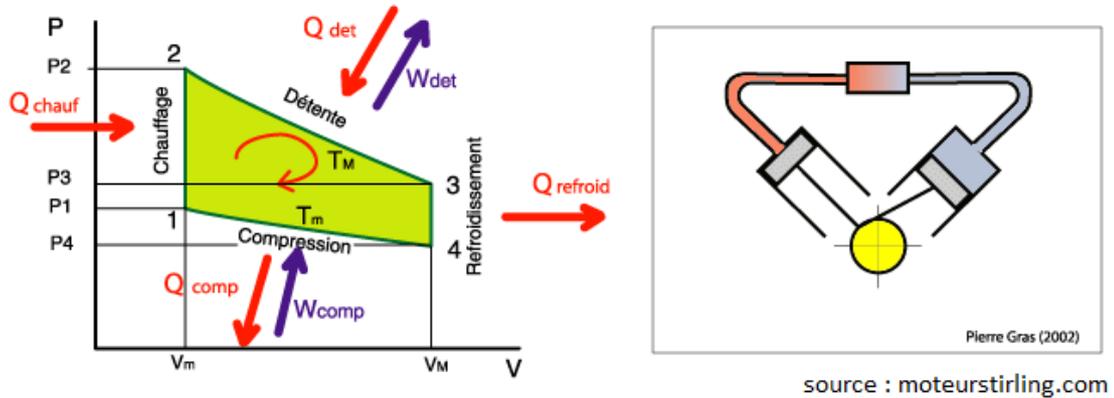


FIGURE 1.2 – Schéma du cycle de Stirling

### 1.1.2 Cycle de Stirling

Les moteurs de Stirling [13, 14] réalisent un cycle thermodynamique fermé qui emploie un gaz comme fluide de travail. Étant des machines à apport de chaleur externe elles sont adaptées à la récupération de chaleur. Ces moteurs ont la particularité d'être de type alternatif et de ne comporter aucune soupapes ou clapets. Dans ces moteurs, le fluide est alternativement déplacé d'une zone chaude à une zone froide tout en subissant une variation de volume global.

Le cycle théorique du moteur Stirling, figure 1.2, est constitué d'une compression isotherme, d'une phase de chauffage isochore, d'une détente isotherme et d'un refroidissement isochore. Un régénérateur qui assure un transfert interne de la chaleur cédée durant la phase de refroidissement isochore à la phase de chauffage isochore peut être ajouté au cycle de Stirling qui a alors un rendement théorique équivalent au rendement de Carnot dans le cas d'un régénérateur idéal. En pratique l'efficacité thermique du régénérateur n'est pas idéale et il ajoute un volume mort également délétère au rendement.

Ce type de machine a pour principal avantage sa simplicité mécanique relative. Cependant pour être d'une densité de puissance suffisamment élevée ces machines doivent fonctionner avec de l'hélium ou de l'hydrogène pressurisé à plusieurs dizaines de bars rendant difficile leur étanchéité. De plus les moteurs Stirling s'accoutument mal des fonctionnements en régime varié. Cette technique est pour l'instant bornée à des applica-

tions de niches, telles que la production d'énergie à bord de satellites ou la propulsion de sous-marins militaires par exemple. On les retrouve à l'état de prototype ou de produits pré-industrialisables dans le domaine de la production d'énergie solaire ou de la micro-cogénération.

### 1.1.3 Cycle d'Ericsson et cycle de Brayton-Joule

Le moteur d'Ericsson [20, 51, 60, 63] comme le moteur de Stirling réalise un cycle thermodynamique à gaz chaud. Dans sa réalisation pratique le moteur Ericsson est mécaniquement plus complexe que le moteur Stirling car il nécessite l'emploi d'organes de distribution tels que clapets et soupapes. Selon le type de construction ce moteur peut être à cycle fermé ?? ou ouvert 1.3a, [51]. Son cycle élémentaire 1.4a est constitué d'une compression isotherme, d'un chauffage isobare, d'une détente isotherme et d'un refroidissement isobare. Il peut également disposer d'un récupérateur qui transfère la chaleur rejetée lors de la phase de refroidissement isobare vers la phase de chauffage isobare. Également comme pour le cycle de Stirling un régénérateur idéal rend le cycle d'Ericsson équivalent au cycle de Carnot.

Dans la pratique les moteurs d'Ericsson ne réalisent pas le cycle théorique mais un cycle de Brayton-Joule [63]1.4b. Ce cycle 1.4b est le même que celui des turbines à gaz mais peut être réalisé par des machines volumétriques, il peut être à apport de chaleur externe et peut être ouvert ou clos. Le cycle de Joule est quant à lui constitué d'une compression isentropique, d'un chauffage isobare, d'une détente isentropique et d'un refroidissement isobare. L'adjonction d'un récupérateur est toujours possible.

Un avantage très net de ce type de moteur pour la récupération de chaleur apparaît lorsqu'il est conçu en cycle ouvert. Dans ce cas aucun échangeur n'est nécessaire pour l'évacuation de la chaleur au puits froid. Ces moteurs semblent par contre difficilement employables à des températures de source chaude inférieure à 300°C à 400°C [15], le travail de détente devenant peu supérieur au travail de compression.

## 1.1. LA RÉCUPÉRATION DE CHALEUR

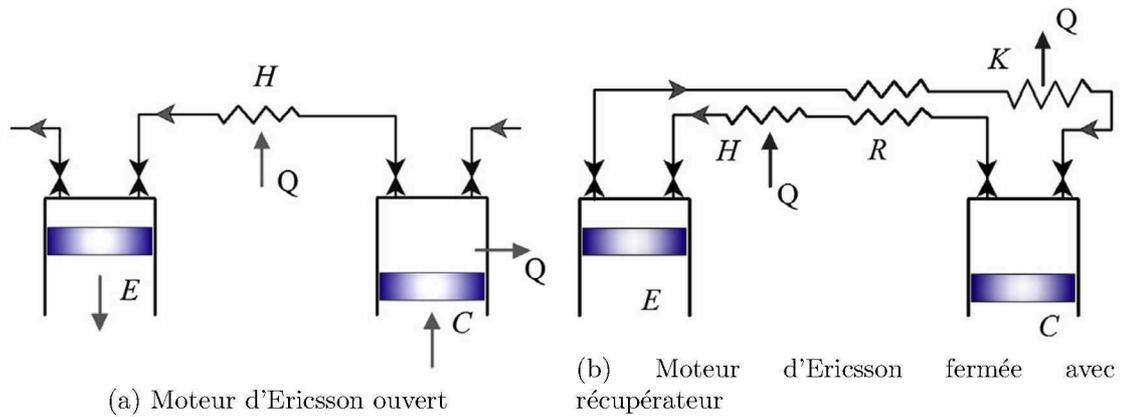


FIGURE 1.3 – Schéma de moteurs Ericsson

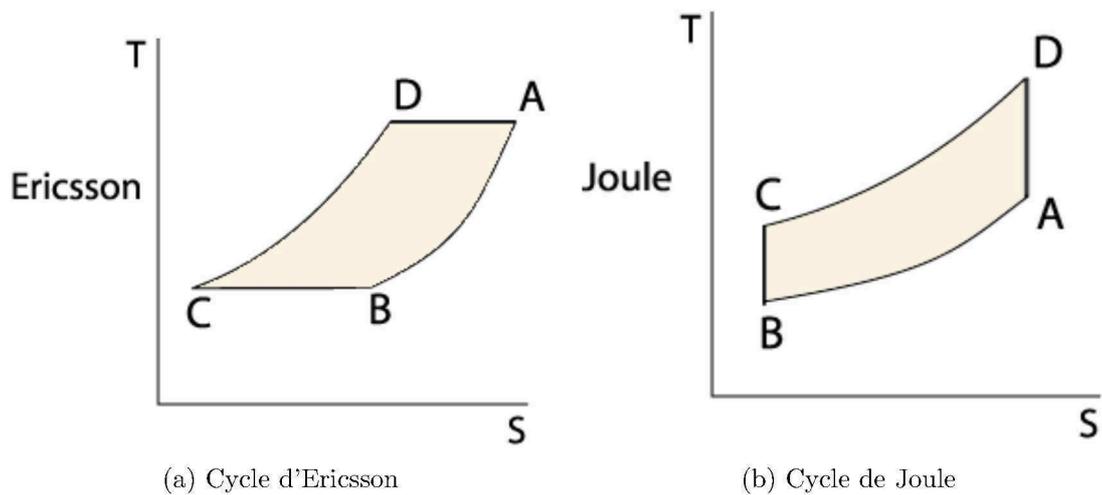


FIGURE 1.4 – Diagramme entropique des cycles de Joule et d'Ericsson, source([www.moteurairchaud.com](http://www.moteurairchaud.com))



FIGURE 1.5 – L’Aeolipile de Héron d’Alexandrie

## 1.2 Cycles à vapeur

Les cycles à vapeur sont les plus communément étudiés pour la récupération de chaleur et ce sont très probablement les plus anciens convertisseurs thermo-mécanique ayant existé. On retrouve les premières traces de l’usage de la vapeur comme force motrice au premier siècle après Jésus Christ dans l’ouvrage *Pneumatica* [22] de Héron d’Alexandrie. Dans cet ouvrage il est décrit de nombreux systèmes employant la vapeur pour mettre en mouvement des mécanismes. L’un des plus connu est l’aeolipile figure 1.5. L’aeolipile est une machine très simple mettant en évidence la possibilité de tirer un travail d’une source chaude. Cette machine est constituée d’un récipient rempli d’eau qui communique avec l’intérieur d’une sphère creuse montée en pivot sur un axe horizontal. Deux tubes coudés sortent de la sphère pour que lorsque le récipient est suffisamment chauffé la vapeur produite soit expulsée de la sphère via les tubes coudés mettant la sphère en rotation.

Durant la seconde moitié du 17<sup>ème</sup> siècle apparaissent les premières machines à vapeur. Celles-ci sont employées à l’assèchement des mines en Grande Bretagne [62]. Dans ces machines l’eau est alternativement poussée par la détente de la vapeur et pompée par la chute de pression occasionnée par sa condensation. Un système de clapets dans les conduites fixe la direction de l’écoulement d’eau pompée. On doit l’invention de ce type de machine au marquis de Worcester en 1665 mais c’est Thomas Savery qui sera le premier à réaliser une machine exploitée dans les mines en 1698, figure 1.6. Pendant la même période Denis Papin étudie la force de la vapeur sous pression en chauffant un récipient hermétique contenant de l’eau [62]. Il invente à cette occasion la soupape de sécurité. Il réalisa une

## 1.2. CYCLES À VAPEUR

---

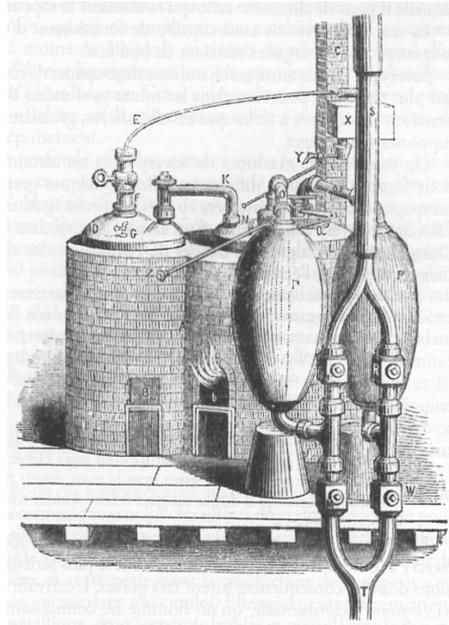


FIGURE 1.6 – Machine de Savery

machine permettant de fournir un travail en introduisant de la vapeur dans un cylindre clos par un piston. Le travail est fourni lorsque la vapeur se condense, occasionnant une chute de pression dans le cylindre. Il réalisa une autre machine élevant de l'eau qui fût ensuite utilisée pour mouvoir une roue à aube. Cette machine est considérée comme la première machine à vapeur.

C'est au 18<sup>ème</sup> siècle que l'utilisation industrielle de la vapeur comme force motrice se développe. La machine de Newcomen, figure 1.7 commercialisée à partir de 1711 a été utilisée pour l'assèchement des mines en Grande Bretagne dans la première moitié du 18<sup>ème</sup> siècle. Cette machine n'est pas encore aboutie, elle admet la vapeur d'eau à pression atmosphérique puis une fois le volume du cylindre à son maximum, de l'eau froide y est injectée provoquant une chute de pression. Une fois à son volume minimum l'eau est évacuée et le cycle recommence. Le refroidissement des parois du moteur par l'eau froide est une source de perte énergétique importante à laquelle James Watt remédie en 1763 en séparant le condenseur du cylindre de travail. Son moteur, figure 1.8, demeure par contre à pression atmosphérique.

L'essentiels des améliorations techniques et de la compréhension des principes phy-

## 1.2. CYCLES À VAPEUR

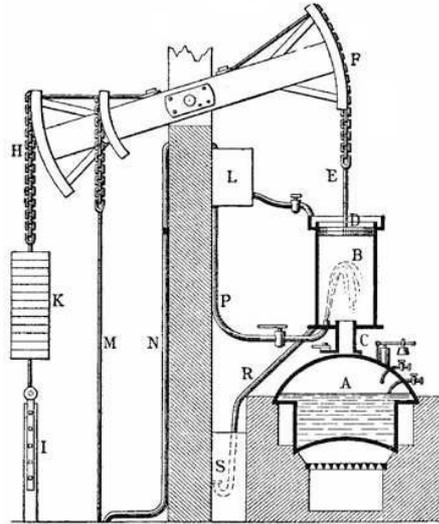


FIGURE 1.7 – Machine de Newcomens

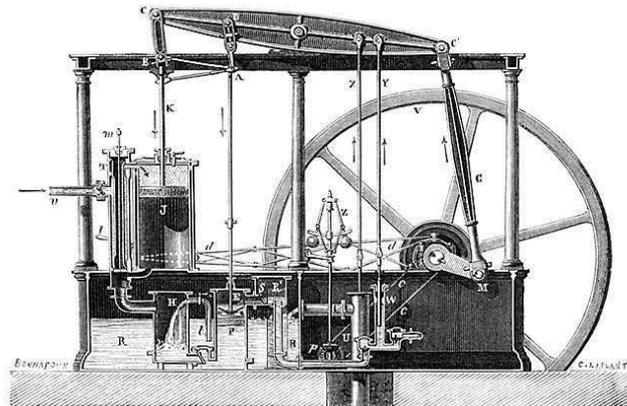


Fig. 59. — Machine à balancier de Watt.  
 e. Tuyau de prise de vapeur; T, tiroir; J, cylindre; K, condenseur; PE pompe d'épuisement; WY pompe alimentaire de la chaudière;  
 UX pompe d'alimentation de la boîte B; p, z régulateur; od excentrique; ABCD parallélogramme; GM bielle et manivelle; V volant.

oldbookillustrations.com

FIGURE 1.8 – Machine de Watt

## 1.2. CYCLES À VAPEUR

---

siques régissant le fonctionnement eurent lieu au 19<sup>ème</sup> siècle. Sur le plan scientifique Sadi Carnot avec ses "Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance" en 1824 et Rudolf Clausius en 1850 définissent le second principe de la thermodynamique. James Prescott Joule définit le premier principe de la thermodynamique en mettant en évidence l'équivalence entre travail et chaleur. On doit également citer Émile Clapeyron, Julius Robert von Mayer, William Rankine, William Thomson, Gustave-Adolf Hirn pour leur travaux qui formalisèrent la thermodynamique macroscopique. Ces avancées scientifiques ouvrirent la voie aux ingénieurs pour améliorer le moteur à vapeur. On rechercha d'abord à concevoir des chaudières fonctionnant à plus haute pression pour augmenter la température d'évaporation et ainsi le rendement et la puissance. Puis l'augmentation des pressions nécessita un fractionnement de la détente : d'abord les machines devinrent à double expansion et à la fin du 19<sup>ème</sup> la triple expansion voire la quadruple expansion étaient devenue la norme pour les grandes installations et les navires. La fin de ce siècle voit l'apparition des premières turbines à vapeur de Charles Parsons qui vont permettre de nouveaux progrès. Celles-ci étant capables de plus grands taux de détente et acceptant de la vapeur surchauffée elles permettent la réalisation de cycles à resurchauffe. D'autres fluides que l'eau furent essayés. Dès 1825 Thomas Howard construit une machine fonctionnant à l'alcool éthylique [47] constituant le premier cycle organique de Rankine. Quelques applications de ces cycles verront le jour, entre autre pour la propulsion de navires [47] associant un cycle à éther à un cycle à vapeur d'eau.

Au le début 20<sup>ème</sup> siècle les moteurs à apport de chaleur externe sont largement supplantés par les moteurs à combustion interne pour les applications de faible puissance. Un regain d'intérêt pour ce type de machines à lieu à partir des années 1970 principalement pour des applications à basses et moyennes température pour des applications de récupération de chaleur fatale ou de production d'énergies renouvelables telles que la géothermie ou le solaire.

Dans la catégorie des machines de faibles puissances le tableau 1.1 dresse une liste de constructeurs de machines complètes ou de machines de détente uniquement. L'essentiel des applications ciblées concerne la récupération de chaleur. Il est à noter que Faurecia, Exoes et Amovis visent spécifiquement des applications de récupération de chaleur sur

## 1.2. CYCLES À VAPEUR

véhicule routier.

Constructeur	Pays	gamme de puissance	technologie	applications
Green Turbine BV	Hollande	1,5 à 15 <i>kW</i>	Turbine à vapeur d'eau	Récupération de chaleur, co-génération, solaire
DEPRAG SCHULZ GMBH u. CO.	Allemagne	1 à 120 <i>kW</i>	Turbine à fluide organique	Récupération de chaleur
Infinity Turbine	États Unis	1 à 100 <i>kW</i>	Turbine à fluide organique	Récupération de chaleur, co-génération, solaire
Enogia	France	10 à 100 <i>kW</i>	Turbine à fluide organique	Récupération de chaleur, co-génération, solaire
Exoes	France	inf. 10 <i>kW</i>	Moteur à pistons axiaux, vapeur et fluide organique	Récupération de chaleur, co-génération, solaire
Faurecia	France	inf. 10 <i>kW</i>	inconnue	Récupération de chaleur appliqué aux véhicules routiers
Amovis	Allemagne	inf. 10 <i>kW</i>	Moteur à pistons axiaux	Récupération de chaleur, co-génération
SteamDrive	Allemagne	20 à 30 <i>kW</i>	Moteur à pistons à vapeur d'eau	Récupération de chaleur, co-génération
Verdicorp	États Unis	20 à 115 <i>kW</i>	Turbine à fluide organique	Récupération de chaleur, co-génération
Air squared	États Unis	1 à 10 <i>kW</i>	Machine à spirale pour fluide organique	Récupération de chaleur

TABLE 1.1 – Liste de constructeurs de cycle de Rankine ou d'éléments de cycle de Rankine

### 1.2.0.1 Description des cycle à vapeur

La forme la plus simple des cycles moteur à vapeur est le cycle de Rankine quand le fluide de travail est de l'eau. Lorsque le fluide utilisé est un fluide organique on l'appelle cycle de Rankine organique ou ORC correspondant à Organic Rankine Cycle. Ce cycle élémentaire, figure 1.9, est réalisé en 4 étapes.

- 4-1 : Élévation de la pression du fluide en phase liquide au travers d'une pompe.
- 1-2 : Chauffage du fluide sous pression de l'état liquide à l'état de vapeur saturée sèche en cycle de Rankine ou surchauffée en cycle de Hirn.
- 2-3 : Détente de la vapeur sous pression dans une turbine ou un autre type de machine de détente.
- 3-4 : Condensation de la vapeur détendue dans un condenseur

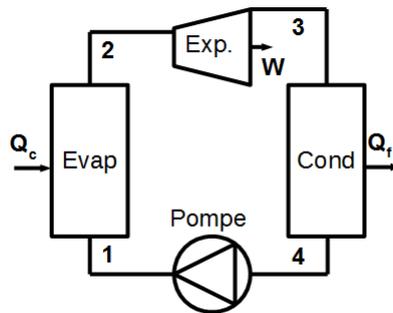


FIGURE 1.9 – Schéma d'un cycle de Rankine élémentaire

La figure 1.10 présente la réalisation de ce cycle dans un diagramme entropique pour trois différents types de fluide.

Le diagramme de gauche correspond à un fluide dit séchant, sa courbe de vapeur saturée a une pente positive. Ceci implique que la détente isentropique d'un tel fluide l'amène à un degré de surchauffe supérieur en fin de détente à celui qu'il aurait eu en début de détente. L'avantage d'un tel fluide est qu'il ne se condense pas durant la détente. En effet l'apparition de gouttelettes liquides peut occasionner des dommages à certaines machines de détente, notamment les turbines. L'inconvénient est que la température du fluide en fin de détente est supérieure à la température du condenseur ce qui signifie une utilisation incomplète de l'énergie thermique du fluide. Ce qui implique également que la surchauffe

## 1.2. CYCLES À VAPEUR

---

est peu intéressante avec ces fluides puisque celle-ci éloigne d'autant la température de fin de détente de la température du condenseur.

Le diagramme central présente le cas d'un fluide isentropique, ce qui signifie qu'une part de la courbe de vapeur saturée est verticale. Sur cette portion une détente isentropique a pour effet de maintenir un degré de surchauffe comparable du début à la fin de la détente. Ce fluide a également l'avantage de protéger les turbines de l'apparition de gouttelettes. Un cycle théorique sans surchauffe amène le fluide détendu à la température du condenseur par contre la surchauffe tout comme les fluides séchants l'en éloignera. La surchauffe n'apporte pas d'avantage non plus aux fluides isentropiques.

Le diagramme de droite correspond au cas des fluides dits mouillants. La courbe de vapeur saturée a dans ce cas une pente négative. Ceci implique qu'une détente isentropique du fluide l'amène sous la courbe de saturation ce qui signifie qu'une part du fluide est passé à l'état liquide durant la détente. L'inconvénient majeur de ce type de fluide est que la présence de liquide peut occasionner un dysfonctionnement de la machine de détente ou l'endommager dans le cas d'une turbine. L'avantage est que ce type de fluide permet de tirer avantage d'une surchauffe qui peut permettre un gain de puissance et de rendement.

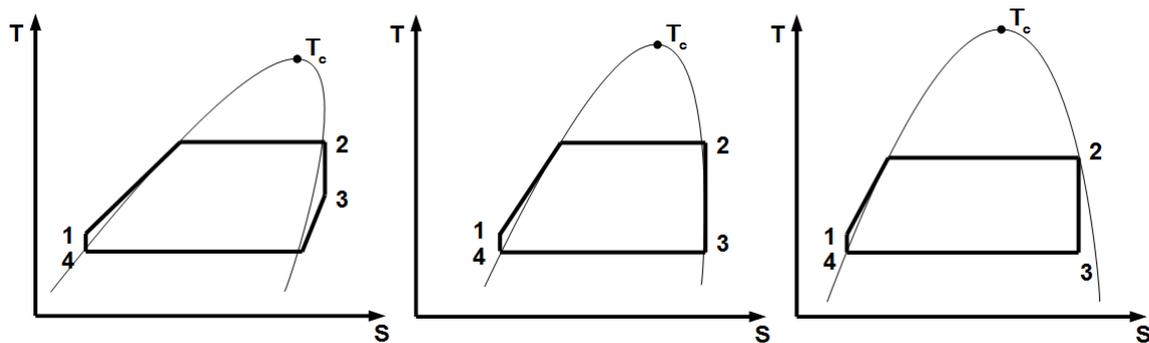


FIGURE 1.10 – Diagrammes entropique de cycles de Rankine élémentaires avec un fluide séchant, isentropique et mouillant

Le diagramme 1.11 présente le cycle avec une surchauffe appelé cycle de Hirn lorsque le fluide est de l'eau. Ce cycle ne diffère du cycle de Rankine que par la présence d'un surchauffeur, figure 1.12.

## 1.2. CYCLES À VAPEUR

---

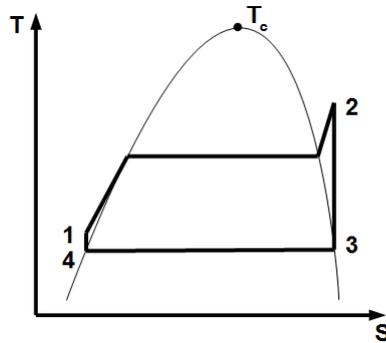


FIGURE 1.11 – Diagrammes entropique du cycle de Hirn

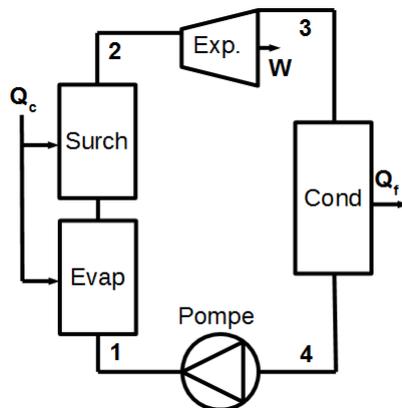


FIGURE 1.12 – Schéma du cycle de Hirn

Il est possible de réaliser le cycle ORC en employant un mélange de fluides zeotropiques, figure 1.13 qui entraîne un glissement de température des phases d'évaporation et de condensation. L'intérêt d'un glissement de températures durant ces phases est de les rapprocher des éventuelles variations de températures de la source chaude et du puits froid. Une diminution des écarts de températures au sein des échangeurs thermiques ayant pour effet de limiter la production d'entropie conduisant à un rendement supérieur.

## 1.2. CYCLES À VAPEUR

---

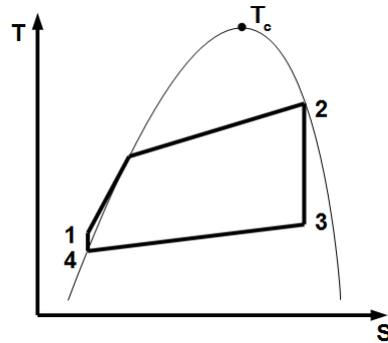


FIGURE 1.13 – Diagramme entropique du cycle de Rankine avec un fluide zéotropique

Toujours dans le but de limiter les écarts de températures durant les échanges de chaleur le diagramme 1.14 présente le cycle transcritique. Le fluide est ici pompé à une pression supérieure à sa pression critique et chauffé à une température supérieure à sa température critique. Dans ce cas il n'existe plus de phase d'évaporation et la masse volumique du fluide évolue de façon continue.

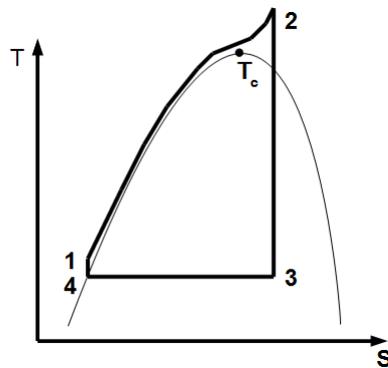


FIGURE 1.14 – Diagramme entropique du cycle de Rankine transcritique

Le cycle trilatéral 1.15 est semblable dans sa forme au cycle transcritique mais dans ce cas la température reste inférieure à la température critique. La particularité de ce cycle est d'admettre dans la machine de détente le fluide de travail en phase liquide et de détendre un mélange diphasique. Ce cycle tout comme le cycle transcritique peut suivre de très près la courbe de refroidissement de sa source chaude et ainsi limiter la production d'entropie. Cependant la détente d'un fluide chaud en phase liquide de façon isentropique implique une très importante variation de masse volumique du fluide. Ce qui nécessite une

## 1.2. CYCLES À VAPEUR

---

machine de détente volumétrique avec un rapport de détente volumétrique très élevé. Les turbines quant à elles sont peu adaptées à la détente de fluide diphasique.

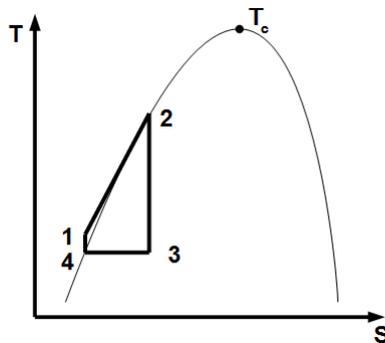


FIGURE 1.15 – Diagramme entropique du cycle trilatéral sous-critique

Il existe différentes techniques pour améliorer les performances énergétiques du cycle de Rankine. La figure 1.16 présente le cas où l'on a adjoint au système de base un récupérateur et le diagramme 1.17 sa représentation dans un diagramme entropique. Ce récupérateur est un échangeur de chaleur entre le fluide de travail détendu en phase vapeur et le fluide de travail sous pression en phase liquide juste avant l'évaporateur. Une part de la chaleur qui aurait été évacuée au condenseur est recyclée dans le cycle. Cependant pour que le récupérateur soit utile la vapeur détendue doit être à une température supérieure à celle du condenseur. Le récupérateur semble donc surtout bénéfique au cycle employant un fluide séchant ou isentropique avec une surchauffe ou dans le cas d'un fluide mouillant fortement sous-refroidi par le condenseur.

## 1.2. CYCLES À VAPEUR

---

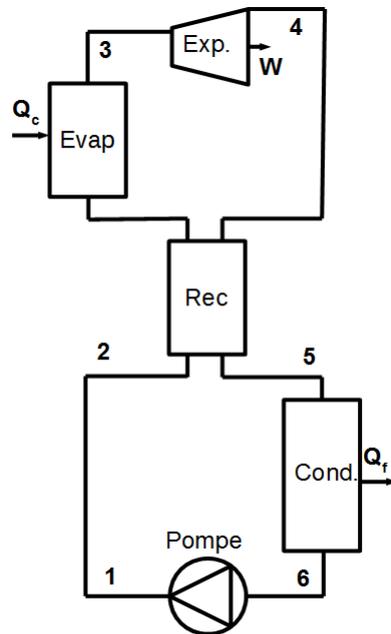


FIGURE 1.16 – Schéma d'un cycle ORC avec récupérateur

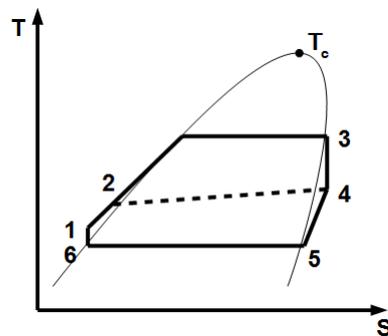


FIGURE 1.17 – Diagramme entropique du cycle ORC avec récupérateur

La figure 1.18 présente le schéma d'un cycle de Rankine à resurchauffe. La resurchauffe est un autre moyen d'amélioration des performances des cycles à vapeur. La resurchauffe consiste à ne pas détendre jusqu'à la pression du condenseur la vapeur dans le premier étage de détente et à re-surchauffer cette vapeur pour la détendre dans un nouvel étage. Le diagramme 1.19 présente le cas d'un cycle à une resurchauffe dans un diagramme entropique. Il est possible et même courant pour les installations de fortes puissances qu'il y ait plus d'une resurchauffe. Inversement la complexité engendrée par cette technique la rend absente des machines de petite puissance.

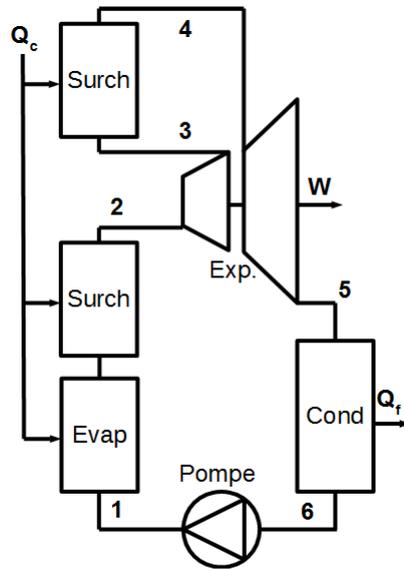


FIGURE 1.18 – Schéma d'un cycle de Rankine à resurchauffe

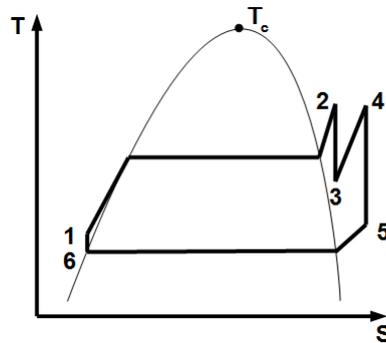


FIGURE 1.19 – Diagramme entropique du cycle de Rankine à resurchauffe

Le soutirage, figure 1.20 et diagramme 1.21, est également un moyen d'amélioration qui ne se rencontre que sur les grandes installations. Dans ce cas une partie de la vapeur est soutirée en cours de détente pour réchauffer le fluide de travail avant son entrée dans l'évaporateur. Ici ce réchauffage est réalisé par mélange entre le fluide chaud et froid. Il peut également être réalisé par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur. Tout comme pour la resurchauffe il y a rarement un seul soutirage. Si l'on faisait tendre vers l'infini le nombre de soutirages le rendement de cycle théorique du cycle de Rankine tendrait vers le rendement de Carnot.

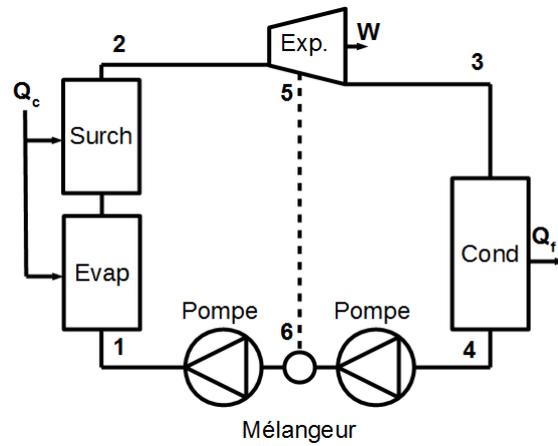


FIGURE 1.20 – Schéma d'un cycle de Rankine à soutirage

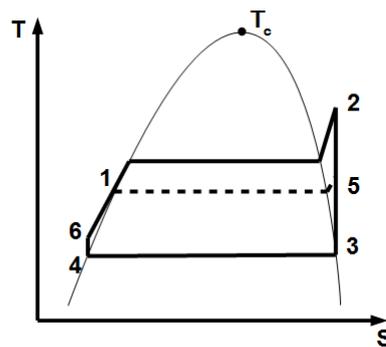


FIGURE 1.21 – Diagramme entropique du cycle de Rankine à soutirage

La dernière variante du cycle de Rankine présentée est le cycle flash, figure 1.22 et son diagramme entropique 1.23. La particularité de ce cycle est de ne pas évaporer le fluide durant l'échange de chaleur. Le liquide sous pression est seulement échauffé. Le liquide chaud sous pression connaît ensuite une détente isenthalpique jusqu'à une pression telle qu'une partie du fluide soit vaporisé. Un volume séparateur assure la dissociation de la phase liquide et de la phase vapeur qui alimente une machine de détente. La part liquide est quant à elle à nouveau détendue isenthalpiquement et refroidie. Cependant ce cycle connaît des sources de pertes internes telle que la détente isenthalpique du fluide vers le séparateur et la non utilisation de chaleur de la phase liquide contenue dans le séparateur qui est également détendue de façon isenthalpique. Il est possible de compenser ces inconvénients grâce à un régénérateur pour réchauffer le fluide de travail juste après

## 1.2. CYCLES À VAPEUR

la pompe avec la phase liquide du séparateur. Le cycle à détente flash peut également être multi-étagé en détendant en plusieurs étapes successives le liquide chaud vers des séparateurs de pressions décroissantes. L'intérêt de ce cycle est semblable à celui des cycles transcritique et trilatéral. En effet le fluide ne connaît pas de phase isotherme durant l'échange de chaleur ce qui peut permettre de rapprocher l'évolution en température du fluide de travail et de la source chaude. Il est également possible d'exploiter directement une eau chaude sous pression contenant des impuretés ou une saumure, le séparateur assurant la protection de la machine de détente en y envoyant une vapeur épurée. Ce type de cycle est par exemple utilisé pour exploiter des sources d'eau chaude géothermique.

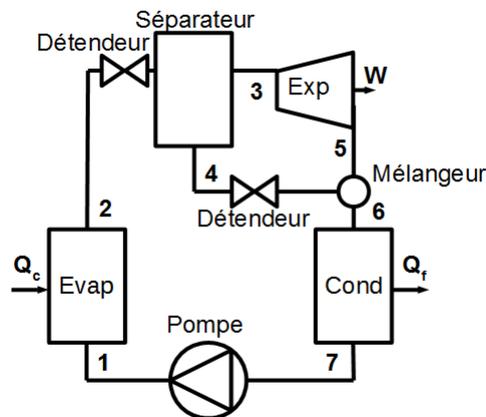


FIGURE 1.22 – Schéma d'un cycle à détente flash

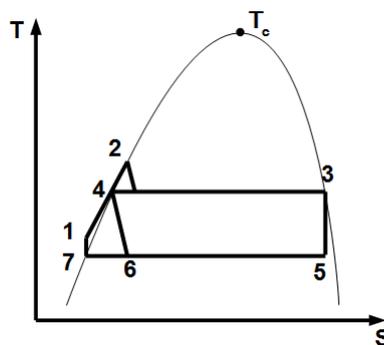


FIGURE 1.23 – Diagramme entropique du cycle à détente flash

La liste de variantes des cycles à vapeur présentée n'est pas exhaustive mais elle montre que moyennant quelques raffinements techniques il est possible d'améliorer les perfor-

### 1.3. TECHNOLOGIE DES CYCLES DE RANKINE

mances ou d'adapter un cycle à une source chaude. De plus, il est possible et courant d'employer plusieurs techniques d'amélioration en même temps. Les grandes installations fixes sont couramment munies de plusieurs re-surchauffes et de soutirages, les dernières générations de centrales à charbon les plus sophistiquées voient d'ailleurs leur premier étage de détente fonctionner à pression super-critique. On peut ajouter à cela qu'une large variété de fluides de travail permet également d'adapter les caractéristiques du cycle à la source chaude et au puits froid.

## 1.3 Technologie des cycles de Rankine

### 1.3.0.1 Fluide de travail

Comme on l'a entrevu au paragraphe précédent le choix du fluide de travail a un impact de première importance sur le comportement d'un cycle à vapeur. Nous avons vu que la forme de la courbe de saturation modifie le comportement du fluide durant sa détente. D'autres caractéristiques influent le choix du fluide : du point de vue des performances énergétiques la température critique du fluide définit la gamme de températures pour laquelle l'usage du fluide sera préférable [9].

Différents auteurs ont établi des listings de fluides à utiliser de préférence en fonction de différents paramètres. Wang [68] s'est intéressé aux performances énergétiques d'un cycle ORC en fonction de la température de la source chaude dans le cadre de la récupération de chaleur fatale. Ses résultats sont synthétisés dans la figure 1.24.

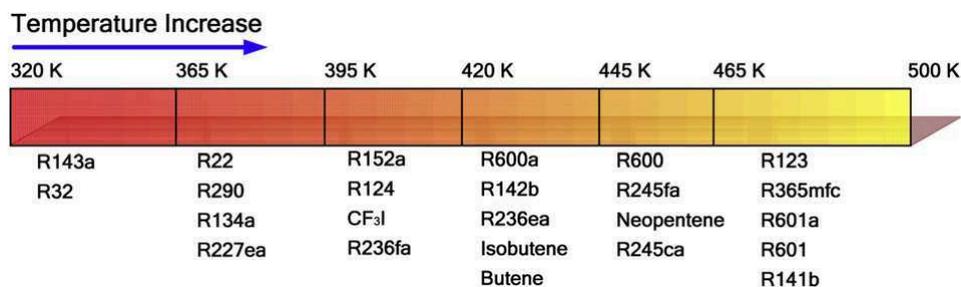


FIGURE 1.24 – Sélection du fluide de travail optimal en fonction de la température de la source chaude

On peut également citer Quoilin [58] qui s'est intéressé au couple fluide de travail/machine

### 1.3. TECHNOLOGIE DES CYCLES DE RANKINE

de détente pour définir des cartographies d'utilisation des fluides en fonction de leurs températures d'évaporation et de condensation. La figure 1.25 présente une cartographie d'utilisation de fluides organiques pour une machine de détente de type scroll. L'auteur a réalisé un travail semblable pour les machines de détente à vis et les turbines radiales mono-étagées.

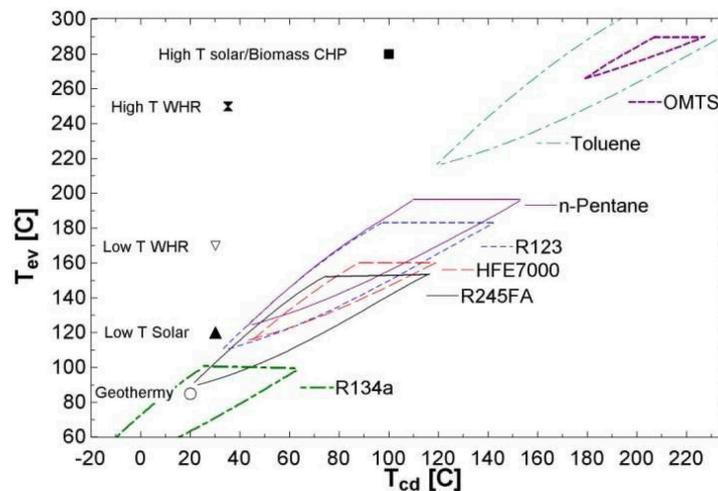


FIGURE 1.25 – Cartographies d'utilisation de fluides organiques pour une machine de détente de type scroll

Au delà des stricts performances énergétiques, des contraintes pratiques s'ajoutent à la sélection du fluide de travail. Dans son article Quoilin [58] établit une liste de 13 critères généraux destinés à la sélection du fluide.

1. Les performances thermodynamiques du cycle, ce critère étant changeant d'une application à l'autre, par exemple maximum de puissance ou maximum de rendement, il est spécifiquement à définir pour chaque cas.
2. Courbe de vapeur saturée positive, isentropique ou négative : détermine en partie l'allure du cycle et le type de machine de détente, une courbe de vapeur saturée positive ne nécessite pas de cycle avec surchauffe.
3. Une masse volumique de vapeur élevée : une faible masse volumique tend à augmenter les dimensions du système.
4. Une faible viscosité du fluide : a une influence sur les échanges thermiques et les pertes par frottement.

### 1.3. TECHNOLOGIE DES CYCLES DE RANKINE

---

5. Une bonne conductivité thermique, également pour améliorer les transferts thermiques.
6. Une pression d'évaporation pas trop élevée : plus cette pression est importante et plus le coût et la complexité de l'installation augmentent.
7. Une pression d'évaporation supérieure à la pression atmosphérique de sorte à éviter les infiltrations d'air.
8. Un fluide stable à haute température, la majeure partie des fluides organiques se dégradent à partir de l'intervalle de température de  $200^{\circ}C$  à  $300^{\circ}C$ .
9. Un fluide qui ne gèle pas aux températures usuellement rencontrées par l'application.
10. Un fluide le moins dangereux possible en terme de toxicité ou d'inflammabilité, et bien sûr autorisé par la loi.
11. Un faible ODP (Ozone Depleting Potential)
12. Un faible GWP (Low Greenhouse Warming Potential)
13. Un faible coût et une bonne disponibilité

On voit donc que le choix du fluide est primordial puisqu'il définit le comportement thermodynamique du cycle mais qu'il aura également une grande influence sur le dimensionnement des autres organes du système.

Pour ce travail de recherche l'eau a été choisie. Ce fluide semble bien adapté à la gamme de températures des gaz d'échappement d'un moteur. Il a été étudié par de nombreux auteurs [55, 21, 49, 38]. L'eau n'est cependant pas sans inconvénient : elle gèle à des températures qui peuvent se rencontrer sur un véhicule. La température de condensation de l'eau à pression atmosphérique est de  $100^{\circ}C$ . Abaisser la température de condensation nécessite donc un fonctionnement en dépression. Mais d'un point de vue pratique l'eau est facile à utiliser, n'est pas toxique ni inflammable ni polluante et peu coûteuse. Pour la mise au point d'une installation d'essais l'eau est ainsi très avantageuse.

### 1.3.0.2 Machine de détente

La machine de détente est l'organe du cycle de Rankine qui effectue la conversion thermo-mécanique d'une part de l'énergie transférée au fluide de travail au travers de l'échangeur thermique. Ces machines peuvent être de différents types. Deux grandes catégories se distinguent : les machines cinétiques et les machines volumétriques.

Les turbines appartiennent à la première catégorie. Dans ce type de machines un fluide sous pression est détendu et accéléré dans une tuyère. L'énergie mécanique est obtenue par échange de quantité de mouvement entre le fluide accéléré et la roue mobile. L'intérêt majeur de ces machines est leur simplicité. Elles ne sont constituées que d'un seul ensemble mobile, la roue. Cependant pour les applications de faible puissance, de quelques  $kW$  à quelques dizaines de  $kW$ , pour lesquelles les machines sont de petites dimensions, les régimes de rotation nécessaires sont de plusieurs dizaines de milliers de tours par minute. Les turbines nécessitent donc des réducteurs ou des d'alternateurs à haute vitesse pour être exploitables réduisant leur avantage de simplicité mécanique. La figure 1.26 est un exemple de turbine pour un projet de cycle ORC pour poids lourds intégrant un alternateur.



FIGURE 1.26 – Turbine pour cycle ORC adapté aux poids lourds développé par Cummins

La seconde catégorie, celle des machines volumétriques est constituée de techniques variées [41] telles que les machines à pistons figure 1.27, à spirales (ou scroll) figure 1.28, à vis 1.29 ou encore à palette 1.30. Dans ces machines le fluide sous pression est enfermé

### 1.3. TECHNOLOGIE DES CYCLES DE RANKINE

---

dans un volume hermétique de dimension variable. L'augmentation de ce volume provoque une chute de pression du fluide et un échange de travail avec le mécanisme de contrôle du volume variable, un vilebrequin par exemple. Ces machines sont plus complexes que les turbines et constituées de nombreuses pièces. Leur étanchéité n'est jamais parfaite et leurs pertes par frottement sont en général importantes. Leurs régimes de rotation sont par contre relativement faibles et les taux de détente peuvent, selon le type de machine volumétrique, être importants. Ces deux derniers points rendent les machines volumétriques compétitives par rapport aux turbines pour les applications de faible puissance.



FIGURE 1.27 – Machine à piston Steamdrive

Parmi les machines volumétriques il a été choisi d'utiliser une machine à piston. Plusieurs raisons ont motivé ce choix. D'autres chercheurs et entreprises ont fait ce choix et semblent obtenir de bons résultats [21, 49, 61]. Il semblait relativement simple et peu coûteux de modifier un moteur à combustion interne du commerce. Ayant choisi l'eau comme fluide de travail il semblait nécessaire d'avoir une machine de détente permettant

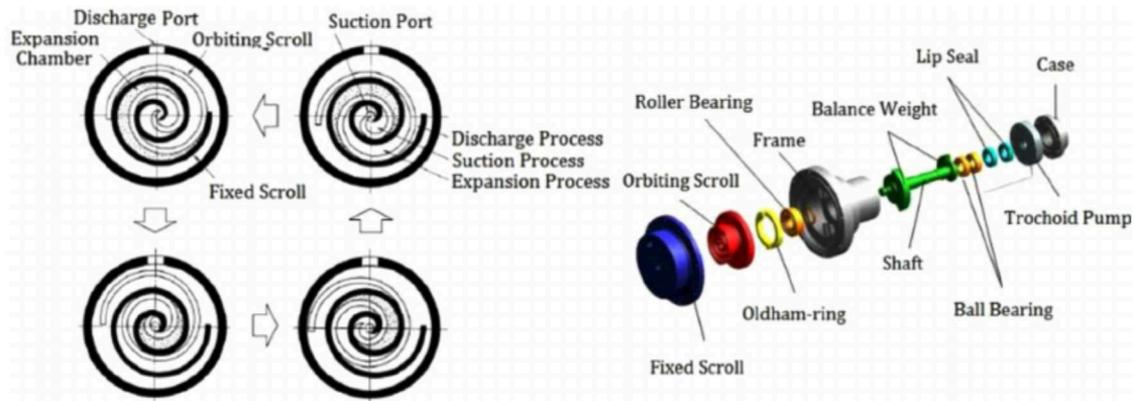


FIGURE 1.28 – Machine scroll [41]

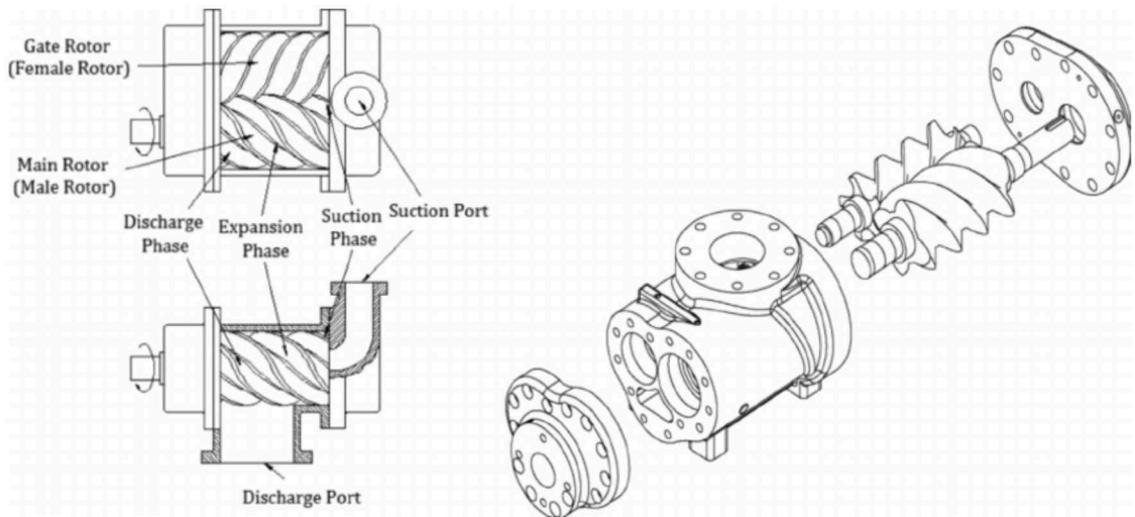


FIGURE 1.29 – Machine à vis [41]

un taux de détente important et les machines à piston sont celles qui permettent les taux les plus importants.

### 1.3.1 Pompe

Les technologies des pompes sont peu différentes de celles des machines de détente. La principale différence est que le volume occupé par le fluide est invariant pendant le pompage. Pour un cycle de Rankine il est nécessaire que la pompe fournisse un très faible débit à une pression élevée ce qui limite le choix aux pompes volumétriques. Parmi les types de pompes les plus courantes possibles on peut citer les pompes à piston, à engrenages, à membrane ou à palettes. Cet organe n'est pas le plus critique dans un cycle de Rankine dans

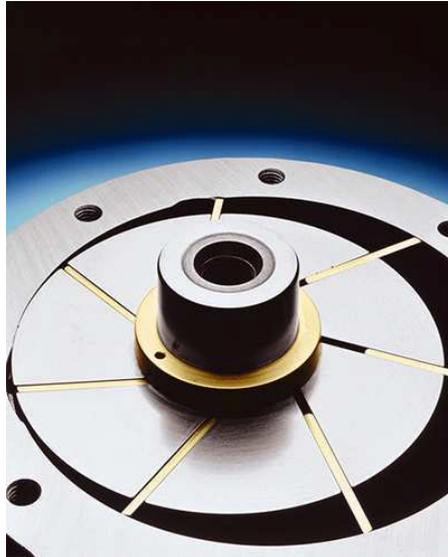


FIGURE 1.30 – Machine à palette

le sens où la puissance qu'elle absorbe est relativement faible devant celle de la machine de détente. De plus les pompes pouvant convenir à une application en cycle de Rankine sont courantes dans l'industrie. Les pompes à piston et à membranes sont celles qui permettent les pressions les plus hautes (jusqu'à plusieurs centaines de bars) mais occasionnent une discontinuité du débit. Les pompes à engrenage et à palettes fournissent un débit stable mais leurs pressions maximum sont plus limitées.

#### 1.3.2 Échangeur de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont des composants industriels réalisant l'échange d'énergie thermique entre au moins deux fluides. Ces organes sont indispensables à la réalisation de cycles thermodynamiques moteur à apport de chaleur externe dont le cycle de Rankine et plus généralement les cycles à vapeur font partie.

Les échangeurs les plus communs dans l'industrie sont les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques. Une grande variété de types d'échangeurs existe parmi ces deux principales familles, voir figure 1.31 et 1.32 [75]. Historiquement les échangeurs à tubes sont plus anciens. On les retrouve sur les machines à vapeur dès la fin du 18ème siècle. Les échangeurs à plaques sont un développement plus récent de la seconde moitié du 20ème siècle. Ils sont en général plus compacts et nécessitent une surface d'échange moindre

### 1.3. TECHNOLOGIE DES CYCLES DE RANKINE

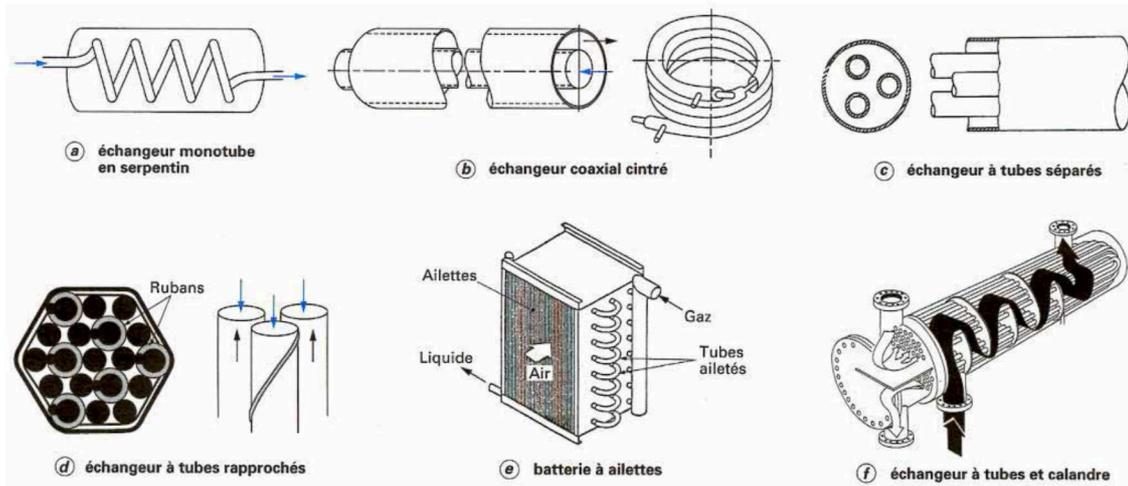


FIGURE 1.31 – Exemples d'échangeurs de chaleur tubulaires=

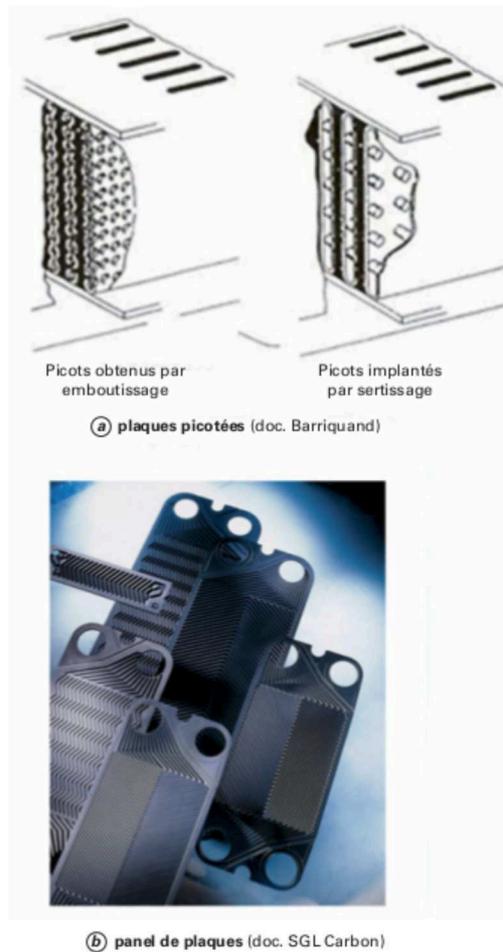


FIGURE 1.32 – Exemples d'échangeurs de chaleur à plaques=

à performance égale. Les échangeurs à plaques ayant cependant une moins bonne tenue aux hautes pressions, les échangeurs à tubes semblent donc privilégiés pour ces usages. Le condenseur qui fonctionne à plus basse pression peut être réalisé avec un échangeur à plaques qui a l'avantage d'être plus compact qu'un échangeur à tube.

Le choix de l'échangeur est dicté par les performances énergétiques. Celles-ci vont dépendre de la surface d'échange et des coefficients d'échanges thermiques. Les coefficients d'échanges dépendent de la géométrie des surfaces d'échange : en général plus l'écoulement est turbulent et meilleurs sont ces coefficients. Cependant un accroissement de la turbulence de l'écoulement se fait au prix d'un accroissement des pertes de charge au travers de l'échangeur. Il convient donc de trouver un compromis entre les pertes de charges et l'échange de chaleur.

### **1.4 Conclusion du chapitre**

Ce chapitre présente les techniques les plus communes de conversion thermo-mécanique ou thermoélectrique applicables à la récupération de chaleur dans les gaz des moteurs à combustion interne. Le cycle de Rankine ayant été préalablement choisi pour cette étude un bref historique et une présentation de ses variantes a été faite. Les éléments constitutifs du cycle de Rankine ont été présentés. Bien que le choix du fluide ait une grande importance sur les performances du système de récupération de chaleur les contraintes techniques sont rappelées.

#### 1.4. CONCLUSION DU CHAPITRE

---

## Chapitre 2

# Installation expérimentale

### 2.1 Moyens d'essais

L'un des principaux objectifs de ce travail de thèse était de concevoir et construire une installation expérimentale de cycle de Rankine pour en caractériser le fonctionnement et de l'appliquer à la récupération de chaleur sur les gaz d'échappement des moteurs à combustion interne. Ce chapitre présente cette installation et ses différents composants.

L'installation d'essai est composée des quatre composants élémentaires du cycle de Rankine : une pompe, un évaporateur, une machine de détente et un condenseur, auxquels s'ajoute un générateur de gaz chaud tenant lieu de moteur à combustion interne. La photographie 2.1 montre le banc de test et la figure 2.2 sa schématisation avec les principaux composants et les points de mesures.

#### 2.1.1 Générateur de gaz chaud

Le choix a été fait de ne pas utiliser directement un moteur comme source chaude pour l'étude du cycle de Rankine. Ce choix est motivé par la complexité supplémentaire qu'aurait induit la gestion du moteur. Cette solution présente une plus grande souplesse d'utilisation en terme de réglage de la température et du débit de gaz.

Le générateur de gaz chaud est construit sur la base d'un brûleur à fioul de chaudière domestique. Le ventilateur intégré au brûleur a été remplacé par une alimentation directe en air comprimé, la perte de charge du circuit de gaz chaud de notre installation étant supérieure à la pression maximum fournie par le ventilateur. Le réglage d'un point de

## 2.1. MOYENS D'ESSAIS

---

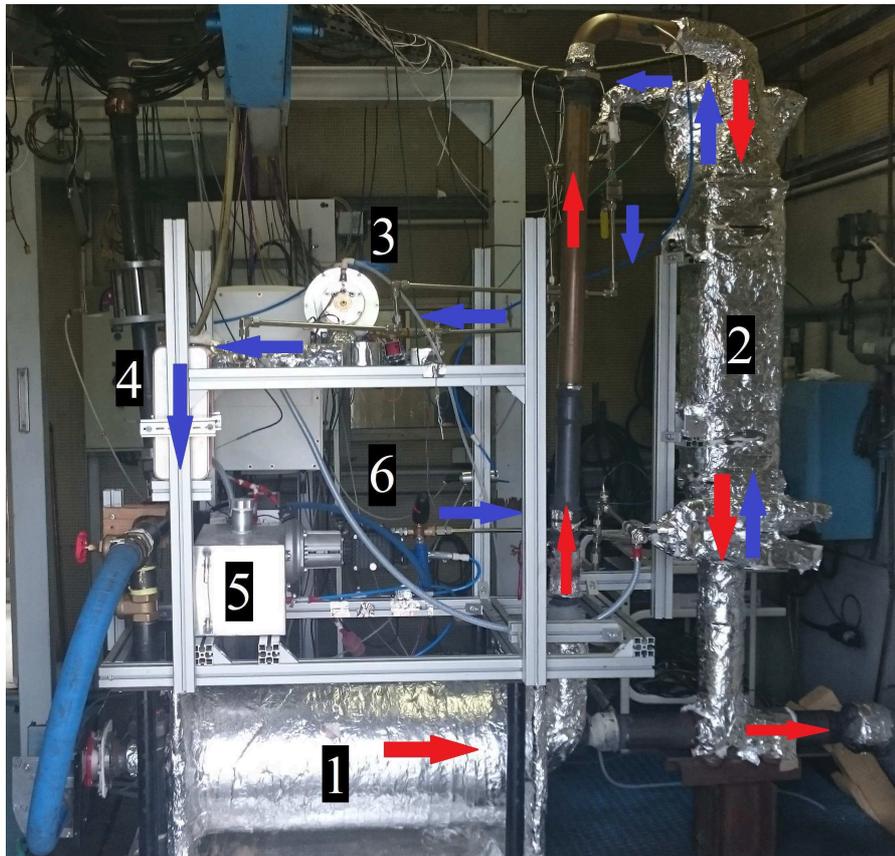


FIGURE 2.1 – 1 - Générateur de gaz chaud ; 2 - Échangeur de chaleur (évaporateur) ; 3 - Machine de détente (turbine) ; 4 - Condenseur ; 5 - Réservoir ; 6 - Pompe

## 2.1. MOYENS D'ESSAIS

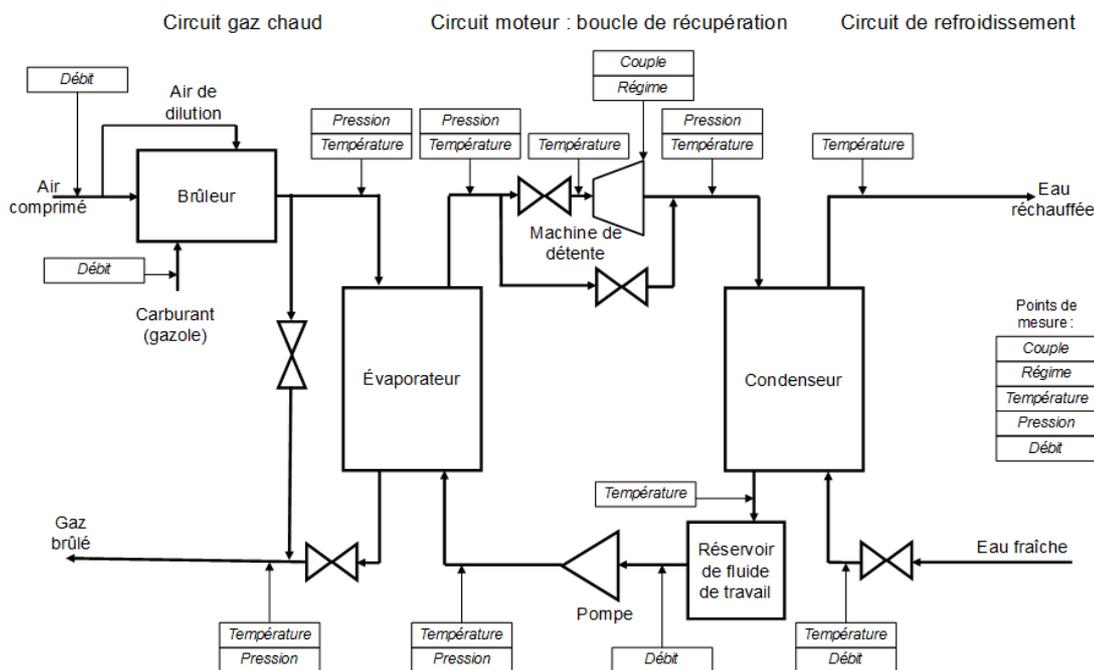


FIGURE 2.2 – Schéma de synthèse de l'installation d'essais du cycle de Rankine

fonctionnement commence par le réglage du débit massique d'air frais total qui correspond, au débit de carburant près, au débit massique des gaz de combustion. Le réglage de la température se fait par le réglage du débit de carburant injecté. Cependant l'intégralité du débit d'air ne peut traverser le brûleur : en effet si le débit d'air est trop important la combustion est incomplète voire la flamme peut être soufflée. Un bypass de l'air autour du brûleur permet de limiter au strict nécessaire le passage de l'air dans celui-ci et le restant d'air est injecté à son aval et diminue la température des gaz par mélange sans perturber la combustion.

Le débit d'air principal est piloté par une vanne pneumatique réglée manuellement. La répartition de l'air entre le brûleur et la zone de mélange gaz brûlés/air frais est commandée par deux vannes guillotines réglées également manuellement. Le débit d'air total est mesuré par un débitmètre massique à l'amont du brûleur.

La chambre de combustion a été construite sur la base d'un tube d'acier de diamètre extérieur 300 mm et d'épaisseur 10 mm et d'une longueur de 800 mm. Ce tube est fermé à ses extrémités par deux plaques d'acier soudées de 10 mm d'épaisseur. Des orifices sur chaque extrémité du tube permettent sur le premier côté la fixation du brûleur et des

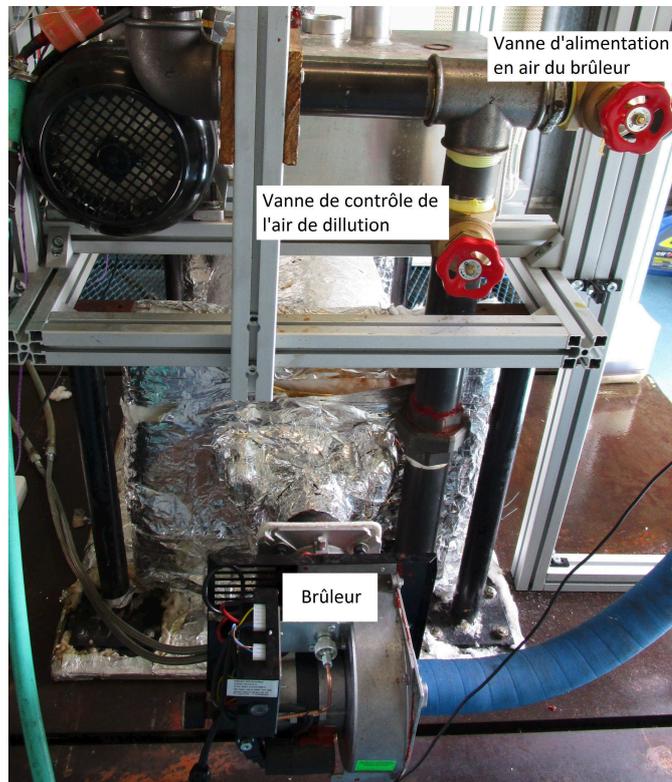


FIGURE 2.3 – Générateur de gaz chaud

injections d'air additionnel. Sur l'autre côté, la sortie vers l'évaporateur est munie d'un by-pass. Celui-ci permet de ne pas alimenter l'évaporateur pendant la phase de pré-réglage de la température et du débit de gaz.

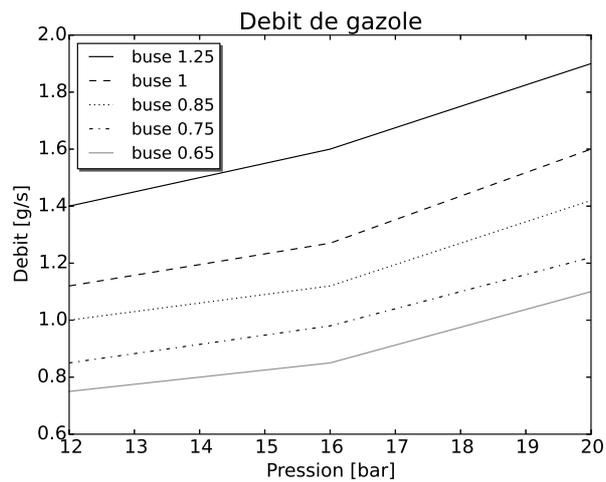
La figure 2.4 donne les relevés de consommation de gazole du brûleur en fonction de la pression de tarage de sa pompe d'injection ainsi que la puissance théorique délivrée par la combustion du carburant en prenant un PCI de  $44,8 \text{ MJ/kg}$ . Ces mesures sont données pour différentes buses d'injection, leur numéro correspondant au débit en gallon US par heure sous une pression de  $7 \text{ bar}$ .

### 2.1.2 Évaporateur

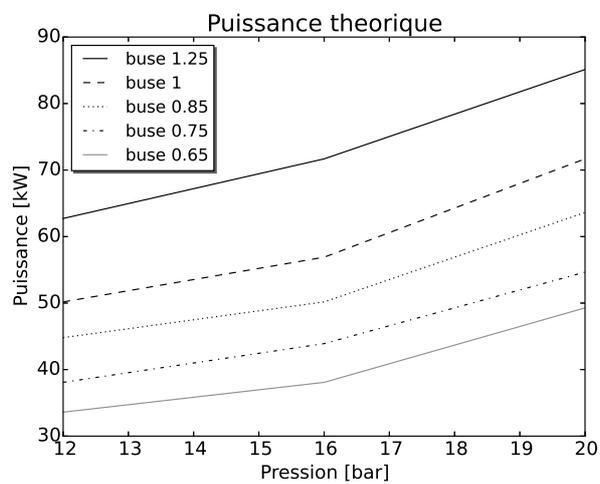
L'échangeur évaporateur a été conçu et réalisé en partenariat avec l'École Centrale de Nantes. Le choix d'un échangeur construit en interne plutôt qu'un équipement du commerce a été dicté par un impératif de budget et de temps. Cet échangeur a été réalisé en

## 2.1. MOYENS D'ESSAIS

---



(a) Débit massique de carburant en fonction du gicleur et de la pression



(b) Puissance thermique développée en fonction du gicleur et de la pression

FIGURE 2.4 – Mesures du brûleur à fioul



(a) Enroulement spiralé



(b) Tubes assemblés



(c) Assemblage de l'échangeur



(d) Échangeur terminé

FIGURE 2.5 – Construction du prototype de l'échangeur thermique

tube d'acier inox 316l de diamètre  $6\text{ mm}$  extérieur et  $4\text{ mm}$  intérieur enroulé en spirale. 23 enroulements spiralés d'une longueur développée de  $4,5\text{ m}$  de tube constituent la surface d'échange de l'appareil. La figure 2.5 présente en quelques étapes la construction de l'échangeur. Les 23 tubes sont montés en parallèle, leurs entrées et sorties se rejoignent sur un tube  $12\text{ mm}$  de diamètre. Une bande d'acier spiralée a été placée à l'intérieur de chaque enroulement pour augmenter la turbulence de l'écoulement dans le but d'accroître le coefficient d'échange thermique convectif entre la paroi des tubes et les gaz chauds. Le corps de l'appareil est réalisé en tôle d'inox 316l de  $2,5\text{ mm}$  d'épaisseur soudée pour former le boîtier. Le fluide de travail, en l'occurrence de l'eau, s'écoule dans les tubes. Les gaz de combustion quant à eux circulent autour des tubes directement dans le boîtier.

La figure 2.7 présente la mesure des pertes de charges côté gaz de l'échangeur-évaporateur. Dans la zone d'étude de cet échangeur, des débits de gaz de  $50\text{ g/s}$  à  $120\text{ g/s}$ , la perte de



FIGURE 2.6 – Échangeur-évaporateur

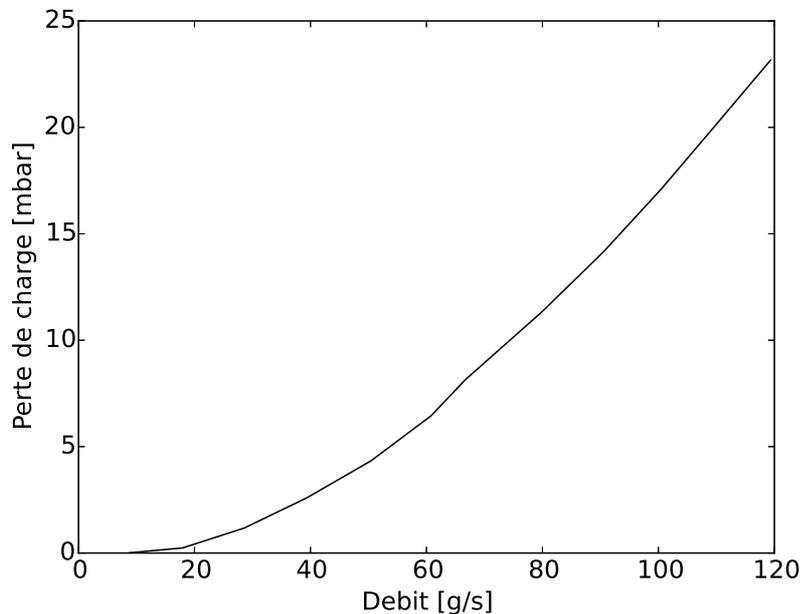


FIGURE 2.7 – Mesures de la perte de charge de l'évaporateur côté gaz avec de l'air frais

charge évolue de 5 *mbar* à 25 *mbar*. Ces mesures ont été effectuées avec de l'air frais.

Les figures 2.8a et 2.8b présentent respectivement la perte de charge côté gaz de l'évaporateur et son coefficient d'échange global. Ces courbes sont également issues de mesures mais sous gaz chaud. Les mesures ont été faites sous une température d'entrée des gaz de combustion de 350 °C. Concernant les pertes de charges, on observe une différence faible avec les mesures réalisées avec de l'air froid. Le coefficient d'échange quant à lui a été calculé à partir des mesures de débit et de température. On utilise pour cela la méthode de la différence de température moyenne logarithmique [17], notée  $\Delta T_{ML}$ . L'expression du  $\Delta T_{ML}$  s'écrit (2.1) pour un échangeur à contre-courant. L'hypothèse permettant l'usage de cette méthode impose que les capacités thermiques des fluides soient constantes sur l'ensemble de l'échange thermique. Il ne doit donc pas y avoir d'évaporation. Pour cela le débit de fluide a été fixé à 70 *g/s* pour rester en phase liquide et pouvoir considérer la capacité thermique du fluide comme étant constante.

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{EC} - T_{SF}) - (T_{SC} - T_{EF})}{\ln \frac{T_{EC} - T_{EF}}{T_{SC} - T_{SF}}} \quad (2.1)$$

## 2.1. MOYENS D'ESSAIS

---

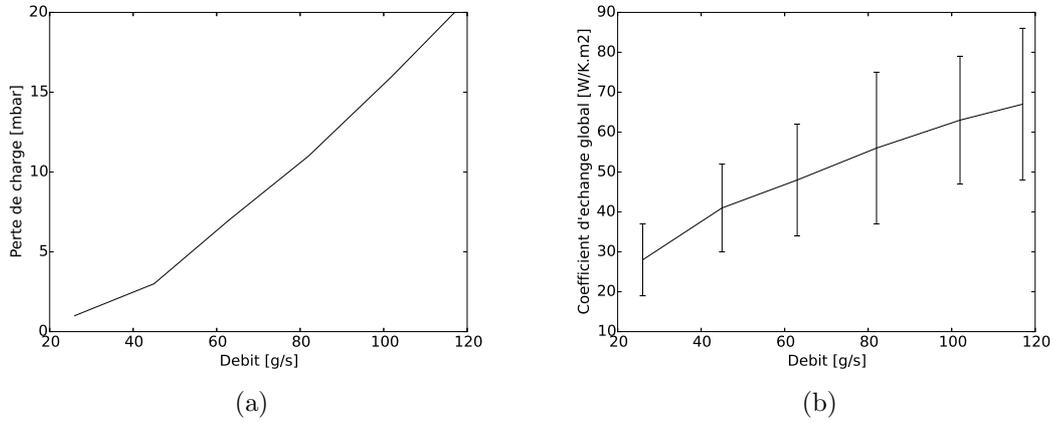


FIGURE 2.8 – Mesures de la perte de charge de l'évaporateur côté gaz et calculé du coefficient d'échange thermique sous gaz chaud

Dans (2.1), la lettre E signifie entrée, S sortie, C correspond au fluide chaud et F au fluide froid.

L'expression (2.2) permet de relier la puissance thermique, calculable à partir du débit de gaz, aux quatre températures extrêmes de l'échangeur, également connues. La seule inconnue demeure le coefficient d'échange thermique global notée ici  $U$ .

$$Q = U.A.\Delta T_{ML} \quad (2.2)$$

Les pertes de charges dans l'échangeur de chaleur côté fluide de travail sont de quelques dizaines de *mbar*, ce qui est négligeable devant les pressions de fonctionnement de l'échangeur.

$$\eta_{recup} = \frac{Q_{ech}}{\dot{C} \cdot (T - T_0)} \quad (2.3)$$

Côté gaz les pertes de charge sont modestes mais en contre partie le coefficient d'échange thermique est faible. Cela se traduit par un taux de récupération de la chaleur des gaz de combustion, équation (2.3), se situant entre 30% et 40%, alors que dans la littérature on rencontre des taux allant jusqu'à 95% [31]. Cela peut néanmoins représenter un avantage pour le moteur à combustion interne puisque les pertes de charge de l'évaporateur sont ainsi relativement faibles.

### 2.1.3 Machine de détente

Les machines de détente pouvant convenir à ce type d'application n'existant pas nous avons été amenés tout comme pour l'évaporateur à construire un prototype. Tout comme l'échangeur la machine de détente a été conçue et réalisée en partenariat avec l'école Centrale de Nantes. Le choix du moteur à piston a été retenu. Ce type de moteur permet de réaliser de forts taux de détente volumétrique pour de faibles débits de vapeur. De plus des éléments issus de moteurs à combustion interne de série permettent de réaliser pour un faible coût un moteur à vapeur.

Ce prototype, figure 2.9 a été construit sur la base d'un moteur 2 temps type AV10 pour cyclomoteur. Seul le cylindre et la culasse sont de nouvelles pièces. Le premier prototype était pourvu d'une distribution commandée. Celle-ci devait être réalisée à partir d'un axe tournant percé de deux orifices, l'un assurant l'admission et l'autre l'échappement, la rotation de l'arbre permettant la fermeture et l'ouverture successives des orifices. Dans un premier temps l'axe de distribution était guidé en rotation par un tube en matériau polymère Peek chargé de graphite en poudre. Sous air comprimé le moteur a fonctionné sans lubrification du système de distribution. Cependant lors de l'essai sous vapeur d'eau la température de celle-ci semble avoir fait se dilater le polymère et a entraîné un blocage du mécanisme de distribution. Un second essai a été fait en remplaçant le guide en polymère par une pièce identique mais en inox. Il y eut immédiatement d'importantes fuites de vapeur et un rapide grippage du mécanisme. Ce second grippage a détruit le système de distribution du moteur.

Un nouveau concept de distribution, mécaniquement plus simple, a été réalisé et testé en remplacement du mécanisme de distribution commandée. L'admission est opérée par une soupape actionnée directement par le piston et l'échappement par une lumière dans le cylindre découverte par le piston au voisinage du point mort bas. Ce mécanisme a fonctionné quelques minutes sur le banc d'essais mais n'a pas donné satisfaction suite à la rupture de la commande de l'admission entraînant la destruction du piston. De plus l'ajout d'une lumière d'échappement dans le cylindre a causé un grave défaut d'étanchéité entre la chambre de détente et le carter causant une accumulation excessive d'eau dans



(a) Moteur à vapeur complet



(b) Système de distribution démonté

FIGURE 2.9 – Vues du moteur à distribution commandé

celui-ci.

Nous n'avons ainsi pas encore de machine de détente opérationnelle correspondant à nos attentes à la fin de cette thèse.

### 2.1.3.1 Frein du moteur à vapeur

Un frein moteur est associé au moteur à vapeur 2.10. Il a été conçu et construit à l'École Centrale de Nantes. Celui-ci est principalement constitué d'un moteur asynchrone de  $4kW$  qui fait office de frein lorsque le moteur à vapeur fournit du couple. Il se comporte également en moteur pour les phases de démarrage du moteur à vapeur. Le moteur/frein est monté en balance autour de son axe et est bloqué en rotation par un capteur de force permettant une mesure du couple instantané à l'arbre du moteur/frein. La vitesse de rotation est réglée par le variateur de fréquence qui assure automatiquement la transition entre les phases motrice et réceptrice du moteur/frein. Cette vitesse est proportionnelle à une consigne fournie sous la forme d'une tension analogique 0-10 V.

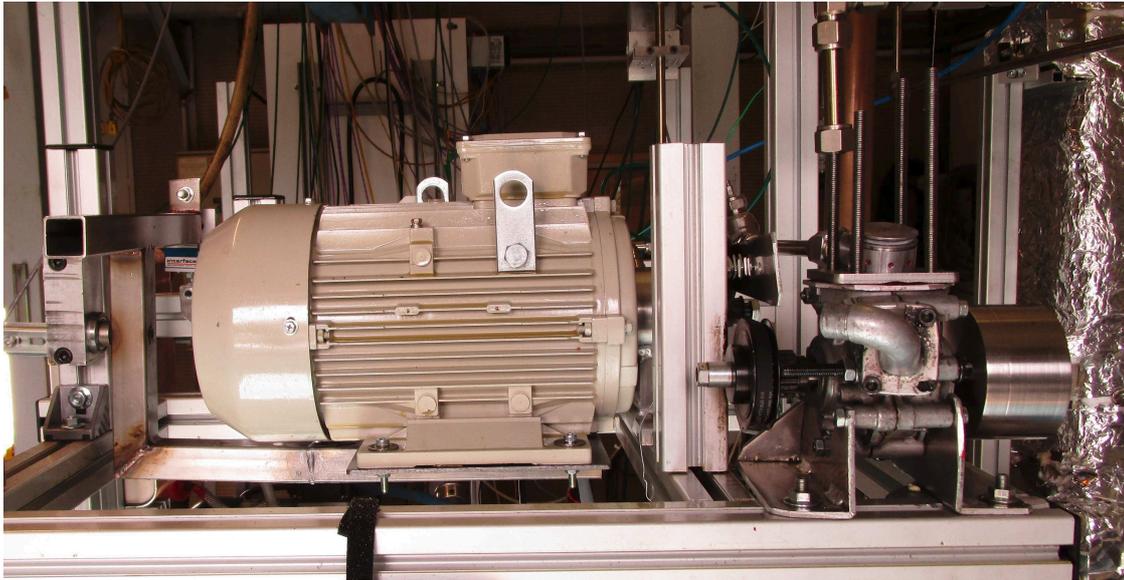
La figure 2.11 présente l'étalonnage du capteur de force. Le calcul du couple est directement présenté dans ce graphique. La réponse de capteur est linéaire avec une très faible erreur d'offset. La réponse en tension du capteur est une droite d'équation  $Cpl[N.m] = 0,46.U + 0,1$ .

### 2.1.4 Pompe

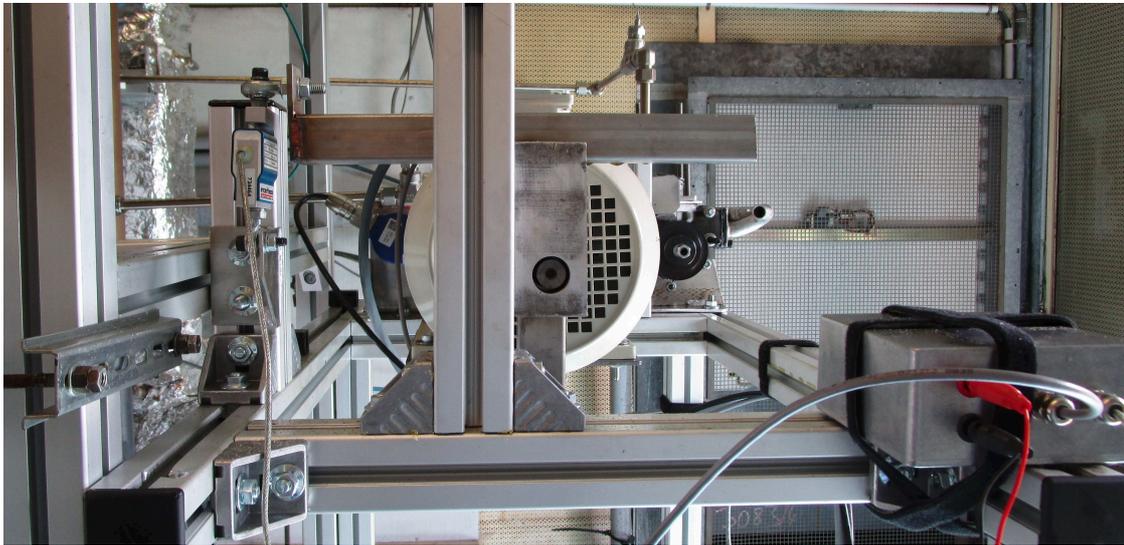
La pompe 3.43 utilisée est une pompe à piston à trois cylindres entraînée par un moteur asynchrone de  $4 kW$ . Sa cylindrée très largement surdimensionnée est de  $4,8 cm^3$ . Son débit à 3000 tours par minute est de  $7 l/min$  soit  $117 g$  d'eau par seconde et sa pression de sortie maximum est  $150 bar$ . Pour délivrer un débit d'eau compatible avec le cycle de Rankine, i.e. qui permette une évaporation, le moteur est alimenté par un variateur de fréquence afin de contrôler la fréquence de rotation du dit moteur. La fréquence du moteur est asservie au débit d'eau délivré par la pompe par une régulation PID. Le moteur étant asynchrone la fréquence de rotation de la pompe n'est pas strictement proportionnelle à la fréquence d'alimentation. En particulier lorsque la charge de la pompe augmente son régime diminue. La régulation a permis de corriger cette déviation. La régulation PID a

## 2.1. MOYENS D'ESSAIS

---



(a)



(b)

FIGURE 2.10 – Vue du banc moteur à vapeur

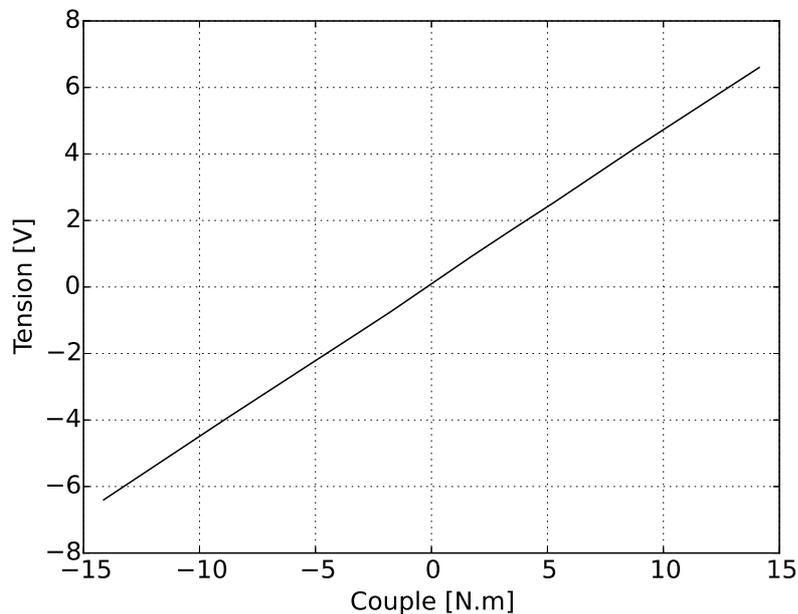


FIGURE 2.11 – Étalonnage du capteur de couple

été réalisée directement dans l’environnement de programmation de Labview.

### 2.1.5 Condenseur

La condensation de la vapeur détendue est effectuée par un échangeur à plaques, figure 2.13. Le condenseur de marque SWAP et constitué de 40 plaques de  $11\text{cm} \times 28\text{cm}$ , ce qui correspond à une surface de l’ordre de  $1,2\text{ m}^2$  en négligeant la surface des corrugations. Le condenseur est refroidi par l’eau du réseau à une température d’environ  $15^\circ\text{C}$ .

## 2.2 Moyens de mesure

Les paramètres du système sont mesurés par un ensemble de sondes qui fournissent des signaux électriques proportionnels aux grandeurs mesurées. Pour être exploités ces signaux doivent être mis en forme et collectés par des conditionneurs et une carte d’acquisition. La carte d’acquisition est de National Instrument du type 6218 USB et le logiciel Labview de la même compagnie est utilisé pour l’exploitation et l’enregistrement des données acquises. Entre les capteurs et la carte d’acquisition des conditionneurs mettent en forme les



FIGURE 2.12 – Pompe

signaux des capteurs en signaux analogiques 0-10 V directement exploitables par la carte d'acquisition.

En plus d'entrées analogiques et numériques pour la collecte de données la carte 6218 est dotée de quelques sorties analogiques et numériques. Les deux sorties analogiques de la carte sont utilisées pour le contrôle du régime de rotation de la pompe et le régime du banc moteur. Ces sorties travaillent dans la gamme 0-10V comme les entrées analogiques.

### 2.2.1 Acquisition des données

Le logiciel Labview de National instrument est utilisé pour le traitement et l'enregistrement des données du banc d'essai. Il est également utilisé pour la supervision et le contrôle de son fonctionnement. La figure 2.14 montre l'écran de contrôle du banc d'essai sur lequel est affiché l'ensemble des mesures définies sur la figure 2.2. À cela s'ajoutent les fonctions de commande du banc, le réglage du débit de la pompe ainsi que la possibilité de modifier ses paramètres d'asservissements et le réglage en vitesse du moteur-frein lié au moteur à vapeur. L'asservissement de ce dernier est directement réalisé par le variateur de fréquence du moteur électrique. L'enregistrement des données est réalisé à une fréquence de 10 Hz. Elles sont stockées dans un fichier texte pour permettre l'exploitation ultérieure des mesures.

## 2.2. MOYENS DE MESURE

---

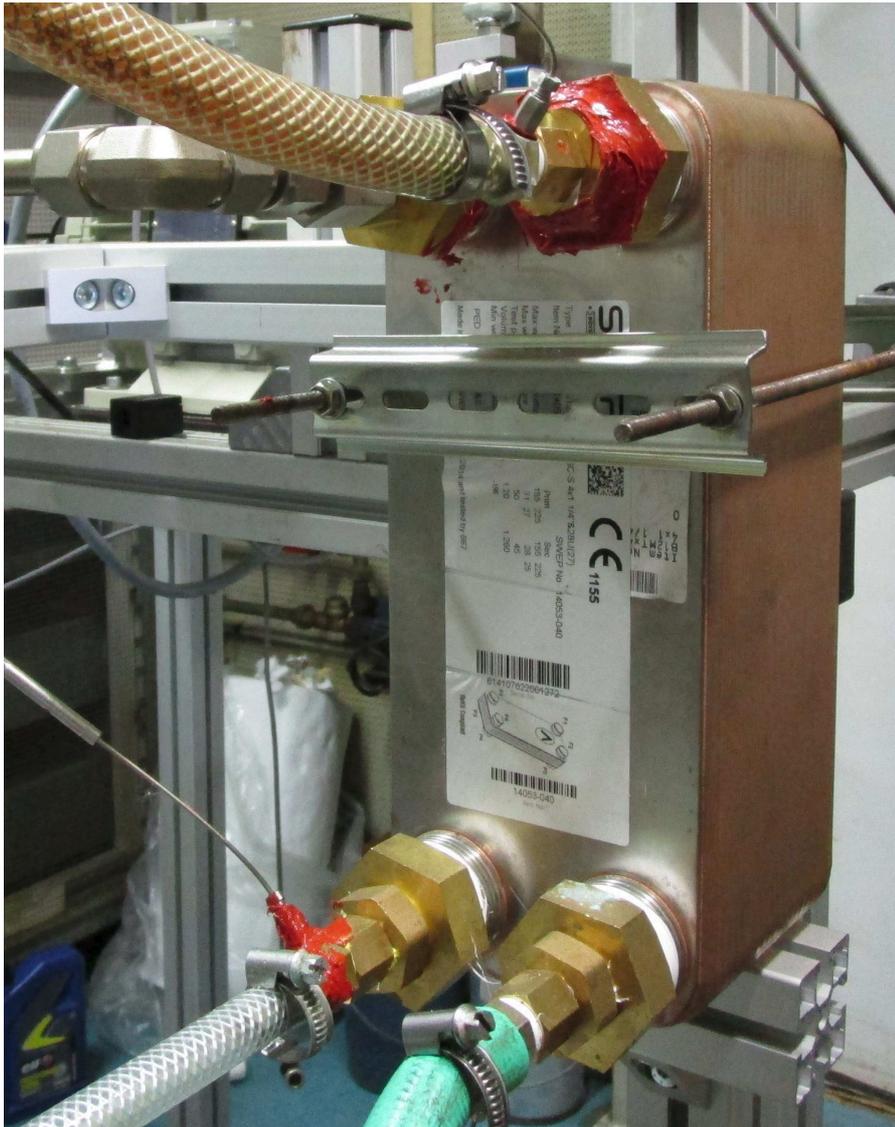


FIGURE 2.13 – Condenseur

## 2.2. MOYENS DE MESURE

---

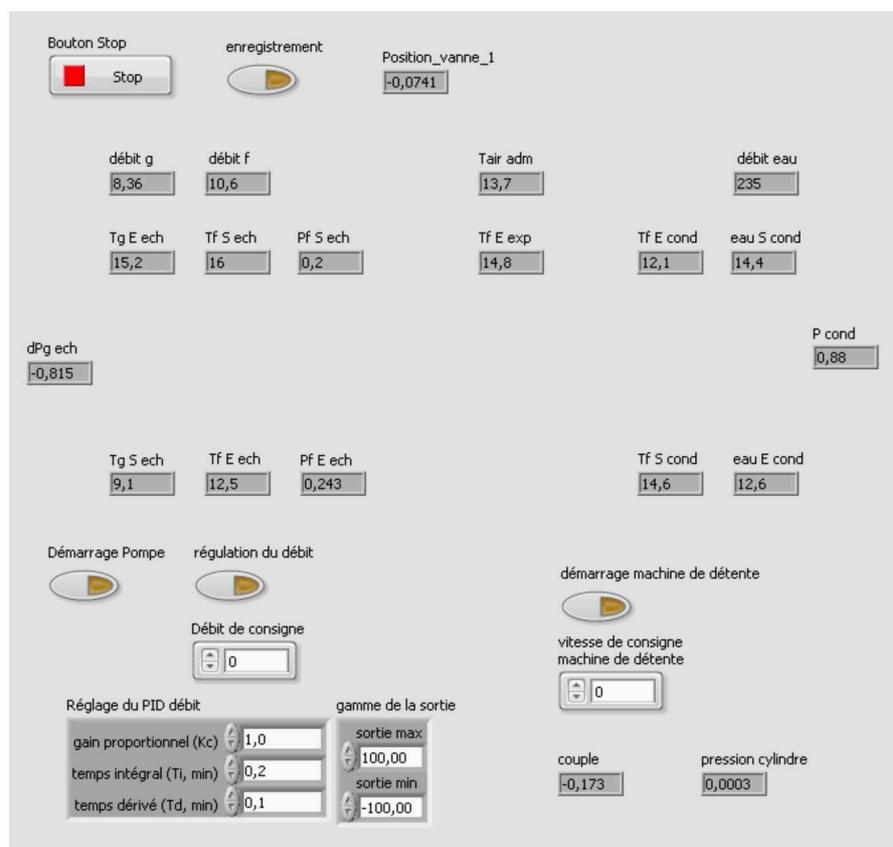


FIGURE 2.14 – Écran de contrôle du banc d'essais

### 2.2.2 Capteurs

Ce sont essentiellement trois grandeurs physiques qui sont mesurées sur le banc d'essais. Ces grandeurs sont la température, la pression et le débit massique. À cela il faut ajouter une mesure de force pour le calcul du couple de la machine de détente.

Les températures sont toutes mesurées à l'aide de thermocouples de type K. Des conditionneurs TTE 420 D2 Thermo-Est sont utilisés pour convertir les signaux des thermocouple en signaux 0-10 V proportionnels à la température mesurée.

Les pressions sont mesurées par des capteurs piezo-résistifs SensorTechnics CTU8000 qui fournissent directement un signal analogique 0-10 V proportionnel à la pression mesurée. Pour la partie basse pression du cycle au condenseur un capteur de pression absolue dans la gamme 0-5 *bar* est utilisé. Pour la haute pression aux bornes de l'évaporateur deux capteurs de pression absolue dans la gamme 0-50 *bar* sont utilisés. La différence de pression aux bornes de l'évaporateur côté gaz de combustion est mesurée par un capteur SensorTechnics CTU8000 de pression différentielle dans la gamme  $\pm 100$  *mbar*.

Le débit d'air fourni au brûleur est mesuré par un débitmètre massique thermique Bronkhorst modèle F-106BI de débit maximum de 120 *g/s*. L'appareil fournit directement un signal 0-10 V proportionnel. Le débit de fluide de travail et le débit d'eau de refroidissement du condenseur sont mesurés par des débitmètres volumiques à engrenages ovales de marque OVAL modèle M-III. Ces débitmètres fournissent un signal carré de fréquence proportionnelle au débit le traversant. Le débit maximal pour le fluide de travail est de 50 *l/h* et de 500 *l/h* pour l'eau de refroidissement. Le signal est transmis à un conditionneur ULCOS 800 JM Concept qui effectue une conversion de fréquence en tension 0-10V. La mesure du débit de gazole est réalisée par une balance du constructeur AVL, utilisée classiquement pour la mesure de carburant des bancs d'essais de moteur à combustion interne.

La mesure du couple exercé par le moteur à vapeur est faite par un capteur de force Interface SM 200 N dont la gamme est  $\pm 200$  N. La mise en forme du signal est réalisée par un conditionneur PM instrumentation PMI 300.

### 2.3 Conclusion du chapitre

Ce chapitre présente la construction d'une installation expérimentale pour l'étude du cycle de Rankine. Cette installation pose les bases d'un banc d'essai adapté pour les systèmes de récupération de chaleur sur les gaz de combustion. Il est possible de produire des gaz chaud dans une gamme de débit allant de 20  $g/s$  à 120  $g/s$  et à une température de 250 °C à 600 °C. A terme cette installation doit permettre la caractérisation des composants élémentaires du cycle de Rankine ainsi que son fonctionnement global. Au stade actuel l'installation ne bénéficie pas encore de machine de détente viable. Cependant un frein est prêt à en accueillir une. Le mode de refroidissement du condenseur, avec de l'eau du réseau, bien que parfaitement viable ne permet pas une bonne représentativité des contraintes de refroidissement d'un système de récupération de chaleur réel. L'échangeur évaporateur est quant à lui opérationnel et caractérisé. Bien que ses performances soient inférieures à celles d'un produit du commerce cet échangeur peut accepter des pressions élevées et ainsi permettre le futur développement d'une machine de détente dans une large gamme de pression et de débit. Les essais réalisés ont cependant permis une validation de modèle d'échangeur-évaporateur permettant d'explorer numériquement les possibilités de récupération de chaleur. Ils ont également mis en évidence les difficultés de réalisation d'une machine de détente à piston et d'envisager de nouvelles solutions constructives.

### 2.3. CONCLUSION DU CHAPITRE

---

## Chapitre 3

# Optimisation thermodynamique

Ce chapitre présente une première approche d'optimisation des cycles thermodynamiques pour la récupération de chaleur. L'étude portera sur un cycle de Carnot endo-réversible puis sur un cycle à vapeur de sorte à explorer l'effet du fluide de travail sur ses performances. Avant cela il est nécessaire d'exprimer la puissance mécanique pouvant être produite à partir d'une source chaude pour une température de source froide donnée. Cette quantité est appelée exergie. La récupération de chaleur s'appliquant à une quantité d'énergie qui sans cela serait perdue c'est donc la puissance mécanique fournie par le système de récupération de chaleur qui doit être maximisée. La limite supérieure de cette puissance étant l'exergie contenue dans la source chaude.

### 3.1 Exergie

L'exergie [46] est une grandeur physique permettant de quantifier la part d'énergie thermique convertible en énergie mécanique d'une quantité de chaleur relativement aux conditions ambiantes [12]. Le milieu ambiant est caractérisé par sa température  $T_0$ , sa pression et son potentiel chimique inerte. Dans le cas général l'exergie s'écrit (3.1) et est exprimée en Joules. L'anergie (3.3) est la part non convertible en énergie mécanique d'une quantité de chaleur.

$$dEx = dQ \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = dQ - T_0 \cdot dS = dQ - dAn \quad (3.1)$$

Avec  $dAn$  (3.3) exprimée à partir du second principe de la thermodynamique (3.2).

### 3.1. EXERGIE

---

$$dQ = T.dS \quad (3.2)$$

$$dAn = T_0.dS \quad (3.3)$$

Dans le cas d'un débit permanent de fluide chaud à pression constante l'exergie s'écrit (3.4).

$$dEx = dH - T_0.dS \quad (3.4)$$

Avec l'enthalpie  $dH$  tirée du premier principe en écoulement permanent (3.5).

$$dH = \delta Q + \delta W \quad (3.5)$$

Comme on s'intéresse aux puissances  $dH$  ainsi que  $dQ$  et l'exergie sont exprimées sous forme de puissances. Le débit de capacité thermique à pression constante (3.6) est donc pour cela introduit.

$$\dot{C} = \dot{m}.cp \quad (3.6)$$

On obtient ainsi la puissance exergétique (3.7) d'un flux de fluide chaud à pression constante par rapport aux conditions atmosphériques.

$$\dot{Ex} = \dot{C}.(T - T_0) - T_0.\dot{C}.\ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \quad (3.7)$$

Sa part d'anergie est donnée par (3.8).

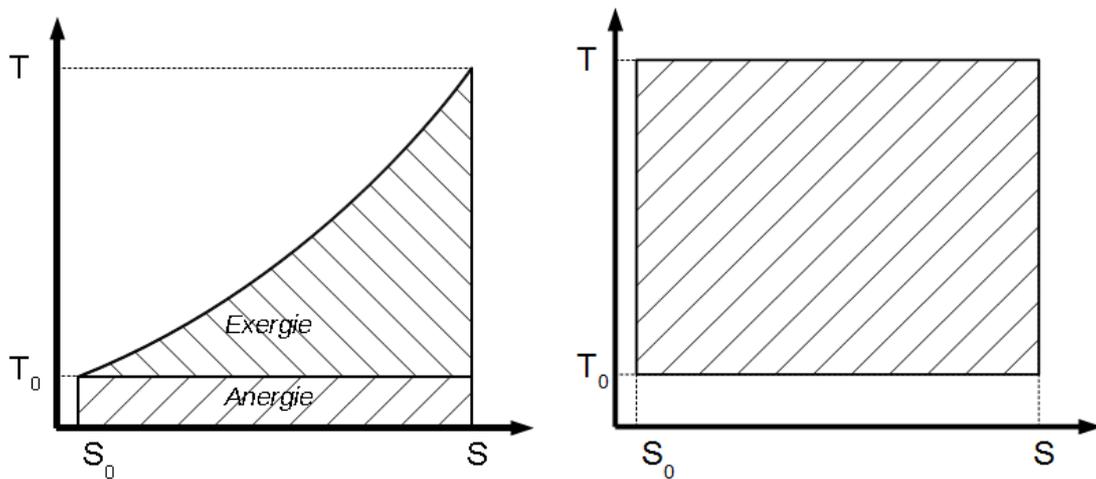
$$\dot{An} = T_0.\dot{C}.\ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \quad (3.8)$$

La part exergétique d'un flux de fluide chaud à pression atmosphérique peut s'écrire sous la forme de (3.9).

### 3.2. LE CYCLE DE CARNOT OPTIMISÉ EN PUISSANCE

$$\%Ex = \frac{\Delta Ex}{\dot{C} \cdot (T - T_0)} = 1 - T_0 \cdot \frac{\ln\left(\frac{T}{T_0}\right)}{T - T_0} \quad (3.9)$$

L'expression de l'exergie (3.7) donne la puissance que fournirait un système de récupération de chaleur idéal sur un flux de fluide chaud à température  $T$  et à pression atmosphérique constante tel que des gaz de combustion. L'allure du cycle thermodynamique idéal dans un diagramme TS capable de convertir toute cette exergie en puissance mécanique aurait la forme du cycle figure 3.1a comme le rappelle [15, 48]. L'allure de ce cycle diffère du cas idéal du cycle de Carnot à température de sources constantes 3.1b.



(a) Cycle idéal pour la valorisation d'une source chaude de débit de capacité fini

(b) Cycle de Carnot

FIGURE 3.1

### 3.2 Le cycle de Carnot optimisé en puissance

Le passage suivant s'intéresse à l'expression du rendement du cycle de Carnot optimisé pour obtenir une puissance mécanique maximum. La puissance thermique  $Q$  transférée au moteur de Carnot est exprimée par (3.10).  $T$  correspond à la température de la source chaude et  $\bar{T}$  à la température côté chaud du moteur de Carnot.  $k$  dans l'équation (3.10) peut être interprété de deux façons : soit comme étant le débit de capacité du fluide qui constitue la source chaude, figure 3.2a, dans le cas où la source chaude est refroidie par un échange de chaleur, soit comme un coefficient de transfert thermique, figure 3.2b, dans

### 3.2. LE CYCLE DE CARNOT OPTIMISÉ EN PUISSANCE

le cas où la source chaude est à température constante. Dans ces deux figures l'exergie détruite correspond aux chutes de températures dues à un échange thermique. L'exergie perdue correspond à une non utilisation de la chaleur, en effet dans la figure 3.2a l'exergie perdue est associée à un flux de fluide chaud à partir duquel un autre moteur thermique pourrait puiser son énergie.

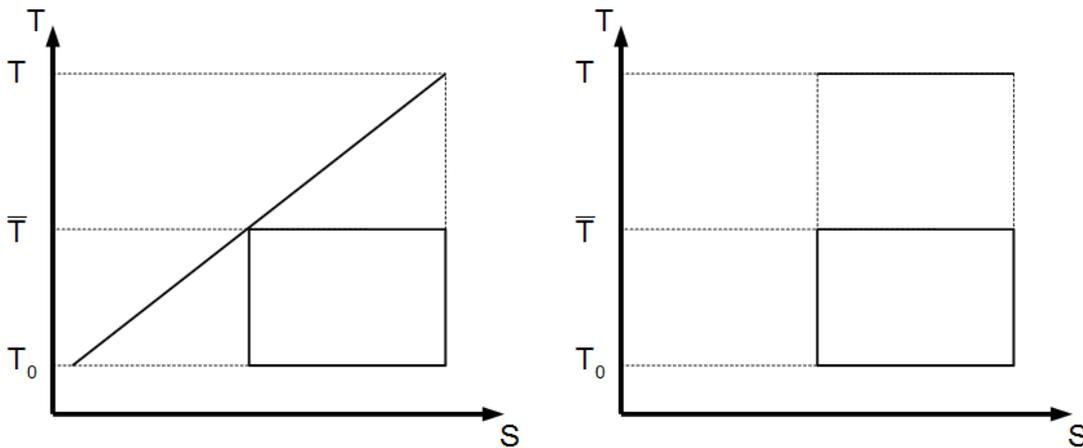
Avec le rendement du cycle de Carnot (3.11) on peut exprimer la puissance mécanique  $P$  fournie par un moteur de Carnot (3.13). Dans les équations (3.10) à (3.13),  $k$  représente tout aussi bien un débit de capacité qu'une conductance.

$$Q = k.(T - \bar{T}) \quad (3.10)$$

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_0}{\bar{T}} \quad (3.11)$$

$$P = Q.\eta_{carnot} \quad (3.12)$$

$$P = k.(T - \frac{T.T_0}{\bar{T}} - \bar{T} + T_0) \quad (3.13)$$



(a) Débit de capacité fini

(b) Conductance finie

FIGURE 3.2 – Deux approches du cycle de Carnot à puissance maximum

### 3.2. LE CYCLE DE CARNOT OPTIMISÉ EN PUISSANCE

---

En annulant la dérivée de  $P$  en fonction de  $\bar{T}$  on trouve l'expression de  $\bar{T}$  (3.14) pour que  $P$  soit maximum. Cette expression a été mise en évidence par Reitlinger, Chambadal, Novikov, Curzon et Alhborn [64, 19, 53, 30]. Le rendement du cycle de Carnot au maximum de puissance s'écrit donc (3.15), ce rendement est dit de *CNCA* en référence à Chambadal, Novikov, Curzon et Alhborn.

$$\bar{T} = \sqrt{T.T_0} \quad (3.14)$$

$$\eta_{cnca} = 1 - \sqrt{\frac{T_0}{T}} \quad (3.15)$$

La démonstration précédente fixe la température du côté froid du moteur de Carnot à la température ambiante de référence. Cette approche peut être légitime lorsque la disponibilité du puits froid n'est pas une contrainte, cependant ce cas n'est pas systématique. La figure 3.3 illustre cette configuration. Depuis Curzon et Alhborn [30] d'autres auteurs ont recherché l'expression de la puissance maximum [46, 26, 28, 40] entre une source chaude et un puits froid limités. Pour accéder à l'expression de la puissance maximum du moteur de Carnot endo-réversible, il est nécessaire d'exprimer les températures optimales des faces chaude et froide du cycle de Carnot. La méthode de Dong [26] est ici présentée. Il s'appuie sur le flux d'entropie  $\dot{S}$  traversant le moteur.

Les puissances thermiques échangées côtés chaud et froid sont respectivement, (3.16) et (3.17). La puissance mécanique convertie par le cycle est la différence de ces deux flux de chaleur (3.18).

$$Q_c = K_c.(T - \bar{T}) = \dot{S}.\bar{T} \quad (3.16)$$

$$Q_f = K_f.(\bar{T} - T_0) = \dot{S}.\bar{T}_0 \quad (3.17)$$

$$P = \dot{Q}_c - \dot{Q}_f = \dot{S} \cdot \left( \frac{K_c.T}{K_c + \dot{S}} - \frac{K_f.T_0}{K_f - \dot{S}} \right) \quad (3.18)$$

### 3.2. LE CYCLE DE CARNOT OPTIMISÉ EN PUISSANCE

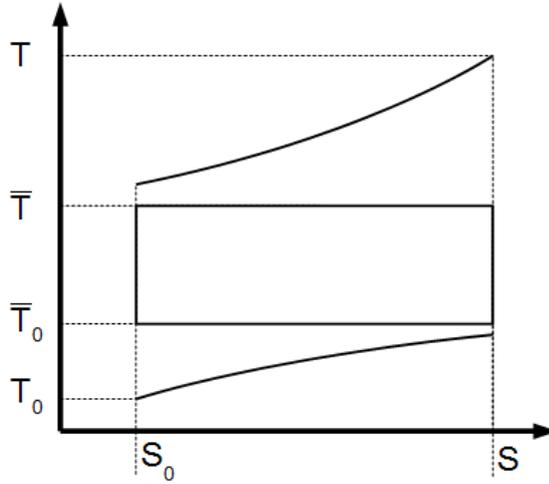


FIGURE 3.3 – Moteur de Carnot endo-réversible entre source chaude et puits froid de débits de capacité thermique limités

On recherche l'expression de  $\dot{S}$  permettant  $P$  maximal en recherchant  $\frac{dP}{d\dot{S}} = 0$ .

$$\frac{dP}{d\dot{S}} = 0 = \frac{K_c \cdot \sqrt{T}}{K_c + \dot{S}} - \frac{K_f \cdot \sqrt{T_0}}{K_f - \dot{S}} \quad (3.19)$$

$$\dot{S} = \frac{K_c \cdot K_f \cdot (\sqrt{T} - \sqrt{T_0})}{K_c \cdot \sqrt{T} + K_f \cdot \sqrt{T_0}} \quad (3.20)$$

La combinaison de (3.16), (3.17) et (3.20) permet de retrouver les températures optimales (3.21) que devraient avoir les faces chaude et froide du moteur de Carnot pour obtenir une puissance maximum à partir d'échanges de chaleur à pression constante entre  $T$  et  $T_0$ .

$$\frac{\bar{T}}{\sqrt{T}} = \frac{\bar{T}_0}{\sqrt{T_0}} = \frac{K_c \cdot \sqrt{T} + K_f \cdot \sqrt{T_0}}{K_c + K_f} \quad (3.21)$$

Les grandeurs  $K_c$  et  $K_f$  peuvent être assimilées à des conductances thermiques [46, 26] ou à des débits de capacité thermique [28, 40]. Dans le cas d'un débit de capacité ce nombre peut également inclure l'efficacité de l'échangeur thermique (3.22). Pour un échange thermique entre un fluide de débit de capacité fini et une isotherme, l'efficacité de l'échange se note (3.23) [17]. Le nombre d'unité de transfert noté NUT (3.24) exprime le rapport du produit de la surface d'échange thermique avec le coefficient d'échange

### 3.3. MAXIMUM DE PUISSANCE ENTRE SOURCE ET PUIITS LIMITÉS

---

thermique global de cette surface sur le débit de capacité de fluide le plus faible. Ici pour le fluide chaud, l'autre côté de l'échange thermique étant isotherme, on a :

$$K_c = \dot{m}_c \cdot c_{p_c} \cdot \varepsilon_c \quad (3.22)$$

$$\varepsilon_c = 1 - \exp[-NUT_c] \quad (3.23)$$

$$NUT_c = \frac{h_c \cdot A_c}{\dot{m}_c \cdot c_{p_c}} \quad (3.24)$$

### 3.3 Maximum de puissance entre source et puits limités

Entre une source de chaleur et un puits froid tous deux limités en débit de capacité thermique figure 3.4,  $\dot{C}_c$  et  $\dot{C}_f$  respectivement débit de capacité chaud et froid, le cycle de Carnot ne peut pas, même avec des échangeurs de chaleur idéaux convertir la puissance maximale théoriquement disponible. En effet les échanges de chaleur étant isothermes côté cycle de Carnot et à température variable côté source et puits il existe nécessairement une différence de température destructrice d'exergie. Le cycle idéal dans ce cas devrait voir ses échanges de chaleur suivre exactement les variations de températures des débits de fluide chaud et froid. Dans le cas des débits de capacité limités il est impossible de ramener le fluide de la température de la source chaude à la température du puits froid. Le passage suivant s'intéresse donc à l'expression des températures finales des débits de fluide chaud  $T_s$  et froid de la source et du puits de chaleur  $T_{0s}$  assurant la production maximale de puissance. Ce cycle idéal correspond à la définition du cycle de Lorenz [50, 34].

La puissance (3.27) développée par un cycle moteur entre une source chaude (3.25) et un puits froid (3.26), s'écrit comme la différence entre le flux de chaleur puisé à la source chaude et un flux de chaleur délivré au puits froid.

$$\dot{Q}_c = \dot{C}_c \cdot (T - T_s) \quad (3.25)$$

### 3.3. MAXIMUM DE PUISSANCE ENTRE SOURCE ET PUIXS LIMITÉS

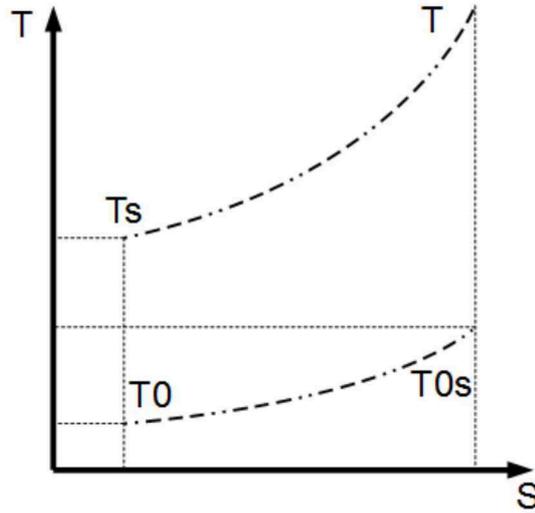


FIGURE 3.4 – Illustration d'un cycle thermodynamique moteur quelconque entre une source chaude et un puits froid de débits de capacité thermique limités

$$\dot{Q}_f = \dot{C}_f \cdot (T_{0s} - T_0) \quad (3.26)$$

$$P = \dot{Q}_c - \dot{Q}_f \quad (3.27)$$

La puissance peut également s'exprimer comme la différence de l'exergie (3.28) à (3.30) captée à la source chaude et de l'exergie dissipée au fluide puits froid ainsi que des destructions d'exergie dues aux échanges de chaleur et destructions internes au cycle.

$$dP = dEx_c - dEx_f - dAn = \dot{C}_c \cdot dT_c \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) - \dot{C}_f \cdot dT_f \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) - dAn \quad (3.28)$$

$$P = \dot{C}_c \cdot \int dT_c - \dot{C}_c \cdot T_0 \int \frac{1}{T_c} dT_c - \dot{C}_f \cdot \int dT_f + \dot{C}_f \cdot T_0 \int \frac{1}{T_f} dT_f - \Delta An \quad (3.29)$$

$$P = \dot{C}_c \cdot (T - T_s) - \dot{C}_c \cdot T_0 \cdot \ln \frac{T}{T_s} - \dot{C}_f \cdot (T_{0s} - T_0) + \dot{C}_f \cdot T_0 \cdot \ln \frac{T_{0s}}{T_0} - \Delta An \quad (3.30)$$

### 3.3. MAXIMUM DE PUISSANCE ENTRE SOURCE ET PUITES LIMITÉS

---

La combinaison de (3.27) et de (3.30) donne (3.31) qui permet de relier les 4 températures bornant le cycle théorique en fonction des débits de capacité des sources et des destruction d'exergie qui ont lieu entre les deux échanges de chaleur. La production d'anergie est remplacée par la production d'entropie  $\dot{S}_i$  avec  $\Delta An = T_0 \cdot \dot{S}_i$ . Cette relation sous la forme (3.32) est présentée dans [54] à partir d'une approche basée sur une mise en cascade de cycles de Carnot dont le nombre tend vers l'infini.

$$0 = \dot{C}_c \cdot \ln \frac{T}{T_s} - \dot{C}_f \cdot \ln \frac{T_{0s}}{T_0} + \dot{S}_i \quad (3.31)$$

$$\left( \frac{T}{T_s} \right)^{\dot{C}_c} = \left( \frac{T_{0s}}{T_0} \right)^{\dot{C}_f} \cdot e^{-\dot{S}_i} \quad (3.32)$$

En considérant un cas idéal sans production d'entropie, le cas est donc endo-réversible. On remplace  $T_s$  dans un cas et  $T_{0s}$  dans un second cas, par leur expression tirée de (3.32) dans l'expression de la puissance (3.27). On recherche les expressions  $T_s$  et  $T_{0s}$  permettant une production de puissance mécanique maximum en annulant la dérivée de (3.27) en fonction de  $T_{0s}$  et  $T_s$ . Ces deux valeurs s'avèrent être les mêmes (3.35). Cette température permettant une production maximum de puissance a été mise en évidence par [40]. La figure 3.5 montre l'allure dans un diagramme TS d'un cycle moteur idéal capable d'une production de puissance mécanique maximum dans le cas particulier d'une source et d'un puits de chaleur de débits de capacités limités.

$$0 = \dot{C}_f \cdot T_0 \cdot T^{\frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_f}} \cdot \frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_f} \cdot \frac{1}{T_s^{1+\frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_f}}} - \dot{C}_c \quad (3.33)$$

$$0 = \dot{C}_c \cdot T \cdot T_0^{\frac{\dot{C}_f}{\dot{C}_c}} \cdot \frac{\dot{C}_f}{\dot{C}_c} \cdot \frac{1}{T_{0s}^{1+\frac{\dot{C}_f}{\dot{C}_c}}} - \dot{C}_f \quad (3.34)$$

$$T_s = T_{0s} = T_i = T^{\frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_f + \dot{C}_c}} \cdot T_0^{\frac{\dot{C}_f}{\dot{C}_f + \dot{C}_c}} \quad (3.35)$$

Cette température permet d'exprimer la puissance et le rendement de ce cycle à puissance maximum qui sont (3.36) et (3.37).

### 3.3. MAXIMUM DE PUISSANCE ENTRE SOURCE ET PUIXS LIMITÉS

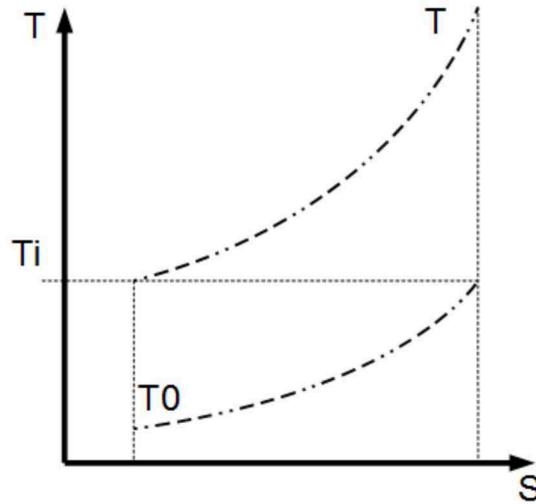


FIGURE 3.5 – Cycle thermodynamique moteur entre une source chaude et un puits froid de débits de capacité thermique limités optimisé en puissance

$$P = T \cdot \dot{C}_c + T_0 \cdot \dot{C}_f - T \frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_f + \dot{C}_c} \cdot T_0^{\frac{\dot{C}_f}{\dot{C}_f + \dot{C}_c}} \cdot (\dot{C}_f + \dot{C}_c) \quad (3.36)$$

$$\eta = 1 - \frac{\dot{C}_f}{\dot{C}_c} \cdot \frac{T \frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_f + \dot{C}_c} \cdot T_0^{\frac{\dot{C}_f}{\dot{C}_f + \dot{C}_c}} - T_0}{T - T \frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_f + \dot{C}_c} \cdot T_0^{\frac{\dot{C}_f}{\dot{C}_f + \dot{C}_c}}} \quad (3.37)$$

Dans le cas particulier où le rapport de débit de capacité de la source et du puits est égal à l'unité, l'expression (3.35) devient (3.38), qui est l'expression bien connue de la température côté chaud du cycle de Carnot endo-réversible à puissance maximum. Dans les faits ce cas particulier s'apparente plutôt à un cycle de Joule à puissance maximum. Pour ce dernier les débits de capacités chaud et froid sont égaux et la température en fin de compression est égale à la température en fin de détente ici appelée  $T_i$  (3.35).

$$T_i = T^{\frac{1}{1+\gamma}} \cdot T_0^{\frac{1}{1+\gamma}} = \sqrt{T \cdot T_0} \quad (3.38)$$

L'expression (3.36) permet donc d'exprimer la puissance maximum pouvant être extraite entre une source chaude et un puits froid tous deux de débit de capacité fini.

### 3.4 Application du moteur de Carnot endo-réversible

Dans cette partie l'approche moteur de Carnot endo-réversible présentée précédemment est utilisée pour évaluer le potentiel de valorisation d'une source de chaleur fatale. Cette appellation endo-réversible sous entend que l'on tient compte des irréversibilités externe au moteur, comme les échanges thermiques, mais qu'aucune irréversibilité interne au moteur n'est prise en compte. Bien qu'étant purement théoriques les résultats obtenus permettent de fixer les ordres de grandeurs en terme de puissance valorisable au stade d'un avant projet.

Le rendement de cycle (3.39) qui correspond au rapport de la puissance mécanique du cycle sur la chaleur absorbée à la source chaude ne donne pas d'information pertinente sur les performances d'un système de récupération de chaleur fatale. La quantité de chaleur fournie par la source chaude étant indépendante du système de récupération, c'est la puissance mécanique produite qui est à maximiser. Il est en effet possible d'optimiser le rendement de cycle mais cet optimum ne correspond pas au maximum de puissance. Il est donc nécessaire de définir d'autres indicateurs. Les expressions de rendements définis par (3.40) et (3.41) sont respectivement le rendement énergétique global et le rendement exergetique global. Ils correspondent au rapport de la puissance mécanique sur l'énergie (3.40) ou de l'exergie (3.41) disponibles à la source chaude par rapport à une température de référence  $T_0$ .

$$\eta_{cycle} = \frac{P_{cycle}}{\dot{C}_c.(T - T_s)} \quad (3.39)$$

$$\eta_{Iglob} = \frac{P_{cycle}}{\dot{C}_c.(T - T_0)} \quad (3.40)$$

$$\eta_{IIglob} = \frac{P_{cycle}}{\dot{C}_c.(T - T_0) - T_0.\dot{C}_c.\ln\left(\frac{T}{T_0}\right)} \quad (3.41)$$

Des valeurs plausibles de coefficients d'échange thermique [67, 72] et de surfaces d'échangeur de chaleur sont appliquées à un cycle de Carnot endo-réversible pour évaluer grossièrement les performances d'un système de récupération de chaleur. Les paramètres définis pour

### 3.4. APPLICATION DU MOTEUR DE CARNOT ENDO-RÉVERSIBLE

---

l'étude sont donnés dans le tableau 3.1. Ces valeurs sont des ordres de grandeurs correspondant à ceux qu'aurait un système réel pour un débit gazeux chaud de  $0,1\text{kg/s}$ .

Coefficient d'échange thermiques côté chaud	200 [ $W/K.m^2$ ]
Coefficient d'échange thermiques côté froid	50 [ $W/K.m^2$ ]
Surface d'échange thermique côté chaud	2 [ $m^2$ ]
Surface d'échange thermique côté froid	2 [ $m^2$ ]
Débit de fluide chaud	0,1 [ $kg/s$ ]
Capacité thermique massique du fluide chaud	1100 [ $J/kg.K$ ]
Débit de fluide froid	variable [ $kg/s$ ]
Capacité thermique massique du fluide froid	1005 [ $J/kg.K$ ]
Température de référence	20 [ $^{\circ}C$ ]

TABLE 3.1 – Paramètres du cycle de Carnot endo-réversible

Les figures 3.6 donnent un aperçu des performances du cycle de Carnot endo-réversible pour des débits de fluide froid allant de  $0,1$  à  $0,5\text{ kg/s}$  en fonction de la température de la source chaude. Pour ces trois débits froids les puissances maximum théoriques calculées selon (3.36) sont indiquées à titre de comparaison. Les rendements globaux sont calculés selon (3.40). La courbe de l'exergie correspond au maximum possible par rapport à la température de référence  $T_0$ . Cette courbe correspond au cas d'un débit froid tendant vers l'infini.

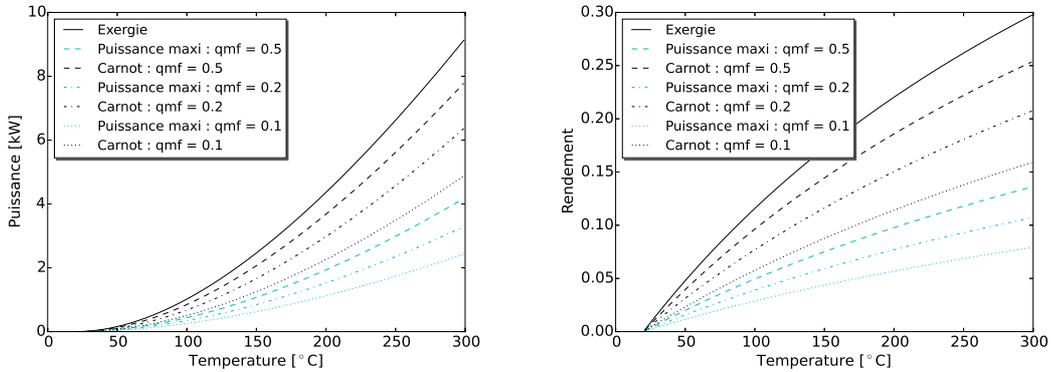
Bien qu'étant un cas idéalisé on peut observer qu'avec l'introduction de contraintes "réalistes" les performances du moteur de Carnot endo-réversible se rapprochent de celles des machines réelles.

#### **Influence du coût énergétique de l'évacuation sur les performances du cycle**

Dans le cas de la récupération de chaleur sur un véhicule lent tel qu'un tracteur agricole la mise en œuvre du débit de fluide froid n'est pas énergétiquement gratuite. L'évacuation de la chaleur du condenseur nécessite un ventilateur. Sur les tracteurs de forte puissance environ 15% de la puissance [65] à l'arbre du moteur est absorbée pour la ventilation des systèmes de refroidissement du moteur.

La puissance absorbée par un ventilateur est exprimée par l'équation (3.42). Cette puissance dépend de la pression à appliquer à l'air de refroidissement, de son débit et du

### 3.4. APPLICATION DU MOTEUR DE CARNOT ENDO-RÉVERSIBLE



(a) Puissance en fonction de la température de la source chaude (b) Rendement global en fonction de la température de la source chaude

FIGURE 3.6 – Effet du débit froid sur les performances du moteur de Carnot endo-réversible

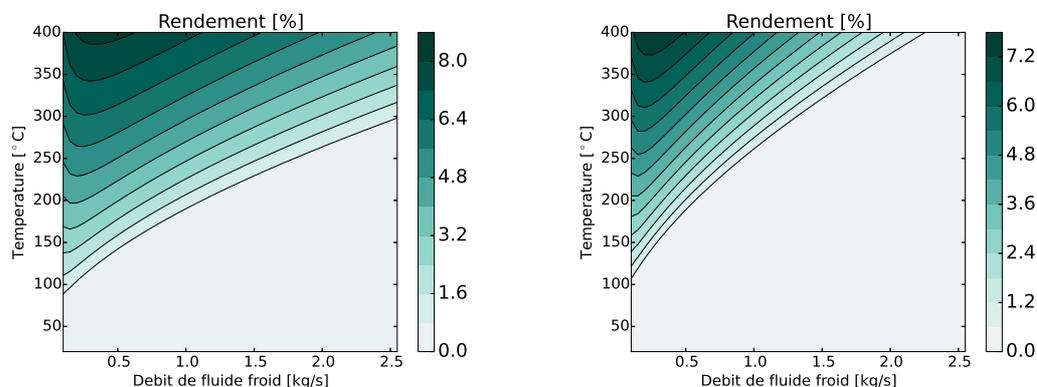
rendement du ventilateur. Ce dernier est fixé à 40%. Les ventilateurs de refroidissement moteur n'excèdent pas cette valeur [2]. Le ventilateur de refroidissement sur un tracteur agricole affronte une perte de charge de l'ordre de 4 mbar à 8 mbar [1].

$$P_{ventil} = \frac{\Delta p \cdot \dot{m}_{air}}{\rho_{air} \cdot \eta_{ventil}} \quad (3.42)$$

La figure 3.7 montre les cartographies de rendements globaux du moteur de Carnot endo-réversible. Ces rendements dépendent de la température de la source chaude et du débit de fluide froid. On retranche à la puissance permettant de calculer ces rendements la puissance de ventilation qui dépend du débit d'air et de la perte de charge de l'échangeur. On observe bien l'existence d'un débit froid optimal. La consommation d'énergie due à la mise en œuvre du débit froid devient néfaste au delà d'un certain débit dépendant de la température. On observe également que cet effet est accentué avec une plus grande perte de charge.

Cette dernière approche montre bien que lorsque le coût énergétique de la mise en œuvre du débit froid n'est pas négligeable. Les performances du système de récupération de chaleur peuvent être très nettement dégradées, ce qui s'observe ici entre les figures 3.7 et 3.6. Sans la prise en compte de la puissance de ventilation le rendement pour une source chaude à 300°C et un débit froid de 0,5kg/s est proche de 15% tandis qu'avec la ventilation celui-ci est de l'ordre de 6%. La mise au point d'un système de récupération

### 3.5. LE CYCLE DE RANKINE



(a) Échangeur froid avec une pertes de charge de 4mbar (b) Échangeur froid avec une pertes de charge de 8mbar

FIGURE 3.7 – Cartographies du rendement du moteur de Carnot endo-réversible pour deux pertes de charges de ventilation

de chaleur en cycle fermé sur un véhicule lent nécessite donc une grande vigilance quand à la disponibilité de la source froide.

## 3.5 Le cycle de Rankine

Les cycles thermodynamiques à vapeur exploitent l'importante variation de masse volumique due au changement de phase d'un fluide entre l'état liquide et gazeux pour convertir de l'énergie thermique en énergie mécanique. Il est à noter que lorsque la pression de fonctionnement du cycle est supérieure à la pression critique du fluide de travail, il n'y a plus à proprement parler de changement de phase, cependant la variation de masse volumique du fluide demeure très importante. Parmi les cycles à vapeur, le plus ancien est le cycle de Rankine figure 3.8. Ce cycle emploie l'eau comme fluide de travail. Il se compose des 4 phases élémentaires suivantes :

- 4-1 : Élévation de la pression du fluide en phase liquide au travers une pompe.

$$P_{pompe} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_1 - h_4) \quad (3.43)$$

- 1-2 : Chauffage du fluide sous pression de l'état liquide à l'état de vapeur saturée sèche en cycle de Rankine ou surchauffée en cycle de Hirn.

### 3.5. LE CYCLE DE RANKINE

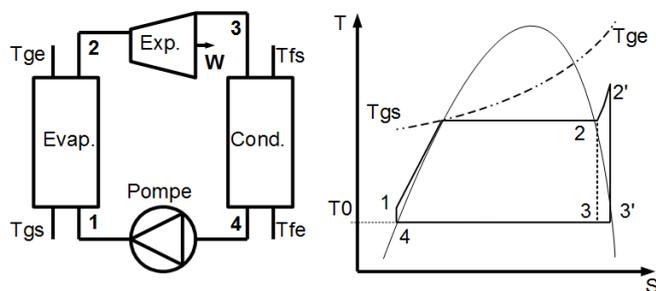


FIGURE 3.8 – Schéma du cycle de Rankine-Hirn idéal

$$Q_{evap} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{ge} - T_{gs}) \quad (3.44)$$

- 2-3 : Détente de la vapeur sous pression dans une turbine ou un autre type de machine de détente.

$$P_{detente} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.45)$$

- 3-4 : Condensation de la vapeur détendue dans un condenseur

$$Q_{cond} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_4 - h_3) = \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (3.46)$$

$$P_{cycle} = P_{detente} - P_{pompe} \quad (3.47)$$

$$\eta_{cycle} = \frac{P_{detente} - P_{pompe}}{Q_{evap}} \quad (3.48)$$

Le cycle de Hirn est une variante du cycle de Rankine. Il se distingue de celui-ci par la poursuite du chauffage du fluide au delà de l'état de vapeur saturée sèche en 2, pour le porter à l'état de vapeur surchauffée 2'.

#### 3.5.1 Optimisation en puissance des cycles à vapeur

Le modèle élémentaire et idéal du cycle de Rankine présenté ci-dessus est utilisé dans une boucle de calcul itérative pour rechercher la température d'évaporation permettant une puissance maximum. Les propriétés thermodynamique de l'eau sont issues de la base

### 3.5. LE CYCLE DE RANKINE

---

CoolProp [10]. La pression du condenseur est fixée à la pression atmosphérique ce qui fixe la température de condensation à  $100^{\circ}\text{C}$ .

Les rendements de la pompe et de la turbine sont idéaux ainsi que les échangeurs de chaleur. Comme il s'agit d'un cycle de Rankine simple il n'y a pas de surchauffe. On fait varier la température de la source chaude de  $200^{\circ}\text{C}$  à  $600^{\circ}\text{C}$ . La variable de réglage du cycle à vapeur est la pression d'évaporation. Celle-ci est libre de prendre n'importe quelle valeur entre 1bar et 220bar. Bien sûr la température de l'eau ne peut jamais excéder la température de la source chaude.

La figure 3.9 montre le rendement optimisé de ce cycle de Rankine-Hirn défini selon (3.40) et comparé à la part d'exergie de la source chaude (3.9) qui correspond à la puissance mécanisable maximum du flux chaud et au moteur de Carnot optimisé en puissance selon (3.14) soumis aux mêmes conditions que le cycle de Rankine. La température au condenseur étant fixée la température de référence  $T_0$  est choisie à celle du condenseur, i.e.  $100^{\circ}\text{C}$ , pour être cohérent avec (3.14). Le rendement (3.40) n'est pas un rendement de cycle mais le rapport entre la puissance mécanique produite et une quantité de chaleur par rapport à une référence, ici choisie à  $100^{\circ}\text{C}$  puisque la pression au condenseur est choisie à la pression atmosphérique. Sur cette figure la courbe de proportion d'exergie représente le maximum indépassable par un quelconque cycle de conversion thermomécanique. On observe que le cycle de Rankine offre des performances supérieures au cycle de Carnot optimisé en puissance. Ceci est dû au fait que l'on est dans le cas de figure où le cycle thermodynamique idéal correspond au cycle présenté figure 3.1a. Avec l'augmentation de la température de la source chaude le cycle de Rankine s'éloigne de plus en plus du cycle de Carnot pour s'apparenter à ce cycle qualifié de trilatéral [15]. On observe sur la courbe relative au cycle de Rankine une nette discontinuité pour une température légèrement supérieure à  $400^{\circ}\text{C}$ . Cette variation brutale s'explique par une brusque hausse de la température d'évaporation conduisant au maximum de puissance. Pour une température d'environ  $500^{\circ}\text{C}$  le cycle de Rankine approche même les performances du cycle idéal dit trilatéral évoqué précédemment.

La figure 3.10 montre la température d'évaporation à laquelle le cycle de Rankine doit fonctionner pour être optimisée en puissance en fonction de la température de la source

### 3.5. LE CYCLE DE RANKINE

---

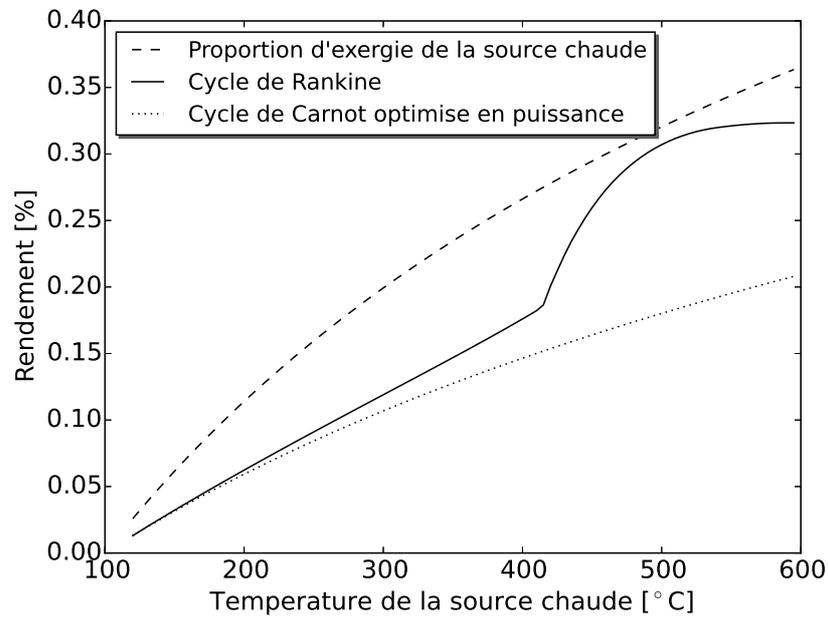


FIGURE 3.9 – Rendement d'un cycle de Rankine optimisé en puissance

chaude.

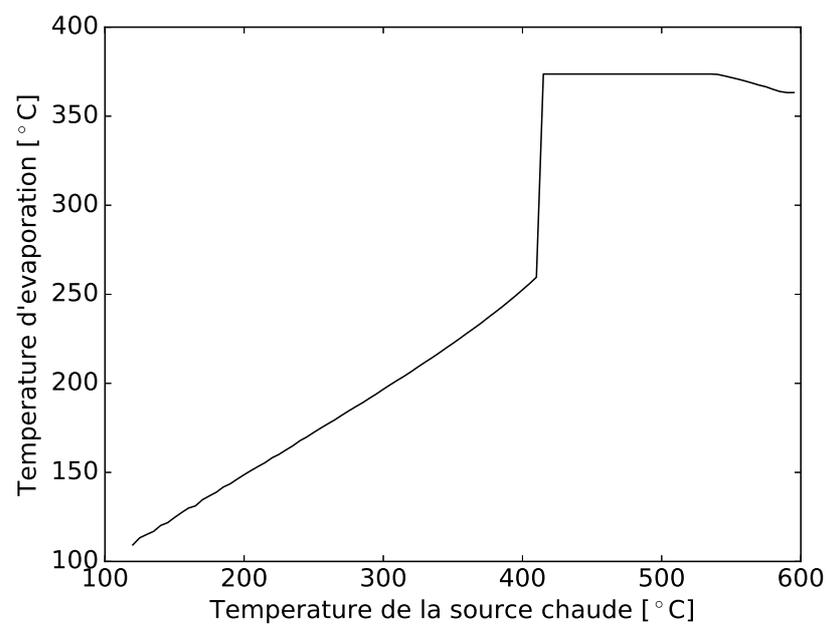


FIGURE 3.10 – Température d'évaporation du cycle de Rankine optimisé en puissance en fonction de la température de la source chaude

### 3.5. LE CYCLE DE RANKINE

Dans son ouvrage [19] Chambadal a mis en évidence les mêmes évolutions du rendement et de la température pour un cycle de Rankine optimisé en puissance, voir figure 3.11.

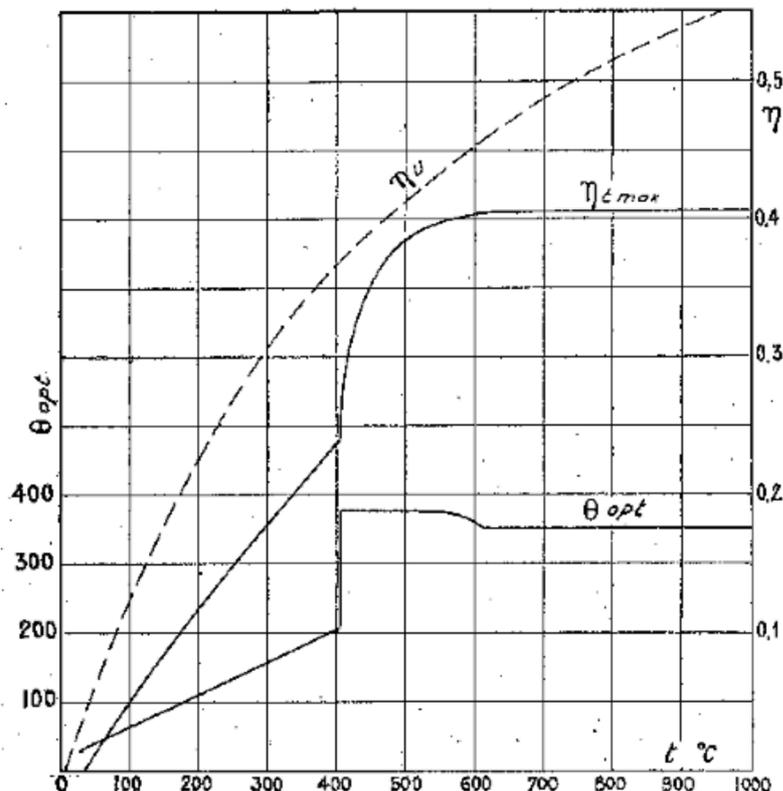


FIGURE 3.11 – Comportement singulier du cycle de Rankine optimisé en puissance mis en évidence par P. Chambadal dans *Les centrales nucléaires*, page 93

La figure 3.12 compare la température côté chaud du cycle de Carnot optimisé en puissance à la température entropique moyenne (3.49) de l'évaporateur du cycle de Rankine. Sous la température de la source chaude légèrement supérieure à  $400^{\circ}\text{C}$  qui occasionne une forte discontinuité les températures côté chaud optimisé des deux cycles sont très voisines. Pour une plage de température de la source chaude bien définie (inférieure à  $400^{\circ}\text{C}$ ) le cycle de Rankine semble pouvoir obéir à la même loi d'optimisation que le cycle de Carnot. En dessous de la température de seuil l'équation (3.14) et (3.15) est donc applicable en utilisant la température entropique moyenne de l'évaporateur du cycle de Rankine.

$$\bar{T}_{\text{Rankine-evap}} = \frac{\Delta H_{\text{evap}}}{\Delta S_{\text{evap}}} \quad (3.49)$$

### 3.5. LE CYCLE DE RANKINE

---

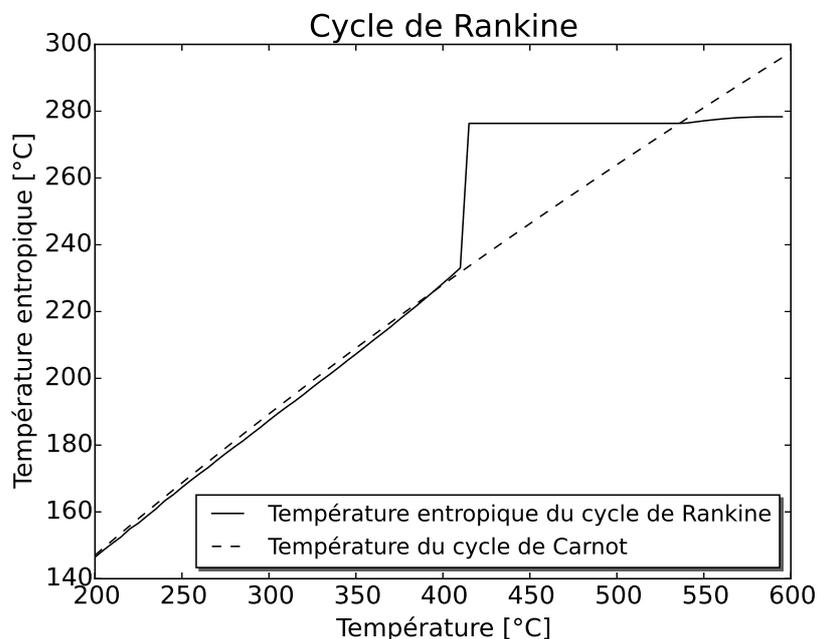


FIGURE 3.12 – Température entropique de l'évaporateur d'un cycle de Rankine à puissance maximale et température côté chaud du cycle de Carnot à puissance maximale en fonction de la température de la source chaude

#### 3.5.2 Comparaison de fluides de travail

L'approche présentée précédemment a montré qu'un cycle de Rankine présente un brusque accroissement de puissance pour un intervalle limité de la température de la source chaude. L'étude précédente étudie l'eau comme fluide, d'autres fluides de travail sont étudiés pour explorer leurs comportements. Le R245fa, l'éthanol et le toluène sont étudiés de la même façon et comparés à l'eau figure 3.13. Il apparaît pour ces fluides le même comportement du rendement que celui de l'eau, pour une température de la source chaude supérieure de quelques dizaines de degrés à la température critique du fluide : un brusque accroissement des performances maximales apparaît pour ensuite se stabiliser.

Les courbes des figures 3.13 et 3.14 ont été obtenues en fixant la température au condenseur à  $100^{\circ}\text{C}$  pour l'eau, le toluène et l'éthanol et à  $60^{\circ}\text{C}$  pour le R245fa. C'est pour cette raison que ce dernier présente un rendement supérieur dès l'origine de la courbe. Cet abaissement de la température de condensation met en évidence le gain de rendement occasionné par une température du puits froid plus basse.

### 3.5. LE CYCLE DE RANKINE

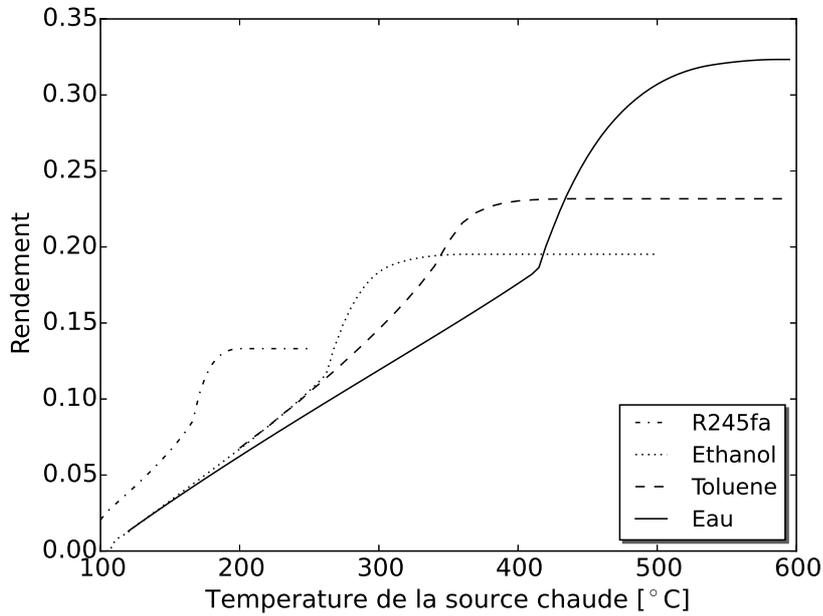


FIGURE 3.13 – Rendements énergétiques globaux (3.40) de différents fluide de travail

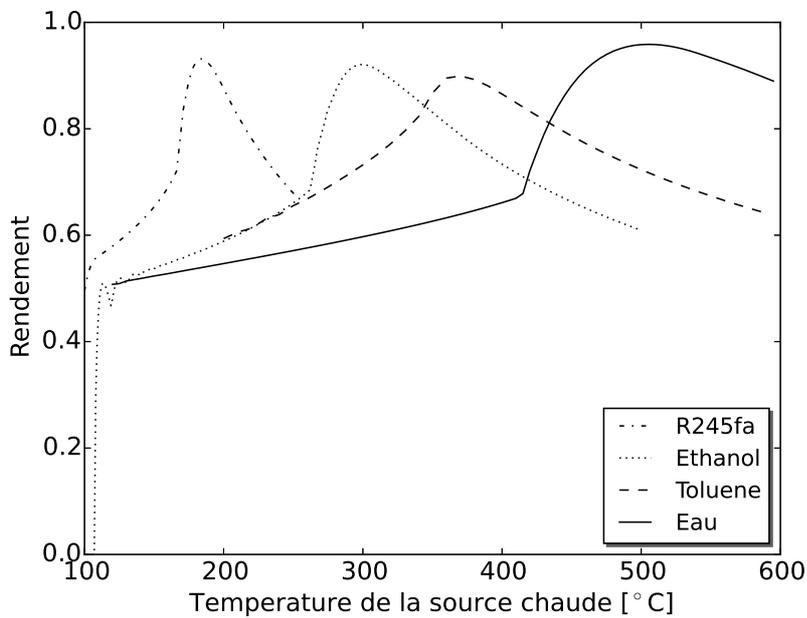


FIGURE 3.14 – Rendements exergetiques globaux (3.41) de différents fluide de travail

Chacun des fluides semble donc présenter une plage de température pour laquelle il offre de meilleures performances. Le début de cette plage de température correspond à

### 3.5. LE CYCLE DE RANKINE

---

une température de la source chaude supérieure à la température critique. Les figures 3.13 et 3.14 présentent les rendements énergétiques et exergetiques globaux selon (3.40) et (3.41). Ce mode de présentation a l'avantage de mettre clairement en évidence les plages préférentielles d'usage de chaque fluide.

## 3.6 Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre ont été présentés les moyens d'évaluer la puissance mécanique maximum exploitable d'une source de débit de capacité thermique finie. Il a été montré qu'en introduisant certaines contraintes telles que : la limitation du débit de capacité du puits froid, des échangeurs thermiques imparfaits ainsi qu'en tenant compte du coût énergétique de la mise en place d'un débit de capacité froid, les performances d'un système de récupération de chaleur sont fortement amoindris. Le principe de la récupération de chaleur n'est cependant pas à ce stade remis en cause, néanmoins il est mis en évidence que les performances de celle-ci serait probablement peu élevées et que l'aspect critique du refroidissement, dans le cas de tracteur agricole, est à prendre en compte.

Le cycle de Rankine élémentaire a été présenté. Une optimisation de la puissance de ce cycle a permis de mettre en évidence une non linéarité des performances offertes en fonction de la température de la source chaude et du fluide de travail choisi. Sur cette base quelque fluides ont été étudiés. Il apparaît clairement que chaque fluide offre une plage de fonctionnement optimale dépendante de la température de la source chaude.

## Chapitre 4

# Étude du cycle de récupération de chaleur

### 4.1 Modélisation

#### 4.1.1 Échange thermique

Le flux de chaleur entre deux thermostats est exprimé par (4.1)[18],  $K$  est la conductance thermique entre les deux points et  $S$  la surface à travers laquelle le flux de chaleur est établi. Cette approche n'est valable qu'entre deux points à température constante. Dans un échangeur réel les fluides échangeant de la chaleur ont une température variant en fonction de cet échange.

$$\Phi = K.A_{ech} \cdot (\Delta T) \quad (4.1)$$

Pour tenir compte de cette variation de température la méthode du  $\Delta.T_{ml}$  (différence des températures moyenne logarithmique) est employée [18], cependant celle-ci suppose l'hypothèse de  $K$  constant et des capacités thermiques des fluides constantes durant l'échange de chaleur. Dans le cas d'un échange de chaleur avec changement de phase d'au moins un des fluides ces hypothèses ne sont pas respectées. Une méthode plus complexe doit donc être utilisée. Deux principales méthodes sont rencontrées dans la littérature, les méthodes multizones [37, 39] et les méthodes 1D [7, 6, 56, 5, 43, 52, 57]. Dans le cas de la méthode multizone l'échangeur est divisé en zones dans lesquelles la méthode  $\Delta.T_{ml}$  peut être appliquée. Le calcul de l'échangeur complet est résolu en considérant que chaque

zone est un échangeur placé en série avec les autres zones. Dans le cas d'un échangeur-évaporateur sans surchauffe deux zones seront définies, la première pour le fluide en phase liquide et la seconde pour l'évaporation. Les zones sont donc de dimension variable en fonction des paramètres d'entrée du calcul. La méthode 1D consiste à diviser l'échangeur en de nombreuses cellules se comportant comme des échangeurs élémentaires de dimension fixe en série les unes avec les autres. La méthode 1D est retenue car bien que nécessitant des calculs sur un plus grand nombre d'éléments elle est plus simple à programmer. La méthode multizone nécessite de s'assurer que la somme des volumes de chaque zone reste égale au volume de l'échangeur complet. Cette difficulté n'est pas présente pour la méthode 1D.

Cependant quelle que soit la méthode numérique retenue pour modéliser les échangeurs de chaleur il est nécessaire d'estimer la valeur du coefficient d'échange thermique global entre les deux fluides. L'expression (4.2) permet d'obtenir la valeur de ce coefficient.

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{e}{\lambda} \quad (4.2)$$

Les coefficients d'échanges thermiques convectifs entre les fluides et la paroi sont exprimés par  $k_1$  et  $k_2$ , respectivement côté gaz brûlé et côté fluide de travail.  $\frac{e}{\lambda}$  correspond au coefficient de transfert thermique par conduction à travers la paroi,  $e$  est l'épaisseur de la paroi et  $\lambda$  sa conductivité thermique. Cette dernière expression correspond à un échange plan, bien qu'utilisé ici pour un échange tubulaire l'erreur induite est négligeable.

La corrélation de Dittus et Boelter (4.3) [4] est utilisée pour calculer les coefficients d'échange thermique côté gaz et côté fluide de travail, des corrections y sont appliquées pour tenir compte de la géométrie de l'échangeur et du changement de phase du fluide de travail.

$$Nu = 0,023.Re^{0,8}.Pr^n \quad (4.3)$$

Avec le coefficient d'échange  $k$  (4.4), le nombre de Reynolds (4.5), la vitesse du fluide (4.6) et le nombre de Prandtl (4.7).

$$k = \frac{Nu.\lambda}{D} \quad (4.4)$$

fluide chauffant  $n = 0, 3$ ; fluide chauffé  $n = 0, 4$

$$Re = \frac{\rho.V.D}{\mu} \quad (4.5)$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho.S} \quad (4.6)$$

$$Pr = \frac{\mu.c_p}{\lambda} \quad (4.7)$$

#### 4.1.1.1 Coefficients d'échanges thermiques côté gaz

La géométrie de notre prototype d'échangeur-évaporateur basée sur un faisceau de tubes spiralés parallèles ne correspondant à rien de commun dans la littérature, il a été nécessaire d'adapter une méthode de calcul existante. Pour le calcul des échangeurs à tubes et calandre des coefficients de corrections sur le coefficient d'échange thermique sont utilisés pour tenir compte de l'agencement des tubes. Un coefficient de porosité [66] issu de ces méthodes est ici utilisé.

Côté gaz de combustion le coefficient d'échange  $k$  (4.4) est calculé avec les expressions (4.3) à (4.7). Le coefficient de porosité (4.9) est appliqué à la vitesse d'écoulement pour tenir compte de la restriction au passage des gaz occasionnée par les tubes (4.8).

$$V_\Psi = \frac{V}{\Psi} \quad (4.8)$$

$$\Psi = 1 - \frac{\Pi}{4.a} \quad (4.9)$$

avec

$$a = \frac{D}{d} \quad (4.10)$$

Dans l'expression (4.10)  $D$  est le diamètre hydraulique de l'écoulement correspondant au diamètre interne d'une spirale et  $d$  diamètre extérieur d'un tube.

### 4.1.1.2 Coefficient d'échanges thermiques côté fluide de travail

Côté fluide de travail le coefficient d'échange est calculé avec les expressions (4.3) à (4.7) en zone monophasique, i.e. liquide et vapeur. En zone diphasique on utilise la corrélation de Kenning - Cooper (4.12) adaptée aux échangeurs à minicanaux [42, 70]. Cette corrélation nécessite le facteur de Martinelli  $X_{tt}$  (4.11) et le calcul du coefficient d'échange thermique en zone monophasique liquide  $k_l$ . Dans (4.11)  $X$  est le titre de vapeur.

$$X_{tt} = \left( \frac{1-X}{X} \right)^{0,9} \cdot \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \cdot \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (4.11)$$

$$k_{lv} = \left( 1 + 1,8 \cdot X_{tt}^{-0,87} \right) \cdot k_l \quad (4.12)$$

### 4.1.2 Modélisation en régime dynamique stationnaire

Cette section présente la modélisation en régime établi 1D d'espace développée pour calculer les performances de l'échangeur-évaporateur en régime établi. L'échangeur figure 4.1 est dans ce modèle ramené à deux tubes parallèles liés par une paroi thermiquement conductrice. L'ensemble est considéré adiabatique avec l'environnement extérieur. Les deux fluides circulent à contre-courant. Pour résoudre numériquement l'équation de transfert, l'échangeur est divisé dans sa longueur en un nombre fini de cellules dans lesquelles les variables physiques des fluides sont considérées constantes, telles que la température ou la masse volumique. Ceci permet de calculer les flux de chaleur localement pour chaque cellule très simplement avec l'expression (4.1).

Les paramètres thermophysiques du fluide sont calculés avec la base de données open-source CoolProp [10]. Le modèle nécessite en entrée côté gaz chaud la température et le débit. Côté fluide de travail, la température, le débit et pression aux bornes du système sont nécessaires en plus du type de fluide étudié. La géométrie de l'échangeur doit aussi être renseignée : le modèle étant ramené à deux tubes parallèles, seule la longueur totale de

#### 4.1. MODÉLISATION

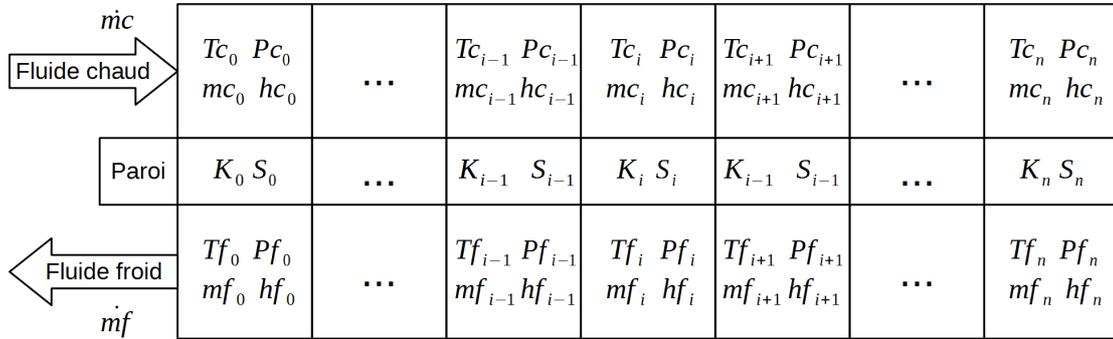


FIGURE 4.1 – Schéma de l'échangeur

tube ainsi que les diamètres intérieur et extérieur de celui-ci sont nécessaires pour le calcul des surfaces d'échanges. La prise en compte du nombre de tubes parallèles est cependant nécessaire pour calculer la section de passage du fluide de sorte à calculer le nombre de Reynolds de l'écoulement.

Il est vérifié expérimentalement que les pertes de charge sont faibles aussi bien côté gaz que fluide de travail (voir chapitre 2). Celles-ci sont donc négligées pour le calcul de l'échange de chaleur.

##### 4.1.2.1 Hypothèses

Les hypothèses posées pour la résolution du modèle de l'échangeur sont :

- Pas d'échange de chaleur avec le milieu extérieur,
- Les pertes de charges sont négligées,
- Échangeur à contre-courant pur.

##### 4.1.2.2 Méthode de résolution

Un bilan d'énergie est appliqué sur chaque cellule du maillage (4.13), (4.14), les débits de gaz et de fluide sont constants dans tout l'échangeur le modèle étant statique.

$$\dot{m}_f \cdot (h_f^{i+1} - h_f^i) = \dot{m}_g \cdot (h_g^{i+1} - h_g^i) \quad (4.13)$$

$$\dot{m}_f \cdot (h_f^{i+1} - h_f^i) = K^i \cdot S^i \cdot (T_g^i - T_f^i) \quad (4.14)$$

La température du fluide de travail  $T_f^i = f(h_f^i, p_f^i)$  est donnée par l'équation d'état calculée par la librairie CoolProp. Côté gaz la température est calculée par (4.15), le  $cp_g$  est considéré comme constant sur tout l'échangeur et fixé à 1,1 kJ/kg,  $h_0$  étant définie à la température de référence  $T_0$  fixée à 20°C.

$$T_g^i = \frac{h_g^i - h_0}{cp_g} + T_0 \quad (4.15)$$

Avec cette méthode il demeure deux inconnues. Dans notre cas les températures d'entrée du fluide froid et du fluide chaud sont connues, ce sont donc les températures de sorties de ces deux fluides qui sont inconnues. Le calcul est initialisé avec une température moyenne pour le fluide chaud en sortie. Le résultat réel est obtenu par itérations successives.

### 4.1.3 Performances pour une détente isentropique

Les résultats peuvent être analysés du point de vue du premier et du second principe. L'expression (4.16) donne le taux de récupération de chaleur de l'évaporateur selon une approche premier principe,  $H_0$  correspond à l'enthalpie du fluide en entrée et  $H_{fs}$  à son enthalpie en sortie.

$$eff_{ech} = \frac{H_{fs} - H_0}{Q_{ge}} \quad (4.16)$$

Avec  $Q_{ge}$  (4.17) qui est la quantité de chaleur du flux de gaz chaud par rapport à la température de référence  $T_0$ .

$$Q_{ge} = \dot{m}_g \cdot cp_g (T_g - T_0) \quad (4.17)$$

La puissance maximum productible par la détente isentropique du fluide de travail (4.18), qui tout au long de cette étude est de l'eau sauf précision contraire, est calculée avec comme référence la pression ambiante choisie à  $1.10^5 Pa$ . La puissance mécanisable du fluide est calculée en considérant une détente isentropique de la pression en sortie de l'évaporateur vers la pression de référence. Cette puissance est donc inférieure à l'exergie.

#### 4.1. MODÉLISATION

---

Ce choix a été fait car plus proche de la réalité, il est bien représentatif des performances de l'évaporateur.

$$P_{fis} = \dot{m}_f \cdot (h_f - h_{fis}) \quad (4.18)$$

L'expression (4.19) donne le rendement global ce qui correspond à la proportion d'énergie mécanisable contenue dans la vapeur pour une détente isentropique par rapport à une pression de référence. Pour cette étude la pression atmosphérique est choisie comme référence. Ce rendement nous est plus utile que le taux de récupération de chaleur de l'évaporateur (4.16) étant donné que celui-ci s'intègre dans un cycle de conversion thermo-mécanique et que, in fine, c'est l'énergie mécanique produite que nous souhaitons maximiser, donc la puissance mécanique convertie à partir de la source chaude.

$$\eta_I = \frac{P_f}{Q_{ge}} \quad (4.19)$$

L'exergie des gaz (4.22) déduite de (4.20) est exprimée en prenant comme référence  $T_0$  la température ambiante choisie à 20°C. Cette quantité correspond au maximum de travail pouvant être produit dans le cas où l'on disposerait d'une machine de conversion thermo-mécanique idéale.

$$dEx_g = \dot{m}_g \cdot cp_g \cdot dT_g \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \quad (4.20)$$

$$Ex_g = \dot{m}_g \cdot cp_g \int_{T_0}^{T_{ge}} dT_g + \dot{m}_g \cdot cp_g \cdot T_0 \int_{T_0}^{T_{ge}} \frac{1}{T_g} dT_g \quad (4.21)$$

$$Ex_g = \dot{m}_g \cdot cp_g \cdot (T_{ge} - T_0) \cdot \left(1 - \frac{T_0 \cdot \ln\left(\frac{T_{ge}}{T_0}\right)}{T_{ge} - T_0}\right) \quad (4.22)$$

On peut ainsi calculer le rendement exergetique du cycle moteur théorique (4.23).

$$\eta_{II} = \frac{P_{fis}}{Ex_g} \quad (4.23)$$

## 4.2 Validation expérimentale de l'évaporateur

Le modèle dynamique stationnaire de l'échangeur de chaleur a été validé expérimentalement sur quelques points de fonctionnement. Le tableau 4.1 présente les conditions expérimentales d'essais de l'échangeur. Ces conditions ont été reprises pour la simulation. Pour chaque point la pression ainsi que la température de sortie de l'échangeur côté fluide de travail ont été réglées par le débit de fluide de travail.

Les graphiques 4.2 à 4.5 présentent les taux de récupération de chaleur définis par (4.16) et le rendement global défini par (4.19).

Température ambiante	26 °C
Pression ambiante	1,002 bar
Température d'entrée du fluide dans l'échangeur	30 °C
Pression dans l'échangeur	5 bar ( $\pm 0,5$ )
Température du fluide en sortie de l'échangeur	230 °C ( $\pm 15$ )

TABLE 4.1 – Paramètres généraux pour la comparaison entre essais et simulation

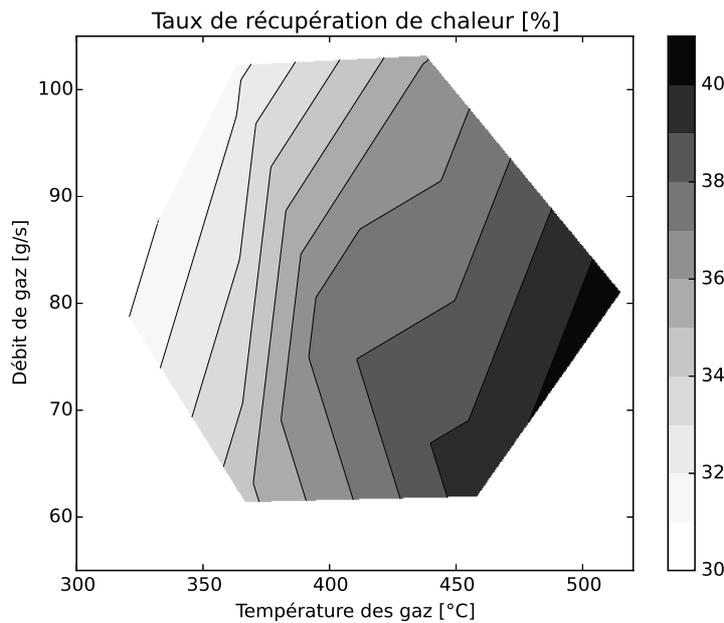


FIGURE 4.2 – Cartographie expérimentale du taux de récupération de chaleur

## 4.2. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DE L'ÉVAPORATEUR

---

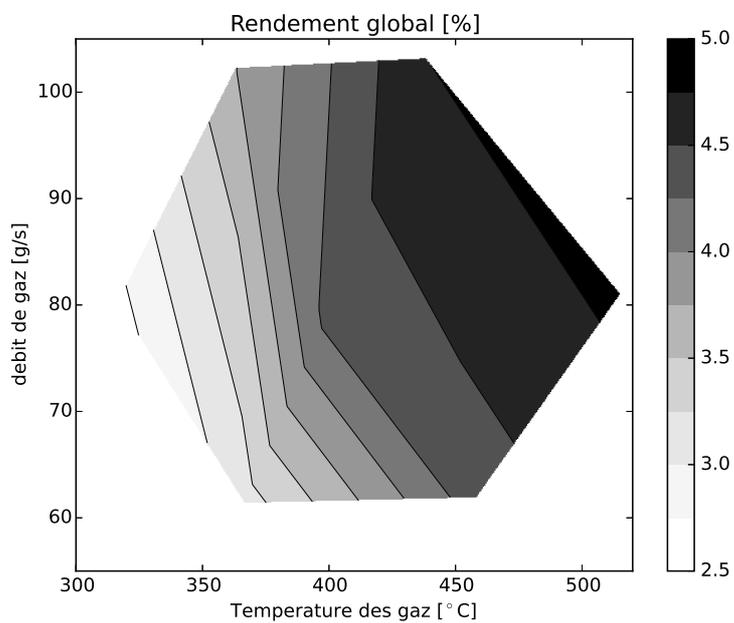


FIGURE 4.3 – Cartographie du rendement global calculé depuis les mesures

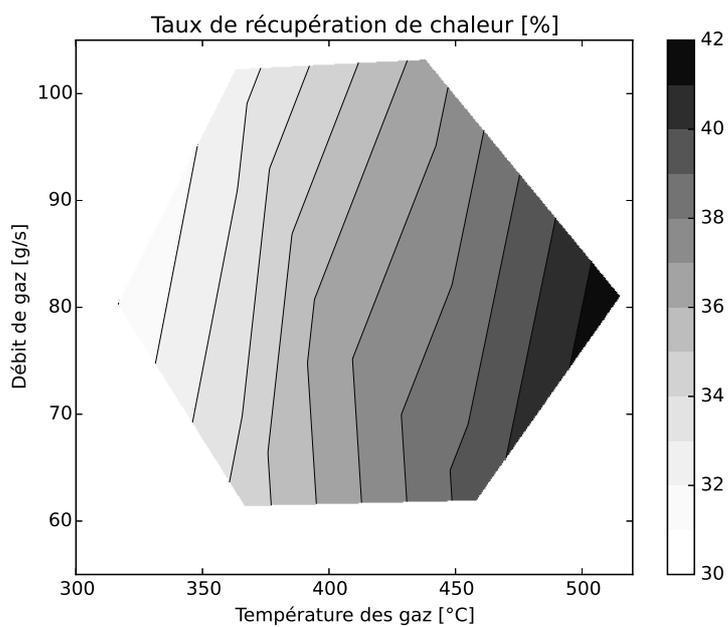


FIGURE 4.4 – Cartographie simulée du taux de récupération de chaleur

## 4.2. VALIDATION EXPÉRIMENTALE DE L'ÉVAPORATEUR

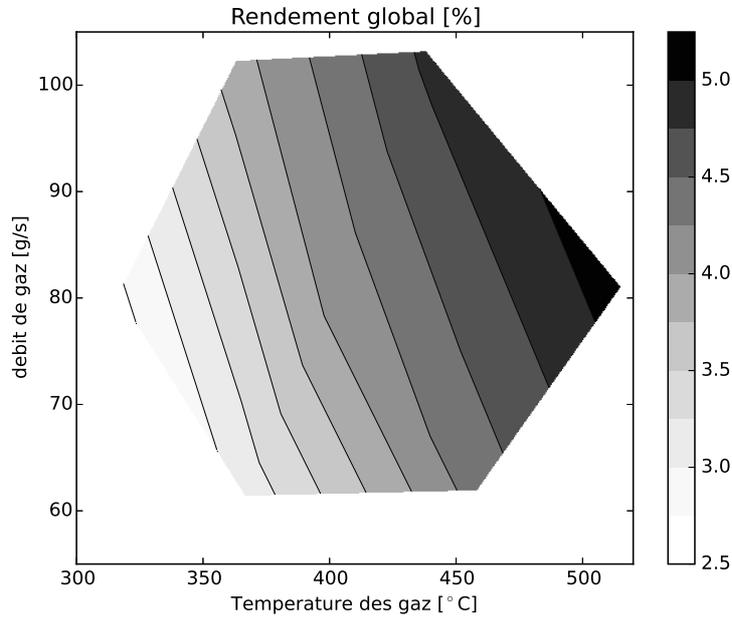


FIGURE 4.5 – Cartographie simulée du rendement global

Température des gaz [°C]	Débit de gaz [g/s]	Taux de récupération de chaleur, écart mesure/simulation [%]	Rendement global, écart mesure/simulation [%]
366	61	0,84	1,60
458	62	0,23	0,68
316	80	1,08	0,75
398	78	3,06	6,54
515	81	2,78	6,86
363	102	2,59	4,28
438	103	1,20	1,26

TABLE 4.2 – Comparaison mesure et simulation

Le tableau 4.2 présente les écarts entre la mesure et la simulation, il apparaît une différence maximum de 3 % sur le taux de récupération de chaleur et une différence maximum de 7 % concernant le taux de récupération de l'énergie mécanisable. Ces résultats permettent de reconnaître un caractère prédictif au modèle présenté.

### 4.3 Simulation pour une détente isentropique

Les résultats du modèle statique présentés ont été calculés avec la géométrie de l'échangeur réel de notre installation présenté par le tableau 4.3. Les conditions de référence de la simulation sont présentées par le tableau 4.4. Neuf points de fonctionnement du système sont étudiés. Ils correspondent à différents débits et températures des gaz de combustion qui constituent la source chaude du système de récupération de chaleur. Ces points couvrent en partie le domaine de fonctionnement du moteur diesel sur lequel la récupération de chaleur est étudiée. Pour chaque points de fonctionnement on fait varier les deux paramètres de contrôle du cycle de Rankine, qui sont le débit de fluide de travail et la pression. Le rendement global (4.19) du système est présenté par les figures 4.7 à 4.15. Ces résultats ne tiennent pas compte des irréversibilités de la machine de détente : on considère une détente isentropique jusqu'à la pression atmosphérique. Pour chaque point de fonctionnement les paramètres optimaux pour une détente isentropique sont donc identifiables.

Matériau de l'échangeur	inox 316l
Longueur totale de tube	100 m
Nombre d'enroulements spiralés	23
Diamètre extérieur des tubes	6 mm
Diamètre intérieur des tubes	4 mm
Diamètre extérieur des spirales	30 mm
Dimension de la section du boîtier de l'échangeur	150x180 mm

TABLE 4.3 – Géométrie de l'échangeur

Température de référence	20 °C
Pression de référence	1 bar
Température d'entrée du fluide dans l'échangeur	80 °C
Capacité thermique des gaz	1100 kJ/kg

TABLE 4.4 – Paramètre généraux de simulation

Le tableau 4.5 résume les paramètres des gaz chauds pour les différents points de fonctionnement, le tableau 4.6 présente les paramètres de réglage de débit et de pression du fluide permettant une récupération maximale d'énergie mécanisable. Le graphique 4.6

### 4.3. SIMULATION POUR UNE DÉTENTE ISENTROPIQUE

---

présente la puissance mécanisable et l'efficacité de récupération selon l'expression (4.16) pour les paramètres de pression et débit de fluide optimaux.

Température des gaz [°C]	Débit de gaz [g/s]	Puissance des gaz [kW], (4.17)	Exergie des gaz [kW], (4.22)
300	60	18,5	5,5
300	90	27,7	8,3
300	120	37	11
400	60	25,1	9
400	90	37,6	13,5
400	120	50,1	18
500	60	31,7	12,9
500	90	47,5	19,4
500	120	63,4	25,8

TABLE 4.5 – Points de fonctionnement

Température des gaz [°C]	Débit de gaz [g/s]	Débit optimal de fluide [g/s]	Pression optimale [bar]
300	60	2	14
300	90	3	14
300	120	4	14
400	60	3	35
400	90	4	35
400	120	5	35
500	60	4	60
500	90	6	60
500	120	7	60

TABLE 4.6 – Paramètres aux points de fonctionnement théoriques optimaux

Il apparaît dans le tableau 4.6 que la température de la source chaude détermine la valeur de la pression optimale. Par contre le débit de gaz ne semble pas avoir un effet notable sur cette pression. Le débit optimal du fluide de travail est quant à lui dépendant du débit de gaz brûlé de la source chaude. Donc à température de gaz constante le débit optimal de fluide de travail est uniquement dépendant du débit de gaz chaud.

### 4.3. SIMULATION POUR UNE DÉTENTE ISENTROPIQUE

---

Température des gaz [°C]	Débit de gaz [g/s]	Puissance mécanique [kW]	Rendement énergétique global [%], (4.19)	Rendement exergétique global [%], (4.23)
300	60	0,86	4,65	15,61
300	90	1,21	4,35	14,65
300	120	1,55	4,20	14,07
400	60	1,77	7,05	19,67
400	90	2,48	6,60	18,38
400	120	3,21	6,40	17,84
500	60	2,91	9,20	22,53
500	90	4,13	8,70	21,32
500	120	5,32	8,40	20,59

TABLE 4.7 – Résultats aux points de fonctionnement théorique optimaux

Sur le graphique 4.6 on observe que pour le rendement global (4.19) croît avec la température de la source chaude. L'augmentation du débit de gaz chaud semble par contre occasionner une légère chute de ce rendement. La puissance récupérée est toujours croissante avec la puissance des gaz.

### 4.3. SIMULATION POUR UNE DÉTENTE ISENTROPIQUE

---

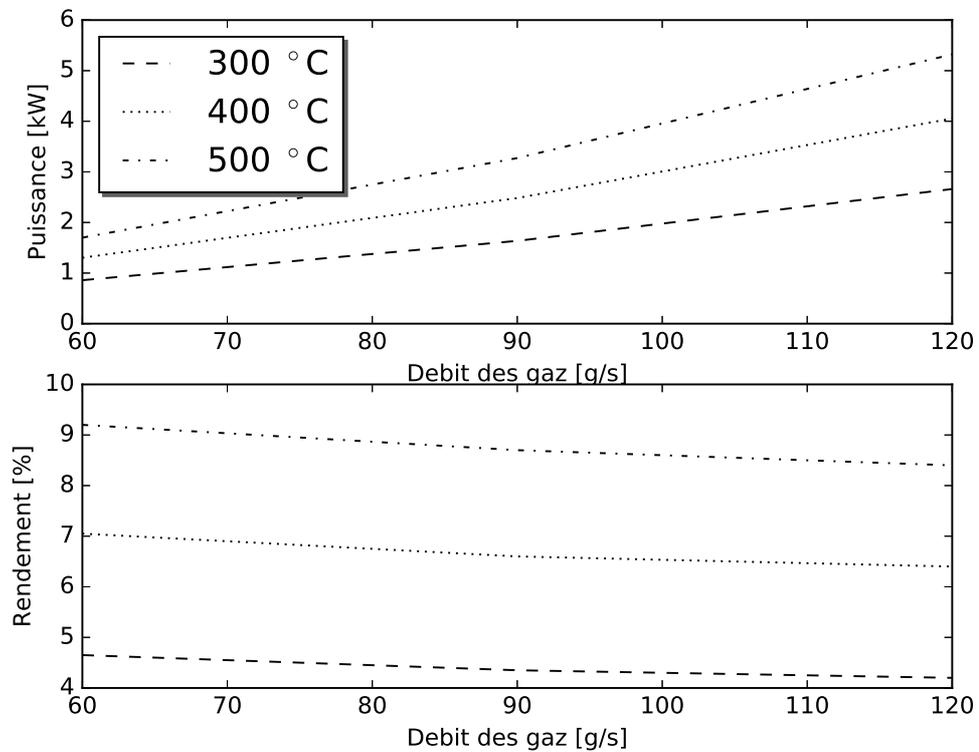


FIGURE 4.6 – Puissance et rendement global (4.19) aux meilleurs points de fonctionnements

### 4.3. SIMULATION POUR UNE DÉTENTE ISENTROPIQUE

---

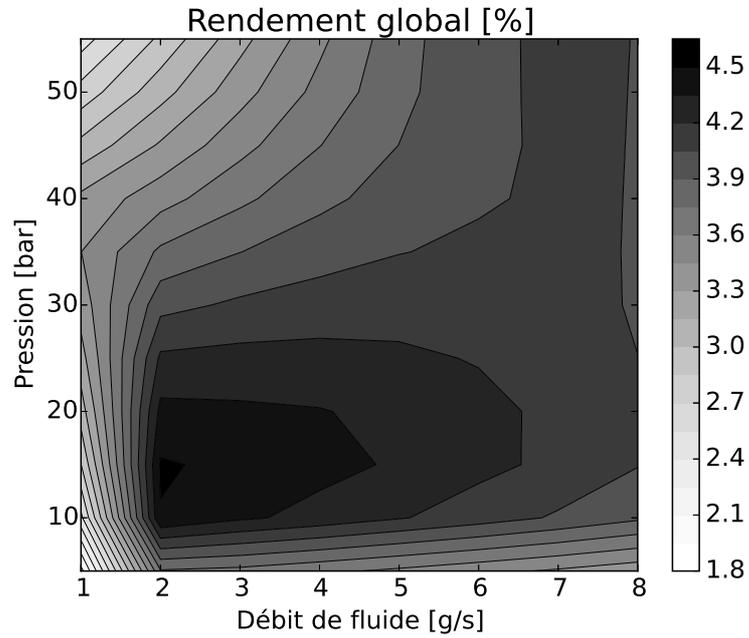


FIGURE 4.7 – Cartographie du rendement global du système pour une détente isentropique. Débit de gaz chaud : 60 g/s à 300°C ; puissance : 18,5 kW

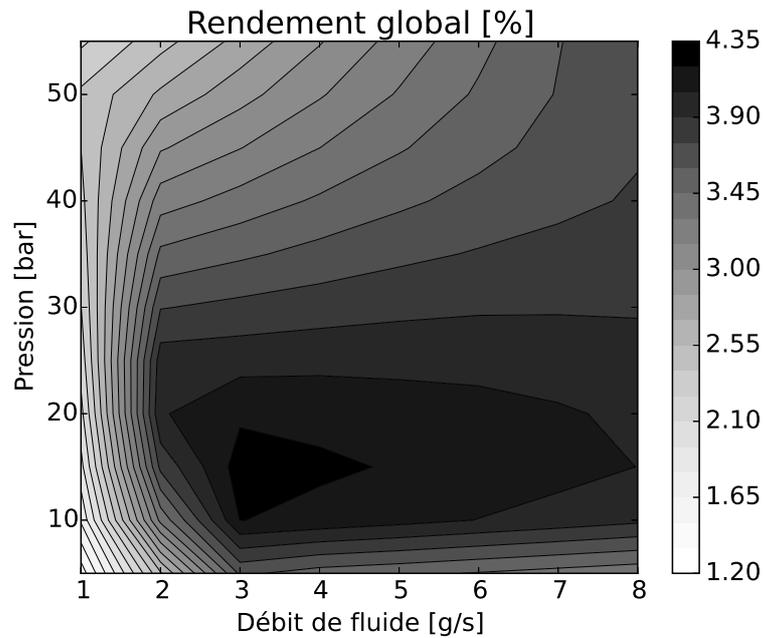


FIGURE 4.8 – Cartographie du rendement global du système pour une détente isentropique. Débit de gaz chaud : 90 g/s à 300°C ; puissance : 27,7 kW

### 4.3. SIMULATION POUR UNE DÉTENTE ISENTROPIQUE

---

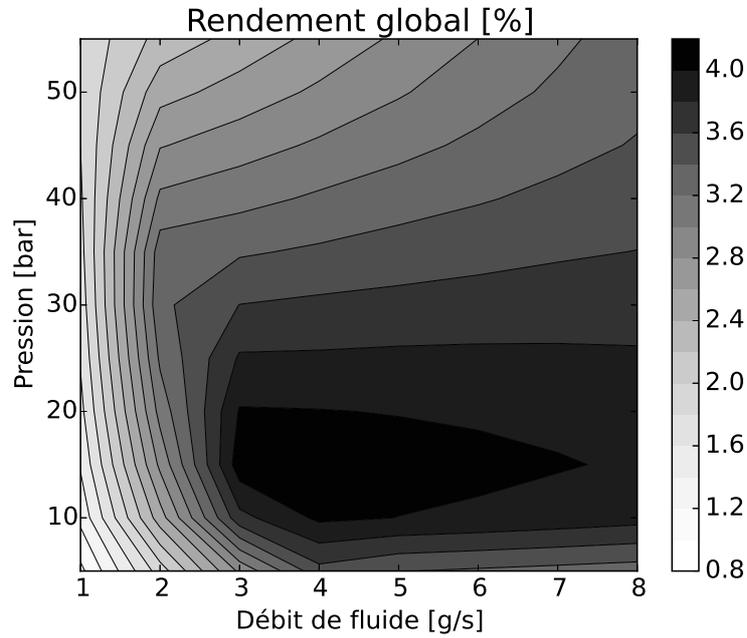


FIGURE 4.9 – Cartographie du rendement global du système pour une détente isentropique. Débit de gaz chaud : 120 g/s à 300°C ; puissance : 37 kW

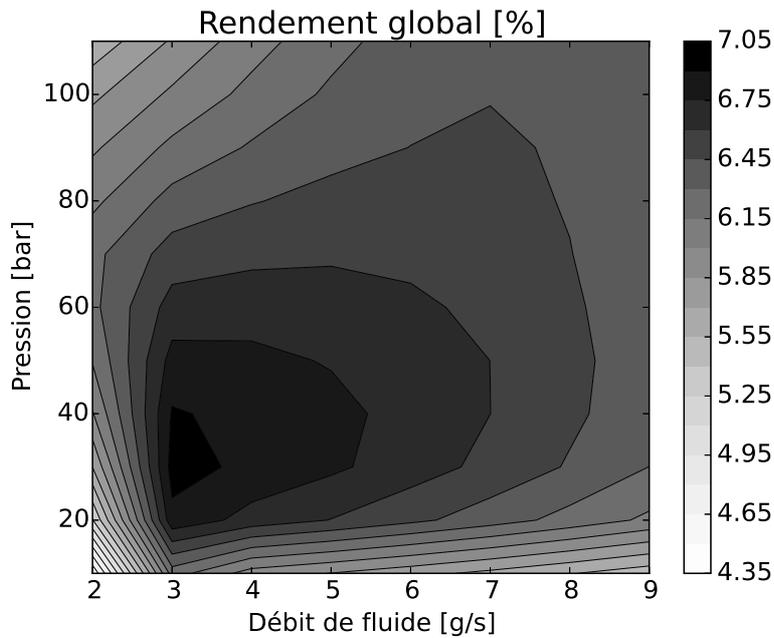


FIGURE 4.10 – Cartographie du rendement global du système pour une détente isentropique. Débit de gaz chaud : 60 g/s à 400°C ; puissance : 25,1 kW

### 4.3. SIMULATION POUR UNE DÉTENTE ISENTROPIQUE

---

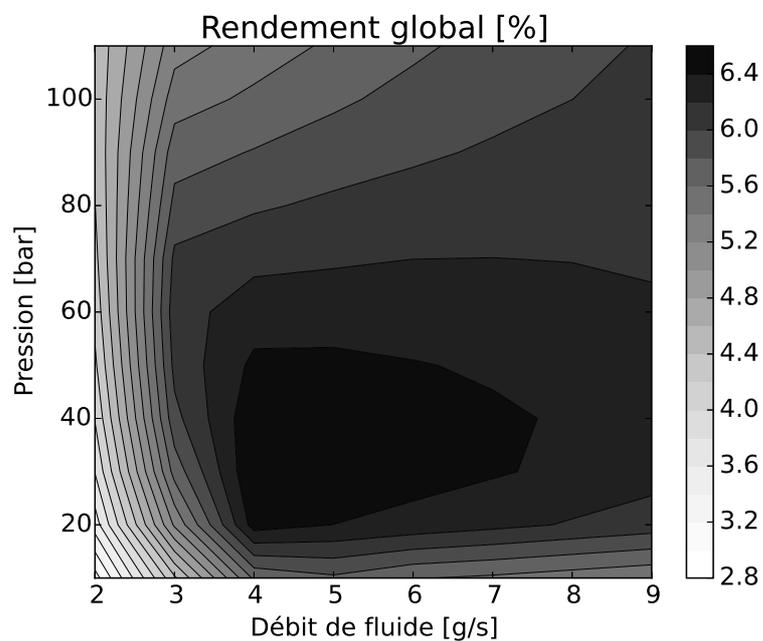


FIGURE 4.11 – Cartographie du rendement global du système pour une détente isentropique. Débit de gaz chaud : 90 g/s à 400°C ; puissance : 37,6 kW

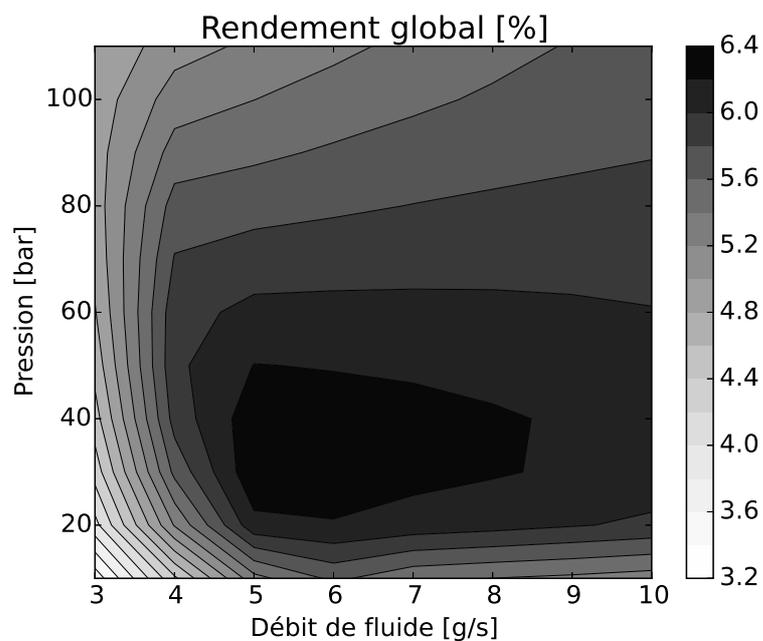


FIGURE 4.12 – Cartographie du rendement global du système pour une détente isentropique. Débit de gaz chaud : 120 g/s à 400°C ; puissance : 50,1 kW

### 4.3. SIMULATION POUR UNE DÉTENTE ISENTROPIQUE

---

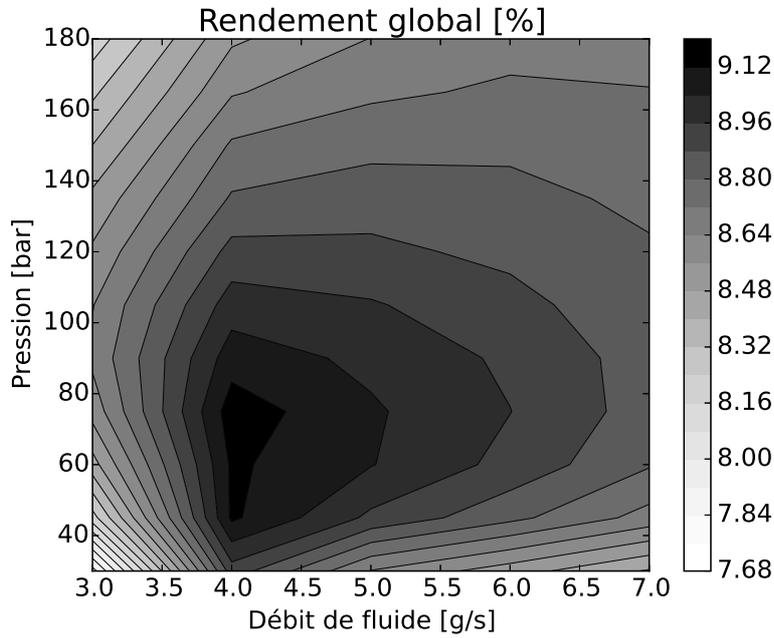


FIGURE 4.13 – Cartographie du rendement global du système pour une détente isentropique. Débit de gaz chaud : 60 g/s à 500°C ; puissance : 31,7 kW

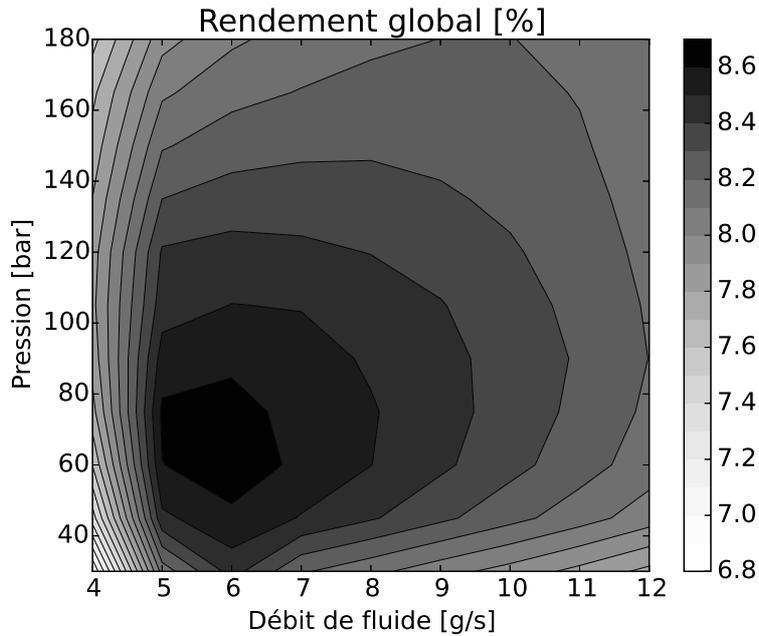


FIGURE 4.14 – Cartographie du rendement global du système pour une détente isentropique. Débit de gaz chaud : 90 g/s à 500°C ; puissance : 47,5 kW

### 4.3. SIMULATION POUR UNE DÉTENTE ISENTROPIQUE

---

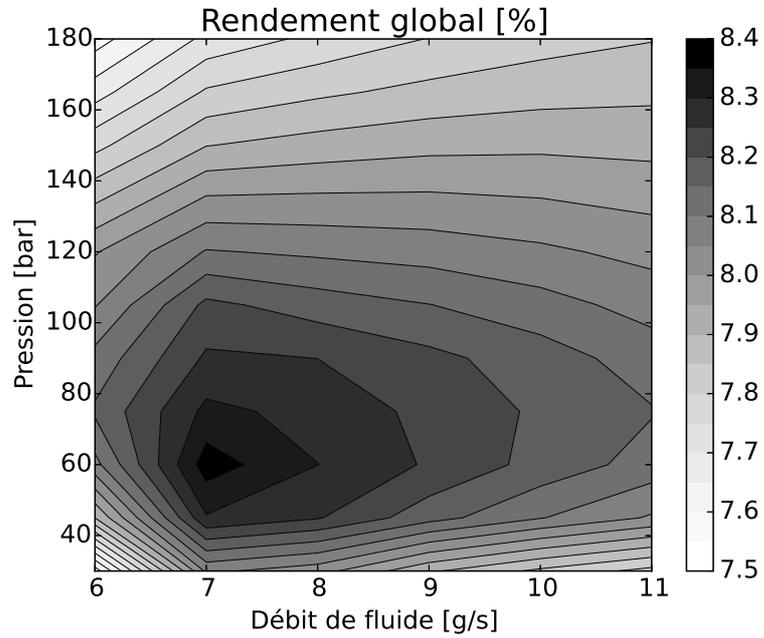


FIGURE 4.15 – Cartographie du rendement global du système pour une détente isentropique. Débit de gaz chaud : 120 g/s à 500°C ; puissance : 63,4 kW

### 4.4 Étude du cycle de Rankine-Hirn complet

La prise en compte des autres organes du cycle de Rankine est nécessaire pour évaluer le potentiel de récupération de chaleur du système. Le cycle de Rankine étudié est le plus simple possible, il est constitué de l'échangeur-évaporateur étudié précédemment, d'une machine de détente, d'un condenseur et d'une pompe.

La machine de détente étant volumétrique, son rapport volumétrique de détente est fixe et dépend de sa loi de distribution. De ce fait il est impossible de l'exploiter pleinement sur toutes les plages de fonctionnement comme présenté dans le paragraphe précédent.

#### 4.4.0.1 Pompe

La pompe est l'organe qui permet la mise sous pression du fluide de travail, la puissance absorbée par celle-ci s'écrit 4.24.

$$P_{pompe} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta p}{\rho \cdot \eta_{pompe}} \quad (4.24)$$

Dans la pratique la puissance absorbée par la pompe est très faible lorsque le fluide a une enthalpie massique très élevée telle que l'eau. Dans ce cas la puissance de la pompe est de l'ordre de 1% à 2% de la puissance de la machine de détente. Par contre dans le cas des fluides organique qui peuvent avoir une enthalpie massique de l'ordre de dix fois moins que celle de l'eau, la puissance absorbée par la pompe peut atteindre une valeur de l'ordre de 10 à 15 % de celle de la machine de détente.

#### 4.4.0.2 Machine de détente

L'étude de la machine de détente est approfondie dans le chapitre 5. Dans cette partie les caractéristiques de la machine de détente sont réduites à son rapport volumétrique de détente (4.25) et un rendement mécanique regroupant les pertes par fuite, les frottements et les pertes thermiques au travers des parois. Le rapport volumétrique de détente (4.25) correspond au rapport entre le volume de vapeur admise à la pression d'alimentation du moteur et le volume de vapeur détendu. La puissance délivrée par cet organe est déduite à partir de l'expression du travail d'un cycle de détente 4.26.

#### 4.4. ÉTUDE DU CYCLE DE RANKINE-HIRN COMPLET

---

$$R_{det} = \frac{V_{adm}}{V_{det}} \quad (4.25)$$

$$W = \oint p dV \quad (4.26)$$

Le taux de détente du moteur étant fixe, la détente du fluide de travail ne peut être idéale que pour une zone de fonctionnement restreinte. Les figures 4.16 mettent en évidence dans un diagramme de Clapeyron l'allure de cycles sur-détendu et sous-détendu comparé au cas d'une détente complète.

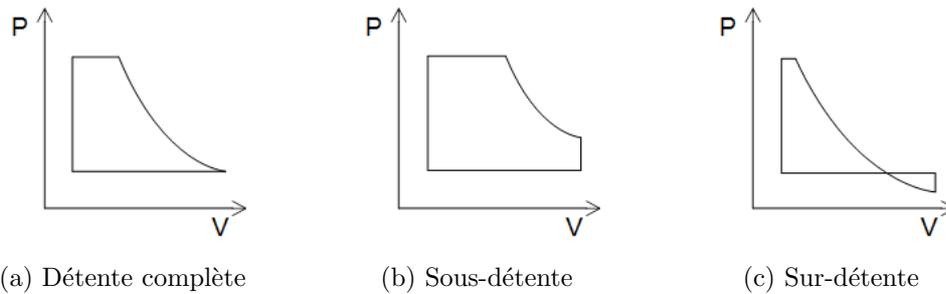


FIGURE 4.16 – Illustration du cycle de détente pour différents cas de figures

Pour une détente complète, figure 4.16a, le fluide est ramené par la machine de détente à la pression qui règne à son échappement, soit la pression au condenseur qui dans notre cas est la pression atmosphérique.

Pour la sous détente, figure 4.16b, le fluide est évacué de la machine de détente à une pression supérieure à celle de son échappement, dans ce cas une part de l'énergie est perdue.

Dans le cas de la sur-détente, figure 4.16c, le fluide est abaissé à une pression inférieure à celle de son échappement, du travail est donc gaspillé à abaisser exagérément la pression du fluide.

##### 4.4.0.3 Condenseur

Le rôle du condenseur est d'évacuer la part inutilisable de l'énergie thermique récupérée, autrement dit de ramener le fluide de travail à l'état liquide. Le condenseur est un échangeur

#### 4.4. ÉTUDE DU CYCLE DE RANKINE-HIRN COMPLET

---

de chaleur entre le fluide de travail et l'environnement, soit directement avec l'air ambiant soit par l'intermédiaire d'un autre fluide. Dans le cas des véhicules l'échange de chaleur peut se faire avec le liquide de refroidissement du moteur.

La température de condensation du fluide dépend de la pression interne du condenseur. Dans le cas où cette pression est inférieure à la pression atmosphérique une pompe à vide est nécessaire pour extraire l'air qui s'y introduit inévitablement. Ce problème se rencontre essentiellement avec l'eau qui a une température de condensation à pression atmosphérique de  $100^{\circ}\text{C}$ . Ce problème ne se rencontre pas avec les fluides organiques qui ont en général une température de condensation qui permet de maintenir le condenseur en surpression par rapport à la pression atmosphérique.

L'étude de cet échangeur sera moins approfondie que celle de l'évaporateur car la condensation du fluide pose moins de problèmes que la phase d'évaporation. Cependant la quantité d'énergie nécessaire au refroidissement du condenseur sera étudiée : en effet la récupération de chaleur sur véhicule se déplaçant à faible allure nécessite une ventilation supplémentaire pour évacuer la chaleur du condenseur. La ventilation des circuits de refroidissement absorbant une part notable de la puissance du moteur, il est nécessaire de vérifier que la charge thermique supplémentaire apportée par le cycle de récupération ne consomme pas pour son évacuation l'essentiel de l'énergie mécanique produite par le cycle de Rankine.

##### 4.4.1 Simulation du système avec machine de détente volumétrique

La simulation du système complet est réalisée dans cette partie. L'approche est la même que précédemment, les limitations de la machine de détente et de la pompe sont prises en compte. Les figures 4.18 à 4.26 cartographient le rendement global du cycle de Rankine selon la définition de (4.19). Le tableau 4.8 indique les paramètres de la pompe et de la machine de détente. Le rendement de la pompe est par simplification fixe sur la plage de fonctionnement. Le rendement total de la machine de détente est quant à lui maximum lorsque la différence de pression à ses bornes correspond à une détente complète de la vapeur compte tenu de son rapport volumétrique de détente. Le rapport volumétrique de détente est choisi à 6 car il correspond à celui du premier prototype de machine de détente construit.

rapport volumétrique de détente de la machine de détente	6
Rendement mécanique de la machine de détente	60 %
Rendement global de la pompe	60 %

TABLE 4.8 – caractéristique de la machine de détente et de la pompe

On peut observer sur ces champs de rendement que les zones de rendement maximum sont beaucoup plus restreintes que dans le cas où le taux de détente limité du moteur à vapeur n'est pas pris en compte, figure 4.7 à 4.15. Ce résultat est très visible puisque le maximum de rendement total était disponible à des pressions croissantes avec la température de la source chaude tandis qu'il est à présent limité autour de 10 à 12 *bars* quelle que soit la température.

Il semble donc que ce qui limite l'élévation de la pression d'évaporation optimal de réglage du cycle de Rankine soit la limitation du rapport volumétrique de détente du moteur. Rechercher un accroissement de ce rapport volumétrique semble être un axe d'amélioration majeur du rendement global des cycles de Rankine. La figure 4.17 résume les performances du système aux points de réglage optimaux.

#### 4.4. ÉTUDE DU CYCLE DE RANKINE-HIRN COMPLET

---

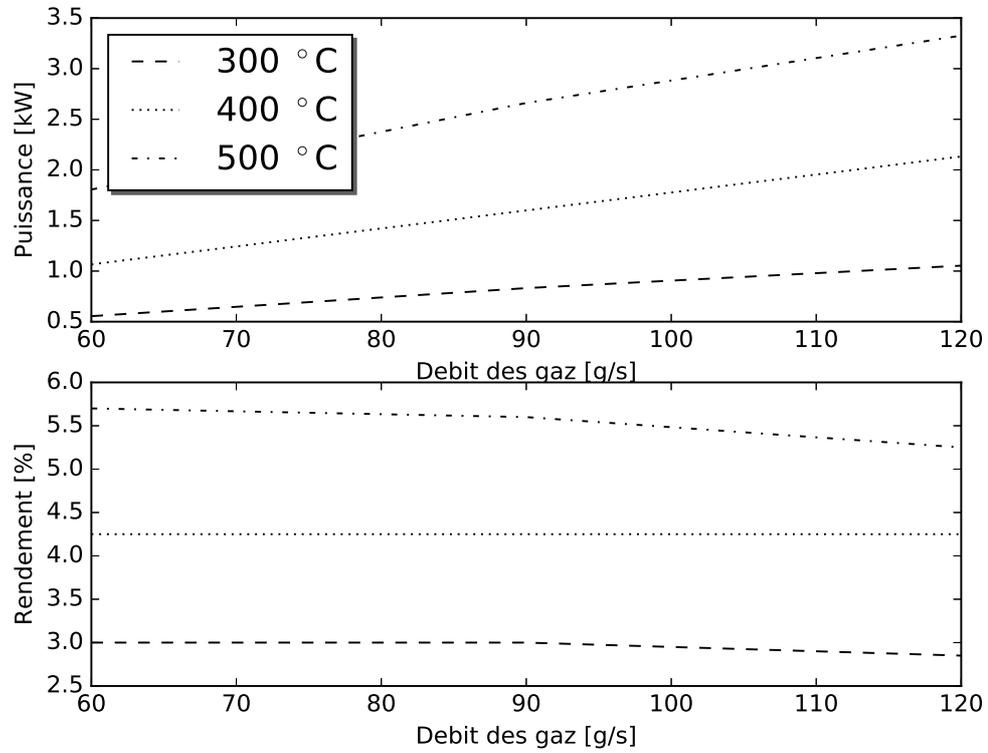


FIGURE 4.17 – Puissance et rendement global (4.19) de la récupération de chaleur aux meilleurs points de fonctionnements incluant la machine de détente

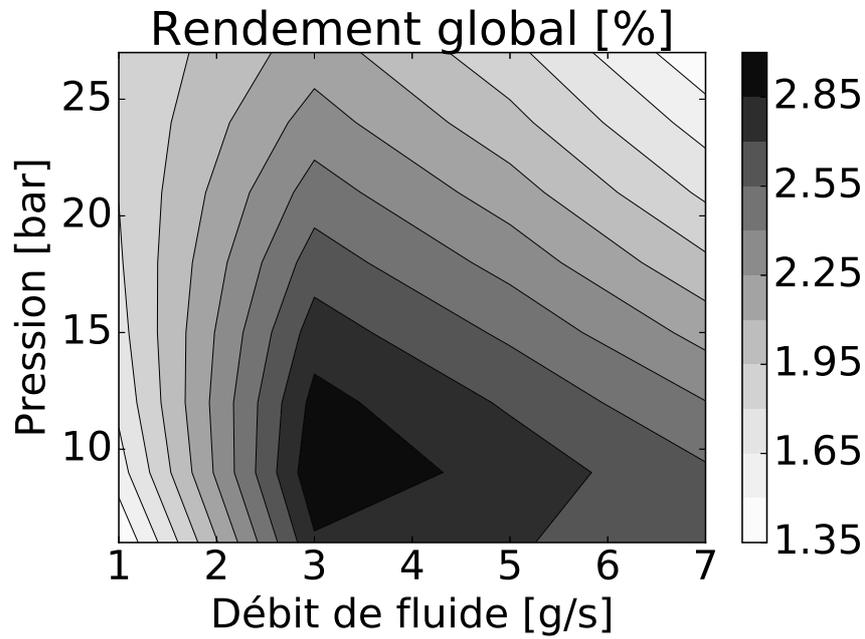


FIGURE 4.18 – Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 60 g/s à 300°C ; puissance : 18,5 kW

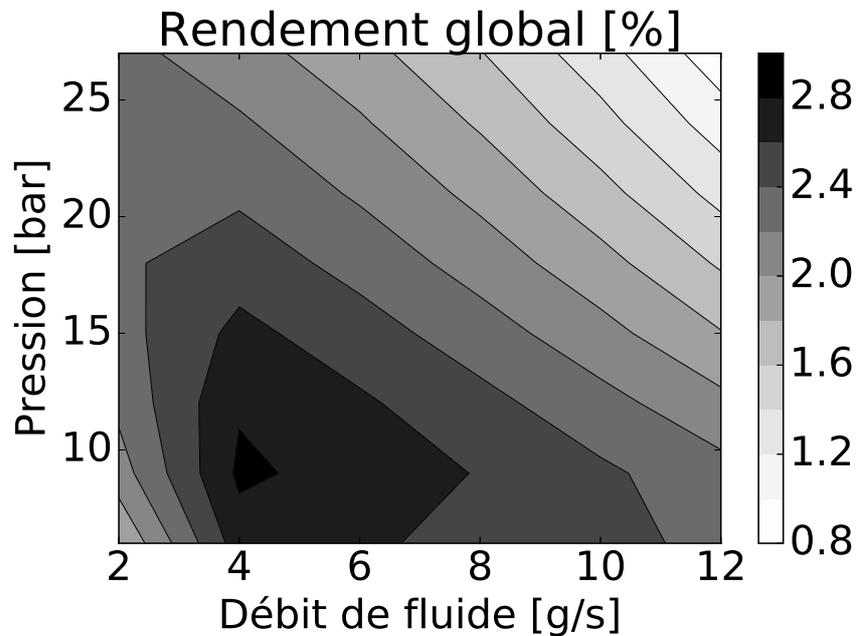


FIGURE 4.19 – Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 90 g/s à 300°C ; puissance : 27,7 kW

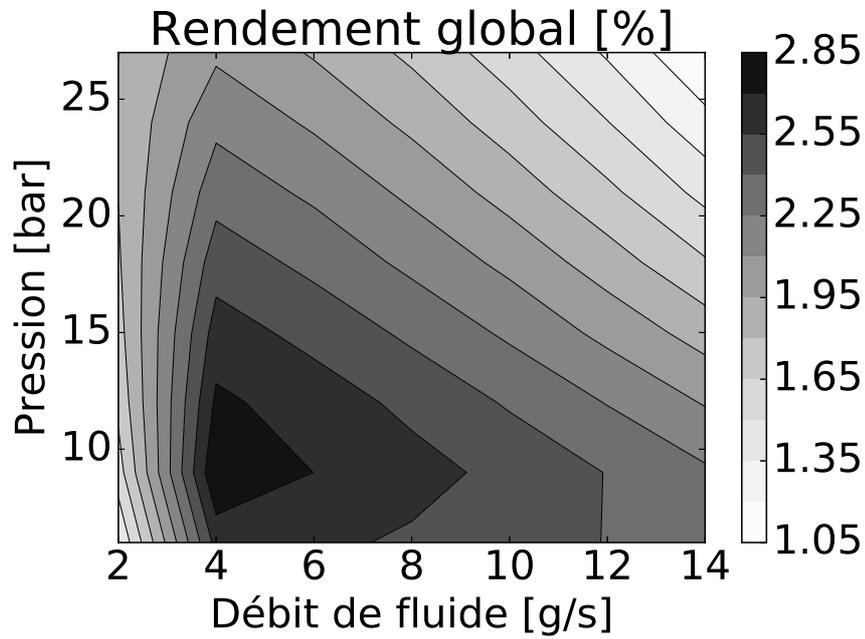


FIGURE 4.20 – Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 120 g/s à 300°C ; puissance : 37 kW

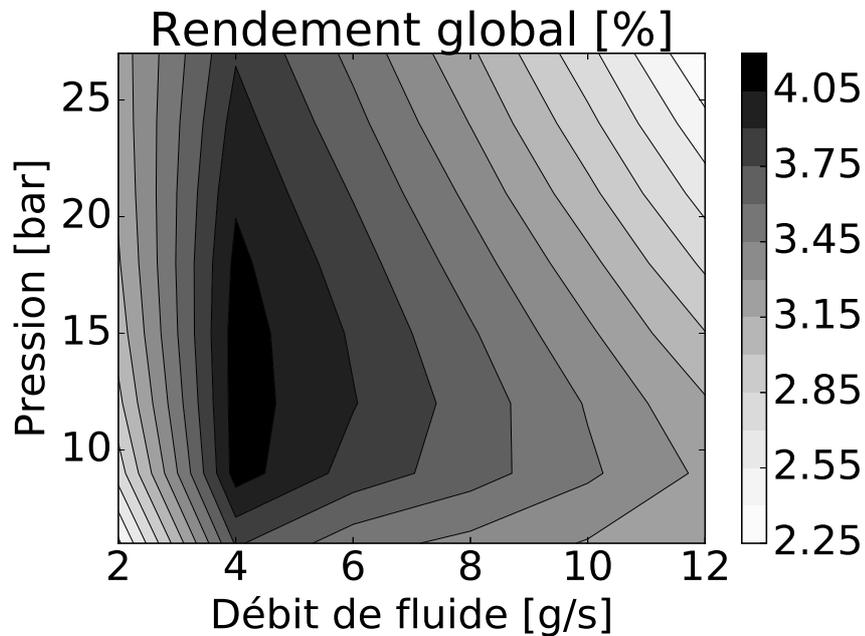


FIGURE 4.21 – Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 60 g/s à 400°C ; puissance : 25,1 kW

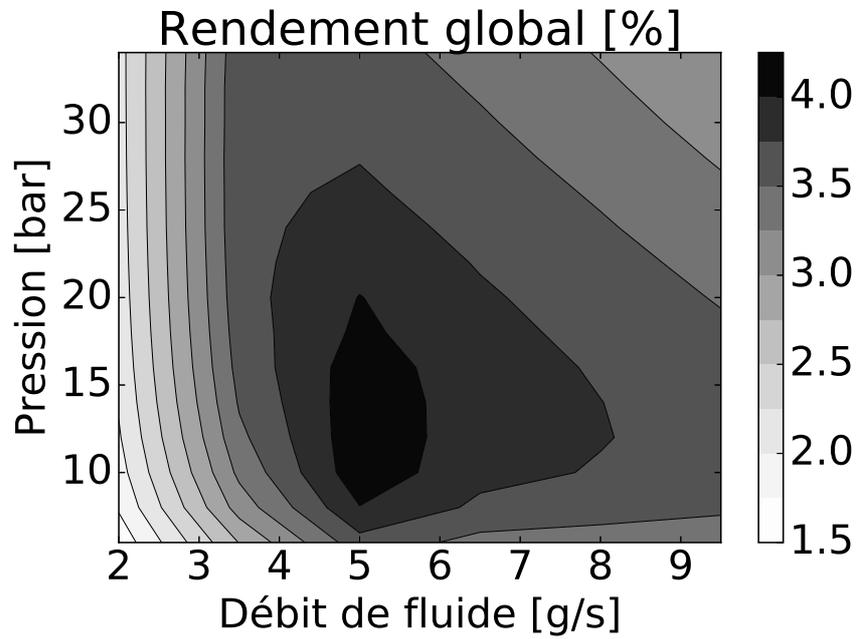


FIGURE 4.22 – Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 90 g/s à 400°C ; puissance : 37,6 kW

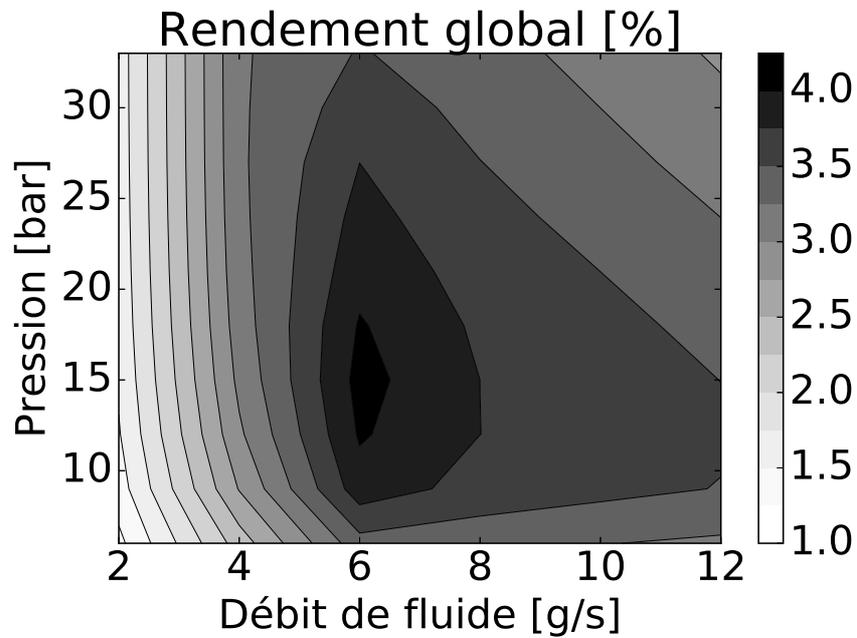


FIGURE 4.23 – Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 120 g/s à 400°C ; puissance : 50,1 kW

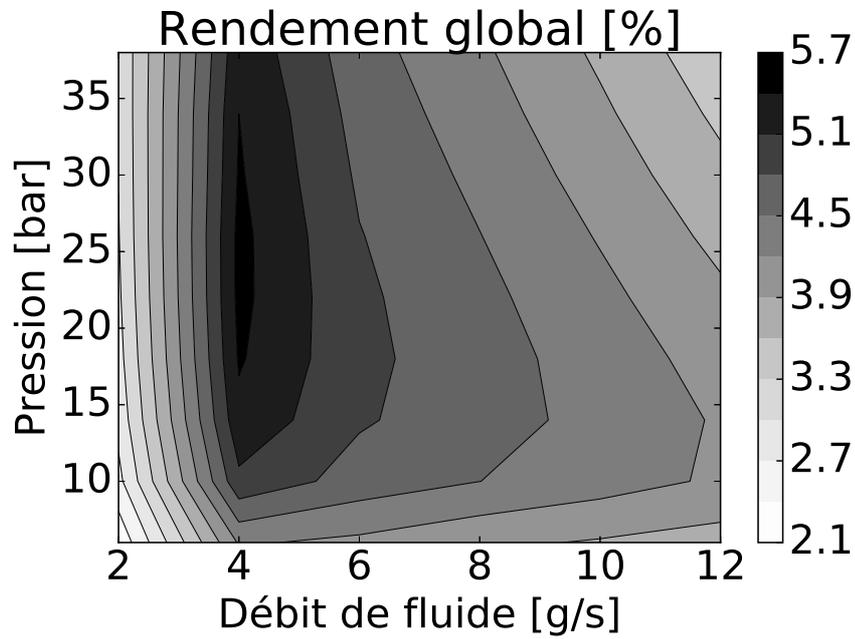


FIGURE 4.24 – Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 60 g/s à 500°C ; puissance : 31,7 kW

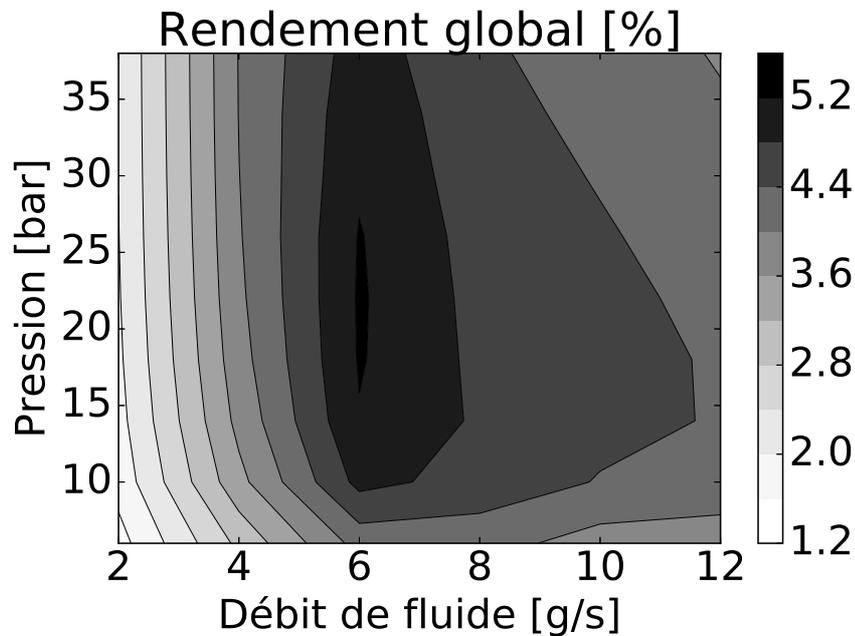


FIGURE 4.25 – Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 90 g/s à 500°C ; puissance : 47,5 kW

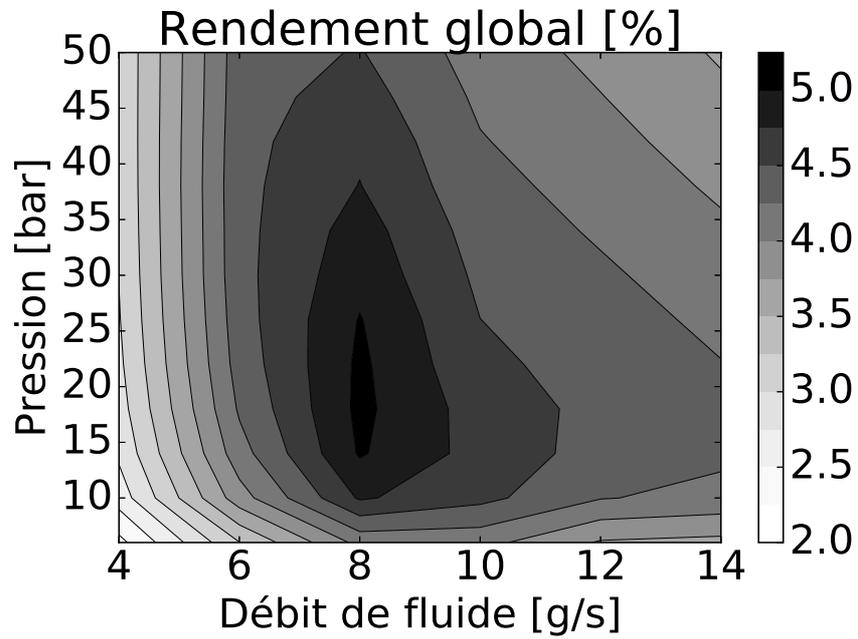


FIGURE 4.26 – Cartographie du rendement global du système avec une machine de détente volumétrique imparfaite. Débit de gaz chaud : 120 g/s à 500°C ; puissance : 63,4 kW

##### 4.4.1.1 Consommation énergétique du système de refroidissement

Comme évoqué dans la section sur le condenseur le refroidissement du système a un coût énergétique. Cette dépense d'énergie correspond à la puissance nécessaire pour entraîner le ventilateur qui assure le refroidissement du condenseur. On fait l'hypothèse que le condenseur est directement ventilé et par simplification que la température du fluide en condensation est constante de l'entrée à la sortie du condenseur. On étudie le cas d'un condenseur du type échangeur à plaque et ailette, figure 4.27.



FIGURE 4.27 – Échangeur à plaque et ailette

Le flux de chaleur évacué est calculé par (4.27) avec (4.28) l'efficacité de l'échangeur et (4.29) son nombre d'unité de transfert.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{air} \cdot c_{p_{air}} \cdot \varepsilon \cdot (T_{cond} - T_{air}) \quad (4.27)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp[-NUT] \quad (4.28)$$

$$NUT = \frac{k \cdot A}{\dot{m}_{air} \cdot c_{p_{air}}} \quad (4.29)$$

#### 4.4. ÉTUDE DU CYCLE DE RANKINE-HIRN COMPLET

---

Seul le coefficient d'échange thermique côté air est pris en compte, celui-ci étant très faible devant la conduction de la paroi de l'échangeur et devant le coefficient d'échange en condensation. La corrélation de Ditus et Botteler (4.3) est reprise. Ce calcul est appliqué à un canal côté air de l'échangeur [8].

La puissance nécessaire à la ventilation provient des pertes de charge. Celles-ci sont calculées pour un canal élémentaire (4.30) par l'équation de Darcy-Weisbach [16]. Cette equation dépend de  $L$  la longueur de la conduite,  $Dh$  son diamètre hydraulique,  $v$  la vitesse du fluide,  $\rho_{air}$  la masse volumique de l'air et d'un facteur de frottement  $f$ .

$$\Delta p = f \cdot \rho_{air} \cdot \frac{L}{Dh} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (4.30)$$

Pour les écoulements laminaires,  $Re < 2000$ , le facteur de frottement se calcule par la formule de Hagen-Poiseuille (4.31). Lorsque l'écoulement est turbulent on utilise la formule de Blasius (4.32).

$$f = \frac{64}{Re} \quad (4.31)$$

$$f = 0,3164 \cdot Re^{0,25} \quad (4.32)$$

L'équation (4.33) donne la puissance fournie au ventilateur. Le rendement,  $\eta_{ventil}$ , du ventilateur est choisi constant à 40%, cette valeur correspond aux maxima atteints par les ventilateurs de refroidissement moteur [2].

$$P_{ventil} = \frac{\Delta p \cdot \dot{m}_{air}}{\rho_{air} \cdot \eta_{ventil}} \quad (4.33)$$

La figure 4.28 et le tableau 4.9 donnent les dimensions retenues pour l'étude du condenseur. Trois dimensions de condenseur sont étudiées.

#### 4.4. ÉTUDE DU CYCLE DE RANKINE-HIRN COMPLET

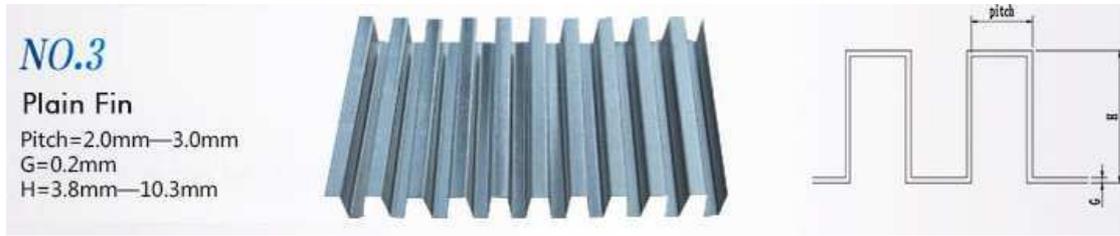


FIGURE 4.28 – Dimension d’un canal élémentaire

Dimensions	Cas 1	Cas 2	Cas 3
Nombre de plaques	5	10	20
Canaux par couche	200	200	200
Largeur d’un canal (pitch)	2mm	2mm	2mm
Épaisseur ailette (G)	0,2mm	0,2mm	0,2mm
Hauteur [H]	10mm	10mm	10mm
Épaisseur plaque	5mm	5mm	5mm
Épaisseur de l’échangeur	100mm	100mm	100mm
Largeur de l’échangeur	400mm	400mm	400mm
Hauteur de l’échangeur	75mm	150mm	300mm

TABLE 4.9 – Dimensions du condenseur

La figure 4.29 montre les rendements globaux et les puissances du système aux points optimaux. Ces sont les points de rendement global identifiés à partir des figures 4.18 à 4.26. Cette figure présente les performances maximum du système de récupération de chaleur sans tenir compte de la puissance absorbée pour le refroidissement du condenseur.

Les figures 4.31 à 4.33 présentent les mêmes points optimaux mais en tenant compte de la puissance absorbée par un ventilateur soufflant au travers des trois cas d’échangeur présentés dans le tableau 4.9, de 5, 10 et 20 plaques d’épaisseurs. La figure 4.30 présente les quantités de chaleur à évacuer par le condenseur pour ces mêmes points de fonctionnement.

On observe une nette réduction des performances avec la diminution des dimensions du condenseur. Le condenseur de 20 plaques semble avoir une faible influence sur la puissance et le rendement global, tandis que les cas de 10 et 5 plaques présentent des résultats nettement amoindris. Le rendement global qui ne semblait pas sensible au débit de gaz est maintenant nettement modifié par celui-ci pour les cas 1 et 2. Un accroissement du débit semble néfaste au rendement global. La puissance demeure cependant croissante avec le

#### 4.4. ÉTUDE DU CYCLE DE RANKINE-HIRN COMPLET

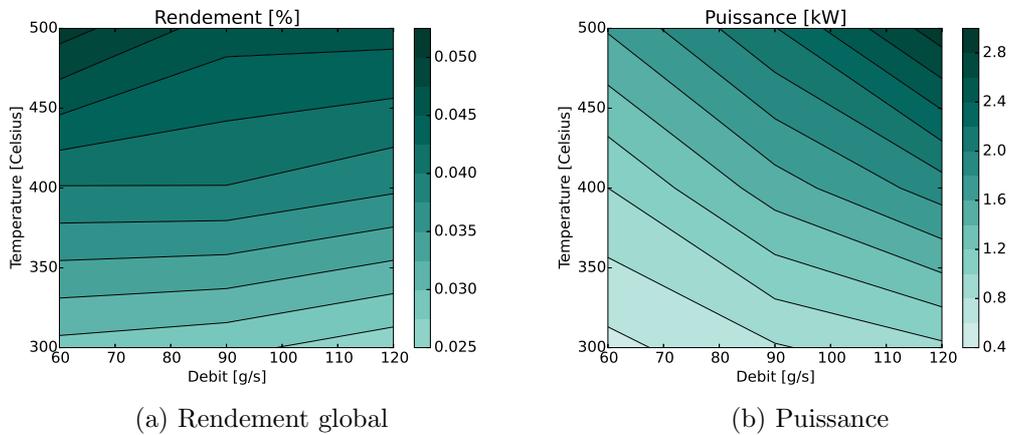


FIGURE 4.29 – Cartographie aux points optimaux du rendement global du cycle de Rankine et de la puissance du système en fonction du débit de gaz chaud et de sa température. Puissance de refroidissement non prise en compte.

débit de gaz chaud pour le cas 2. Par contre le cas 1 de 5 plaques connaît également une forte diminution de puissance avec l'augmentation du débit de gaz chaud.

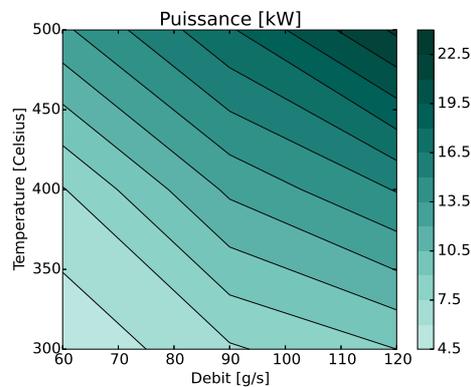


FIGURE 4.30 – Cartographie aux points optimaux de la puissance à évacuer au condenseur en fonction du débit de gaz chaud et de sa température. Puissance de ventilation du refroidissement non prise en compte.

Le cas 1, l'échangeur de 5 plaques, semble inadapté. En effet une large plage de fonctionnement est à puissance nulle. De plus les performances maximum sont très faibles. Le cas 2, l'échangeur de 10 plaques, bien qu'ayant des performances amoindries est utilisable sur toute la plage de fonctionnement. Ce cas peut être justifié lorsque le volume alloué au condenseur est contraint. Le dernier cas, échangeur de 20 plaques, quant à lui dégrade

#### 4.4. ÉTUDE DU CYCLE DE RANKINE-HIRN COMPLET

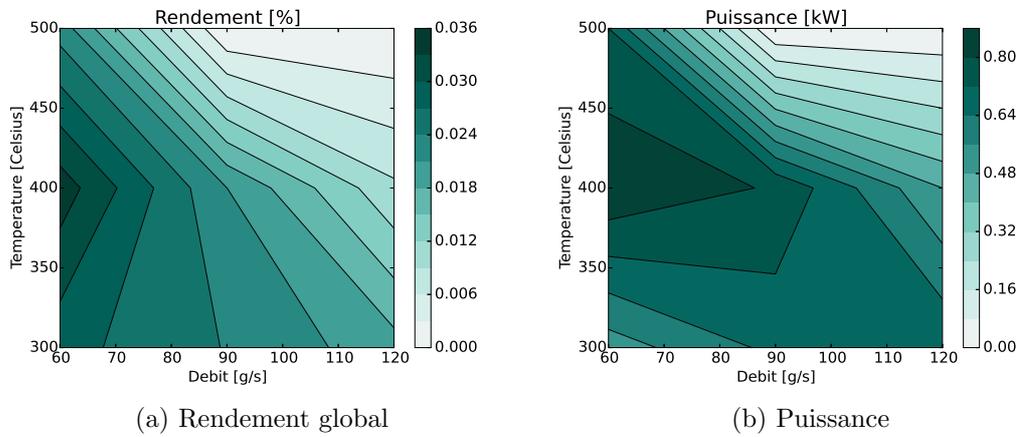


FIGURE 4.31 – Cartographie aux points optimaux du rendement global du cycle de Rankine et de la puissance du système en fonction du débit de gaz chaud et de sa température pour un condenseur de 5 plaques

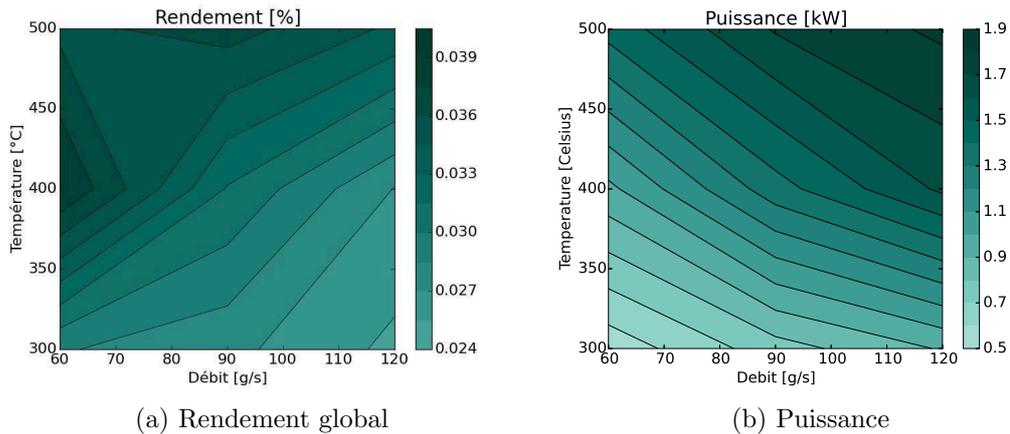


FIGURE 4.32 – Cartographie aux points optimaux du rendement global du cycle de Rankine et de la puissance du système en fonction du débit de gaz chaud et de sa température pour un condenseur de 10 plaques

peu les performances du système. Il semble donc largement préférable dans les cas où ses dimensions ne sont pas contraignantes.

#### 4.4. ÉTUDE DU CYCLE DE RANKINE-HIRN COMPLET

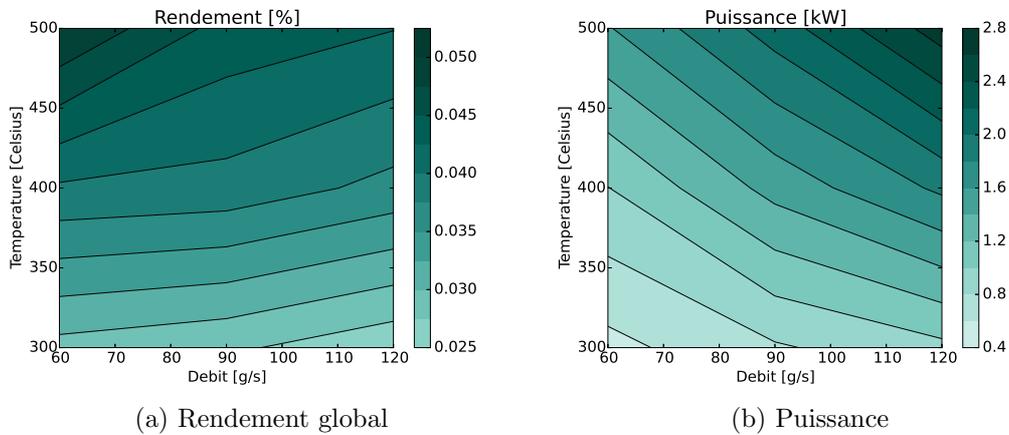


FIGURE 4.33 – Cartographie aux points optimaux du rendement global du cycle de Rankine et de la puissance du système en fonction du débit de gaz chaud et de sa température pour un condenseur de 20 plaques

##### 4.4.1.2 Influence du sous refroidissement du fluide

La température du fluide liquéfié en sortie du condenseur doit être inférieure à la température de condensation pour éviter la cavitation à l'entrée de la pompe. Ce paragraphe s'intéresse à l'influence du sous-refroidissement sur les performances énergétiques du cycle de Rankine. En effet bien qu'inévitable pour la protection de la pompe le sous refroidissement est néfaste à l'efficacité énergétique du système. Le tableau 4.10 présente les caractéristiques du point de fonctionnement étudié. Le point est simulé comme présenté précédemment dans ce chapitre mais sans tenir compte de la puissance de ventilation du condenseur. Le fluide de travail étant l'eau et la pression au condenseur étant de 1 bar la température de sous-refroidissement ne peut excéder 100 °C. On fait varier cette température de 20 à 90 °C.

Température des gaz chauds	400 °C
Débit des gaz chauds	0,09 kg/s
Pression à l'évaporateur	10 bars
Pression au condenseur	1 bar
Débit d'eau (fluide de travail)	0,005 kg/s

TABLE 4.10 – Point de fonctionnement du cycle de Rankine

On observe sur la figure 4.34 l'effet du sous-refroidissement sur la puissance et le

#### 4.4. ÉTUDE DU CYCLE DE RANKINE-HIRN COMPLET

---

rendement global. Il y a une variation de  $110\text{ W}$ , ce qui représente une variation de  $8,5\%$  sur la puissance et le rendement global entre un sous-refroidissement "léger" à  $80\text{ }^\circ\text{C}$  et un sous-refroidissement jusqu'à la température ambiante. La perte de puissance avec le sous-refroidissement était attendu et l'on observe bien ici son effet délétère sur les performances du système de récupération de chaleur.

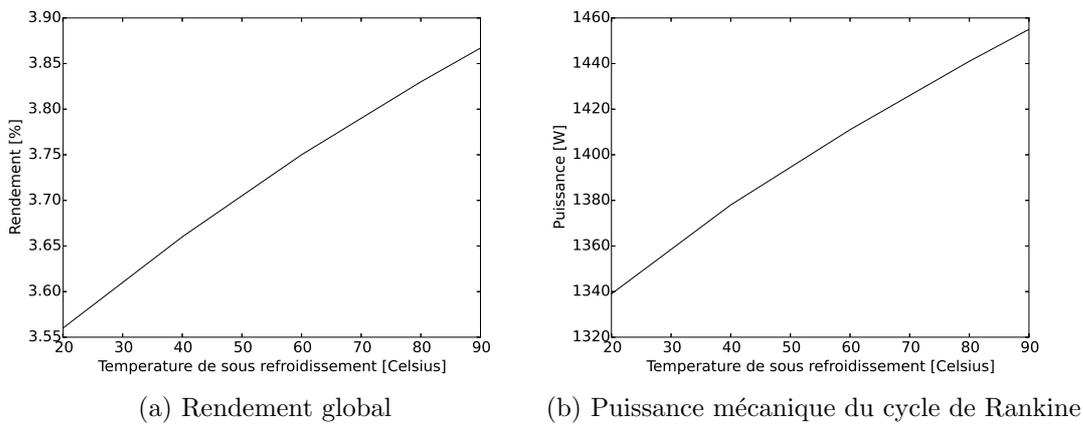


FIGURE 4.34 – Effet du sous-refroidissement sur la puissance et le rendement global du cycle de Rankine

#### 4.4.2 Application à un tracteur agricole

L'étude de la récupération de chaleur par cycle de Rankine était initialement prévue pour une application sur tracteur agricole. Les points de fonctionnements types du tracteur sont repris des travaux de S. Lacour [45] et de P. Punov [55]. Le cycle caractéristique d'un tracteur agricole est une alternance de phases à charge et puissance élevées de longue durée et de phases à faible puissance de courte durée. La phase à forte charge correspond à la période de travail, traction d'une charrue par exemple ou d'un autre outil sur la longueur du champs cultivé. Les courtes phases qui alternent avec les phases de travail correspondent aux manœuvres du tracteur en bout de champ. L'allure de ce fonctionnement type est donné par la figure 4.35.

Le tableau 4.11 résume les paramètres du tracteur pour les phases de travail et de manœuvre.

#### 4.4. ÉTUDE DU CYCLE DE RANKINE-HIRN COMPLET

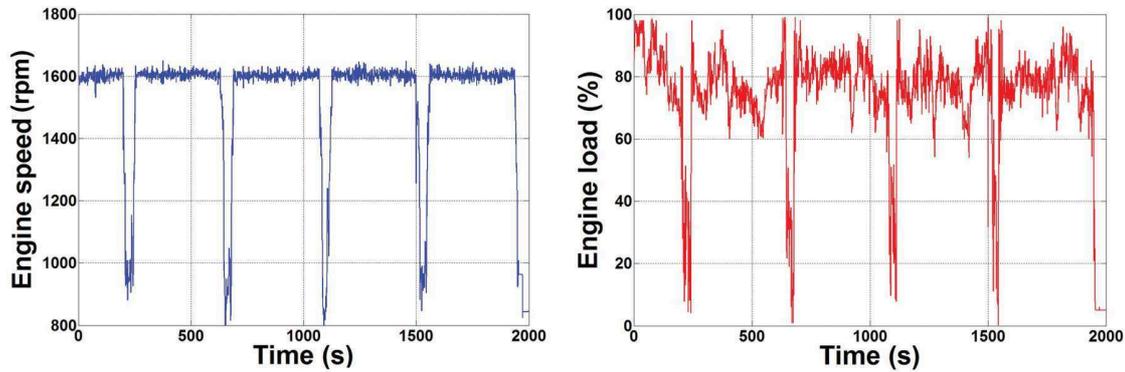


FIGURE 4.35 – Allure du fonctionnement typique du tracteur [55]

Paramètres	Phase de Travail	Phase de Manœuvres
Puissance du moteur	90 <i>kW</i>	10 <i>kW</i>
Rendement du moteur	32,5 %	20 %
Enthalpie des gaz d'échappement	70,3 <i>kW</i>	20,2 <i>kW</i>
Débit des gaz d'échappement	0,16 <i>kg/s</i>	0,08 <i>kg/s</i>
Température des gaz d'échappement	420 °C	250 °C

TABLE 4.11 – Résumé des paramètres du tracteur en phases de travail et de manœuvre

Les paramètres de fonctionnement du cycle de Rankine pour les phases de travail et de manœuvre sont données par le tableau 4.12.

Paramètres du cycle de Rankine	Phase de Travail	Phase de Manœuvres
Pression	10 <i>bar</i>	8 <i>bar</i>
Débit de fluide de travail	0,008 <i>kg/s</i>	0,0019 <i>kg/s</i>
Chaleur récupérée	23,1 <i>kW</i>	4,7 <i>kW</i>
Puissance mécanique	2,52 <i>kW</i>	0,41 <i>kW</i>
Taux de récupération de chaleur	32,9 %	23,3 %
Rendement de cycle	10,9 %	8,7 %
Rendement global (sur enthalpie des gaz)	3,58 %	2,04 %

TABLE 4.12 – Résumé des paramètres du cycle de Rankine

Les tableaux 4.13 à 4.15 donnent les résultats en termes de gains de performances du moteur du tracteur grâce à l'ajout du cycle de Rankine. Le tableau 4.13 donne ces résultats sans tenir compte du coût énergétique de la ventilation du condenseur. Les tableaux 4.14 et 4.15 correspondent aux cas des condenseurs de 20 et 10 plaques.

#### 4.4. ÉTUDE DU CYCLE DE RANKINE-HIRN COMPLET

Performances avec le cycle de Rankine	Phase de Travail	Phase de Manœuvres
Puissance avec cycle de Rankine	92,52 <i>kW</i>	10,41 <i>kW</i>
Nouveau rendement du moteur	33,4 %	20,8 %
Gain de Rendement du moteur	2,8 %	4,1 %

TABLE 4.13 – Gain de performances du moteur avec la récupération de chaleur

Lors des phases de travail ou le débit de gaz et sa température sont les plus élevés la puissance mécanique additionnelle fournie par le cycle de Rankine est nettement plus importante que lors des phases de manœuvres. Cependant en terme de gain de rendement du moteur et donc de consommation les gains sont plus élevés en phase de manœuvres et ce malgré un taux de récupération de chaleur et un rendement de cycle inférieur à la phase de travail. Ceci s'explique par le rendement moteur qui est inférieur sur cette phase et donc un gain de rendement relatif plus important.

Performances avec le cycle de Rankine	Phase de Travail	Phase de Manœuvres
Puissance avec cycle de Rankine	92,3 <i>kW</i>	10,41 <i>kW</i>
Nouveau rendement du moteur	33,3 %	20,8 %
Gain de Rendement du moteur	2,5 %	4,1 %

TABLE 4.14 – Gain de performances du moteur avec la récupération de chaleur en prenant en compte de la ventilation pour le refroidissement d'un condenseur de 20 plaques

Performances avec le cycle de Rankine	Phase de Travail	Phase de Manœuvres
Puissance avec cycle de Rankine	91,37 <i>kW</i>	10,4 <i>kW</i>
Nouveau rendement du moteur	33 %	20,8 %
Gain de Rendement du moteur	1 %	4 %

TABLE 4.15 – Gain de performances du moteur avec la récupération de chaleur en prenant en compte de la ventilation pour le refroidissement d'un condenseur de 10 plaques

La prise en compte du besoin énergétique de la ventilation pour le refroidissement du condenseur accentue la plus faible efficacité finale du dispositif de récupération de chaleur sur la phase de travail. On constate un effet négligeable du besoin de refroidissement en phase de manœuvres. Par contre en phase de travail un condenseur sous dimensionné dégrade considérablement les performances du système.

### 4.5 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a présenté un modèle 1D dynamique stationnaire d'échangeur thermique pour simuler l'échangeur évaporateur du cycle de Rankine. Cette modélisation d'échangeur devant s'appliquer à un échangeur construit en laboratoire et de géométrie non classique, des corrélations d'échanges thermiques simples mais réadaptées ont été utilisées. Cette modélisation a permis de cartographier le potentiel de récupération d'énergie mécanique de l'échangeur en fonction du débit et de la pression du fluide de travail pour différents points de débits et de températures des gaz de combustion tenant lieu de source chaude. Des points optimums de réglage de la pression et du débit de fluide sont mis en évidence. Cette modélisation a été validée expérimentalement et est d'une précision satisfaisante avec des écarts entre le calcul et l'expérience de l'ordre de 5%.

Une modélisation simple d'un cycle de Rankine a été construite autour du modèle d'échangeur thermique pour évaluer les possibilités de récupération du système complet. Les cartographies des rendements globaux pour différentes valeurs de débit et de température des gaz chauds sont à nouveau présentées. L'introduction de la limitation du rapport volumétrique de détente du moteur à vapeur modifie la localisation des réglages optimums du cycle de Rankine. La pression optimale qui varie avec la température de la source chaude varie beaucoup moins avec l'introduction d'une limite au rapport volumétrique de la machine de détente. L'introduction de contraintes réalistes modifie les valeurs de réglages optimales. De plus cette contrainte amène également une réduction des performances du système de récupération de chaleur.

L'application de la récupération de chaleur étant initialement prévue pour une application sur tracteur agricole, la principale contrainte de cette application qui est l'évacuation de la chaleur au puits froid est abordée. On montre que la puissance nécessaire à la ventilation pour le refroidissement du condenseur peut être importante devant la puissance du cycle de Rankine voire annuler son effet dans le cas d'un condenseur trop petit. Le modèle est utilisé pour évaluer le gain de rendement du moteur du tracteur sur des points types de fonctionnement : un point de forte charge qui correspond à la phase de travail, et un point de manœuvre qui entrecoupe les phases de travail. Avec un condenseur de dimension

#### 4.5. CONCLUSION DU CHAPITRE

---

appropriées le gain de rendement est de l'ordre de 2% en phase de travail et de 4% en phase de manœuvres.

Ce chapitre a pour l'essentiel porté sur la simulation. Seule la modélisation de l'échangeur-évaporateur bénéficie d'une validation expérimentale. Ainsi les cartographies du cycle de Rankine complet, l'étude du refroidissement du condenseur et l'application de la récupération de chaleur au tracteur sont des résultats qui peuvent porter à caution. Cependant ils ont le mérite de mettre en lumière des tendances et limitations que pourraient rencontrer la mise en œuvre d'un système de récupération de chaleur. Comparativement à la littérature les résultats présentés ici peuvent sembler modestes. La principale raison est due au fait que la modélisation s'appuie sur les résultats expérimentaux obtenus sur l'échangeur-évaporateur construit pour cette thèse qui présente une efficacité relativement faible devant les appareils industriels. On peut donc en conclure qu'une importante marge de progrès est possible. Il faut cependant prendre garde à ce que l'augmentation de la quantité de chaleur collectée et qui inévitablement augmentera la quantité de chaleur à évacuer au condenseur n'annule pas le bénéfice obtenu par le besoin de ventilation supplémentaire du condenseur.

# Chapitre 5

## Machine de détente

Ce chapitre se concentre exclusivement sur l'étude des machines de détentes à piston. L'objectif du chapitre est de présenter les outils numériques développés pour aider au dimensionnement du moteur à vapeur.

### 5.1 Modélisation

Un modèle 0 dimensionnel en espace et discrétisé en temps d'un moteur à piston est présenté dans ce chapitre. Ces types de modélisation dynamique sont courants pour les moteurs à combustion interne [36]. Lontsi [51] a développé un modèle adapté au moteur Ericsson, Gord [33] pour les moteurs à détente de gaz naturel et Ferrara [29] pour les cycles de Rankine. L'objectif de cette modélisation est de pouvoir simuler une large variété de configurations possibles pour ce type de machine. Le but est de dimensionner précisément le moteur à piston pour la plage de fonctionnement à laquelle il sera soumis au sein d'un cycle de Rankine appliqué à la récupération de chaleur.

Le schéma de la figure 5.1 présente un moteur à piston sous une forme classique. Son digramme PV théorique ainsi que sa loi de distribution sont présentés figure 5.2. La cinématique bielle manivelle est définie par  $A$  qui est l'excentration du maneton du vilebrequin et  $B$  la longueur de la bielle. Les positions extrêmes occupées par le piston sont appelées point mort haut (PMH) et point mort bas (PMB). Le volume mort est l'espace entre le piston au PMH et la culasse. Des orifices permettent la mise en communication

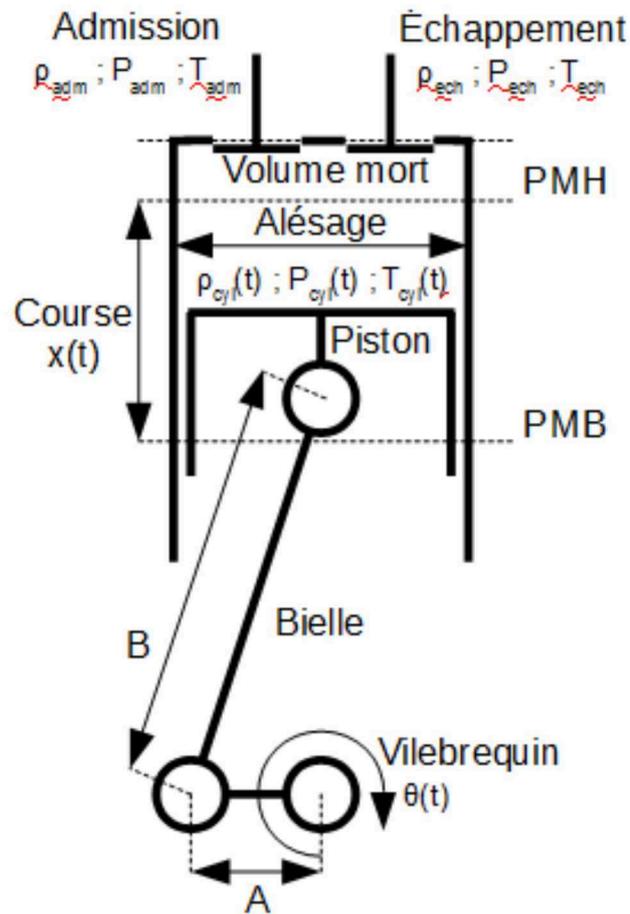
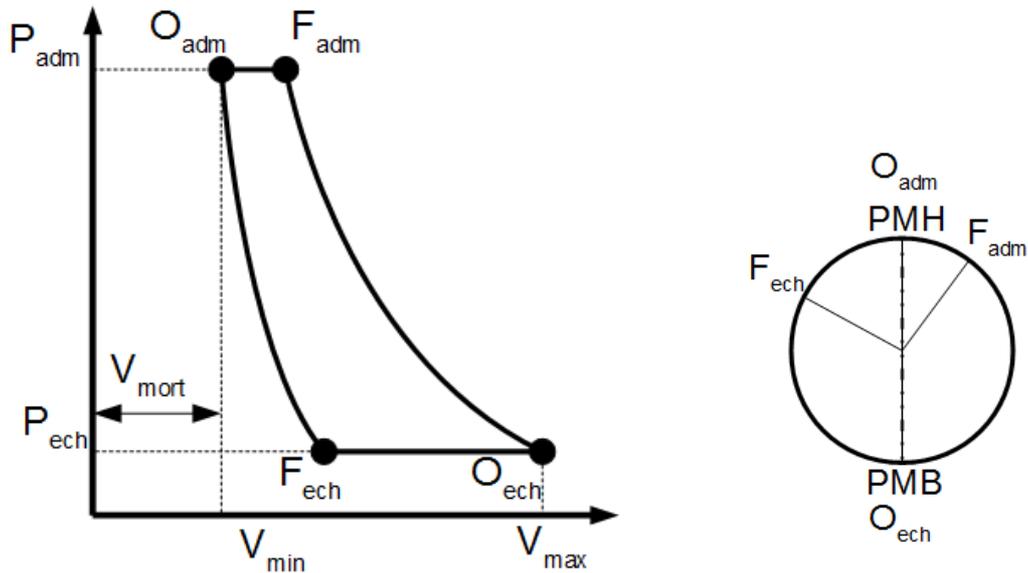


FIGURE 5.1 – Machine de détente à piston et distribution commandée

du volume de travail successivement avec l'admission et l'échappement. Différents types de mécanismes peuvent être employés pour réaliser la distribution, le plus courant sur les moteurs à combustion interne étant un arbre à cames actionnant des soupapes. Historiquement la distribution des moteurs à vapeur était réalisée par un mécanisme de tiroir plan ou cylindrique [44], les machines les plus tardives étaient cependant munies de soupapes. Ces types de distributions commandées ont l'avantage de permettre de choisir l'instant exact d'ouverture et de fermeture de chaque port. Ainsi, il est possible de caler au mieux l'avance à l'admission et le retard à l'échappement pour prendre en compte les inerties de remplissage et de vidange.

L'étude se concentrera sur une variante du moteur représenté en figure 5.3. Dans cette



(a) Diagramme PV théorique d'un moteur à distribution commandée

(b) Diagramme de distribution commandée

FIGURE 5.2 – Diagrammes de la machine de détente à piston et distribution commandée

variante l'échappement est réalisé par un ou plusieurs orifices dans le cylindre, ces orifices sont situés juste avant le point mort bas. Le diagramme PV théorique de ce moteur est présenté figure 5.4 ainsi que l'allure de sa loi de distribution. Cette disposition est appelée uni-flow ou uni-flux [35, 21]. Cette configuration d'échappement était courante durant la première moitié du 20ème siècle. L'admission était réalisée par une soupape. L'admission est ici réalisée par un clapet déplacé par un poussoir fixé au piston. Au voisinage du point mort haut le clapet est ouvert. Cette disposition très peu courante a l'avantage d'être très simple. Elle a été étudiée par [74] pour une application de moteur à air comprimé. Dans cette variante les règles de distribution de la vapeur sont simplifiées, la durée angulaire d'ouverture du port d'admission est aussi longue avant qu'après le point mort haut et il en va de même pour l'échappement autour du point mort bas. Seules les durées d'ouverture sont paramétrables avec la hauteur des lumières d'échappement et la longueur du poussoir du piston, respectivement pour l'échappement et l'admission. Ce type de construction présente l'avantage d'une plus grande simplicité mécanique mais a l'inconvénient de ne pas permettre la réalisation d'un cycle de détente optimal, ce qui conduit à avoir un

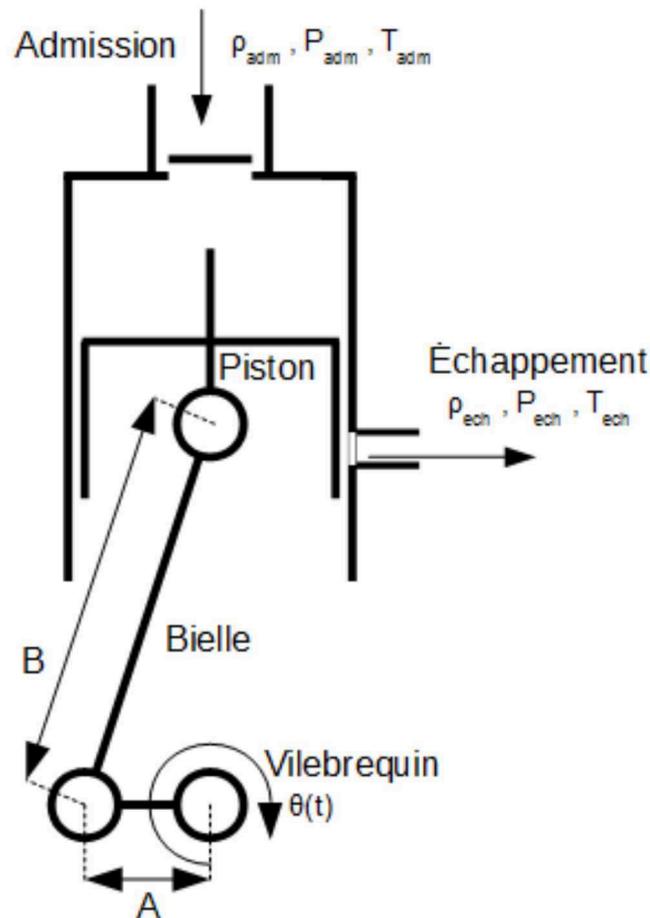
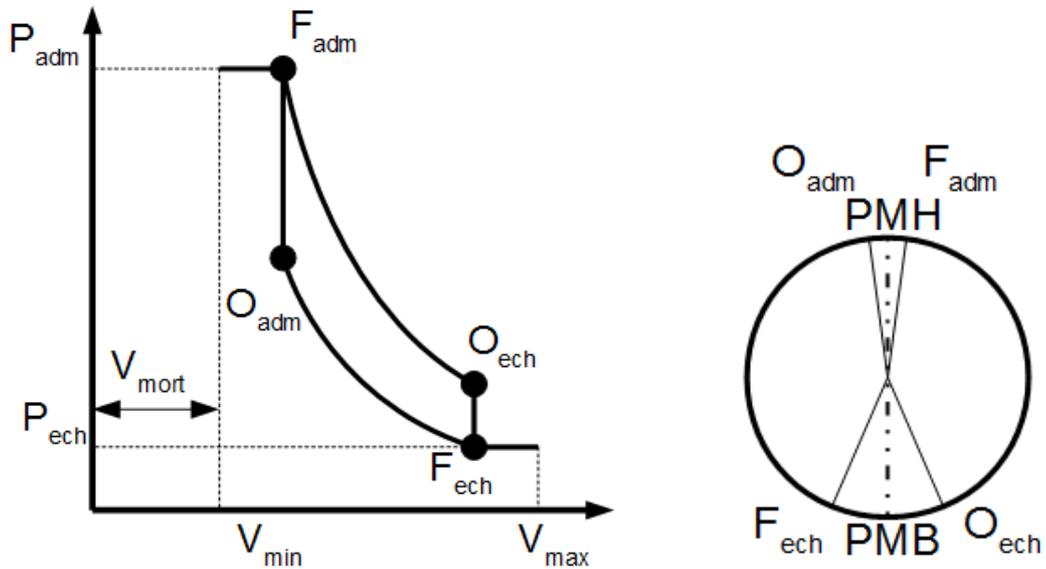


FIGURE 5.3 – Machine de détente à piston, admission par clapet et échappement par lumières

rendement isentropique moins bon.

La figure 5.4b schématise les lois de distribution de ce moteur. Les phases d'admission et d'échappement étant directement dépendantes de la position du piston leur durée est symétrique par rapport au PMH et au PMB. Les durées angulaires d'admission et d'échappement sont donc égales au double des avances à l'admission et à l'échappement.

Cette configuration ne permet pas une exploitation optimale d'une chute d'enthalpie. En effet pour être optimale la pression dans le cylindre devrait être équilibrée avec l'admission lors de l'ouverture de l'orifice d'admission et il devrait en être de même à l'ouverture de l'échappement avec la pression à l'échappement. Ce cas idéal est représenté pour la machine à distribution commandée figure 5.2. Or dans cette configuration si l'on re-comprime



(a) Diagramme PV théorique d'un moteur à distribution automatique

(b) Diagramme de distribution automatique

FIGURE 5.4 – Diagrammes de la machine de détente à piston et distribution automatique

le fluide résiduel présent dans le cylindre de sorte à atteindre la pression de l'admission une quantité nulle de vapeur sera admise. Cette vapeur sera bien détendue jusqu'à la pression d'échappement mais le débit évacué sera également nul. Le moteur re-comprimera et détendra la même masse de fluide sans fournir de puissance mécanique. Ce type de moteur nécessite donc d'accepter une dégradation du rendement pour produire une puissance non nulle.

### 5.1.1 Modélisation géométrique

L'expression (5.1) donne la position  $x(\theta)$  du piston en fonction de l'angle  $\theta$  du vilebrequin [36]. Le volume  $V$  de la chambre entre le piston et la culasse est déduit de cette expression additionnée du volume mort  $V_{mort}$  (5.2). Les expressions (5.3) et (5.4) donnent la vitesse et la position angulaire du vilebrequin en fonction des conditions initiales et de la vitesse de rotation  $N$  du moteur donnée en tours par minute.

$$x(\theta) = A + B - A \cdot \cos\left(\theta - \frac{\pi}{2}\right) + \sqrt{B^2 - A^2 \cdot \sin^2\left(\theta - \frac{\pi}{2}\right)} \quad (5.1)$$

$$V(\theta) = x(\theta) \cdot \pi \cdot \frac{D_{alesage}^2}{4} + V_{mort} \quad (5.2)$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \Pi \cdot N}{60} \quad (5.3)$$

$$\theta(t) = \omega \cdot t + \theta_0 \quad (5.4)$$

### 5.1.2 Transfert de masse

Le bilan des transferts de masses entre le cylindre et ses ports d'admission et d'échappement s'exprime par la relation (5.5). La masse de fluide contenue dans le cylindre est exprimée par la relation (5.6).

$$\frac{dm_{cyl}}{dt} = \frac{dm_{adm}}{dt} - \frac{dm_{ech}}{dt} - \frac{dm_{fuite}}{dt} \quad (5.5)$$

$$m_{cyl} = V(\theta) \cdot \rho_{cyl} \quad (5.6)$$

Les débits massiques entrant et sortant du cylindre s'expriment par la relation (5.7) [36] utilisée pour déterminer les débits au travers des soupapes et plus généralement des orifices en régime subsonique et sonique. Les équations (5.8)(5.9)(5.10)(5.11) définissent le régime de l'écoulement. Dans le cas d'une phase d'admission les grandeurs amonts sont celles de la vapeur dans le conduit d'admission du moteur et la pression aval est celle qui règne à l'intérieur du cylindre. En phase d'échappement les grandeurs amont sont celles de la vapeur dans le cylindre et la pression aval est celle du conduit d'échappement. Le débit est maximum lorsque (5.8) est égal ou inférieur à (5.9). Il y a alors blocage sonique.

Les caractéristiques du fluide en fonction de la pression et de la température dans le cylindre, sont obtenues grâce à la base de donnée des propriétés thermo-physiques des fluides CoolProp [10]. L'état du fluide de travail étant proche de la courbe de saturation, l'équation des gaz parfaits ne peut pas être utilisée.

$$\frac{dm}{dt} = S \cdot \rho_{amont} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma_{amont}}{\gamma_{amont} - 1} \cdot \frac{p_{amont}}{\rho_{amont}} \cdot R^{\frac{2}{\gamma_{amont}}} \cdot \left(1 - R^{\frac{\gamma_{amont}-1}{\gamma_{amont}}}\right)} \quad (5.7)$$

$$R = \frac{p_{aval}}{p_{amont}} \quad (5.8)$$

$$\frac{p_{crit}}{p_{amont}} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5.9)$$

si

$$\frac{p_{aval}}{p_{amont}} \leq \frac{p_{crit}}{p_{amont}} \quad (5.10)$$

alors

$$R = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5.11)$$

La variation des sections de passage des ports d'admission et d'échappement est calculée par une fonction sinusoidale (5.12) dépendante de l'angle du vilebrequin. Cette fonction n'est définie que dans l'intervalle angulaire correspondant à l'ouverture de l'orifice  $(\theta_{ouv} + \Delta\theta)$ ,  $\theta_{ouv}$  correspondant à l'angle du vilebrequin auquel l'orifice s'ouvre et  $\Delta\theta$  à sa durée angulaire d'ouverture et  $S_{max}$  étant la section maximale de l'orifice.

$$S(\theta) = S_{max} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \Pi \cdot \frac{\theta(t) - \theta_{ouv}}{\theta_{ouv} - \theta_{ferm}}\right)\right) \quad (5.12)$$

Les fuites sont calculées en considérant un orifice constamment ouvert entre le cylindre et l'échappement. Une section de  $0,25\mu m^2$  est choisie, cette section correspond à celle de la fente du segment.

### 5.1.3 Échange de chaleur aux parois

Les transferts thermiques au travers des parois du cylindre sont évalués avec la corrélation de Annand (5.13) [36]. Cette corrélation est initialement dédiée aux moteurs à combustion interne mais comme la géométrie de la machine étudiée est semblable à celle des moteurs à combustion interne elle est retenue. Le nombre de Reynolds (5.14) est nécessaire au calcul du coefficient d'échange. L'état thermique de la vapeur dans le cylindre, le diamètre de l'alésage et la vitesse moyenne du piston sont nécessaires à son calcul.

$$k_{paroi} = \frac{(0,35 + 0,8 \cdot \lambda \cdot Re^{0.7})}{D_{alesage}} \quad (5.13)$$

$$Re = \frac{\rho_{cyl} \cdot D_{alesage} \cdot \bar{V}_{piston}}{\mu} \quad (5.14)$$

$$Q_{paroi} = A(\theta)_{cyl} \cdot k_{paroi} \cdot (T(t)_{vapeur} - T_{paroi}) \quad (5.15)$$

$$T_{paroi} = \frac{T_{adm} + T_{ech}}{2} \quad (5.16)$$

L'expression (5.15) permet de calculer à tout instant le flux de chaleur instantané évacué au travers des parois du cylindre en fonction de l'évolution de la surface du cylindre  $A(\theta)_{cyl}$  en contact avec la vapeur. La température de paroi (5.16) est la température moyenne entre la température d'admission et d'échappement. Cette approximation est utilisée par [51] et vérifiée expérimentalement par [35].

### 5.1.4 Bilan énergétique du capsulisme

L'évolution du volume est calculée par (5.2). La pression dans le cylindre est déduite du bilan énergétique du cylindre (5.17). Dans cette expression la puissance mécanique fournie par le fluide contenu dans le cylindre est exprimée par la relation (5.18). La librairie CoolProp [11] est utilisée pour calculer les caractéristiques thermodynamiques du fluide en fonction de sa pression et sa température. Pour être résolue ces équations sont discrétisées en temps.

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} + \frac{dW}{dt} + \frac{dm_{adm}}{dt} \cdot h_{adm} - \frac{dm_{ech}}{dt} \cdot h_{cyl} \quad (5.17)$$

$$\frac{dW}{dt} = -p \cdot \frac{dV}{dt} \quad (5.18)$$

L'intégration de (5.18) sur un cycle complet donne le travail indiqué théorique (5.19) et permet de calculer la puissance indiquée délivrée par le moteur (5.20). Sa pression moyenne indiquée peut être calculée par (5.21).

$$W_{ind} = \oint_{0^\circ}^{360^\circ} p \, dV \quad (5.19)$$

$$P_{ind} = \frac{W_{ind} \cdot N}{60} \quad (5.20)$$

$$pmi = \frac{P_{ind}}{cyl \cdot \frac{N}{60}} \quad (5.21)$$

### 5.1.5 Pertes par frottements

D'après [36] les frottements peuvent être ramenés à une pression moyenne effective de frottement (5.22). Celle-ci est constituée de trois termes. Le premier terme constant est représentatif des frottements secs, le second proportionnel au régime de rotation exprime les pertes par frottements hydrodynamiques et le dernier dépendant du régime au carré est représentatif des pertes dues aux écoulements turbulents.

$$p_{mef} = C1 + C2 \cdot N + C3 \cdot N^2 \quad (5.22)$$

Des essais sur le prototype de moteur en entraînant celui-ci ont permis de mesurer le couple résistant et de calculer ces coefficients, voir table 5.1. L'interpolation des résultats donne (5.23).

$$p_{mef} = 0,13 + 0,42 \cdot 10^{-3} \cdot N - 0,06 \cdot 10^{-6} \cdot N^2 \quad (5.23)$$

## 5.1. MODÉLISATION

---

L'expression (5.24) permet de calculer la  $p_{mef}$  à partir du couple résistant mesuré moteur entraîné.

$$p_{mef} = \frac{C}{C_{cyl}} \quad (5.24)$$

Régime [tr/min]	Couple [N.m]	$p_{mef}$ [bar]
500	1,54	0,32
1000	2,40	0,5
1500	2,98	0,62
2000	3,50	0,73
2500	3,89	0,81

TABLE 5.1 – Mesure du couple sur moteur entraîné

### 5.1.6 Performance du moteur

La pression moyenne effective du point de fonctionnement calculé correspond à la  $p_{mi}$  à laquelle la  $p_{mef}$  est soustraite (5.25). La  $p_{me}$  est l'image du couple.

$$p_{me} = p_{mi} - p_{mef} \quad (5.25)$$

La puissance effective du moteur est donc (5.26)

$$P_{eff} = p_{me.cyl} \cdot \frac{N}{60} = C \cdot \omega \quad (5.26)$$

Le rendement du moteur peut donc être calculé par (5.27).  $\Delta h_{is}$  correspond à une détente isentropique entre les conditions de pression et température à l'admission du moteur et la pression à son échappement.

$$\eta_{is} = \frac{P_{eff}}{\dot{m}_{vap} \cdot \Delta h_{is}} \quad (5.27)$$

## 5.2 Simulation

A partir du modèle établi précédemment il est possible d'évaluer les performances du moteur à vapeur en fonction de ses caractéristiques géométriques et des contraintes qui lui sont imposées telles que le régime de rotation et les pressions d'admission et d'échappement.

Les caractéristiques géométriques du moteur étudié sont présentées dans le tableau 5.2. Celles-ci correspondent au prototype construit et présenté précédemment dans le chapitre relatif à l'installation expérimentale. Trois configurations de volume mort sont étudiées, celui dont la hauteur est de 10 mm correspond à notre prototype. Ces dimensions ont été choisies grâce au modèle de simulation présenté. Il ne s'agit pas d'une optimisation mais d'une recherche empirique d'un compromis assurant un bon fonctionnement du moteur.

Course	42 mm
Alésage	38 mm
Longueur de bielle	75 mm
Cylindrée	47,6 cm <sup>3</sup>
Hauteur du volume mort	2,5 ou 5 ou 10 mm
Volume mort	2,8 ou 5,6 ou 11,2 cm <sup>3</sup>
Angle d'avance à l'admission	10°
Angle de retard à l'admission	10°
Angle d'avance à l'échappement	40°
Angle de retard à l'échappement	40°
Section d'admission	0,4 cm <sup>2</sup>
Section d'échappement	0,8 cm <sup>2</sup>

TABLE 5.2 – Configuration de référence du moteur

Les figures 5.5 montrent les diagrammes indiqués du moteur avec un volume mort de 11,2 cm<sup>3</sup> avec une alimentation en vapeur saturée à 30 bar et une pression d'échappement à 1 bar pour des régimes de 2000 et 5000 tours par minute. On y observe l'effet du régime de rotation sur le remplissage du cylindre : à 5000 tr/min la pression du cylindre n'a pas le temps d'atteindre les 30 bar de l'admission. On observe également une pression de recompression plus élevée du fait de la vidange incomplète du fluide de travail en phase d'échappement au voisinage du point mort bas.

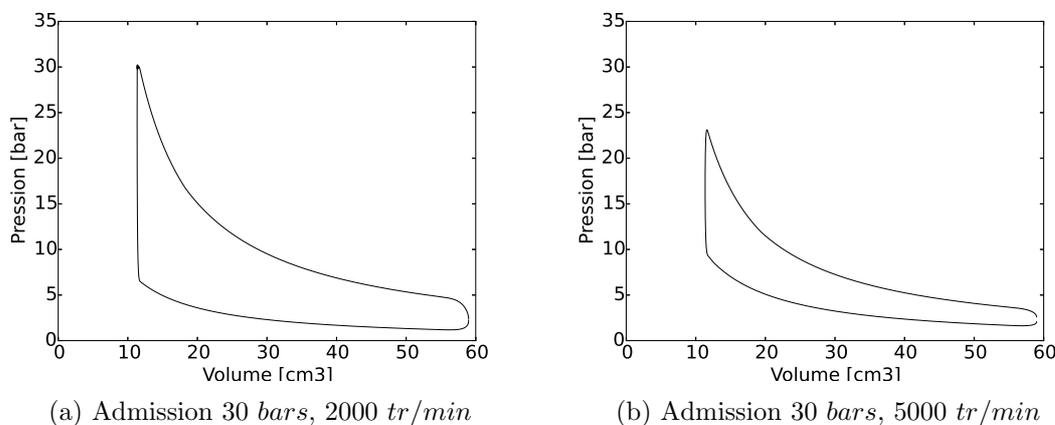


FIGURE 5.5 – Diagrammes indiqués du moteur à vapeur avec distribution automatique

### 5.2.1 Étude paramétrique du moteur à vapeur

Les trois configurations de volume mort présentées dans le tableau 5.2 sont ici calculées sur une plage de fonctionnement allant de 500 à 5500 *tr/min* pour le régime, de 5 à 55 *bar* pour la pression d'admission et pour une pression d'échappement fixée à 1 *bar*. La vapeur d'alimentation est systématiquement de la vapeur d'eau saturée. Ce choix a été fait pour ne pas ajouter un paramètre supplémentaire à la simulation d'autant plus que la surchauffe a une faible influence sur les résultats vis-à-vis des autres paramètres pris en considération. Le paramètre volume mort a un effet majeur sur les performances du moteur en termes de rendement et de puissance. Les durées d'admission et d'échappement apparaissent peu influentes et doivent être de préférence les plus courtes possible sans toutefois restreindre le débit. Pour cette raison l'influence de ces paramètres n'est pas ici détaillée.

Les figures 5.6, 5.7 et 5.8 représentent les cartographies de rendement isentropique et de puissance du moteur pour des hauteurs de volume mort de 10 *mm*, 5 *mm* et 2,5 *mm*.

Il apparaît immédiatement que les zones de meilleurs rendements se situent à des niveaux de pressions croissants avec la diminution du volume mort. Le rendement maximum est également permis par le moteur ayant le volume mort minimum. Par contre bien que permettant un meilleur rendement maximum la diminution du volume mort interdit le fonctionnement du moteur aux plus basses pressions. En effet, les cartographies des puissances montrent que le moteur avec le plus gros volume mort peut fonctionner à partir

## 5.2. SIMULATION

---

d'une quinzaine de bars alors que celui avec le plus faible volume mort ne fournira pas de puissance au-dessous d'une pression d'admission de 30 *bars*.

Les régimes de rotation permettant les rendements les plus élevés se situent dans la plage de vitesse d'environ 1000 à 3000 *tr/min*. Le volume mort n'influence pas notablement la zone de meilleur rendement en fonction du régime. Il ne semble pas intéressant de franchir le cap des 4000 à 4500 *tr/min* : au delà la puissance n'augmente plus et à même tendance à diminuer. Cela est plus marqué pour les moteurs de fort volume mort.

Quel que soit le volume mort la zone de rendement maximum se situe toujours dans les zones de faible puissance. Bien que la puissance maximale diminue avec le volume mort, la puissance correspondant au secteur de plus haut rendement des moteurs est dans les trois cas du même ordre, entre 0,5 *kW* et 1 *kW*.

Pour le dimensionnement de la machine de détente la zone de rendement maximum est à rechercher. C'est en effet la machine de détente dimensionnée au maximum de rendement qui permettra de minimiser les pertes du cycle de Rankine.

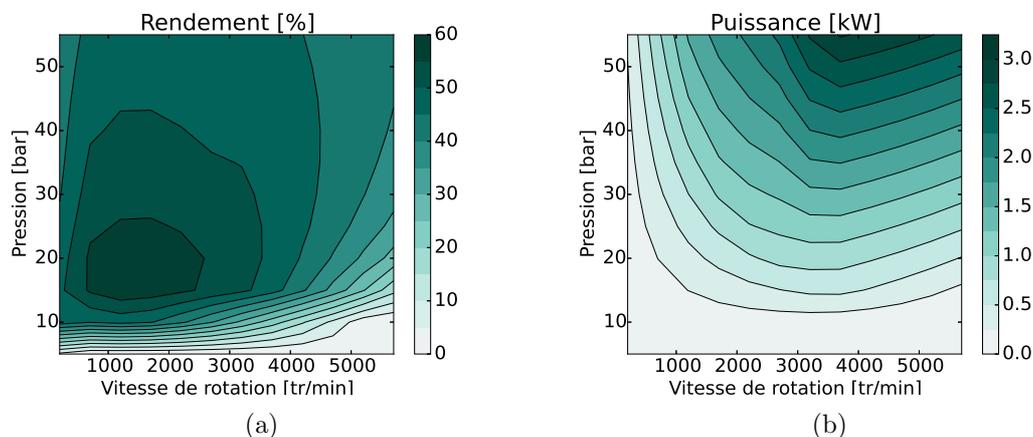


FIGURE 5.6 – Cartographies du rendement et de la puissance du moteur avec un volume mort de 11,2  $cm^3$

### 5.2.2 Étude des pertes

Cette section détaille les différentes sources de pertes prises en compte par le calcul. Seules les pertes par frottement font l'objet d'une validation expérimentale. Les pertes énergétiques sont calculées et ne peuvent être corrélées expérimentalement. Cependant

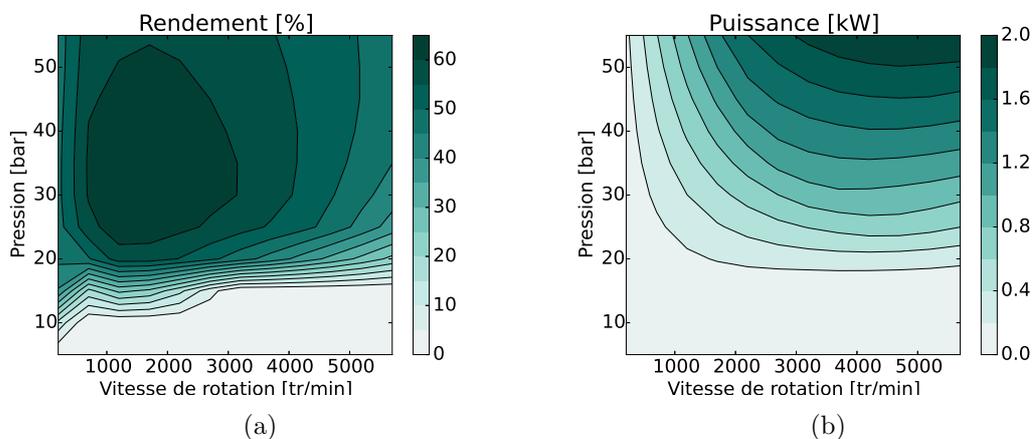


FIGURE 5.7 – Cartographies du rendement et de la puissance du moteur avec un volume mort de  $5,6 \text{ cm}^3$

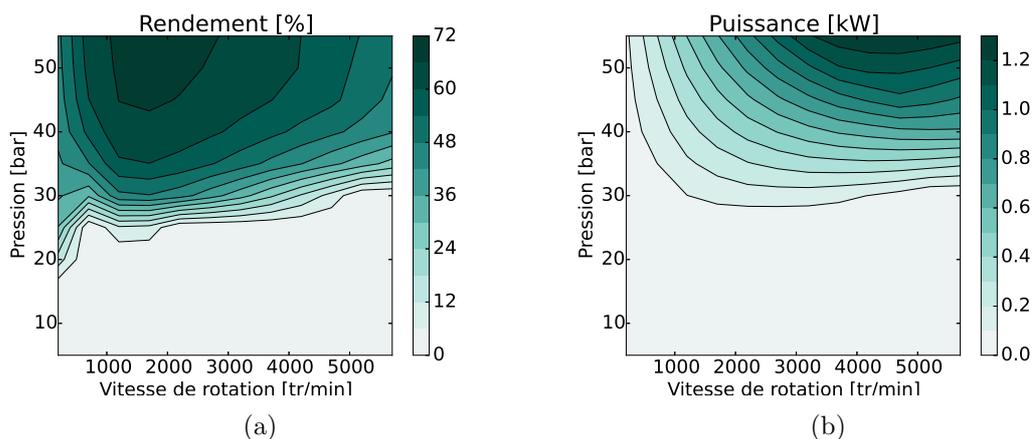


FIGURE 5.8 – Cartographies du rendement et de la puissance du moteur avec un volume mort de  $2,8 \text{ cm}^3$

des tendances et des sensibilités aux paramètres d'entrées ressortent de cette étude et aident au dimensionnement d'un moteur.

Les figures 5.9, 5.10 et 5.11 cartographient les pertes pour le moteur ayant une hauteur de volume mort de  $10 \text{ mm}$ . Le comportement général est le même pour les deux autres cas de figure.

L'étude des fuites section 5.1.2, figure 5.9a, montre une nette sensibilité de celles-ci à la pression. On constate une anomalie autour de  $3000 \text{ tr/min}$  pour les plus hautes pressions : dans cette zone le débit de fuite  $y$  est maximum. Au delà de ce régime le

## 5.2. SIMULATION

---

débit de fuite semble décroître avec l'augmentation de la vitesse de rotation, à pression constante. Cet effet semble s'accroître pour les pressions les plus hautes. Ce phénomène s'explique probablement par la stabilisation du débit au delà de 3000 à 4000  $tr/min$ , figure 5.9b. Il semble que le débit se bloque à partir d'un régime seuil entraînant l'arrêt de l'accroissement de la puissance avec l'augmentation du régime de rotation. En effet comme indiqué au paragraphe 5.1.2 l'écoulement d'un fluide compressible au travers d'un orifice connaît un débit de blocage au dessus d'un certain rapport de pression de part et d'autre de l'orifice.

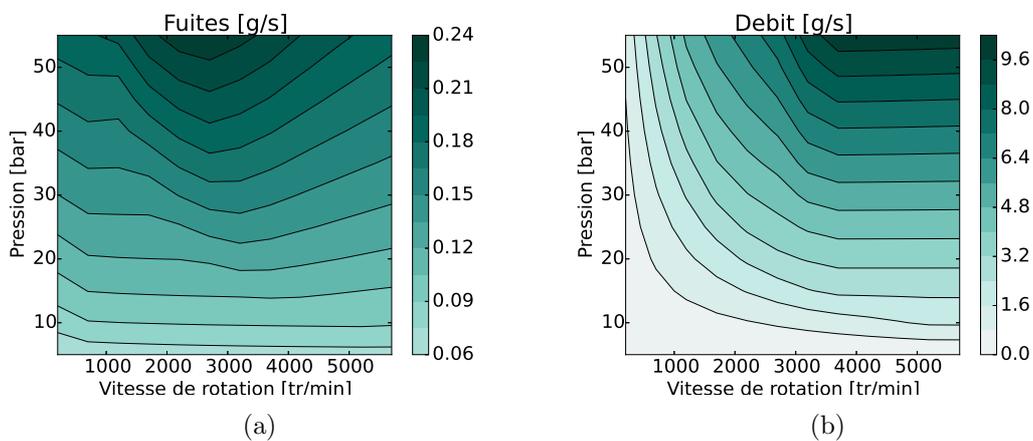


FIGURE 5.9 – Cartographie des fuites et du débit de fluide de travail

Les pertes par frottements (5.23), figure 5.10a, sont exprimées en pression moyenne de frottement. La figure 5.10b présente la PMI du moteur. On observe que les pertes par frottement ne représentent une part importante des pertes que pour les régimes élevés et les basses pressions. En effet, les pertes par frottement sont marginalisées lorsque la PMI est élevée, par contre pour les faibles PMI ces pertes ont une valeur relative élevée. Par exemple à un régime de 1000  $tr/min$  et une pression d'admission de 50  $bar$  les pertes par frottements exprimées en pression moyenne de frottement sont faible devant la PMI, environ 0,3  $bars$  pour une PMI de 16  $bar$ . Inversement à un régime de 5000  $tr/min$  et une pression d'admission de 20  $bar$  la PMI et la pression moyenne de frottement ont des valeur de même ordre de grandeurs, i.e. 1 à 1,5  $bar$ . Pour ce dernier point les pertes par frottement sont prédominantes et expliquent pour une bonne part la chute de rendement aux régimes élevés et basses PMI. On observe même une puissance nulle aux basses pressions

## 5.2. SIMULATION

d'admission.

Avec le blocage du débit les pertes par frottement sont la seconde raison qui limite la puissance à haut régime. On constate bien une chute de la PMI à partir de 3000 tr/min qui correspond au blocage du débit.

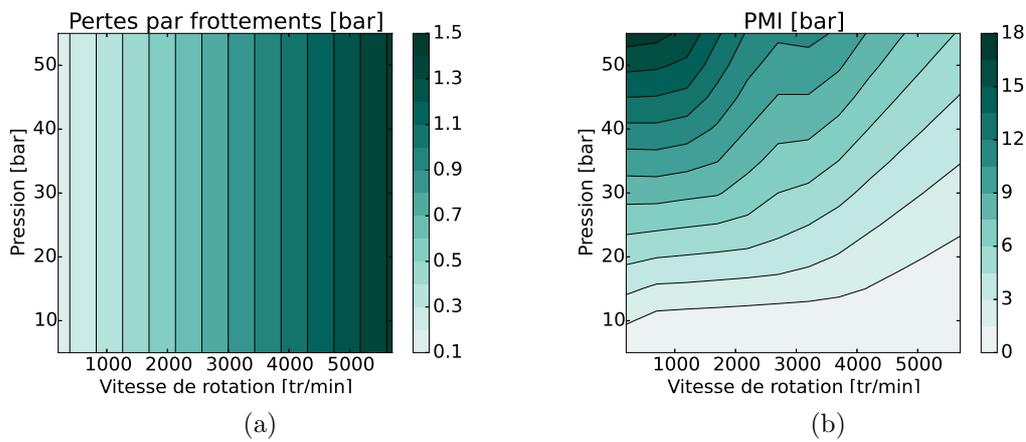


FIGURE 5.10 – Cartographie des pertes par frottement comparé à la PMI

La figure 5.11 présente le flux de chaleur perdu au travers des parois du cylindre (5.15). L'évolution des pertes thermiques semble suivre une évolution très proche de celle de la puissance mécanique délivrée par le moteur figure 5.6b. Cette puissance thermique perdue représente entre 40% et 60% de la puissance calculée à l'arbre du moteur.

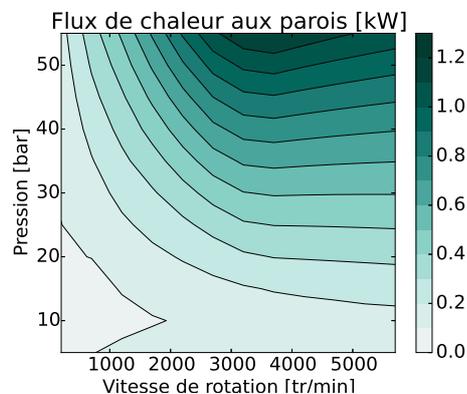


FIGURE 5.11 – Cartographie des pertes thermique aux parois

### 5.2.3 Comparaison avec un moteur à distribution commandée

Le moteur à distribution automatique présenté dans ce chapitre présente l'avantage d'être mécaniquement plus simple qu'un moteur à distribution commandée mais a l'inconvénient de permettre moins de liberté dans sa plage d'utilisation comme il a été montré précédemment. Dans cette section un exemple de moteur à distribution commandée est étudié de sorte à pouvoir évaluer la perte de performance occasionnée par une distribution automatique.

Le tableau 5.3 rappelle les caractéristiques du moteur. Celles-ci correspondent au moteur de plus faible volume mort mais avec une loi de commande différente. Dans ce cas les ports d'admission n'ont pas une durée angulaire d'ouverture symétrique autour des points morts haut et bas. L'admission est ouverte avec un peu d'avance et reste ouverte bien plus tard. Il en va de même pour l'échappement qui est ouvert au total presque sur la durée d'un demi tour de vilebrequin. Cela permet de ne pas dépenser trop d'énergie à recomprimer une grande quantité de vapeur tout en minimisant le volume mort.

Course	42 <i>mm</i>
Alésage	38 <i>mm</i>
Longueur de bielle	75 <i>mm</i>
Cylindrée	47,6 <i>cm</i> <sup>3</sup>
Hauteur du volume mort	2,5 <i>mm</i>
Volume mort	2,8 <i>cm</i> <sup>3</sup>
Angle d'avance à l'admission	20°
Angle de retard à l'admission	40°
Angle d'avance à l'échappement	40°
Angle de retard à l'échappement	120°
Section d'admission	0,4 <i>cm</i> <sup>2</sup>
Section d'échappement	0,8 <i>cm</i> <sup>2</sup>

TABLE 5.3 – Configuration du moteur à distribution commandée

Le diagramme PV 5.12a illustre le fonctionnement du moteur à distribution commandée. Il est à comparer au précédent diagramme 5.5 du moteur à distribution automatique. La durée d'admission est ici bien plus longue alors qu'elle est presque instantanée avec une distribution automatique et l'échappement est ici beaucoup plus long ce qui

## 5.2. SIMULATION

permet un travail de recompression modeste malgré le faible volume mort.

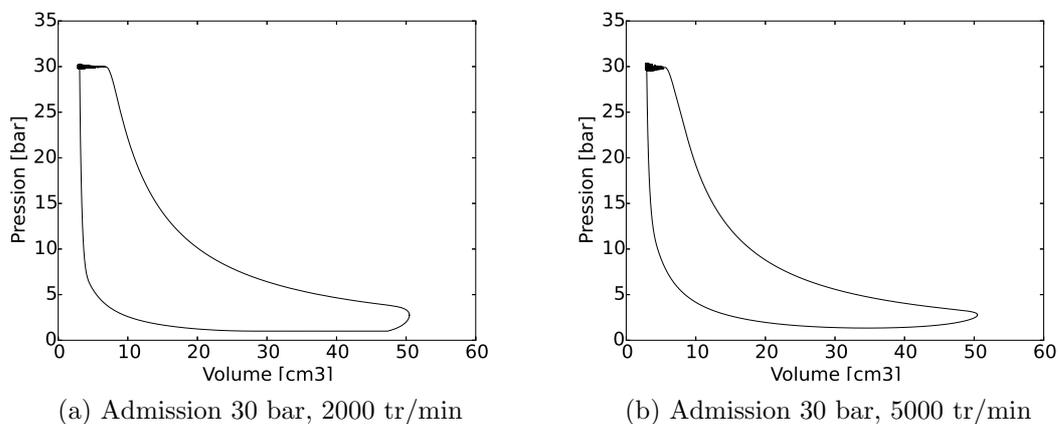


FIGURE 5.12 – Diagrammes indiqués du moteur à vapeur avec distribution commandée

Les cartographies du rendement et de la puissance du moteur à distribution commandée figure 5.13 montrent que celui-ci a de meilleures performances que le moteur à distribution automatique. Sa puissance et son rendement sont supérieurs et il fonctionne dès les basses pressions.

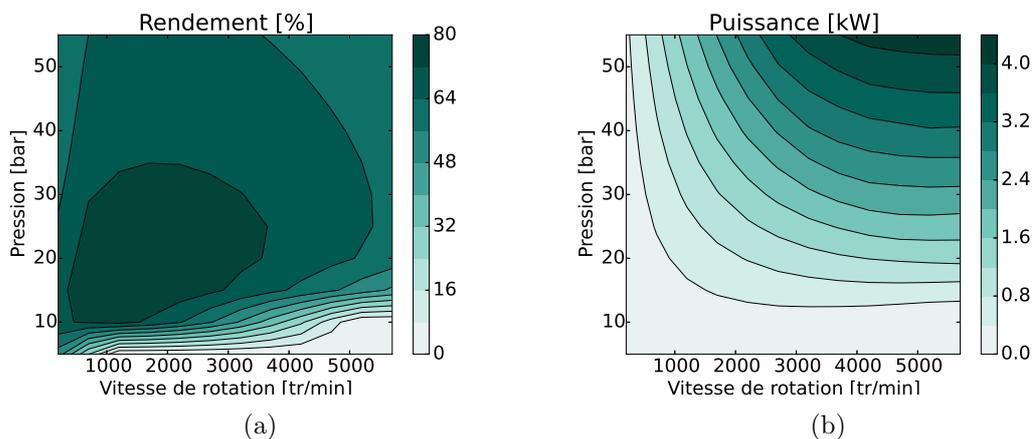


FIGURE 5.13 – Cartographies du rendement et de la puissance du moteur à distribution commandée

Cette architecture de moteur semble donc préférable à la précédente, cependant sa complexité mécanique lui est supérieure. Le modèle de frottement utilisé est le même que pour le moteur à distribution automatique.

## 5.2. SIMULATION

---

Les pertes par frottement du mécanisme de distribution commandée n'ont pas été prises en compte ce qui conduit à une légère surestimation du rendement moteur.

### 5.2.4 Autres fluides de travail

Bien que ce travail de recherche soit essentiellement tourné vers l'eau comme fluide de travail il a semblé intéressant d'étudier le comportement du moteur avec d'autres fluides. Les fluides étudiés seront l'éthanol et le R245fa. Ces deux fluides sont communs dans la littérature pour des applications de récupération de chaleur sur véhicule.

La configuration moteur est celle à distribution automatique avec une hauteur de volume mort de 10 mm, les sections de passage pour l'admission et l'échappement sont multipliées par cinq. Le débit massique de l'éthanol est environ 3 fois plus élevé que pour l'eau et de l'ordre de 10 fois plus pour le R245fa. Sans cette modification les résultats sont trop dégradés pour être significatifs.

Pour l'éthanol la pression à l'échappement est conservée à 1 bar, ce qui correspond à une température de condensation de 79°C. La pression d'échappement pour le R245fa est fixée à 5 bar ce qui correspond à une température de condensation de 62°C. Cette pression pour le R245fa est choisie de sorte à ce que la température de condensation ne soit pas trop basse, ce qui serait peu réaliste pour une application sur véhicule étant donné les difficultés de refroidissement.

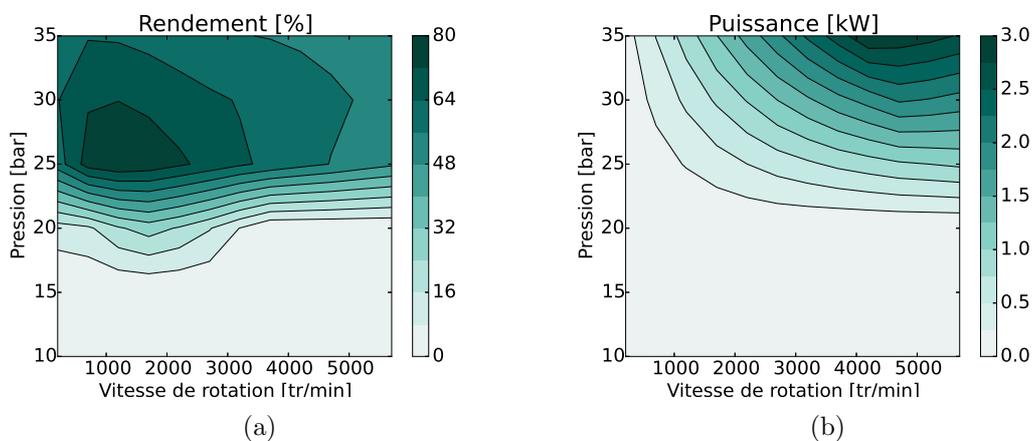


FIGURE 5.14 – Cartographies du rendement et de la puissance du moteur à distribution automatique avec du R245fa comme fluide de travail

## 5.2. SIMULATION

La figure 5.14 correspond aux cartographies de rendement et de puissance pour le R245fa. Le moteur ne fournit pas ou très peu de puissance en dessous de 25 *bar* à cause de la pression d'échappement fixée à 5 *bar*. On constate un rendement de détente très élevé d'environ 80% au maximum (ces résultats théoriques semblent très optimistes). Cependant la zone de haut rendement se situe dans une zone de très faible puissance, quel que soit le fluide. Cet inconvénient est intrinsèque au moteur à distribution automatique, voir figure 5.6 à 5.8 avec l'eau. A pression égale la puissance est supérieure à celle obtenue avec l'eau. Ici la pression maximum est de 35 *bar*, ce qui est légèrement inférieur à la pression critique du R245fa (36,5 *bar*). La puissance est à cette pression de 3 kW tandis qu'avec l'eau cette puissance est atteinte à 55 *bar*.

Les cartographies de rendement et de puissance pour l'éthanol sont données figure 5.15. Les performances en termes de rendement sont peu éloignées de celles de l'eau figure 5.6 mais la puissance atteinte est supérieure d'environ 50%.

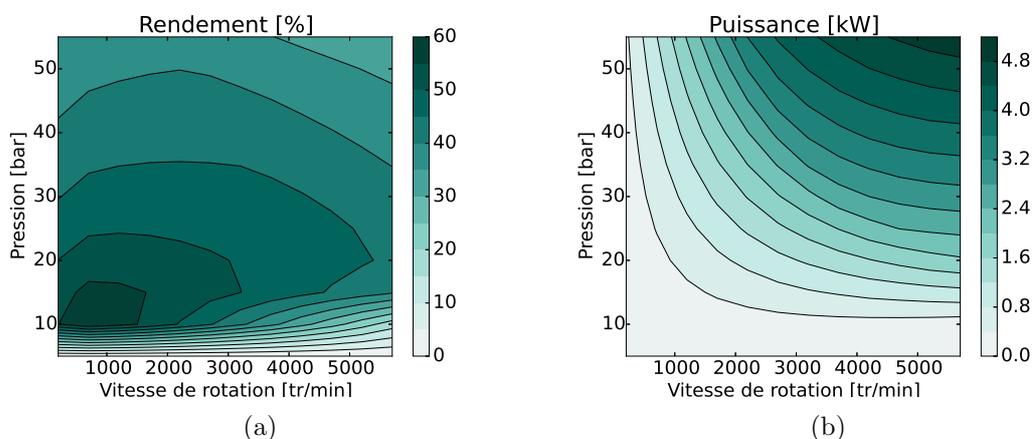


FIGURE 5.15 – Cartographies du rendement et de la puissance du moteur à distribution automatique avec de l'éthanol comme fluide de travail

Les deux fluides organiques étudiés semblent pouvoir fournir une puissance supérieure à celle de l'eau pour une même pression et une même cylindrée. Ces fluides semblent plus avantageux que l'eau en terme de compacité de la machine, toutes les simulations étant faites pour la même cylindrée. Cependant dans le cadre expérimental, il est beaucoup plus facile de travailler avec un fluide tel que l'eau pour étudier les performances réelles de la machine de détente. De plus les fluides R245fa et l'éthanol du fait de leur plus basses

## 5.2. SIMULATION

---

températures de condensation nécessitent une capacité de refroidissement difficilement envisageable dans le cas d'une motorisation agricole.

## 5.3 Conclusion du chapitre

Un modèle 0D dynamique a été développé et présenté en première partie de ce chapitre. Ce modèle tient compte des pertes de charges aux ports d'admission et d'échappement, des transferts thermique aux parois, des fuites et des frottements. Seul le modèle de frottement est issu de mesures expérimentales, les modèles de pertes thermiques ainsi que de fuites ne sont pas validés.

Le modèle est utilisé pour simuler une nouvelle architecture de moteur à distribution automatique. Contrairement aux moteurs à piston classiques qui nécessitent un mécanisme de distribution cette architecture en est dépourvue assurant ainsi une plus grande simplicité mécanique. Des cartographies en régime stabilisé du rendement et de la puissance pour différentes valeurs de volume mort sont produites. L'influence du volume mort est mise en évidence. Ce paramètre permet d'adapter le moteur à sa pression d'admission. Une accroissement de la pression nécessite une diminution du volume pour garantir le meilleur rendement, cependant la diminution du volume mort interdit le fonctionnement aux plus basses pressions avec ce type de moteur.

Pour comparer les différences de performances du moteur à distribution automatique avec le moteur à distribution commandée une simulation de ce dernier est faite. Il apparaît que le moteur à distribution commandée a un meilleur rendement et une puissance supérieure sur une plus large plage de fonctionnement. Cette supériorité du moteur à distribution commandée est à relativiser du fait de l'incertitude des modèles de pertes. Il conviendrait de conduire un calcul plus rigoureux prenant notamment en compte les pertes par frottement de la distribution mécanique. Néanmoins pour les applications où la simplicité mécanique est un critère important le moteur à distribution automatique se révèle intéressant.

Les résultats de simulation avec des fluides organiques montrent des performances en termes de rendement et de puissance comparables ou supérieures à celle de l'eau. Le R245fa donne des résultats de rendement particulièrement bons à puissance comparable à celle de la vapeur d'eau. Cependant même si les performances du composant sont bonnes il faut s'assurer que les performances du cycle thermodynamique complet restent satisfaisantes

### 5.3. CONCLUSION DU CHAPITRE

---

avec un changement de fluide.

### 5.3. CONCLUSION DU CHAPITRE

---

# Conclusion et perspectives

Au cours de cette thèse, une installation d'essai pour l'étude des cycles de Rankine de faible puissance adaptée à la récupération de chaleur dans les gaz d'échappement des moteurs à combustion interne a été réalisée. Cette installation ouvre une nouvelle voie de recherche expérimentale pour l'équipe turbomachines et moteurs du laboratoire Chimie Moléculaire Génie des Procédés Chimiques et Energétiques du Cnam. Sur celle-ci, le moteur à combustion interne est simulé par un générateur de gaz chaud. Le cycle de Rankine construit est le plus simple possible. Il est constitué d'une pompe, d'un évaporateur, d'une machine de détente à piston et d'un condenseur.

Pour sa construction ce banc d'essais a nécessité l'écriture de modèles numériques. Deux échelles de modélisations sont abordées : une modélisation à l'échelle du système i.e. du cycle de Rankine et une autre à l'échelle du composant. Concernant l'échelle composant, l'évaporateur et la machine de détente ont été modélisés. Ces deux composants ayant été conçus et construits en interne avec la collaboration de l'École Centrale de Nantes, il était nécessaire de disposer de moyens de simulation fins pour les dimensionner. La modélisation du système est d'abord abordée en suivant une approche cycle de Carnot endo-réversible qui permet de cerner les limites et possibilités du procédé.

Cette modélisation a été suivie d'une optimisation d'un cycle de Rankine endo-réversible élémentaire mettant en lumière les plages de température préférentielles d'utilisation de différents fluides de travail.

Enfin les performances du système sont évaluées au travers d'un modèle centré sur le modèle de l'évaporateur validé expérimentalement. La simulation du système via ce modèle permet de mettre en évidence les paramètres de réglages optimaux du cycle de Rankine

en terme de pression d'évaporation et de débit de fluide de travail. Il est également mis en évidence le caractère critique de la consommation énergétique du système de ventilation réalisant l'évacuation de la chaleur du condenseur. Pour évaluer le bénéfice énergétique offert par un système de récupération de chaleur, un exemple de gain de consommation est calculé dans le cadre d'un tracteur agricole. Un mode de fonctionnement « labour » est pris en exemple. Dans ce cas, un gain de consommation de l'ordre 3% à 4% semble envisageable. Ce gain n'étant possible que dans le cas d'une évacuation maîtrisée de la chaleur du condenseur.

Deux prototypes de machine de détente à piston ont été conçus et réalisés. Des problèmes technologiques ont été rencontrés. En cette fin de thèse nous ne disposons pas de machine de détente opérationnelle et fiable. Les difficultés rencontrées ont néanmoins mis en évidence que cet organe est critique pour la réalisation d'un cycle de Rankine de faible puissance. Cette expérience nous a ainsi amenés à envisager de nouvelles solutions techniques. Parallèlement un modèle dynamique a été écrit pour aider à la conception de cette machine et en particulier de ses lois de distribution.

Concernant le choix du fluide de travail, on a pu observer par une approche théorique dans le chapitre 3, que chaque fluide offre des performances optimales pour une plage de température de la source chaude définie. Cette plage dépend de la température critique du fluide. Pour la plage qui nous intéresse (300-500°C), l'eau est apparue comme le fluide à privilégier et a été retenue. Dans l'analyse de la machine de détente seule, chapitre 5, on intègre des limitations technologiques comme par exemple le rapport volumétrique. Ceci conduit à une pression optimale plus faible, donc des températures d'évaporation également diminuées. Il en résulte que le choix du fluide peut être différent.

## Perspectives

Ces travaux de thèse se sont achevés avec une installation expérimentale incomplète, faute d'une machine de détente performante. Cependant l'équipe turbomachine est aujourd'hui en possession de moyens expérimentaux validés et a acquis de nouvelles compétences. Bien qu'initialement destinés à la récupération de chaleur sur les gaz d'échappement des

### 5.3. CONCLUSION DU CHAPITRE

---

moteurs à combustion interne, les moyens développés peuvent être, moyennant des adaptations mineures, réorientés vers d'autres applications de récupération de chaleur de la même gamme de puissance, ou vers d'autres applications des cycles de Rankine et ORC telles que la cogénération, les micro-centrales solaires thermodynamiques ou la production d'énergie à partir de la combustion de biomasse.

En termes de composants, la machine de détente semble le point dur. Lever ce verrou technique est aujourd'hui un enjeu de première importance pour la filière, ce qui ouvre également une voie de recherche à explorer.

Que ce soit du point de vue expérimental ou numérique le système n'a été étudié qu'en régime dynamique stationnaire. Cette approche peut se révéler insuffisante pour l'exploitation de source de chaleur au caractère dynamique telle que le moteur d'un véhicule terrestre. Il semble donc opportun d'envisager l'étude de la réponse dynamique du système ainsi que de son asservissement.

Au cours de cette thèse, un partenariat notamment concrétisé par une thèse en cotutelle, a été noué avec l'Université Technique de Sofia. Les travaux portent sur l'adaptation d'un système de Rankine-Hirn sur un moteur à combustion interne d'automobile. Des expérimentations sont programmées sur le banc d'essai Rankine du Cnam et sur le banc moteur de l'Université Technique de Sofia.

### 5.3. CONCLUSION DU CHAPITRE

---

# Bibliographie

- [1] Brochure technique Multi-Wing : h series.
- [2] Brochure technique Wing Fan : Series S.
- [3] La récupération de l'énergie à l'échappement. *auto-innovations.com*, 2014.
- [4] Jean-François FOURMIGUÉ André BONTEMPS. Échangeur de chaleur, dimensionnement thermique. *Techniques de l'ingénieur*, 2013.
- [5] Francesco Baldi, Stephanie Lacour, Quentin Danel, Ulrik Larsen, and Moreau Lexis. Dynamic modelling and analysis of the potential for waste heat recovery on Diesel engine driven applications with a cyclical operational profile. In *ECOS*, 2015.
- [6] Musbaudeen O. Bamgbopa and Eray Uzgoren. Numerical analysis of an organic Rankine cycle under steady and variable heat input. *Applied Energy*, 107 :219–228, July 2013.
- [7] Musbaudeen O. Bamgbopa and Eray Uzgoren. Quasi-dynamic model for an organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 72 :117–124, August 2013.
- [8] Philippe BANDELIER, Nadia CANEY, and Zoé MINVILLE. Échangeurs de chaleur - Intensification des échanges thermiques, volume = base docum, year = 2014. *Techniques de l'ingénieur. Génie énergétique*, (ref. article : be9518) :1–24.
- [9] Junjiang Bao and Li Zhao. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24 :325–342, aug 2013.
- [10] Ian H Bell, Jorrit Wronski, Sylvain Quoilin, and Vincent Lemort. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermo-

## BIBLIOGRAPHIE

---

- physical Property Library CoolProp. *Industrial & engineering chemistry research*, 53(6) :2498–2508, feb 2014.
- [11] Ian H. Bell, Jorrit Wronski, Sylvain Quoilin, and Vincent Lemort. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53(6) :2498–2508, 2014.
- [12] Riad Benelmir, André Lallemand, and Michel Feidt. Analyse exergétique. *Techniques de l'ingénieur*, BE 8 015(0) :15p, 2002.
- [13] Juliette Bert, Daniela Chrenko, Tonino Sophy, Luis Le Moyne, and Frédéric Sirot. Zero dimensional finite-time thermodynamic, three zones numerical model of a generic Stirling and its experimental validation. *Renewable Energy*, 47 :167–174, 2012.
- [14] Juliette Bert, Daniela Chrenko, Tonino Sophy, Luis Le Moyne, and Frédéric Sirot. Simulation, experimental validation and kinematic optimization of a Stirling engine using air and helium. *Energy*, 78 :701–712, 2014.
- [15] M. Bianchi and A. De Pascale. Bottoming cycles for electric energy generation : Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources. *Applied Energy*, 88(5) :1500–1509, may 2011.
- [16] Jacques BONNIN. Écoulement des fluides dans les tuyauteries, year = 1983. *Techniques de l'ingénieur*, (ref. article : A738) :1–22.
- [17] André BONTEMPS. Échangeurs de chaleur - Définitions et Principe généraux. *Techniques de l'ingénieur. Génie énergétique*, base docum(ref. article : be9515) :1–22, 2014.
- [18] André BONTEMPS. Échangeur de chaleur, définitions et principes généraux. *Techniques de l'ingénieur*, 2013.
- [19] P. Chambadal. *Les centrales nucléaires*. Armand Colin, 1957.
- [20] Marie CREYX. *Étude théorique et expérimentale d'une unité de micro-cogénération biomasse avec moteur Ericsson*. PhD thesis, 2014.

- [21] R Daccord, J Melis, T Kientz, A Darmedru, R Pireyre, N Brisseau, and E Fonteneau. Exhaust Heat Recovery with Rankine piston expander. In *ICE Powertrain Electrification & Energy Recovery*, pages 1–10, 2009.
- [22] Héron d’Alexandrie. *Les Pneumatiques*. 1er siècle.
- [23] V. Dolz, R. Novella, A. García, and J. Sánchez. HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1 : Study and analysis of the waste heat energy. *Applied Thermal Engineering*, 36 :269–278, apr 2012.
- [24] António Domingues, Helder Santos, and Mário Costa. Analysis of vehicle exhaust waste heat recovery potential using a Rankine cycle. *Energy*, 49 :71–85, jan 2013.
- [25] Yuxiang DONG. *Application des techniques d’optimisation thermodynamique à l’étude des systèmes de récupération d’énergie thermique, year = 2013*. PhD thesis.
- [26] Yuxiang Dong, Amin El-Bakkali, Georges Descombes, Michel Feidt, and Christelle Périlhon. Association of Finite-Time Thermodynamics and a Bond-Graph Approach for Modeling an Endoreversible Heat Engine. *Entropy*, 14(12) :642–653, mar 2012.
- [27] Rossi E Barrieu, J Hergott A. Power from Wasted Heat : Challenges and Opportunities of Rankine Based Systems for Passenger Vehicles. In *ICE Powertrain Electrification & Energy Recovery*.
- [28] M. Feidt, M. Costea, C. Petre, and S. Petrescu. Optimization of the direct Carnot cycle. *Applied Thermal Engineering*, 27(5-6) :829–839, 2007.
- [29] G. Ferrara, G. Manfrida, and a. Pescioni. Model of a small steam engine for renewable domestic CHP (combined heat and power) system. *Energy*, 58 :78–85, 2013.
- [30] F.L. Curzon and B. Ahlborn. Efficiency of a Carnot engine at maximum power output. *APJ*, 1975.
- [31] J. Galindo, S. Ruiz, V. Dolz, L. Royo-Pascual, R. Haller, B. Nicolas, and Y. Glavatskaya. Experimental and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of gasoline engine using swash-plate expander. *Energy Conversion and Management*, 103 :519–532, 2015.

## BIBLIOGRAPHIE

---

- [32] Yulia GLAVATSKAYA. *Conversion de l'énergie thermique des gaz d'échappement en travail en travail mécanique par un cycle de Rankine afin de réduire les émissions des gaz à effet de serre, year = 2012*. PhD thesis.
- [33] Mahmood Farzaneh Gord and Mohsen Jannatabadi. Simulation of single acting natural gas Reciprocating Expansion Engine based on ideal gas model. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 21 :669–679, 2014.
- [34] Afif Akel Hassan, Yogi Goswami, and Sanjay Vijayaraghavan. First and Second Law Analysis of a New Power and Refrigeration Thermodynamic Cycle Using a Solar Heat Source. *Solar Energy*, 73(5) :385–393, 2003.
- [35] h.c.J. Stumpf. *The Una-Flow Steam-Engine*. Stumpf Una-Flow Engine Company Inc, 1922.
- [36] John B. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Inc, 1988.
- [37] Tilmann Abbe Horst, Hermann-Sebastian Rottengruber, Marco Seifert, and Jürgen Ringler. Dynamic heat exchanger model for performance prediction and control system design of automotive waste heat recovery systems. *Applied Energy*, 105 :293–303, May 2013.
- [38] Tilmann Abbe Horst, Wilhelm Tegethoff, Peter Eilts, and Juergen Koehler. Prediction of dynamic Rankine Cycle waste heat recovery performance and fuel saving potential in passenger car applications considering interactions with vehicles' energy management. *Energy Conversion and Management*, 78 :438–451, feb 2014.
- [39] Tilmann Abbe Horst, Wilhelm Tegethoff, Peter Eilts, and Juergen Koehler. Prediction of dynamic Rankine Cycle waste heat recovery performance and fuel saving potential in passenger car applications considering interactions with vehicles? energy management. *Energy Conversion and Management*, 78 :438–451, February 2014.
- [40] Y. Ikegami and A. Bejan. On the Thermodynamic Optimization of Power Plants With Heat Transfer and Fluid Flow Irreversibilities. *Trans. ASME J. Sol. Energy Eng.*, 120(2) :134–144, 1998.
- [41] Muhammad Imran, Muhammad Usman, Dong Hyun Lee, and Byung Sik Park. Volumetric expanders for low grade & waste heat recovery applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57 :1090–1109, 2016.

## BIBLIOGRAPHIE

---

- [42] D.B.R. Kenning and M.G. Cooper. Saturated flow boiling of water in vertical tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32(3) :445 – 458, 1989.
- [43] Eunkyong Kim, Takuya Yoshida, and Tatsurou Yashiki. Dynamic Heat-Exchanger Model for Any Combination of Water and Steam States. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135(5) :052901, April 2013.
- [44] Guillot L. *COURS DE MÉCANIQUE à l'usage des Élèves des Écoles nationales d'Arts et Métiers. Tome Troisième. Chaudières à vapeur. Machines à vapeur alternatives, turbines à vapeur.* Librairie polytechnique Ch. Béranger, 1911.
- [45] S. Lacour, C. Burgun, C. Perilhon, G. Descombes, and V. Doyen. A model to assess tractor operational efficiency from bench test data. *Journal of Terramechanics*, 54 :1–18, aug 2014.
- [46] André Lallemand. Thermodynamique appliquée Bilans entropiques et exergétiques. *Techniques de l'ingénieur. Génie énergétique*, base docum(ref. article : be8008) :1–18, 2005.
- [47] Van Long LE. *Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques et supercritiques de Rankine pour la valorisation de rejets thermiques.* PhD thesis, Université de Lorraine, 2014.
- [48] S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, and M. De Paepe. Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. *Energy*, 87 :60–76, 2015.
- [49] P Leduc and P Smague. Rankine System for Heat Recovery : an Interesting Way to Reduce Fuel Consumption. In *ICE Powertrain Electrification & Energy Recovery*, pages 1–8, 2009.
- [50] Won Yong Lee and Sang Soo Kim. The maximum power from a finite reservoir for a Lorentz cycle. *Energy*, 17(3) :275–281, 1992.
- [51] Frederic Lontsi, Oumarou Hamandjoda, Kennedy Fozao, Pascal Stouffs, and Jean Nghanhou. Dynamic simulation of a small modified Joule cycle reciprocating Ericsson engine for micro-cogeneration systems. *Energy*, 63 :309–316, dec 2013.
- [52] Nikolay Milkov, Quentin Danel, Plamen Punov, Teodossi Evtimov, Christelle Périlhon, and Pierre Podevin. Numerical and experimental study of heat exchan-

- ger designed for waste heat recovery system from exhaust gases based on Rankine cycle. In *BulTrans-2015*, number September, pages 10–15, Sozopol, 2015.
- [53] I.I. Novikov. The efficiency of atomic power stations. *Nuclear Energy*, 1958.
- [54] Hansaem Park and Min Soo Kim. Performance analysis of sequential Carnot cycles with finite heat sources and heat sinks and its application in organic Rankine cycles. *Energy*, 99 :1–9, 2016.
- [55] Plamen Punov, Stéphanie Lacour, Christelle Périlhion, Pierre Podevin, Georges Descombes, and Teodossi Evtimov. Numerical study of the waste heat recovery potential of the exhaust gases from a tractor engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of Automobile Engineering*, 2015.
- [56] Sylvain Quoilin, Richard Aumann, Andreas Grill, Andreas Schuster, Vincent Lemort, and Hartmut Spliethoff. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Energy*, 88(6) :2183–2190, June 2011.
- [57] Sylvain Quoilin, Ian Bell, Adriano Desideri, Pierre Dewallef, and Vincent Lemort. Methods to increase the robustness of finite-volume flow models in thermodynamic systems. *Energies*, 7(3) :1621–1640, 2014.
- [58] Sylvain Quoilin, Sébastien Declaye, Arnaud Legros, and Ludovic Guillaume. Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines. *International Compressor Engineering Conference*, pages 1–10, 2012.
- [59] R. Saidur, M. Rezaei, W. K. Muzammil, M. H. Hassan, S. Paria, and M. Hasanzaman. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(8) :5649–5659, 2012.
- [60] Sebastien Bonnet. *Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d 'un moteur STIRLING et d 'un moteur ERICSSON*. PhD thesis, 2005.
- [61] Charles Sprouse and Christopher Depcik. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 51(1-2) :711–722, mar 2013.
- [62] R.H. Thurston. *Histoire de la machine à vapeur*. Decoopman, 1882.

- [63] Abdou Touré. *Étude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique d'énergie solaire ou pour micro-cogénération*. PhD thesis, 2010.
- [64] A Vaudrey, F Lanzetta, and M Feidt. H. B. Reitlinger and the origins of the Efficiency at Maximum Power relation. *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics*, 33(0) :6–7, 2013.
- [65] Frédéric Vigier. Les agroéquipements : spécificités et voies d' amélioration de leur efficacité énergétique. In *Visioconférences Cnam-SIA Paris*, mars 2013.
- [66] Peter von Bockh and Thomas Wetzel. *Heat transfer*. Springer, 2012.
- [67] Chi-Chuan Wang, Kuan-Yu Chi, and Chun-Jung Chang. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I : new experimental data. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43 :2693–2700, 2000.
- [68] Dongxiang Wang, Xiang Ling, Hao Peng, Lin Liu, and LanLan Tao. Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation. *Energy*, 50(1) :343–352, 2013.
- [69] Gao Wenzhi, Zhai Junmeng, Li Guanghua, Bian Qiang, and Feng Liming. Performance evaluation and experiment system for waste heat recovery of diesel engine. *Energy*, 55 :226–235, jun 2013.
- [70] Fang Xiande, SHI Rongrong, and ZHOU Zhanru. Correlations of flow boiling heat transfer of r-134a in minichannels. *Energy Science and Technologie*, 1(1) :1 – 15, 2011.
- [71] Hui Xie and Can Yang. Dynamic behavior of Rankine cycle system for waste heat recovery of heavy duty diesel engines under driving cycle. *Applied Energy*, 112 :130–141, dec 2013.
- [72] Wei-Mon Yan and Pay-Jen Sheen. Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(9) :1651–1659, 2000.
- [73] Chuang Yu and K. T. Chau. Thermoelectric automotive waste heat energy recovery using maximum power point tracking. *Energy Conversion and Management*, 50(6) :1506–1512, 2009.

## BIBLIOGRAPHIE

---

- [74] Xinjing Zhang, Yujie Xu, Jian Xu, Haobai Xue, and Haisheng Chen. Study of a single-valve reciprocating expander. *Journal of the Energy Institute*, pages 1–14, 2015.
- [75] Patrice CLÉMENT Philippe BANDELIER Philippe MARTY Jean Antoine GRUSS Claude ROUSSEL Zoé MINVIELLE, Nadia CANEY. Échangeur de chaleur, définitions et principes généraux. *Techniques de l'ingénieur*, 2013.



**Étude numérique et expérimentale d'un cycle de Rankine-Hirn de faible puissance pour la récupération d'énergie****Résumé :**

Ce travail de recherche est motivé par les contraintes environnementales qui imposent une réduction des émissions de gaz à effet de serre. L'objectif de cette thèse est d'explorer les possibilités de réduction de consommation des moteurs à combustion interne en les munissant d'un dispositif de récupération de chaleur. Cette étude est focalisée sur la valorisation des rejets thermiques d'installations de faible puissance. Le cycle de Rankine est la technologie qui a été sélectionnée. Une installation d'essais a été construite. Un générateur de gaz chaud simule le moteur thermique; une part de cette chaleur est collectée par le système de récupération de chaleur et partiellement convertie en énergie mécanique. L'échangeur de chaleur a été conçu et construit en interne ainsi que la machine de détente à piston. Un modèle numérique statique validé expérimentalement pour l'évaporateur a été développé. Celui-ci permet d'explorer les performances du cycle de Rankine sur un large champ de fonctionnement. Avec des hypothèses restrictives le modèle numérique fait apparaître qu'un gain de consommation de l'ordre de 3 % à 4 % sur un tracteur agricole serait possible. Un modèle dynamique de moteur à piston adapté aux cycles de Rankine de faibles puissances a été développé pour aider à son dimensionnement. Ce modèle a permis de mettre au point un concept de machine de détente à piston avec un mécanisme de distribution simplifié. Bien qu'offrant des performances en retrait sur les machines de détente à piston à distribution commandée ce concept est à approfondir pour les systèmes de faible puissance nécessitant une simplicité de construction et un faible coût.

**Mots clés :** Récupération de chaleur ; Cycle de Rankine ; Optimisation thermodynamique ; Machine de détente

**Abstract :**

This research was motivated by environmental constraints which impose a reduction in greenhouse gas emissions. The aim of the thesis was to explore the possibility of reducing the consumption of an internal combustion engine using a bottom waste heat recovery system. The study focused on waste heat recovery for low power installations. The Rankine cycle technology was selected to exploit the heat source. An experimental test bench was designed and set up. A hot gas generator simulates an internal combustion engine. Part of the thermal power is absorbed by the evaporator and partially converted into mechanical power. The heat exchanger and piston expander were designed and built in-house. A numerical static model with experimental validation of the evaporator was developed. The model was used to explore the performances of the Rankine cycle over a large operating range. Under restrictive hypotheses, the numerical model showed that it is possible to reduce the consumption of a tractor by about 3 to 4 %. A piston expander dynamic model was developed to assist in sizing the expander. The model was used to define a piston expander concept with a simple distribution mechanism. Although a classical distribution mechanism offers better performances, this concept is promising for systems that are simple, small-scale and low-cost.

**Keywords :** Waste heat recovery ; Rankine cycle ; Thermodynamical optimisation ; Expander