THÈSE

UNIVERSITE DE PAU ET DES PAYS DE L'ADOUR

École Doctorale en Sciences Exactes et leurs Applications (ED211)

Présentée et soutenue le 20 février 2019

par **Max Keller NDAME NGANGUE**

pour obtenir le grade de Docteur
de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour
en Mécanique des fluides-Énergétique-Thermique-Combustion-Acoustique
Spécialité : Énergétique

ETUDE THEORIQUE, CONCEPTION, REALISATION, ET ESSAI PRELIMINAIRE D'UN MOTEUR A AIR CHAUD A PISTONS LIQUIDES

MEMBRES DU JURY

RAPPORTEURS

• Monsieur Jean CASTAING-LASVIGNOTTES	Maître de conférences - HDR	à l'Université de La Réunion
• Monsieur Jean-Jacques BEZIAN	Ingénieur de recherche - HDR	à l'Ecole des mines d'Albi-Carmaux

EXAMINATEURS

• Monsieur François LANZETTA	Professeur	à l'Université de Franche-Comté
• Madame Céline MORIN	Professeur	à l'Université Polytechnique Hauts-de-France
• Monsieur Jean-Pierre BEDECARRATS	Professeur	à l'Université de Pau et des Pays de l'Adour
• Monsieur Stéphane GIBOUT	Maître de conférences	à l'Université de Pau et des Pays de l'Adour
• Monsieur Maxime PERIER-MUZET	Maître de conférences	à l'Université de Perpignan Via Domitia

DIRECTEUR

• Monsieur Pascal STOUFFS	Professeur	à l'Université de Pau et des Pays de l'Adour

UNIVERSITÉ DE PAU ET DES PAYS DE L'ADOUR

À l'éternel Dieu tout puissant qui m'a donné force, santé et courage pour arriver au bout de ce parcours.

À mes parents, Dimouamoua Rachel et feu Ngangué Bernard pour l'éducation qu'ils ont su nous inculquer.

À mon épouse Ebelle Mbosso Catherine, mes enfants Ngangué Ndamé Ben Teddy, Dimouamoua Ndamé Presly, Yolé Ndamé Jessica pour votre amour et votre si longue patience.

À mes frères et sœurs, Jeannette, Cathy, Georges Alain, Irène, Durand, Nathalie pour votre soutien et votre affection familiale.

Remerciements

Ce travail a été mené au sein du Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés (LaTEP) de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour (UPPA). Je remercie Monsieur le Professeur Pierre CEZAC d'avoir donné son accord pour mon accueil au sein du laboratoire. Mes remerciements vont également à l'endroit de Monsieur le Professeur Jean-Pierre BEDECARRATS qui a succédé à Pierre CEZAC à la tête du LaTEP, et dont la disponibilité et la diligence ont été déterminants dans l'aboutissement de ce projet.

J'exprime ma profonde gratitude à mon directeur de thèse, Monsieur le Professeur Pascal STOUFFS pour la confiance qu'il m'a accordé en me confiant ce travail de recherche. J'ai beaucoup appris à ses côtés, j'ai également été très sensible à sa disponibilité malgré ses nombreuses occupations, à ses conseils et remarques, à sa rigueur scientifique et à son soutien au cours de ces trois années.

Je remercie Monsieur le Recteur de l'Université de Douala, le Professeur François Xavier ETOA, ainsi que Monsieur le directeur de l'Institut Universitaire de Technologie (IUT) de Douala, le Professeur Jacques ETAME pour leur soutien dans la réalisation de cette thèse. Vos encouragements ont été pour moi, une source de motivation supplémentaire.

J'adresse mes profonds remerciements à Monsieur Jean CASTAING-LASVIGNOTTES, Maître de conférences, HDR à l'Université de La Réunion et Monsieur Jean-Jacques BEZIAN, Ingénieur de recherche, HDR à l'Ecole des Mines d'Albi Carmaux, pour avoir accepté de poser un regard critique sur mon travail. Je les remercie pour leur travail de rapporteur et pour le temps qu'ils y ont consacré.

Je remercie également Madame le professeur Céline MORIN de l'Université Polytechnique Hauts-de-France, Monsieur François LANZETTA de l'Université de Franche-Comté,

Monsieur le Professeur Jean-Pierre BEDECARRATS de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour, Monsieur Stéphane GIBOUT, Maître de conférences à l'Université de Pau et des Pays de l'Adour et Monsieur Maxime PERIER-MUZET, Maître de conférences à l'Université de Perpignan Via Domitia pour avoir accepté participer à ce jury.

De nombreuses personnes ont été sollicitées lors de la réalisation du prototype. J'adresse en particulier mes remerciements à Emilie DEDIEU pour sa disponibilité et sa collaboration. Je remercie Monsieur la Professeur Jean-Michel RENAUME, directeur de l'Ecole Nationale Supérieure en Génie des Technologies Industrielles (ENSGTI) de Pau pour m'avoir autorisé à travailler dans l'atelier de mécanique de l'ENSGTI. Merci à Jean-Michel SORBET pour ses réponses à mes multiples sollicitations. Merci à Marc BAGOLE de l'atelier de mécanique de l'ENSGTI pour son soutien logistique et technique dans la réalisation de certaines pièces mécaniques. Merci à Olivier GELADE pour sa contribution à la réalisation des travaux de soudures de la tuyauterie en acier inoxydable du prototype. Je remercie Monsieur Laurent MARLIN d'abord pour ses précieux conseils techniques, ensuite ses collaborateurs de l'atelier de physique de l'Unité de Formation et de Recherche (UFR) sciences de l'UPPA et lui même, pour leur soutien logistique et technique dans la réalisation de certaines pièces mécaniques. Je remercie Eric NORMANDIN pour la mise au point de la centrale d'acquisition de données et du coffret de commande des soupapes. Merci à Jean-Luc SAUBATTE de l'atelier de mécanique de l'IUT GTE pour son soutien logistique et technique. Merci à Messieurs François SAINT-MARTIN de la société Etincelage, à Christian CAPELLE du patrimoine de l'UPPA, à Eddy LASSEUR de la soufflerie verre de l'IPREM, à Maxime de Trimeca, à Franck de Speed motor, à Pierre CASTILLO de Dimatrap, et à tous les autres fournisseurs de ce projet avec lesquels j'ai eu une très bonne collaboration.

Je remercie les enseignants du département GTE de l'IUT de Pau et des pays de l'Adour, j'ai eu beaucoup de plaisir à les côtoyer.

Je tiens à remercier les personnes qui m'ont soutenu durant ces années de dur labeur, je pense particulièrement à Olivier SOSSO pour sa fidélité en amitié. J'ai une pensée pour mes amis et collègues de l'IUT de Douala, Louis MONKAM, Francis DJANNA KOFFI, Simon KOUMI,

Gaston TAMBA, Engelbert NGWA, Arsène ENGOLA, Florent MEKONGO, Mireille NGA MEKONGO, Mispa, Arlette, Armand EHADI, NJOCK Paul Julbin. J'ai aussi une pensée pour mes amis de Pau Saturnin, Ouattara, Isaine, Armel, Aubin, Abdelhrazack, Tarik. Je voudrais également remercier Jean BATINA pour ses multiples conseils.

J'adresse mes remerciements à Martine DURAND pour son amour et son affection familiale.

Mes remerciements s'adressent aussi à mes compagnons de route, mes collègues doctorants et chercheurs, je pense notamment à Jean-Robert MUNGYEKO, Ernesto JIMENEZ, Fabien MARTY, Axel FACHE, Akrama MAHMOUD, Mohamad Ali JAAFAR.

Résumé

Un moteur Ericsson est un moteur alternatif à apport de chaleur externe fonctionnant selon un cycle thermodynamique de Joule. Ce type de moteur est particulièrement intéressant pour la valorisation de certaines "sources chaudes" (l'énergie solaire, la biomasse, les effluents gazeux chauds...).

Dans cette thèse, une configuration innovante de moteur est proposée. Celle-ci permet d'une part, de s'affranchir du problème d'étanchéité autour des pistons des moteurs Ericsson, par l'usage des pistons liquides en lieu et place des pistons mécaniques et d'autre part, de simplifier le système de distribution mécanique des moteurs conventionnels par l'usage de soupapes commandées particulières, dont l'ouverture est déclenchée par contact avec le piston. Ce type de moteur est adapté pour la production d'électricité de petite puissance (jusqu'à... 10 kW).

Trois lois différentes de commande des soupapes du cylindre de détente du moteur à air chaud proposé sont étudiées et leurs influences sur la conception et les performances énergétiques du système sont présentées. En raison de la masse importante d'eau dans le système, un modèle qui prend en compte la dynamique des colonnes de liquide est développé. Ce modèle permet de prédire les performances d'un premier prototype expérimental.

Un prototype de machine de détente a ensuite été conçu et réalisé dans notre laboratoire. Une présentation du prototype et du banc d'essai est faite, et les résultats d'un essai préliminaire sont présentés. Malgré le caractère préliminaire de ces résultats, ils sont très encourageants car d'une part, ils n'ont pas révélés de problèmes techniquement délicats à résoudre, et d'autre part ils ont permis de tirer de nombreux enseignements pour la suite des travaux à mener sur le prototype.

Abstract

An Ericsson engine is a reciprocating external heat input engine operating on a Joule thermodynamic cycle. This type of engine is particularly interesting for the valorization of certain "hot sources" (solar energy, biomass, hot gaseous effluents ...).

In this thesis, an innovative engine configuration is proposed. This allows, on the one hand, to overcome the problem of tightness around the pistons of Ericsson engines, by the use of liquid pistons instead of mechanical pistons and on the other hand, to simplify the mechanical distribution system of conventional engines by the use of particular actuated valves, whose opening is triggered by contact with the piston. This type of motor is suitable for the production of electricity of small power (up to... 10 kW).

Three different valve command laws for the proposed hot air motor expansion cylinder are studied and their influences on the design and energy performance of the system are presented. Due to the large amount of water in the system, a model that takes into account the dynamics of the liquid columns is developed. This model makes it possible to predict the performances of a first experimental prototype.

A prototype of the expansion machine was then designed and built in our laboratory. The prototype and the test bench are presented together with the preliminary test results. Despite the preliminary nature of these results, they are very encouraging because, on the one hand, they have not revealed any technically difficult problems to be solved, and on the other hand they have made it possible to draw many lessons for the further work to be done lead on the prototype.

Table des matières

Remerciements v
Résumé ix
Abstract xi
Table des matières xiii
Nomenclature xvii
Liste des tableaux xxi
Liste des figures xxiii
Introduction 1
Chapitre 1 Etude bibliographique 5
1.1 Les moteurs thermiques 5
1.1.1 Présentation des moteurs thermiques alternatifs 5
1.1.2 Classification des moteurs thermiques alternatifs 6
1.1.3 Les moteurs à air chaud 7
1.2 Etat de l'art des travaux sur le moteur Ericsson 14
1.3 Etat de l'art sur la distribution des moteurs thermiques à pistons 29
1.3.1 Présentation de la distribution par lumières 30
1.3.2 Présentation des distributeurs rotatifs 30
1.3.3 Présentation des chemises coulissantes et fourreaux louvoyants 31
1.3.4 Présentation des systèmes de distribution à soupapes 32
1.3.5 Présentation de la distribution à soupape "Bash-valve" 35
1.4 Etat de l'art sur la modélisation dynamique des moteurs Ericsson à cycle de Joule 38
1.5 Etat de l'art sur les moteurs à pistons liquides 39

1.5.1 Historique des moteurs à pistons liquides 39
1.5.2 Classification des moteurs à pistons liquides 40
1.5.3 Présentation des moteurs à pistons liquides par catégories 41
1.6 Etat de l'art sur la modélisation dynamique des moteurs à pistons liquides.....51
1.7 Conclusion / Synthèse sur l'étude bibliographique.....52
Chapitre 2 Modélisation thermodynamique globale d'un moteur à air chaud avec soupapes du cylindre de détente commandées suivant trois lois différentes 55
2.1 Introduction 55
2.2 Modélisation thermodynamique globale 56
2.2.1 Présentation des trois lois de commande des soupapes étudiées.....56
2.2.2 Hypothèses générales du modèle.....58
2.2.3 Adimensionnalisation des grandeurs 59
2.2.4 Modélisation du cylindre de compression 60
2.2.5 Modélisation du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I.....62
2.2.6 Modélisation du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi II 70
2.2.7 Modélisation du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III 77
2.3 Résultats de la modélisation thermodynamique globale 83
2.3.1 Débit d'air adimensionnel 83
2.3.2 Performances énergétiques du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I 88
2.3.3 Performances énergétiques du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi II 90
2.3.4 Performances énergétiques du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III.....93
2.3.5 Comparaison des performances énergétiques des trois lois de commande des soupapes du moteur à air chaud.....95

2.4 Conclusion 100
Chapitre 3 Simulation dynamique du moteur à air chaud à pistons liquides ... 103
3.1 Introduction 103
3.2 Modélisation intracycle 104
3.2.1 Présentation de la configuration étudiée 104
3.2.2 Le modèle 105
3.3 Résultats de la modélisation intracycle 110
3.3.1 Le moteur modélisé 110
3.3.2 Résultats thermodynamiques 112
3.3.3 Forces sur les pistons solides 116
3.4 Conclusion 123
Chapitre 4 Présentation et essai préliminaire de la machine de détente du prototype à air chaud à pistons liquides 125
4.1 Introduction 125
4.2 Présentation du prototype 126
4.2.1 Réalisation du prototype 126
4.2.2 Description du prototype 127
4.2.3 Caractéristiques du prototype 128
4.2.4 La partie supérieure du moteur 128
4.2.5 La partie inférieure du moteur 131
4.2.6 L'embiellage 133
4.3 Tableau récapitulatif des organes mécaniques du prototype 134
4.4 Le banc d'essai 135
4.4.1 Circuit d'air comprimé 135
4.4.2 La mesure du couple et de l'angle de rotation 139
4.4.3 Coffret d'alimentation et de régulation de la cartouche chauffante 140
4.5 Le système d'acquisition de données 141
4.5.1 Coffret de commande des soupapes du moteur 141
4.5.2 Centrale d'acquisition de données 142

4.6 Calibration du matériel de mesure 144
4.7 Calage du point mort haut (PMH) 144
4.8 Les campagnes de mesure 145
4.9 Résultats d'un essai préliminaire 146
4.9.1 Démarrage du moteur et protocole de mesure 146
4.9.2 Résultats d'un essai préliminaire 146
4.10 Conclusion 154
Conclusion générale et perspectives 157
Annexe A 161
Bibliographie 163

Nomenclature

a	Rayon de manivelle	[m]
A	Section d'écoulement à travers la soupape	[m^2]
cp	Chaleur spécifique à pression constante	[$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
cv	Capacité thermique spécifique à volume constant	[$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
C	Couple instantané	[N.m]
Cd	Coefficient de débit	[-]
D	Diamètre du tube	[m]
F	Force	[N]
f_o	Fréquence naturelle	[Hz]
g	Accélération de la pesanteur	[$m.s^{-2}$]
h	Enthalpie massique	[$J.kg^{-1}$]
h_o	Hauteur d'équilibre du liquide dans la colonne	[m]
k	$(\gamma - 1) / \gamma$	[-]
l	Longueur de la bielle	[m]
L	Longueur	[m]
l_o	Demi-longueur du tube horizontal	[m]
m	Masse du fluide de travail	[kg]
$\dot{m}$	Débit massique du fluide de travail	[$kg.s^{-1}$]
m_E	$(1+ \mu_E) / \mu_E$	[-]
n	Vitesse de rotation	[tr/s]
n_E	$(1+ \mu_E - \alpha) / \mu_E$	[-]
p	Pression	[Pa]
PMB	Point mort bas	[-]
PMH	Point mort haut	[-]
Q	Chaleur	[J]
$\dot{Q}$	Puissance thermique	[W]
r	Constante des gaz parfaits	[$J.kg^{-1}K^{-1}$]
R	Rapport de pression	[-]
RA	Réservoir d'air	[-]

Re	Nombre de Reynolds	[-]
T	Température	[K]
t	Temps	[s]
u	Energie interne massique	[$J.kg^{-1}$]
V	Volant d'inertie	[-]
V	Volume	[m^3]
V_d	Volume mort relatif	[-]
V_m	Volume mort	[-]
w	Travail par unité de masse du fluide de travail	[$J.kg^{-1}$]
w_E	$(\alpha + \mu_E) / (1+\mu_E)$	[-]
W	Travail	[J]
$\dot{W}$	Puissance mécanique	[W]
x	Position du piston	[-]

Symboles grecs

α	$(V_{E3'} - V_{E3}) / V_E$	[-]
β	Pression adimensionnelle	[-]
B	Rapport de pression de cycle	[-]
γ	cp / cv	[-]
δ	Débit massique adimensionnel	[-]
ε	Efficacité de l'échangeur récupérateur de chaleur	[-]
η	Rendement	[-]
λ	Rapport de la longueur de la bielle à la manivelle	[-]
λ_f	Facteur de frottement	[-]
ω	Vitesse angulaire	[$rad.s^{-1}$]
ω_o	Vitesse angulaire naturelle	[$rad.s^{-1}$]
Π	Travail ou puissance adimensionnels	[-]
φ	Volume adimensionnel	[-]
Φ	Rapport des volumes du cycle V_E / V_C	[-]
θ	Température adimensionnelle	[-]
Θ	Rapport des températures extrêmes du cycle	[-]
ρ	Masse volumique	[$kg.m^{-3}$]
μ	Volume mort relatif	[-]

Indices ou exposants

adm	Admission
C	Cylindre de compression
comp	Compression
coude	Coude
cr	État fluide entre C et R
crit	Critique
det	Détente
E	Cylindre de détente
ech	Echappement
eq	Equivalent
er	État fluide entre E et R
frot	Frottement
grav	gravité
h	État fluide à la sortie de H
H	Réchauffeur (Heater)
i	Se réfère à *C* ou *E*
ind	Indiqué
inert	Inertie
k	État fluide à l'entrée C (état ambiant)
l	Liquide
mot	moteur
net	Net
R	Échangeur récupérateur de chaleur
rh	État fluide entre R et H
rk	État fluide entre R et K (échappement)
th	Thermique
tot	Total

Liste des tableaux

Tableau 1.1- Critères de classification du cas général de moteur Stirling 8
Tableau 1.2- Critères de classification du cas général de moteur Ericsson 13
Tableau 1.3- Modélisation dynamique des moteurs Ericsson à cycle de Joule de la littérature 39
Tableau 1.4- Résultats d'études sur les moteurs ou pompes Fluidyne de la littérature 42
Tableau 1.5- Résultats d'études sur les compresseurs et machines Stirling à pistons liquides de la littérature 45
Tableau 1.6- Résultats d'études sur les pompes à eau Stirling à piston hybride solide-liquide de la littérature 46
Tableau 1.7- Résultats d'études sur les machines à vapeur à pistons solides-liquides de la littérature 47
Tableau 1.8- Résultats d'études sur les pompes à oscillateur thermo-fluidique diphasique de la littérature 48
Tableau 1.9- Résultats d'études sur les moteurs thermo fluidique à pistons liquides deux phases de la littérature 50
Tableau 1.10- Modélisation dynamique des moteurs à pistons liquides de la littérature 52
Tableau 2.1- Grandeurs adimensionnelles correspondant aux différents points du diagramme β, φ de la Figure 2.4 61
Tableau 3.1- Caractéristiques du moteur à simuler 111
Tableau 3.2- Propriétés thermodynamiques du fluide de travail dans le cycle. 115
Tableau 3.3- Performances thermodynamiques du cycle (un moteur élémentaire). 116
Tableau 3.4- Couples moyens de cycle et puissances en fonction de la vitesse de rotation. 123
Tableau 4.1- Caractéristiques de la partie détente du prototype 128
Tableau 4.2- Synthèse des éléments de la partie détente du moteur à pistons liquides 135

Liste des figures

Figure 1.1- Schéma du cycle thermodynamique des machines thermiques.....6
Figure 1.2- Schéma de principe d'un moteur Stirling.....8
Figure 1.3- Moteur thermique de Joule 1851-1852.....9
Figure 1.4- John Ericsson.....9
Figure 1.5- Premier moteur thermique d'Ericsson, 1833.....10
Figure 1.6- Moteur thermique d'Ericsson pour propulsion navale, 1853.....10
Figure 1.7- Moteur thermique d'Ericsson, 1855 - 1860.....11
Figure 1.8- Machine solaire d'Ericsson expérimentée en 1883.....12
Figure 1.9- Cycle ouvert sans récupérateur.....12
Figure 1.10- Cycle fermé sans récupérateur.....12
Figure 1.11- Cycle ouvert avec récupérateur.....12
Figure 1.12- Cycle fermé avec récupérateur.....12
Figure 1.13- Cycle théorique d'Ericsson.....13
Figure 1.14- Cycle de Brayton-Joule.....14
Figure 1.15- Prototype de moteur en cycle de Joule à récupération proposé par Bell et al. .15
Figure 1.16- Schéma du moteur de Moss et al......16
Figure 1.17- Schéma du moteur de Wojewoda et al......17
Figure 1.18- Schéma de compresseur ou détendeur proposé par Kussul.....17
Figure 1.19- Configuration de moteur Ericsson étudié par D. Stanciu et V. Bãdescu.....18
Figure 1.20- Configuration de moteur Ericsson étudié par N.P. Komninos et E.D. Rogdakis
.....19
Figure 1.21- Prototype du moteur Ericsson du Femto-st, Belfort.....20
Figure 1.22- Prototype moteur Ericsson du Tempo, Valenciennes.....21
Figure 1.23- Schéma du moteur de S. Bonnet.....22
Figure 1.24- Schéma du capteur cylindro-parabolique d'Alaphilippe.....23

Figure 1.25- Schéma de modélisation du moteur Ericsson proposé par Lontsi.....25
Figure 1.26- Moteur Ericsson réalisé par Touré et modélisé par Fula 26
Figure 1.27- Principe du piston double effet (E : détente ; C : compression ; T : tige) [19], [40]. 28
Figure 1.28. Distribution du moteur, came, culbuteur, chaîne, tige et ressort de soupape [19], [40]. 29
Figure 1.29- Schéma d'un moteur à distributeur rotatif.....31
Figure 1.30- Schéma d'une chemise coulissante 32
Figure 1.31- Schéma de la transmission par chaîne de distribution.....32
Figure 1.32- Schéma de la transmission par courroie de distribution [46].....33
Figure 1.33- Schéma de la transmission par pignons. 33
Figure 1.34- Distribution à arbres à cames latéral par tiges et culbuteurs [47], [48]. 34
Figure 1.35- Distribution à soupape en tête à attaque directe et poussoir hydraulique [46].34
Figure 1.36- Distribution par linguet avec rattrapage de jeu hydraulique......34
Figure 1.37- Schéma de principe d'une machine à vapeur Uniflow.....35
Figure 1.38- Moteurs "OSE project" de Marcin Jakubowski [55].....36
Figure 1.39- Le moteur alternatif à vapeur ANU [56].....37
Figure 1.40- Moteur à vapeur avec bash-valve brevetée par H. V Sturtevant.....38
Figure 1.41- (a) Schéma de base d'un Fluidyne proposé par West [63].....41
Figure 1.42- Schémas du moteur Stirling à piston liquides et de la pompe hydraulique Stirling proposés par Van de Ven et al......43
Figure 1.43- Schéma du compresseur à pistons liquides proposé par Piya et al......44
Figure 1.44- Pompe à eau Stirling à pistons hybride solide-liquide proposée par Orda & Mahkamov 45
Figure 1.45- Pompes à eau Stirling à piston hybride solide-liquide proposée par Klüppel et Gurgel.....46
Figure 1.46- Machines à vapeur à pistons solides-liquides et son principe de fonctionnement 47
Figure 1.47- Pompes à oscillateur thermo-fluidique diphasique Markides et al.....48
Figure 1.48- Schéma de la machine thermo-hydraulique CAPILI (Type 1).....49

Figure 1.49- Schéma d'une centrale solaire de dessalement thermique à pistons liquides 51
Figure 2.1- Schéma de principe du moteur avec soupape du cylindre de détente actionnée selon la loi I 56
Figure 2.2- Schéma de principe du moteur avec soupape du cylindre de détente actionnée selon la loi II 57
Figure 2.3- Schéma de principe du moteur avec soupape du cylindre de détente actionnée selon la loi III 58
Figure 2.4- Diagramme indicateur adimensionnel (β,φ) du cylindre de compression 61
Figure 2.5- Diagramme indicateur adimensionnel (β,φ) du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I.....62
Figure 2.6- Cycle thermodynamique de l'air dans le moteur 69
Figure 2.7- Diagramme indicateur adimensionnel (β,φ) du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi II 71
Figure 2.8- Diagramme indicateur adimensionnel (β,φ) du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III 78
Figure 2.9- Evolution du débit adimensionnel d'air du cylindre de compression en fonction du rapport de pression, pour différentes valeurs de μC 84
Figure 2.10- Evolution du débit adimensionnel d'air du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I en fonction du rapport de pression, pour différentes valeurs de μE 85
Figure 2.11- Points de fonctionnement du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I pour $\Phi\Theta = 1/2{,}2$ 86
Figure 2.12- Points de fonctionnement du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I pour $\Phi\Theta = 5/2{,}2$ 86
Figure 2.13- Points de fonctionnement du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I pour $\Phi\Theta = 10/2{,}2$ 87
Figure 2.14- Points de fonctionnement du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I pour $\Phi\Theta = 20/2{,}2$ 87
Figure 2.15- Puissance nette adimensionnelle du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I, pour $\Theta = 2{,}2$ *et* μ_E *= [0,01 et 10]* 89

Figure 2.16- Rendement thermique du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I à Θ = 2,2 et μ_E = [0,01 et 10] 90
Figure 2.17- Puissance nette adimensionnelle d'un du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi II à Θ = 2,2 et μ_E = [0,01 et 10] 91
Figure 2.18- Rendement thermique d'un moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi II à Θ = 2,2 et μ_E = [0,01 et 10]..... 92
Figure 2.19- Puissance nette adimensionnelle d'un moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III à Θ = 2,2 et μ_E = [0,01 et 10]..... 94
Figure 2.20- Rendement thermique du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III à Θ = 2,2 et μ_E = [0,01 et 10] 95
Figure 2.21- Comparaison de la puissance nette adimensionnelle pour les 3 lois de commande (Φ = 5)..... 96
Figure 2.22- Comparaison de la puissance nette adimensionnelle pour les 3 lois de commande (Φ = 10)..... 96
Figure 2.23- Comparaison de la puissance nette adimensionnelle pour les 3 lois de commande (Φ = 20)..... 97
Figure 2.24- Comparaison de l'efficacité thermique pour les 3 lois de commande (Φ = 5)... 98
Figure 2.25- Comparaison de l'efficacité thermique pour les 3 lois de commande (Φ = 10). 99
Figure 2.26- Comparaison de l'efficacité thermique pour les 3 lois de commande (Φ= 20).. 99
Figure 3.1- Configuration du moteur à pistons liquide proposé 105
Figure 3.2- Diagramme indicateur du cylindre de compression..... 113
Figure 3.3- Diagramme indicateur du cylindre de détente 113
Figure 3.4- Débit massique à travers les soupapes du cylindre de compression..... 114
Figure 3.5- Débit massique à travers les soupapes du cylindre de détente 114
Figure 3.6- Diagramme entropique du cycle complet 115
Figure 3.7- Forces sur le piston solide du cylindre de compression pour une vitesse de rotation égale à la fréquence naturelle 116
Figure 3.8- Forces sur le piston solide du cylindre de détente pour une vitesse de rotation égale à la fréquence naturelle 117
Figure 3.9- Couples pour une vitesse de rotation égale à la fréquence naturelle..... 118

Figure 3.10- Forces sur le piston solide du cylindre de compression pour une vitesse de rotation égale à deux fois la fréquence naturelle 118
Figure 3.11- Forces sur le piston solide du cylindre de détente pour une vitesse de rotation égale deux fois la fréquence naturelle 119
Figure 3.12- Couples pour une vitesse de rotation égale deux fois la fréquence naturelle .. 120
Figure 3.13- Forces sur le piston solide du cylindre de compression pour une vitesse de rotation égale cinq fois la fréquence naturelle 121
Figure 3.14- Forces sur le piston solide du cylindre de détente pour une vitesse de rotation égale cinq fois la fréquence naturelle 122
Figure 3.15- Couples pour une vitesse de rotation égale cinq fois la fréquence naturelle ... 122
Figure 4.1- Vue générale de l'ensemble du prototype 127
Figure 4.2- Vue de la partie supérieure du prototype 128
Figure 4.3- Les culasses commerciales de motos YAMAHA XT500 129
Figure 4.4- Brides en acier inox pour adaptation des culasses 130
Figure 4.5- Colonne de verre en pyrex 130
Figure 4.6- Assemblage PVC-Pyrex 131
Figure 4.7- Piston solide et sa tige 132
Figure 4.8- Dispositif de guidage et d'étanchéité pour la sortie de l'arbre du piston solide 132
Figure 4.9- Dispositif de guidage de l'arbre 133
Figure 4.10- Embiellage et volant d'inertie 133
Figure 4.11- Schéma du circuit d'air comprimé 136
Figure 4.12- Compresseur d'air 136
Figure 4.13- Manodétendeur 137
Figure 4.14- Débitmètre massique 137
Figure 4.15- Sécheur d'air 138
Figure 4.16- Cartouche chauffante et le collecteur 138
Figure 4.17- Distributeurs et vérins pneumatiques 139
Figure 4.18- Frein à poudre et codeur angulaire 140
Figure 4.19- Coffret d'alimentation et de régulation de la cartouche chauffante 140
Figure 4.20- Vue générale de l'ensemble de la centrale d'acquisition de données 141

Figure 4.21- Vue du coffret de commande des soupapes 142
Figure 4.22- Vue de la centrale d'acquisition de données 142
Figure 4.23- Schéma du système d'acquisition de données 143
Figure 4.24- Pression dans le cylindre A 147
Figure 4.25- Diagramme indicateur cylindre A (courbe non lissée) 147
Figure 4.26- Diagramme indicateur cylindre A (courbe lissée) 149
Figure 4.27- Pression dans le cylindre B 149
Figure 4.28- Diagramme indicateur cylindre B (courbe non lissée) 150
Figure 4.29- Diagramme indicateur cylindre B (courbe lissée) 151
Figure 4.30- Pression entée cartouche 152
Figure 4.31- Pression admission cylindres de détente 153
Figure 4.32- Pression à l'échappement 153
Figure A.1- Plan de coupe de l'assemblage Pyrex - PVC 161

Introduction

Le monde traverse une crise énergétique du fait d'une croissance démographique massive, de l'essor économique des pays émergents, de l'épuisement des réserves de combustibles fossiles et de la prolifération de conflits dans certaines parties du monde, en raison de l'intérêt de certains pays puissants pour les combustibles fossiles. Pourtant, selon l'Agence internationale de l'énergie (AIE) dans son rapport de 2018 [1], les combustibles fossiles représentent un peu plus de 81% de l'énergie consommée dans le monde. Leur exploitation est en grande partie responsable de la situation environnementale actuelle caractérisée par une pollution élevée et un réchauffement planétaire anormal.

En vue d'apporter des solutions visant à préserver l'environnement, de nombreuses études sont consacrées au développement de technologies de production d'énergie à partir de sources «propres» ou renouvelables, qui seraient une alternative aux combustibles fossiles. Dans cette optique, la conversion thermodynamique de l'énergie à partir de la valorisation de certains types de "sources chaudes" (énergie solaire, biomasse, effluents gazeux chauds,...) par les moteurs thermiques se présente comme une solution intéressante. Les moteurs à air chaud à apport de chaleur externe sont particulièrement adaptés pour ce type de conversion.

Les 'moteurs à air chaud' sont définis comme des moteurs alternatifs à apport de chaleur externe, à cylindres de compression et de détente distincts, avec ou sans échangeur récupérateur ou régénérateur, et à fluide de travail monophasique gazeux. Les moteurs à air chaud ont connu un important succès commercial durant le XIX^{e} siècle, mais sont tombés en désuétude au début du XX^{e} siècle et ont été remplacés par des moteurs à combustion interne ou des moteurs électriques. La famille des moteurs à air chaud est divisée en deux sous groupes : les moteurs Stirling n'ont ni soupapes ni clapets, alors que les moteurs Ericsson, possèdent des organes d'isolement autour des cylindres [2].

Le moteur Ericsson fait l'objet d'un regain d'intérêt, un grand avantage de ce moteur est que les échangeurs de chaleur ne sont pas considérés comme de volumes morts, alors que le concepteur du moteur Stirling doit faire face au difficile compromis entre maximisation des surfaces d'échange et minimisation des volumes des échangeurs de chaleur [3]. Le volume de l'échangeur associé à un moteur Ericsson étant peu contraignant [4–6], pour des performances similaires à celles du moteur Stirling, le coût du moteur Ericsson peut s'avérer potentiellement plus faible que celui des autres technologies concurrentes du fait de ces contraintes limitées [7], [8]. Les moteurs Stirling de par leur principe, ne peuvent pas fonctionner en cycle ouvert, ils sont dès lors pressurisés pour des questions de compacité à de niveaux de pression maximum pouvant rapidement devenir importants. Cette contrainte n'existe pas dans les moteurs Ericsson qui peuvent fonctionner avec des niveaux de pression relativement faibles en cycle ouvert.

Cependant, il fait face aux difficultés propres aux moteurs à air chaud, notamment celles relatives à l'étanchéité des cylindres d'une part, et à l'épineux problème de complexité ainsi que de la consommation non négligeable d'énergie mécanique nécessaire pour actionner les soupapes dont est équipé son cylindre de détente d'autre part.

Dans le but d'apporter une réponse technologique aux difficultés citées précédemment, une configuration originale de moteur est proposée dans ce document. Cette configuration permet d'une part, de s'affranchir du problème d'étanchéité autour des pistons par l'usage de pistons liquides en lieu et place des pistons mécaniques, et d'autre part de simplifier le système de distribution mécanique des moteurs conventionnels par l'usage de soupapes commandées particulières, dont l'ouverture est déclenchée par contact avec le piston.

Le présent travail vise deux objectifs principaux :

- étudier les performances énergétiques de la configuration de moteur à air chaud à pistons liquides proposée ;
- concevoir, réaliser et mener des essais préliminaires sur un prototype de moteur à pistons liquides.

La première partie de cette thèse est consacrée à l'étude théorique d'un moteur à air chaud à pistons liquides. Le premier volet de l'étude présente les moteurs thermiques, suivi de l'état de l'art des moteurs Ericsson, de l'état de l'art des systèmes de distribution des moteurs thermiques à piston, de l'état de l'art de la modélisation dynamique des moteurs Ericsson, de l'état de l'art des moteurs à pistons liquides, et de l'état de l'art de la modélisation dynamique des moteurs à pistons liquides. Le deuxième volet est consacré aux travaux de modélisation du moteur à air chaud à pistons liquides. Deux approches de modélisation sont abordées dans ce travail, avec des objectifs distincts. Il s'agit :

- de la modélisation thermodynamique globale par l'approche adimensionnelle pour la distribution. Trois lois de commande des soupapes du cylindre de détente d'un moteur à air chaud sont modélisées. Cette modélisation permet :
  - de définir les grandeurs moyennes sur le cycle ;
  - de réduire le nombre de paramètres du modèle ;
  - d'obtenir les performances d'un ensemble de machines.
- et de la modélisation dynamique par l'approche intracycle pour la partie pistons liquides. L'étude de cette partie pistons liquides tient compte de l'inertie des colonnes de liquide. Cette modélisation permet :
  - de définir les grandeurs en fonction de l'angle du vilebrequin ;
  - d'obtenir les performances d'une machine donnée.

La deuxième partie de ce travail consacrée à la conception, à la réalisation et aux résultats d'essai préliminaire, présente tout d'abord le prototype de machine de détente du moteur à air chaud à pistons liquides et le banc d'essai. Le prototype de machine de détente du moteur à air chaud à pistons liquides et le banc d'essai ont été conçus et réalisés dans le cadre de cette thèse au LaTEP. Les résultats d'un essai préliminaire y sont également présentés.
Une conclusion générale présente la synthèse de l'ensemble du travail effectué, les difficultés rencontrées ainsi que les perspectives.

Chapitre 1

Etude bibliographique

1.1 Les moteurs thermiques

1.1.1 Présentation des moteurs thermiques alternatifs

Les moteurs thermiques sont des machines génératrices d'énergie mécanique. A ce titre ils appartiennent à la grande famille de transformateurs ou de convertisseurs d'énergie. Ces derniers peuvent être classés en sous-ensembles distincts suivant la nature de la source énergétique à l'origine de la conversion : thermique, hydraulique, pneumatique, éolienne, électrique, etc. [9]. Pour fonctionner, les machines thermiques doivent réaliser une succession cyclique (dans le temps ou dans l'espace) de transformations sur un fluide de travail. Le cycle thermodynamique ainsi décrit peut être moteur ou récepteur. Il est moteur s'il réalise la conversion d'énergie thermique en énergie mécanique, et récepteur dans le cas contraire. La succession des états du fluide dans une machine thermique décrit une courbe fermée dans un diagramme thermodynamique, comme le diagramme (T, s) par exemple. Dans certains cas comme pour les machines à combustion interne (moteurs alternatifs, turbines à gaz à combustion…) le cycle se referme sur l'atmosphère : on parle de cycle ouvert. Le cycle est moteur si la courbe est parcourue dans le sens des aiguilles d'une montre, récepteur dans le sens inverse.

Selon le deuxième principe de la thermodynamique, la conversion de l'énergie n'est possible que dans le cas de la présence de deux sources de chaleur, une chaude et l'autre froide. Le cycle moteur se produit entre une source chaude qui fournit de la chaleur au cycle et une source froide qui reçoit la chaleur du cycle. Il est récepteur lorsque le processus est inverse *Figure 1.1*.

Autrement dit, aucune machine ne peut convertir toute la chaleur qui lui est fournie en travail utile. Cette limite du rendement thermique de la machine est à l'origine de l'énoncé de Kelvin-Planck [10].

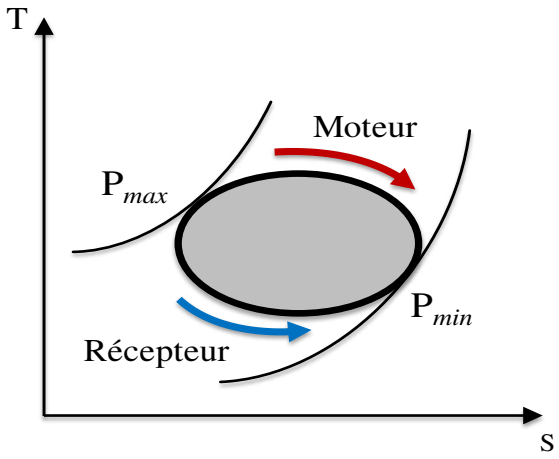

Figure 1.1- Schéma du cycle thermodynamique des machines thermiques

1.1.2 Classification des moteurs thermiques alternatifs

Les machines thermiques peuvent être classées selon le type de machines utilisées pour la compression et la détente. Dix critères de classification ont été proposés [11] et repris dans les travaux de M. Alaphilippe [12] et F. Lontsi [13].

1. MOT, REC selon que l'on a une machine motrice ou réceptrice ;

2. CD1, CD2 selon que la compression et détente se font dans une seule enceinte, ou dans deux enceintes distinctes ;

3. ROT, ALT, DYN selon le type de machine de compression et de détente : rotative, volumétrique alternative, dynamique (turbomachine). Dans l'absolu, ce critère s'applique séparément à la machine de compression et de détente ;

4. OUV, FER selon que le cycle est ouvert ou fermé ;

5. EXT, CBI ce critère détermine si l'action calorifique est exercée sur le fluide par apport de chaleur externe au moyen d'un échangeur ou par combustion interne ;

6. IHX, NIX selon la présence ou pas d'échangeurs de chaleur internes (récupérateur, régénérateur) ;

7. 1PH, 2PH selon que le fluide de travail reste monophasique (gazeux en général), ou qu'il est présent sous deux phases dans la machine ;

8. NOV, VLV selon que les différents éléments sont connectés directement entre eux, ou par l'intermédiaire de clapets, soupapes, vannes, lumières,… En d'autres termes, la désignation VLV fait référence à des machines à flux discontinu ;

9. HDP, LDP selon que l'amplitude des variations de pression au sein du fluide de travail est importante (HDP) ou non (LDP ou machines thermo-acoustiques) ;

10. HDT, LDT selon que la différence de température entre les sources chaude et froide du cycle dépasse (HDT) ou non (LDT) une centaine de degrés.

A chacun de ces critères peuvent être associés des avantages et des inconvénients. Ainsi par exemple la configuration CD1 (une seule enceinte pour la compression et la détente) a l'avantage de la compacité, mais l'inconvénient d'imposer le même rapport volumétrique pour la détente et pour la compression. Une machine OUV, à cycle ouvert, n'a pas d'échangeur avec la source froide et donc gagne en compacité. Par contre un cycle fermé FER permet une pressurisation générale de la machine, l'utilisation d'un autre fluide que l'air, éventuellement un fluide à changement de phase, ce qui réduit drastiquement l'énergie de compression.

1.1.3 Les moteurs à air chaud

Les moteurs à air chaud sont des moteurs thermiques alternatifs à cylindres de compression et de détente distincts, à apport de chaleur externe par échangeur (de ce fait, certains d'entre eux entrent dans la catégories des moteurs à combustion externe), avec ou sans récupérateur, à fluide de travail monophasique gazeux, à cycle ouvert ou fermé, avec ou sans soupapes ou clapets [14]. Ces moteurs se divisent en deux grandes familles : les moteurs Stirling et les moteurs Ericsson.

1.1.3.1 Bref historique et présentation du moteur Stirling

Le pasteur Ecossais Robert Stirling (1790-1878) inventa le premier "moteur à air chaud" en 1816, auquel il donna le nom de "moteur Stirling". C'est son frère James Stirling qui industrialisa ce moteur en 1843 pour une utilisation dans l'usine où il était ingénieur. Cette invention fut beaucoup utilisée dans les fermes et les industries jusqu'en 1922, pour, par exemple, pomper de l'eau ou entraîner des machines.

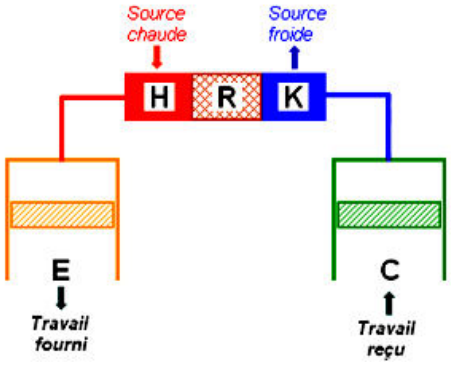

Figure 1.2- Schéma de principe d'un moteur Stirling

Ce moteur est caractérisé suivant le "caryotype" (ou cartographie des 8 critères) représenté au *Tableau 1.1*. Le moteur est constitué de cinq espaces de travail comme le montre la *Figure 1.2*. Il s'agit : d'un espace de compression C et d'un espace de détente E, d'un régénérateur R, des échangeurs K et H respectivement refroidisseur (source froide) et réchauffeur (source chaude). Le fluide de travail (gazeux) oscille entre les deux espaces de compression et de détente, en passant par les échangeurs de chaleur pour être réchauffé ou refroidi [3], [12], [13].

MOT	ALT	CD2	FER	EXT	IHX	1PH	NOV

Tableau 1.1- Critères de classification du cas général de moteur Stirling

1.1.3.2 Historique du moteur Ericsson

En 1833 un ingénieur et inventeur américain d'origine suédoise du nom de John Ericsson proposa un modèle modifié du moteur Stirling qui portera le nom de moteur Ericsson. A la

différence du moteur Stirling, le moteur Ericsson possède des organes d'isolement (soupapes) autour de ses cylindres de compression et de détente.

Les machines à soupapes et clapets sont souvent erronément dites machines de Joule. James Prescott Joule, proposa un moteur à air chaud en 1851. Malheureusement, ce dernier était en retard de 18 ans quand il écrit son article "On the air engine". Le fonctionnement du moteur de Joule *Figure 1.3* est comparable à celui d'une turbine à gaz simple, à ceci près que les turbomachines ont été remplacées par des machines volumétriques alternatives [15].

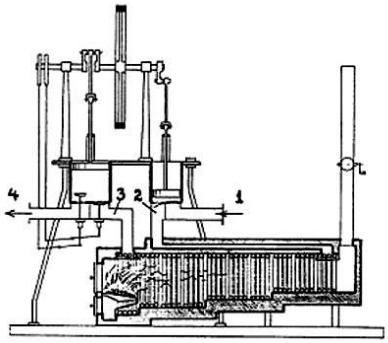

Figure 1.3- Moteur thermique de Joule 1851-1852

L'inventeur John Ericsson (1803-1889) apporta des modifications au premier moteur Stirling en supprimant le refroidisseur à eau et en démontrant que si la flamme du foyer est alternativement appliquée dans une chambre mobile ayant la même fonction que le piston d'une machine à vapeur, la force motrice serait obtenue plus rapidement et à moindre coût.

Figure 1.4- John Ericsson

En 1833 John Ericsson réalise son premier "Moteur Ericsson", machine thermique alternative à échangeur récupérateur, utilisant l'air comme fluide de travail constitué d'un cylindre de compression muni de soupapes, d'un échangeur de chaleur récupérateur à contre-courant, d'un échangeur de chaleur pour la source chaude et d'un cylindre de détente, lui aussi muni de soupapes [9], [13], [14], [16].

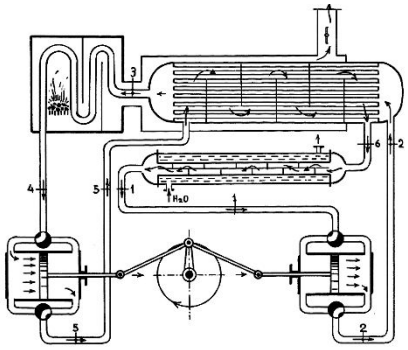

Figure 1.5- Premier moteur thermique d'Ericsson, 1833

En 1853, John Ericsson dont les innovations révolutionnèrent le domaine de la guerre navale, inventa plusieurs types de moteurs dont plus de 9 variantes à apports de chaleur externe, (à cycles de Joule, Stirling, Diesel...). De déboires en perfectionnements et à la recherche de mécènes, il finit par construire un premier bateau à roues de 90m sur 14m, dont l'un des moteurs était le « Moteur Ericsson à air chaud », et qui déplaçait 9000 tonnes de charge [17]. Ce moteur marin dégageait une puissance de 220 kW, avec un rendement global de 13,3 %, une vitesse de rotation de 6,5 tr/min, une pression maximale de l'air dans le moteur de 0,16 MPa, une course des pistons de 1,8m, avec 3,5 m d'alésage du cylindre de compression, et 4,3 m d'alésage du cylindre de détente.

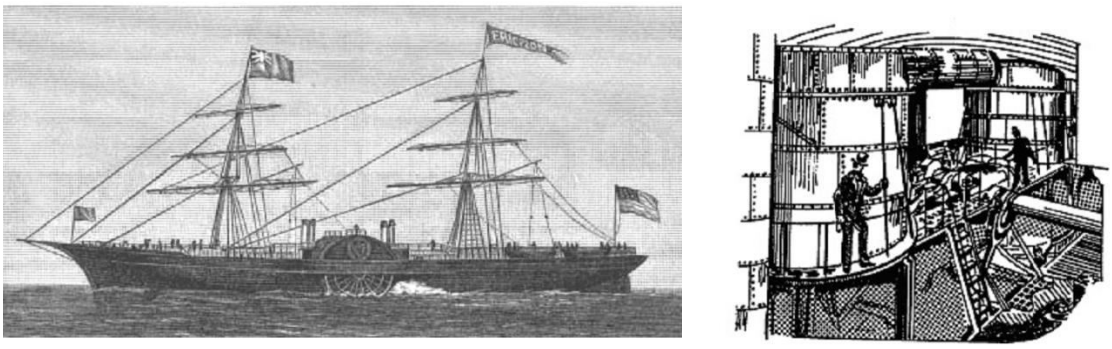

Figure 1.6- Moteur thermique d'Ericsson pour propulsion navale, 1853

La conception de ce moteur ainsi que des machines en ayant dérivé montrent bien le génie d'Ericsson. Bien que les performances de ce moteur fussent supérieures à celles des machines à vapeur, elles étaient en deçà des attentes d'Ericsson. Après une série de modifications aux machines du navire " Ericsson ", il fut finalement décidé de remplacer les moteurs thermiques originaux par de classiques machines à vapeur [18].

John Ericsson se consacra alors à une machine plus petite (environ 600 W), fonctionnant toujours sur le même principe mais sensiblement différente sur le plan mécanique. Les pistons de compression et de détente sont situés dans le même cylindre *Figure 1.7*. Ce moteur a la particularité d'avoir été le premier moteur à air chaud à avoir été produit en grande série : environ 3000 exemplaires furent vendus et mis en service aux Etats-Unis, en Allemagne, en France et en Suède notamment entre 1855 et 1860. Un de ces moteurs, installé sur un phare, était encore en fonctionnement 30 ans après sa mise en service, ce qui montre la longue durée de vie et la fiabilité des moteurs à air chaud.

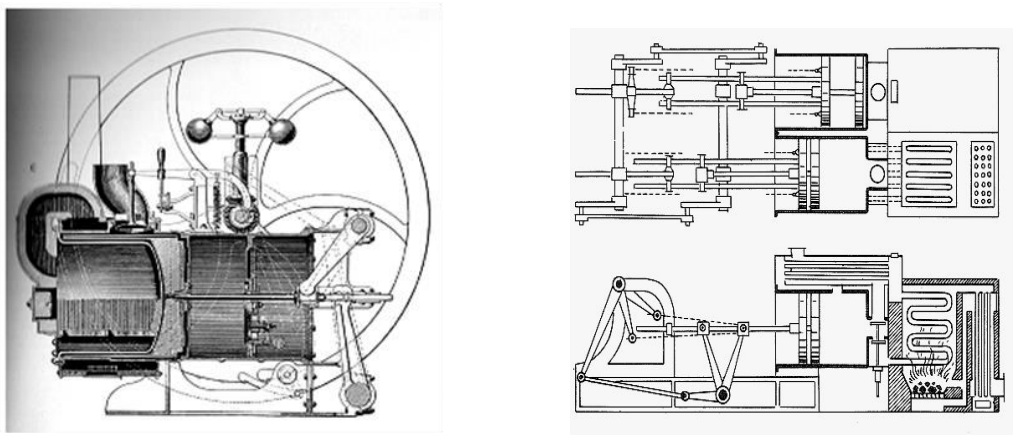

Figure 1.7- Moteur thermique d'Ericsson, 1855 - 1860

La machine d'Ericsson qui a fait l'objet d'expérimentations en 1883 utilise la chaleur solaire à travers un capteur solaire à concentration qui transmet la chaleur au fluide de travail. Mais les essais seront abandonnés car ils ont montré que l'énergie solaire ne pouvait servir que difficilement à la production de la force motrice à cause de la faible valeur du rayonnement solaire. A cela s'ajoute le prix très élevé des réflecteurs, la difficulté d'obtenir une courbe parfaite de ceux-ci et l'énorme travail nécessaire pour le polissage des surfaces.

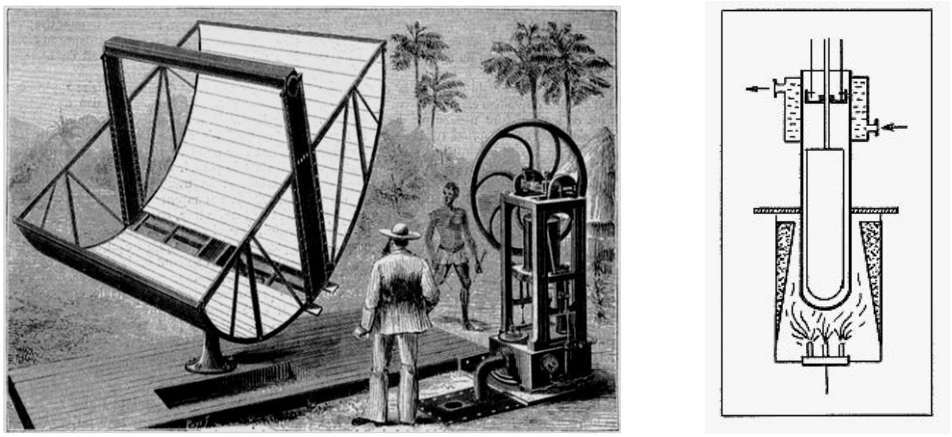

Figure 1.8- Machine solaire d'Ericsson expérimentée en 1883

1.1.3.3 Présentation des différentes configurations de moteur Ericsson

Le moteur Ericsson peut avoir plusieurs configurations en fonction du choix technologique retenu [19].

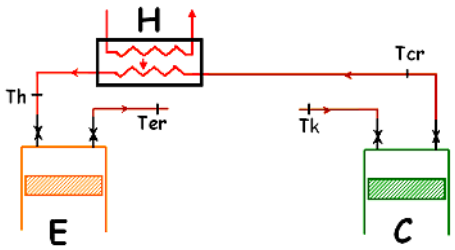

Figure 1.9- Cycle ouvert sans récupérateur

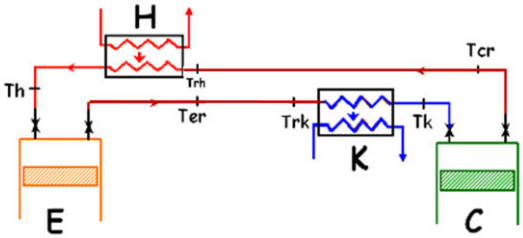

Figure 1.10- Cycle fermé sans récupérateur

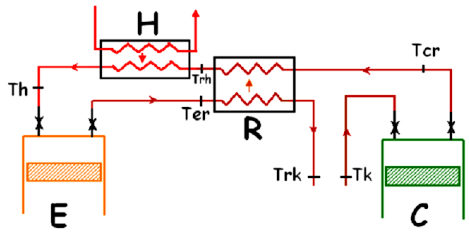

Figure 1.11- Cycle ouvert avec récupérateur

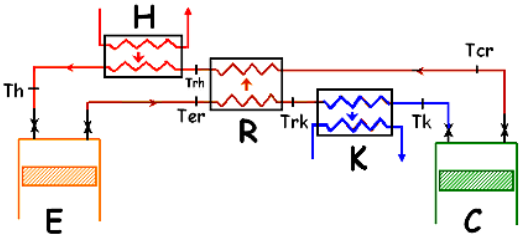

Figure 1.12- Cycle fermé avec récupérateur

En fonction de la configuration adoptée, le moteur Ericsson est constitué : du cylindre de compression C (Compression), du cylindre de détente E (Expansion), d'un échangeur récupérateur R, d'un échangeur réchauffeur H (Heater) entre la source chaude et le fluide de travail, d'un échangeur refroidisseur K (Cooler) entre le fluide de travail et le puits froid.

Le tableau ci-dessous présente le caryotype du cas le plus général de moteur Ericsson [2], [11].

MOT	ALT	CD2	FER	EXT	IHX	1PH	VLV

Tableau 1.2- Critères de classification du cas général de moteur Ericsson

1.1.3.4 Cycle thermodynamique du moteur Ericsson

Le cycle théorique de Stirling (deux isothermes et deux isochores), comme le montre les travaux de A.J. Organ [20], n'est pas approprié comme cycle théorique de référence pour étudier les moteurs Stirling. De même, le cycle théorique d'Ericsson à deux isothermes et deux isobares *Figure 1.13* n'est pas approprié à l'étude d'un moteur Ericsson réel. L'explication à cela est toute simple : dans les cylindres, les parois seules ne constituent pas des surfaces d'échanges thermiques suffisantes pour permettre les transferts de chaleur entre le fluide de travail et les sources chaude et froide, durant les phases de détente et de compression. Ces transferts de chaleur se font donc généralement dans des échangeurs extérieurs aux cylindres [18]. Le cycle de Joule ou de Brayton *Figure 1.14*, à deux isentropes et deux isobares, souvent utilisé pour décrire la turbine à gaz, paraît mieux approprié pour étudier un moteur Ericsson réel [21]. Dans le moteur inventé par Joule il n'y avait pas de récupérateur. Le moteur Ericsson dans sa version simple est semblable à une turbine à gaz dont la turbine a été remplacée par une machine de détente piston/cylindre et le turbocompresseur par un compresseur à piston.

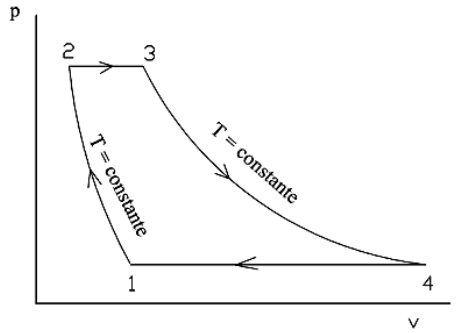

Figure 1.13- Cycle théorique d'Ericsson

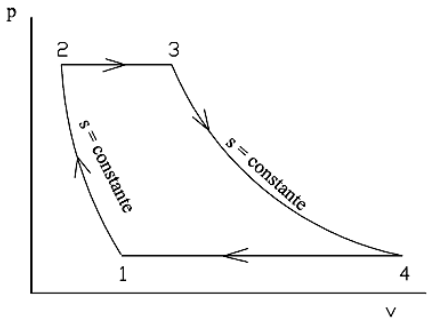

Figure 1.14- Cycle de Brayton-Joule

1.2 Etat de l'art des travaux sur le moteur Ericsson

De nos jours on observe un regain d'intérêt pour le moteur Ericsson : le volume de l'échangeur utilisé comme source chaude est peu contraignant comparé aux moteurs Stirling, ils peuvent fonctionner avec des niveaux de pression relativement faibles en cycle ouvert [6], et ce type de moteur est bien adapté pour la production d'énergie à petite échelle en utilisant les ressources énergétiques renouvelables telles que la biomasse, ou l'énergie solaire [6], [7], [19], [22], [23].

En 2000, une équipe du département de génie mécanique de l'Université de Cape Town (UCT) en Afrique du Sud a réalisé un prototype de moteur Ericsson simple et de petite taille, pour une puissance cible à la conception de 5 kW, pour une utilisation destinée aux zones rurales en Afrique. Ce travail a conduit à la soutenance du mémoire de master de J. Hussey [24].

En 2003 Bell et al.[25] ont fait une étude sur une machine alternative à cycle ouvert de Joule avec régénération. Dans ce travail, un modèle thermodynamique, prenant en compte les frottements, la combustion, les volumes morts, les fuites et les pertes de charges, a été développé. Il en ressort que les performances du moteur dépendent fortement du rapport de pression, et dépendent beaucoup moins du rapport des volumes balayés du détendeur et du compresseur. D'après les auteurs, un rendement thermique de 50 % pourrait être atteint dans des conditions réelles. Pour une température maximale de fonctionnement fixée à 1300 K, le rendement optimal est atteint lorsque le rapport de pression est compris entre 6 et 8, le

rapport des volumes balayés étant quant à lui choisi dans l'intervalle de 2 à 3. Cette machine *Figure 1.15*, aurait vocation à être implémentée dans un système de cogénération et de production décentralisée d'énergie. Malgré quelques similitudes avec le moteur Ericsson, elle comporte cependant une chambre de combustion.

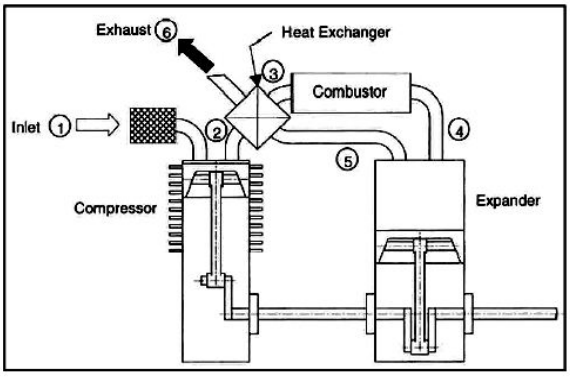

Figure 1.15- Prototype de moteur en cycle de Joule à récupération proposé par Bell et al.

En 2005, R.W. Moss et al. [26] ont étudié la possibilité de réaliser un moteur alternatif à cycle de Joule *Figure 1.16*. C'est un moteur dont le cycle de fonctionnement est semblable à celui de la turbine à gaz à récupération et qui est destiné à fournir 5 kW électriques et environ 8 kW de puissance thermique, avec des rendements de compression et de détente élevés. L'étude théorique a montré que le rendement du moteur est supérieur à ceux des turbines à gaz de petite puissance et des moteurs à combustion interne de même puissance. Il est donc très adapté à la micro-cogénération de petite puissance (1 à 10 kW). Ce moteur devrait être capable d'atteindre des niveaux de rendement électrique avoisinant les 33 %, avec un bas niveau de pollution des gaz d'échappement émis dans l'atmosphère. Il devrait être également très peu bruyant. Mais il faut remarquer que ce niveau de performance est tributaire des valeurs relativement élevées du rapport de pression (égal à 7,5) et de la vitesse de rotation du moteur (1000 tr/min).

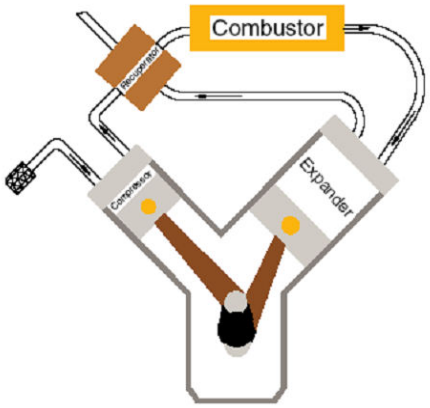

Figure 1.16- Schéma du moteur de Moss et al.

En 2010, J. Wojewoda, Z. Kazimierski [4] ont publié un travail de modélisation sur un moteur à apport de chaleur externe à soupapes, basé sur le cycle fermé de Joule. Ce moteur est fortement pressurisé à l'air (15 bar), avec la particularité que chacun de ses échangeurs (réchauffeur et refroidisseur) comporte une boucle de recirculation d'air destinée à permettre la ventilation des échangeurs pendant les périodes de fermetures des soupapes des cylindres de travail. Ces auteurs en ont réalisé un modèle dynamique pour décrire le fonctionnement du moteur en régime stabilisé. Ce moteur atteint une puissance de 25 kW et un rendement thermique de 25 %. Mais pour atteindre ce niveau de performance, le système nécessite une forte vitesse de rotation (3000 tr/min) et un rapport de compression relativement élevé (l'air est comprimé de 15 à 95 bar). Dans le réchauffeur, on note que le transfert de chaleur a lieu à plus de 1160 K, ce qui rendrait difficile la réalisation d'un tel échangeur à air. Dans ce travail, les auteurs n'abordent cependant pas la problématique des transitoires liés au fonctionnement et à la conduite de ce type de moteur.

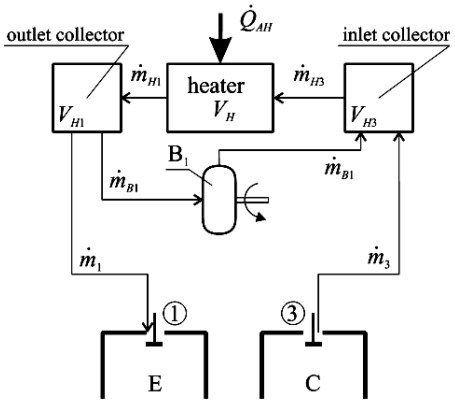

Figure 1.17- Schéma du moteur de Wojewoda et al.

Les étages piston-cylindre proposés par Kussul en 2012 [27] ont tous des configurations géométriques semblables, mais avec des variations de taille selon l´étage. Cette configuration est présentée sur la *Figure 1.18*.

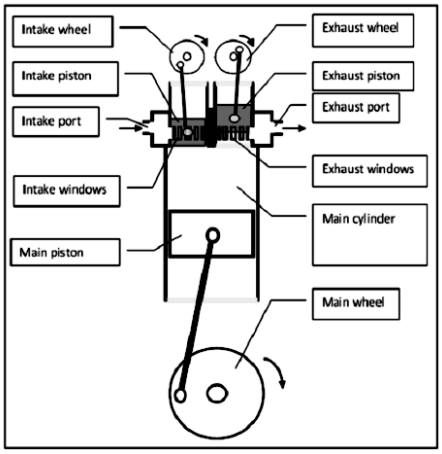

Figure 1.18- Schéma de compresseur ou détendeur proposé par Kussul

J. F. Oudkerk et V. Lemort [28] ont présenté une étude en 2013 qui associe un modèle géométrique et un modèle thermodynamique des transformations subies par le fluide dans un moteur Ericsson. Le modèle de moteur à piston détaillé permet le calcul des propriétés thermodynamiques instantanées du fluide de travail à l'intérieur du cylindre. Il est d'abord utilisé pour simuler le compresseur et le détendeur séparément et pour montrer l'influence de la perte de charge et du transfert de chaleur. Ensuite, l'ensemble du modèle est utilisé pour optimiser la conception du moteur, évaluer la performance et mettre en évidence les sources de pertes. Le résultat de l'étude montre qu'un rapport de volume de 2,2 maximise le

rendement du moteur. Un rendement du cycle de 24% et une efficacité thermique de 53% sont atteints pour une configuration en micro-cogénération du moteur Ericsson. Cependant, leur modèle a besoin d'être validé. Néanmoins, ils ont montré que le moteur Ericsson mérite le même intérêt que le moteur Stirling et les ORC.

Dorin Stanciu et Viorel Bãdescu [29] ont publié des travaux en 2017 sur un moteur Ericsson couplé à un capteur solaire parabolique orienté selon l'axe Est-Ouest *Figure 1.19*. Les auteurs développent un nouveau modèle dynamique dépendant du temps, qui traite des phénomènes de sous-compression et/ou de surcompression du gaz se produisant dans le cylindre de compression, ainsi que de la surexpansion du gaz se produisant dans le cylindre détente. Ce modèle est utilisé pour concevoir la géométrie et estimer les performances d'un moteur Ericsson à cycle alternatif de Joule dans les conditions météorologiques les plus favorables. A la vitesse de rotation de référence (constante) du moteur de 480 tr/min, le système génère en un jour un travail de 39 270 kJ avec un rendement global de 0,135. Lorsque la vitesse de rotation augmente, la durée journalière de fonctionnement diminue et, par conséquent, le travail de sortie diminue. Une meilleure stratégie de fonctionnement consiste à basculer entre trois valeurs de la vitesse de rotation du moteur, à savoir 480, 540 et 600 tr/min. Dans ce cas, le travail de sortie par jour est de 40 322 kJ et le rendement global est de 0,137.

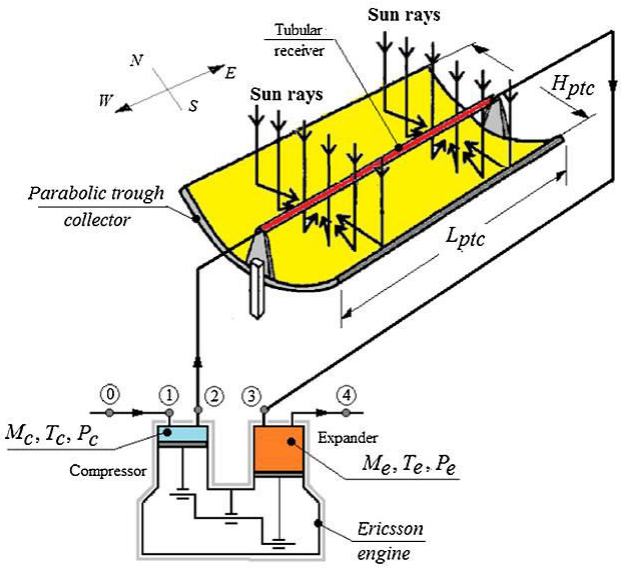

Figure 1.19- Configuration de moteur Ericsson étudié par D. Stanciu et V. Bãdescu

En 2018, N.P. Komninos et E.D. Rogdakis [30] ont publié des travaux sur un moteur Ericsson équipé d'un échangeur compact gaz-gaz à haute performance *Figure 1.20*. Par une approche de modélisation, les auteurs simulent le fonctionnement du cylindre de compression et du cylindre de détente ainsi que leurs interactions avec l'échangeur qu'ils ont choisi dans la littérature sur la base de son taux de transfert de chaleur élevée. Une première analyse numérique sur l'effet de la géométrie et de la configuration du réchauffeur (un ou plusieurs passages) a été conduite et permet de comprendre l'importance de la perte de charge côté gaz. Ensuite, une seconde analyse sur l'effet de la taille de l'échangeur de chaleur permettra de mettre en évidence l'importance des zones de transfert de chaleur et des fluctuations sur le travail produit. Enfin, l'effet de la température de la source de chaleur sur les performances du moteur est mis en évidence dans une troisième analyse. Les résultats des simulations ont permis d'obtenir un rendement thermique entre 28,40 et 28,82% pour des valeurs de températures entre 636,3 et 592,6°C.

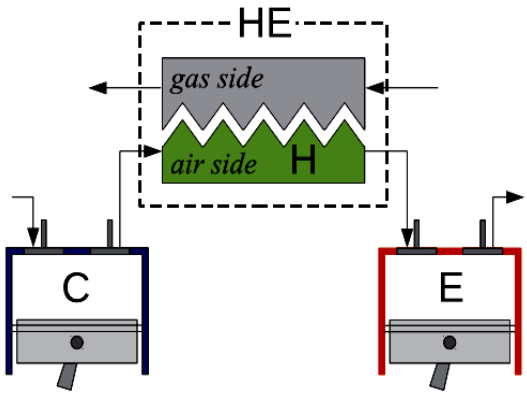

Figure 1.20- Configuration de moteur Ericsson étudié par N.P. Komninos et E.D. Rogdakis

En France, les travaux récents connus sur les moteurs Ericsson proprement dits, c´est à dire à apport de chaleur externe, sont menés par le laboratoire TEMPO de l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, par l'institut FEMTO-ST de l'Université de Franche-Comté, et par le LaTEP de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour.

Depuis 2008, la société Française Assystem développe un moteur dans le cadre du projet IndEHo [31]. En 2011 elle obtient, avec l'inventeur Brice Bryon, un brevet pour une machine thermique à cylindrée variable permettant de combiner le fonctionnement en cycle de Joule ou d'Ericsson. Une collaboration a été mise en place entre l'institut FEMTO-ST et la société

Assystem. Le département Energie de l'institut FEMTO-ST de l'Université Bourgogne Franche-Comté à Belfort, partenaire dans le projet Assystem, étudie un moteur qui utilise des soufflets métalliques en lieu et place des ensembles piston-cylindre *Figure 1.21*. Cette collaboration a donné lieu à la thèse CIFRE de Mathieu Doubs démarrée en 2012 sous la direction de Philippe Nika et Éric Gavignet. D'après l'étude, ce concept permet de faire varier en ligne les volumes internes (soit la cylindrée du moteur) tout en conservant la possibilité de modifier le cycle thermodynamique [32].

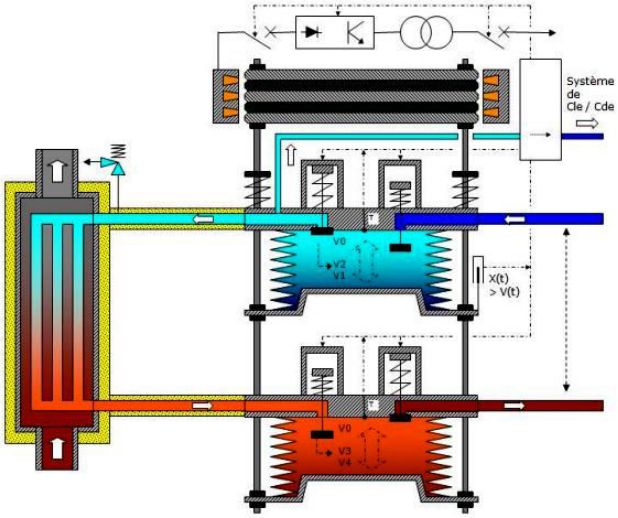

Figure 1.21- Prototype du moteur Ericsson du Femto-st, Belfort

D'autres travaux de recherche sur les moteurs à apport de chaleur externe sont menés au département Energie de l'institut FEMTO-ST par d'autres équipes de recherche sous la conduite de François Lanzetta.

Une équipe de recherche du Laboratoire TEMPO de l´Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis s'intéresse depuis quelques années au développement du moteur à air chaud Ericsson. C'est ainsi qu'elle s'est lancée dans la réalisation d'un projet dont l'objet est le développement d'un banc d'essai d'une unité de micro-cogénération à partir de biomasse, composée d'une chaudière à pellets, d'un moteur à air chaud de type Ericsson et d'un échangeur gaz brûlés-air pressurisé inséré dans la chaudière *Figure 1.22*. Ce type de combustible produit des gaz brûlés à forte teneur en particules de suie qui sont responsables d'un phénomène de rayonnement important [33], [34], d'où la nécessité d'une modélisation

spécifique de l'échangeur destiné au chauffage de l'air pressurisé alimentant le moteur. Ce projet a conduit à une thèse de doctorat soutenue en 2014 par Marie Creyx [6], sous la direction de Céline Morin et Eric Delacourt.

Des études pour définir la meilleure configuration d´un moteur Ericsson pour la valorisation de la biomasse ont également été réalisées par M. Creyx et al [8]. Une modélisation des systèmes piston-cylindre de compression et de détente a été menée en considérant deux types d'hypothèses en ce qui concerne les échanges thermiques : le cas adiabatique ou le cas isotherme. Le rendement exergétique du système de micro-cogénération complet atteint 25,2 % dans la configuration étudiée. Les simulations ont été réalisées pour des vitesses de rotation entre 100 et 950 tr/min. Du fait du contexte, Creyx choisit de maximiser la puissance mécanique du moteur plutôt que son rendement. Cela conduit naturellement à des rapports de pression plus élevés.

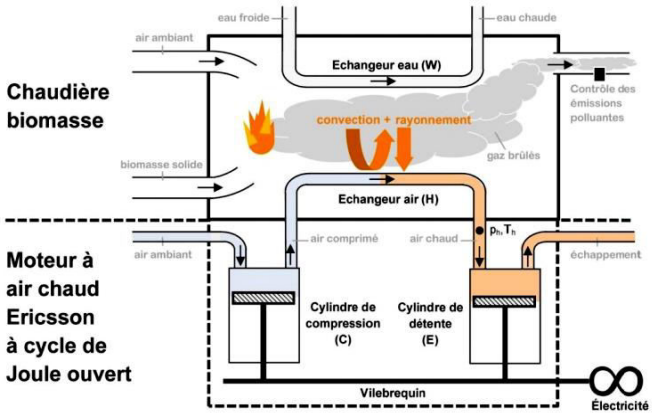

Figure 1.22- Prototype moteur Ericsson du Tempo, Valenciennes

Le LaTEP de l'UPPA (Pau) a commencé à travailler sur le moteur Ericsson dès les années 2000. C'est ainsi qu'à ce jour on peut dénombrer plusieurs thèses de Doctorat et plusieurs articles scientifiques, fruit des travaux effectués dans ce Laboratoire dont l'étude des moteurs thermiques à apport de chaleur externe, notamment Stirling et Ericsson, fait partie des axes de recherche.

La première étude menée au LaTEP sur le moteur Ericsson a été effectuée par S. Bonnet qui a réalisé une thèse de doctorat de 2002 à 2005. Dans sa thèse, S. Bonnet fait une étude sur un

système de micro-cogénération basé sur le moteur Ericsson couplé à un système de combustion de gaz naturel *Figure 1.23* [15]. L'objectif de ce système qui devait fonctionner en cycle de Joule, était de produire 11kW de puissance électrique et de produire la chaleur pour la micro-cogénération. Les résultats de modélisation ont conduit à un rendement net sur PCS proche de 0,3 et à une surface d'échange totale d'environ 27 m^2 pour les 3 échangeurs de chaleur du moteur, ce dernier fonctionnant au gaz naturel, en cycle ouvert avec une pression d'entrée du cylindre de détente égale à 6 bars. L'étude énergétique, exergétique et exergo-économique de l'ensemble a permis de montrer que ce genre de système est performant, avec des rendements supérieurs à ceux des machines destinées à la micro-cogénération et disponibles actuellement dans le commerce (moteurs à combustion interne et certains moteurs Stirling). Cette étude met en évidence l'intérêt de cette technologie simple et peu coûteuse pour les applications de micro-cogénération en raison des faibles coûts réalisables (0,15 € / kWh pour l'électricité et 1,2 kWh de chaleur récupérable) [7].

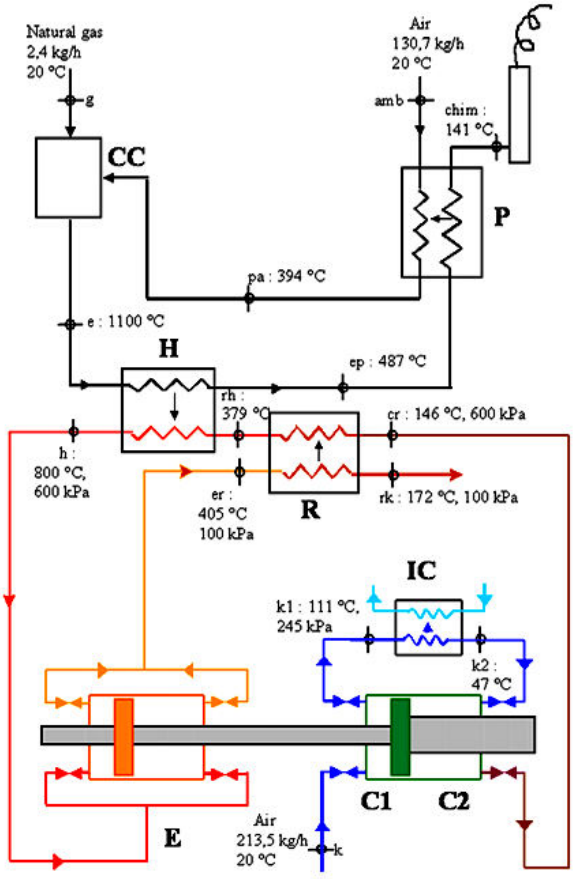

Figure 1.23- Schéma du moteur de S. Bonnet

La thèse de M. Alaphilippe qui commence en 2004 a pour objectif de réaliser une étude visant à rechercher un nouveau procédé en vue de la conversion thermodynamique de l'énergie solaire, pour la production de l'énergie électrique ou pour une application en cogénération de petite puissance. Le but de ce travail est la solarisation d'un moteur Ericsson à cycle ouvert, par couplage avec le capteur 'Soleil-Vapeur' *Figure 1.24*. Ce dernier est un capteur cylindro-parabolique à taux de concentration moyen, de technologie simple et peu coûteuse, développée par l'association 'Soleil-Vapeur' et destiné à répondre aux besoins énergétiques des Pays du Sud où le gisement solaire est souvent important mais peu valorisé en raison du coût des systèmes existants (systèmes photovoltaïques, "Dish/Stirling"). C'est un concentrateur linéaire orienté est-ouest composé de deux étages de concentration. Le premier étage est composé d'un miroir cylindro-parabolique tronqué qui réfléchit la totalité du rayonnement solaire entrant par la surface d'ouverture sur une ligne focale, le second étage est constitué d'un concentrateur parabolique composé (CPC) qui concentre à nouveau le rayonnement issu du premier étage vers l'échangeur réchauffeur du fluide de travail du moteur. Sur le banc soleil-vapeur du LaTEP à Pau *Figure 1.24*, les températures mesurées lors des essais au mois de juin 2007, ont atteint 200 °C pour l'air sortant du réchauffeur, avec un éclairement incident compris entre 650 et 850 W/m^2.

Figure 1.24- Schéma du capteur cylindro-parabolique d'Alaphilippe

Les calculs de M. Alaphilippe prédisent qu'avec un capteur cylindro-parabolique de 4 m de longueur installé à Font-Romeu en France, pour une journée type de juillet, on atteint une énergie électrique journalière de 3 kWh avec un rendement électrique de 7,5 %, alors que

pour un capteur cylindro-parabolique de 15 m de long installé dans la région de Tamanrasset en Algérie, on atteint une énergie de 22,3 kWh par jour en moyenne pour un rendement annuel de 10,1% [12]. M. Alaphilippe montrera dans cette étude d'une part, qu'il existe un maximum de travail obtenu à l'arbre d'un moteur Ericsson à partir d'une puissance thermique transférée à l'air par l'échangeur et d'autre part, qu'une importante puissance thermique récupérable sous forme de chaleur pour micro-cogénération est produite. Ce travail confirme une fois encore l'intérêt qu'il y a à coupler un concentrateur cylindro-parabolique avec un moteur Ericsson. Toutefois, il faut noter que ces résultats demanderont à être validés expérimentalement par un prototype.

Pour assurer un fonctionnement en continu du moteur thermique à apport de chaleur externe, ces travaux seront prolongés en couplant le moteur à un concentrateur solaire muni d'un système de stockage thermique faisant appel à des matériaux à changement de phase : les sels fondus pour le cas d'espèce [35]. Par la suite, des systèmes hybrides de production d'énergie électrique de faible puissance en site isolé seront étudiés, notamment pour des applications de télécommunication par un moteur qui effectue la conversion de l'énergie solaire ou de la chaleur issue d'un combustible en électricité par voie thermodynamique [36].

F. Lontsi [13] a développé un modèle dynamique de moteur Ericsson en cycle ouvert en vue de vérifier la stabilité de fonctionnement et de maîtriser son comportement dans les phases transitoires. Deux configurations ont été modélisées, la première sans échangeur récupérateur, la seconde avec récupérateur. Pour la réalisation du modèle du moteur, Lontsi s´est inspiré de l´analyse adiabatique du moteur Stirling, des modèles de soupapes des moteurs à combustion interne et de la relation de Saint-Venant. Dans la première configuration, les résultats de la simulation indiquent que le moteur fonctionne de façon stable après une phase de démarrage de 50 cycles de rotation pour un transitoire qui dure seulement 6,25 secondes et fournit une puissance de 1655 W avec un rendement thermique de 29,3%. Dans la seconde configuration, les simulations du démarrage ont révélé un transitoire logiquement plus lent, en raison de l'augmentation du volume des espaces à pressuriser et à chauffer au sein de la machine. C'est ainsi que dans cette configuration le moteur atteint le régime stationnaire au bout de 12,8 secondes. En revanche, le rendement

thermique obtenu est en nette augmentation. Ces résultats ont permis de déterminer les positions angulaires et les temps optimaux d´ouverture et de fermeture des soupapes pour chaque cylindre. Ils permettent d'anticiper les éventuelles difficultés liées aux transitoires et aux variations de charge et concourent au développement des stratégies pour les éviter tout en permettant une bonne conduite des installations intégrant ces moteurs. La *Figure 1.25* présente le schéma du moteur modélisé par Lontsi.

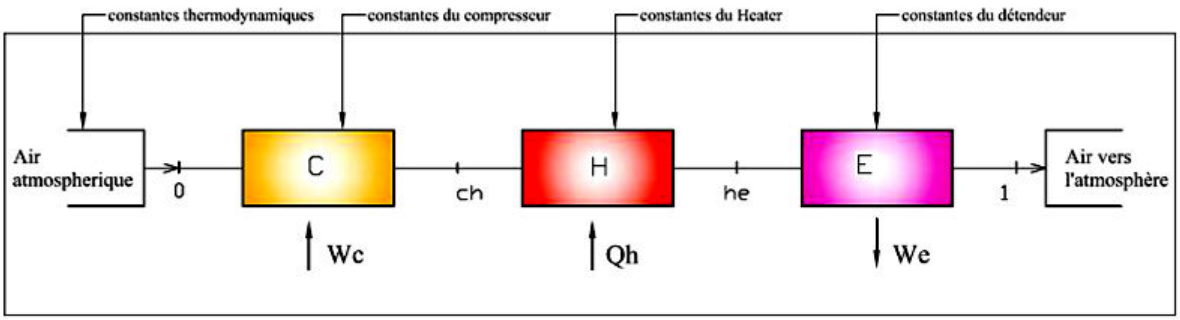

Figure 1.25- Schéma de modélisation du moteur Ericsson proposé par Lontsi

Dans une seconde étude, F. Lontsi et al. [37] développe un modèle dynamique de moteur Ericsson en cycle ouvert qui prend en compte à la fois les pertes de pression et la variation des propriétés thermo-physiques du fluide de travail en fonction de la température dans le système. Les réglages optimaux des soupapes du cylindre de détente, ainsi que les paramètres caractéristiques du moteur sont ainsi déterminés. Dans cette configuration, le moteur développe une puissance de 1,72 kW. Un transitoire qui dure seulement 5 secondes est prédit pour le moteur à chaud avec un rendement de 23%. Il ressort que le moteur réagit bien lorsqu'il est soumis à une perturbation donnée.

Dans sa thèse, A. Touré a développé un modèle théorique original de moteur volumétrique à cycle de Joule (moteur Ericsson). Ce modèle permet de prédire la pression d'équilibre dans l'échangeur chaud (Heater) du moteur en fonction des caractéristiques géométriques (cylindrées et volumes morts des cylindres de compression et de détente) et des températures des sources chaude et froide du moteur. Il montre également qu'il existe une plage de fonctionnement bien définie pour laquelle un moteur peut produire de l'énergie mécanique, en

fonction des grandeurs β, φ, μ_E, μ_C, θ, et selon que le volume mort du cylindre de détente est recomprimé ou pas [19], [38], [39].

L'étude expérimentale a conduit à la caractérisation et à la réalisation du premier prototype de la machine de détente du moteur Ericsson. Des essais ont été réalisés sur le cylindre de détente (partie chaude) à une température d'environ 550°C. Ces essais ont été effectués d'une part pour un fonctionnement "en mode moteur" et d'autre part pour un fonctionnement "en mode moteur entraîné". Les résultats ont été très encourageants car les performances obtenues à la suite des essais expérimentaux du prototype ont corroboré ceux prédits dans les travaux théoriques antérieurs. Il a donc été décidé de concevoir et de réaliser la partie compresseur du moteur qui sera ajoutée au cylindre de détente de sorte de disposer au LaTEP d'un prototype de moteur Ericsson complet *Figure 1.26*.

Figure 1.26- Moteur Ericsson réalisé par Touré et modélisé par Fula

A. Fula dans sa thèse [40] s'est principalement intéressé aux transferts thermiques entre le fluide de travail et les parois des cylindres de compression et de détente du moteur. Un premier modèle, global, a permis de déterminer dans quelles conditions ces transferts

thermiques peuvent améliorer les performances du système énergétique considéré. Un second modèle, 'intracycle', a permis d'évaluer les transferts thermiques instantanés dans les cylindres à partir des corrélations habituellement utilisées dans les moteurs à combustion interne. Le prototype de moteur Ericsson a alors été équipé de différents capteurs de pression et de températures, ces derniers étant constitués de micro-thermocouples. Les relevés de température instantanée dans le cylindre de compression sont présentés, commentés et comparés aux résultats obtenus par le modèle «intracycle». L'impact des transferts thermiques à la paroi des cylindres sur les diagrammes indiqués des cycles de compression et détente a été analysé [41], [42]. L'importance de l'efficacité du récupérateur sur le rapport optimal de compression est mise en évidence. Les résultats de modélisation démontrent qu'on peut améliorer le rendement de 5% dans un moteur Ericsson en favorisant les échanges thermiques dans les cylindres par rapport au cas adiabatique.

R. Ibsaine & al. [43] montrent que pour les moteurs Ericsson, dans la plage de fonctionnement habituellement considérée, les cycles à air humide et à injection de vapeur ne présentent pas d'intérêt significatif.

Les études précédentes montrent qu'il y a bien un regain d'intérêt pour les moteurs Ericsson. Son grand avantage est que les échangeurs de chaleur ne sont pas considérés comme de volumes morts, alors que le concepteur d'un moteur Stirling doit faire face au difficile compromis entre maximisation des surfaces d'échange et minimisation des volumes des échangeurs de chaleur [3]. Le volume de l'échangeur associé à un moteur Ericsson étant peu contraignant [4–6], pour des performances similaires à celles du moteur Stirling, le coût du moteur Ericsson peut s'avérer potentiellement plus faible que celui des autres technologies concurrentes du fait de ces contraintes limitées [7], [8]. Les moteurs Stirling de par leur principe, ne peuvent pas fonctionner en cycle ouvert, ils sont dès lors pressurisés pour des questions de compacité à de niveaux de pression maximum pouvant rapidement devenir importants. Cette contrainte n'existe pas dans les moteurs Ericsson qui peuvent fonctionner avec des niveaux de pression relativement faibles en cycle ouvert. Les moteurs Ericsson sont adaptés à la production d'énergie électrique à petite échelle, à partir de ressources énergétiques renouvelables comme la biomasse [6], [19], [38] ou l'énergie solaire [12], [22].

Cependant, le moteur Ericsson fait face aux difficultés propres aux moteurs à air chaud; notamment celles relatives à l'étanchéité des cylindres d'une part, *Figure 1.27* et à l'épineux problème de complexité ainsi que de la consommation non négligeable d'énergie mécanique nécessaire pour actionner les soupapes dont est équipé son cylindre de détente d'autre part, *Figure 1.28.*

En vue d'apporter une réponse technologique aux problèmes cités précédemment, une configuration originale de moteur est prosposée dans ce travail [44], [45]. Celle-ci permet d'une part, de s'affranchir du problème d'étanchéité autour des pistons par l'usage des pistons liquides en lieu et place des pistons mécaniques et d'autre part, de simplifier le système de distribution mécanique des moteurs conventionnels par l'usage de soupapes commandées particulières, dont l'ouverture est déclenchée par contact avec le piston.

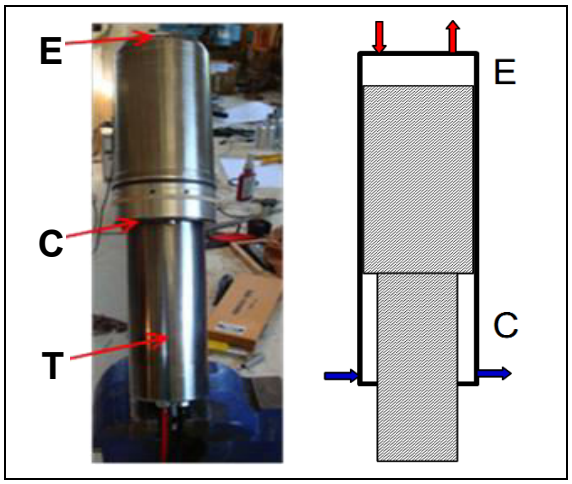

Figure 1.27- Principe du piston double effet (E : détente ; C : compression ; T : tige) [19], [40].

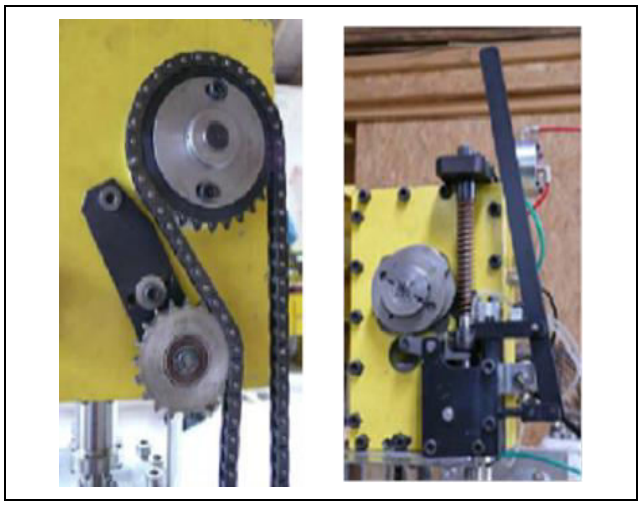

Figure 1.28. Distribution du moteur, came, culbuteur, chaîne, tige et ressort de soupape [19], [40].

Cette configuration de moteur est constituée de deux enceintes de compression et de deux enceintes de détente. Dans leur partie inférieure, ces enceintes sont fermées par un liquide (l'eau) contenu dans un tube en forme de U. Ces colonnes de liquide jouent le rôle de piston. Les enceintes de compression du moteur sont isolées dans leurs parties supérieures par des clapets automatiques traditionnels, tandis que les enceintes de détente sont isolées dans leurs parties supérieures par des soupapes dont l'ouverture est déclenchée par contact avec le piston, et fonctionnant suivant une des trois lois de commande étudiées. Les deux premières lois sont inspirées d'une technologie de distribution à soupapes appelée "bash-valve", tandis que la troisième loi est basée sur le principe de soupapes d'admission et d'échappement avec le même retard à la fermeture. Pour éclairer ces concepts, les paragraphes suivants présentent l'état de l'art sur les systèmes de distribution des moteurs thermiques à pistons d'une part, et sur les moteurs à pistons liquides d'autre part.

1.3 Etat de l'art sur la distribution des moteurs thermiques à pistons

Dans l'histoire des moteurs, de nombreux systèmes de distribution ont été utilisés. Les plus connus sont : les distributeurs rotatifs, les lumières, les soupapes et les chemises coulissantes et fourreaux louvoyants. Cependant, les distributeurs rotatifs et les chemises coulissantes et

fourreaux louvoyants ont été abandonnés du fait de la recherche de puissances spécifiques toujours plus élevées, d'une fiabilité accrue, et la diminution des coûts de production et des émissions polluantes. Actuellement, seules les lumières et les soupapes sont encore utilisées respectivement pour les moteurs 2 et 4 temps [46], [47].

1.3.1 Présentation de la distribution par lumières

Cette technologie de distribution consiste à mettre en communication le cylindre avec les conduits d'admission et d'échappement au moyen d'orifices (appelés lumières) aménagés dans la paroi du cylindre. Ces lumières sont tour à tour dégagées ou masquées par le piston lors de son mouvement. Ce type de distribution est réservé exclusivement aux moteurs 2 temps et aux moteurs rotatifs.

1.3.2 Présentation des distributeurs rotatifs

Le distributeur rotatif *Figure 1.29* [46] se caractérise par le remplacement du mouvement de translation alternatif des soupapes classiques par un mouvement de rotation continue, ce qui permet de diminuer les vibrations et les contraintes mécaniques. Lorsqu'il est placé dans la culasse d'un moteur à 4 temps, le distributeur est soumis à l'intégralité du cycle thermodynamique. Par conséquent, le système n'est pas viable pour les raisons suivantes :

- difficulté de réaliser une étanchéité correcte ;
- risques d'usure et de grippage dus au mouvement de rotation dans des conditions de pression et de température élevées.

Appliqué au moteur à 2 temps, le distributeur placé en aval de la lumière d'échappement est protégé du cycle haute pression par le piston ; les risques de grippage sont alors diminués.

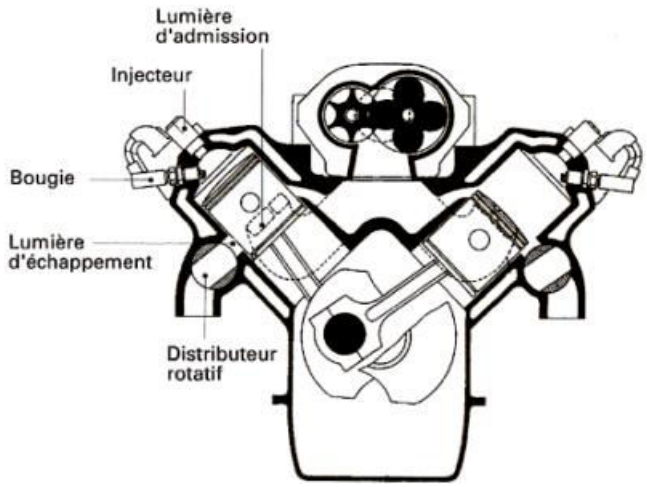

Figure 1.29- Schéma d'un moteur à distributeur rotatif

1.3.3 Présentation des chemises coulissantes et fourreaux louvoyants

Les chemises coulissantes *Figure 1.30* et fourreaux louvoyants [46] sont encore appelés "distributions pour moteurs sans soupapes". Ces deux types de distribution utilisent des lumières dans la paroi du cylindre dont l'ouverture et la fermeture sont contrôlées non pas par le piston mais par une ou deux chemises mobiles, de faible épaisseur, coaxiales au piston et guidées dans le cylindre. Ce système conserve le principe des quatre temps (admission - compression - explosion - échappement) avec un ensemble contrôlé à partir d'un arbre auxiliaire tournant à demi-régime de vilebrequin, par un système bielle-manivelle dans le cas des chemises coulissantes ou par un excentrique dans le cas des fourreaux louvoyants. Ces solutions ont été utilisées sur des moteurs 4 temps pour l'automobile (Panhard) et pour l'aviation (Napier, Bristol). Les principaux inconvénients étaient le refroidissement du piston, le graissage des chemises ou fourreaux et les inerties élevées, sources de vibrations et de sollicitations mécaniques importantes.

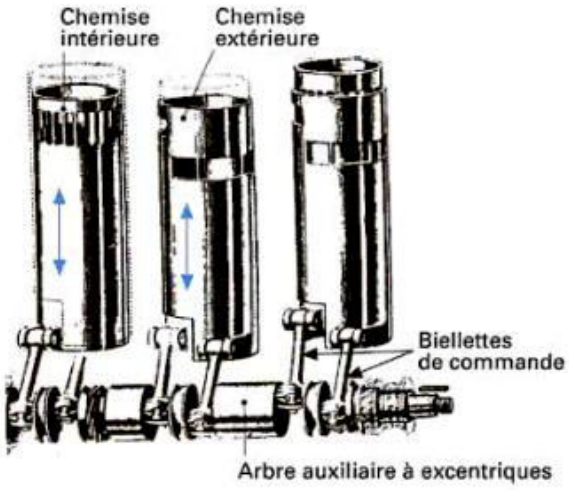

Figure 1.30- Schéma d'une chemise coulissante

1.3.4 Présentation des systèmes de distribution à soupapes

Les soupapes sont des organes mécaniques du système de distribution des moteurs thermiques qui assurent l'admission et l'échappement des fluides gazeux.

Selon leur architecture, les systèmes de distribution à soupapes peuvent être classés en fonction du mode de transmission du mouvement du vilebrequin à l'arbre à cames, en trois catégories ainsi qu'il suit [46] :

- les systèmes de distribution à entraînement par chaîne : la transmission du mouvement du vilebrequin à l'arbre à cames pour la commande des soupapes se fait au moyen d'une chaîne de distribution.

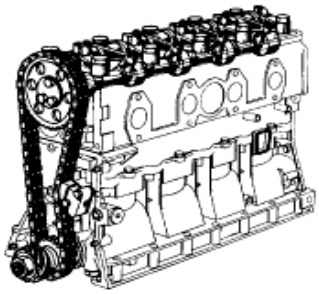

Figure 1.31- Schéma de la transmission par chaîne de distribution

- les systèmes de distribution à entraînement par courroie : la transmission du mouvement du vilebrequin à l'arbre à cames pour la commande des soupapes se fait au moyen d'une courroie de distribution.

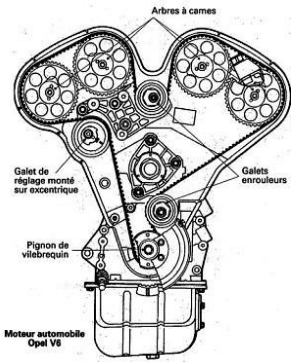

Figure 1.32- Schéma de la transmission par courroie de distribution [46].

- les systèmes de distribution à entraînement par pignon : la transmission du mouvement du vilebrequin à l'arbre à cames pour la commande des soupapes se fait au moyen des pignons.

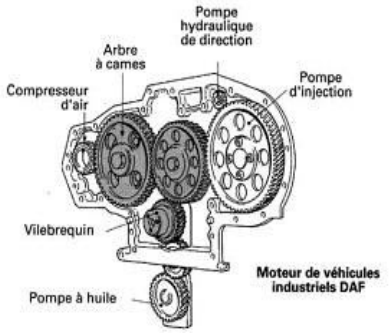

Figure 1.33- Schéma de la transmission par pignons.

Les systèmes de distribution à soupapes peuvent aussi être classés en fonction de leur mécanisme d'ouverture, en quatre catégories ainsi qu'il suit :

- les systèmes à tige basculeur et culbuteur : avec la commande du basculeur par l'intermédiaire d'une tige et d'un poussoir supplémentaire.

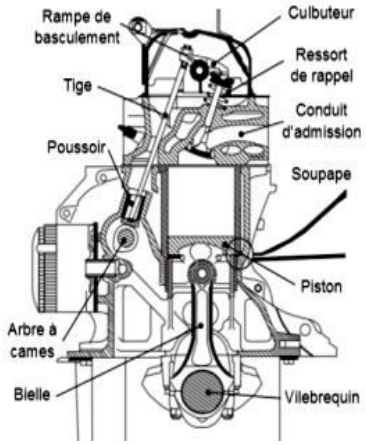

Figure 1.34- Distribution à arbres à cames latéral par tiges et culbuteurs [47], [48].

- les systèmes à attaque directe : avec la commande directe de la soupape par la came via un poussoir.

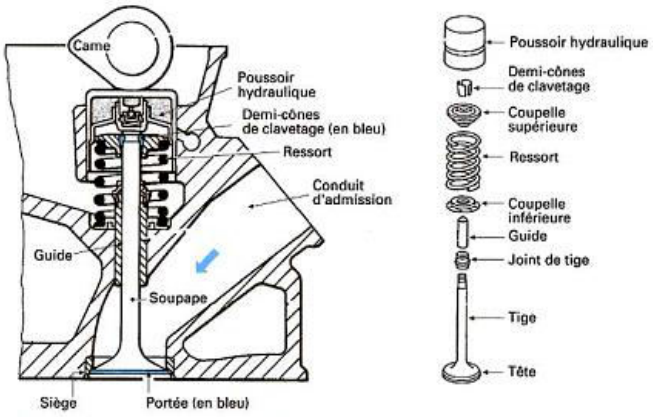

Figure 1.35- Distribution à soupape en tête à attaque directe et poussoir hydraulique [46].

- les systèmes à linguet : avec l'utilisation d'un composant intermédiaire ayant un mouvement oscillant.

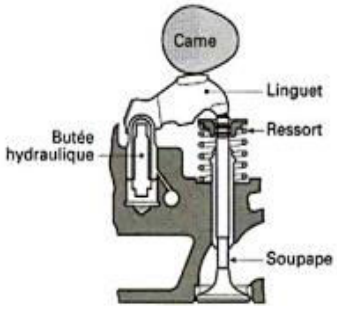

Figure 1.36- Distribution par linguet avec rattrapage de jeu hydraulique.

- et les systèmes à soupapes "bash-valve" : le piston lui-même actionne l'ouverture de la soupape lorsqu'il est aux alentours du point mort haut.

Il est à noter que la distribution à soupape bash-valve présente un très grand intérêt du fait de sa très grande simplicité technologique. De ce fait, elle fera l'objet d'une étude plus approfondie dans la suite de ce travail.

1.3.5 Présentation de la distribution à soupape "Bash-valve"

Cette technologie de distribution a été largement utilisée dans les moteurs à vapeur et les moteurs pneumatiques, plus particulièrement dans les machines à vapeur appelés "machines Uniflow".

1.3.5.1 La machine Uniflow

La machine "Uniflow" se caractérise par un écoulement de la vapeur toujours dans le même sens, très souvent du point mort haut (PMH) vers le point mort bas (PMB). Le concept Uniflow associe à la fois la distribution à soupapes et les lumières. Les moteurs Uniflow existent en simple effet et en double effet.

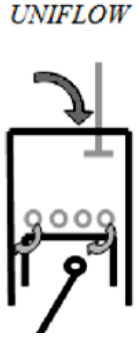

Figure 1.37- Schéma de principe d'une machine à vapeur Uniflow

Dans les moteurs Uniflow, l'admission se fait lorsque le piston est au voisinage du point mort haut [49–54]. Dès lors, il existe certaines machines Uniflow équipées de soupapes bash-valve pour l'admission tandis que l'échappement est obtenu grâce aux "lumières d'échappement" placées dans la chemise du cylindre. Ces lumières se laissent découvrir autour du point mort bas (PMB) lorsque le piston est à la fin de la course de détente. Cette technologie de moteur est d'une grande simplicité de fabrication et de fonctionnement.

1.3.5.2 La distribution à soupape "Bash-valve"

La particularité dans ce principe étant que le piston lui-même actionne l'ouverture de la soupape lorsqu'il est aux alentours du point mort haut, par le contact entre le(s) téton(s) métallique(s) sur le piston et la pointe de la soupape. Lorsque le piston se déplace vers le point mort bas, le(s) téton (s) perd(ent) le contact avec la soupape et celle-ci se referme sous l'effet du ressort de rappel.

La *Figure 1.38* présente le schéma de principe d'un moteur à vapeur équipé de bash-valves classiques pour l'admission de la vapeur.

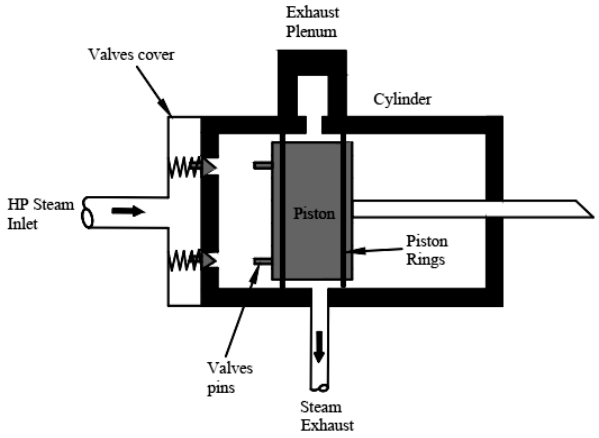

Figure 1.38- Moteurs "OSE project" de Marcin Jakubowski [55]

La *Figure 1.39* présente le schéma de principe d'un moteur à vapeur équipé d'une "ball-valve" classique. Ce modèle de moteur a été construit à l'Australian National University (ANU) en 1988-1989 [56], [57]. Ce moteur est nommé «moteur solaire à vapeur White Cliffs». Ses têtes de cylindre contiennent des valves à bille pour l'admission de la vapeur. Ces valves sont actionnées par des tétons métalliques placés sur la face supérieure du piston.

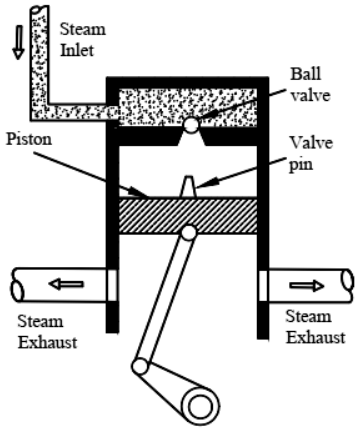

Figure 1.39- Le moteur alternatif à vapeur ANU [56]

La *Figure 1.40* présente une configuration de moteur à vapeur équipé d'une bash-valve avec retard à la fermeture de l'admission pour laquelle un brevet a été délivré à Harold V. Sturtevant. La vapeur pénètre dans le moteur par la partie supérieure (rouge) munie d'une soupape d'admission à ressort, maintenue fermée par la vapeur à haute pression. Le piston est muni d'un téton. Lorsqu'il atteint le point mort haut, le téton cogne la soupape d'admission, celle-ci s'ouvre et la vapeur pénètre dans le cylindre. Une bobine électromagnétique est activée pour retarder la fermeture de la soupape. Lorsque le piston amorce sa course descendante, du fait de la détente de la vapeur dans le cylindre, la pression devient insuffisante pour maintenir fermé le mécanisme de soupape à ressort présent dans le piston. Ce mécanisme s'ouvre lorsque le piston se trouve au voisinage du point mort bas, ce qui permet à la vapeur de s'échapper. À mesure que le piston monte du PMB vers le PMH, son mécanisme à ressort reste ouvert, donnant lieu à un cycle sans recompression du volume mort [58–60]. Il est à noter que le piston du moteur faisant l'objet de cette étude ne sera pas équipé du mécanisme à ressort.

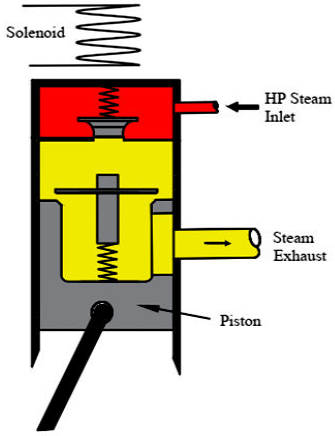

Figure 1.40- Moteur à vapeur avec bash-valve brevetée par H. V Sturtevant

1.4 Etat de l'art sur la modélisation dynamique des moteurs Ericsson à cycle de Joule

Certains auteurs ont présentés des modèles dynamiques qui permettent de simuler des phases transitoires des moteurs Ericsson à cycle de Joule. Ces modèles prennent en compte différents aspects des échanges de puissance au sein du moteur : transformations thermodynamiques, pertes de charge au travers des soupapes, pertes par frottement mécanique, transferts thermiques à travers les parois des cylindres, les effets des instants d'ouverture et de fermeture des soupapes, les effets de sous compression et de la surcompression, les effets de la surexpansion du fluide. Selon les auteurs, les performances observées varient : travail massique indiqué, diagramme indiqué, puissance mécanique, rendement thermodynamique. Le *Tableau 1.3* est un récapitulatif des travaux effectués sur la modélisation dynamique «intracycle» des moteurs Ericsson à cycle de Joule.

Auteurs	Types de modèle	Eléments modélisés
Wojewoda et al. 2010 [4]	intracycle	- transformations thermodynamiques ; - pertes de charges.
Lontsi et al. 2013 [37]	intracycle	- transformations thermodynamiques ; - pertes de charges ; - transfert thermiques.
Fula et al. 2013 [41]	intracycle	- transformations thermodynamiques ; - pertes de charges ; - transfert thermiques.
Lontsi et al. 2013 [61]	intracycle	- transformations thermodynamiques ;
Creyx et al. 2016 [62]	intracycle	- transformations thermodynamiques ; - pertes par frottements ; - instants d'ouverture et de fermeture des soupapes ; - transferts thermiques.
Stanciu et al. 2017 [29]	intracycle	- sous compression et surcompression ; - surexpansion du fluide.

Tableau 1.3- Modélisation dynamique des moteurs Ericsson à cycle de Joule de la littérature

1.5 Etat de l'art sur les moteurs à pistons liquides

1.5.1 Historique des moteurs à pistons liquides

Dans la famille des moteurs à pistons liquides, ce sont les moteurs Stirling à pistons liquides qui ont fait l'objet de plusieurs études. Un moteur Stirling à pistons liquides est un moteur Stirling dans lequel les colonnes d'eau jouent le rôle de pistons. Le premier moteur Stirling à pistons liquides a été inventé par C. D. West au Laboratoire de l'Autorité Britannique de l'énergie atomique à Harwell au Royaume-Uni en 1969, et les premières machines ont été développées en 1970 sous l'appellation de moteur ou pompe Fluidyne [63], [64]. Un brevet d'invention britannique a été déposé, son descriptif présentant la théorie de base, et quelques résultats expérimentaux ont été publiés en 1973. Depuis l'invention du moteur Fluidyne, plusieurs groupes de recherche ont exploré des conceptions de machines Stirling à piston liquide pour une grande variété d'applications. L'eau étant généralement utilisée comme le

piston liquide, la plupart des moteurs Stirling à pistons liquides ont été construits pour le pompage de l'eau, en particulier pour l'irrigation ou le pompage de drainage dans les pays en développement ou dans des circonstances où l'électricité n'est pas toujours disponible. Les températures de fonctionnement peuvent être aussi faibles que quelques dizaines de degrés Celsius dans certains cas. La technologie du piston liquide a été reconnue comme étant un concept simple, attrayant, fiable et à faible coût dont le développement évite la nécessité d'avoir une garniture mécanique d'étanchéité au niveau du vilebrequin [65].

1.5.2 Classification des moteurs à pistons liquides

Ces moteurs sont caractérisés par des pistons liquides qui se déplacent librement en réponse à la gravité et à la pression qui s'exerce sur eux. Certains moteurs Stirling à pistons liquides ont des pistons aussi bien liquides que solides, ce qui peut être considéré comme la combinaison des moteurs Fluidyne et des moteurs cinétiques à basse différence de température (LTD) Stirling. La fréquence du moteur Stirling à piston liquide est généralement inférieure à 2 Hz, en raison de la faible fréquence naturelle des pistons liquides. La pression moyenne est généralement de 1 bar avec de l'air comme gaz de travail [63], [64], [66].

Les moteurs à pistons liquides peuvent être classés selon leur utilisation et selon leur principe de fonctionnement en plusieurs catégories ainsi qu'il suit [67–69] :

- catégorie des moteurs ou pompes Fluidyne ;
- catégorie des compresseurs et machines Stirling à pistons liquides ;
- catégorie des pompes à eau Stirling à pistons hybride solide-liquide ;
- catégorie des machines à vapeur à pistons solides-liquides ;
- catégorie des pompes à oscillateur thermo-fluidique diphasique ;
- catégorie des systèmes CAPILI ;
- catégorie des moteurs à pistons liquides pour centrale solaire de dessalement thermique

1.5.3 Présentation des moteurs à pistons liquides par catégories

1.5.3.1 Les moteurs ou pompes Fluidyne

West [63], [70], [71], Elrod [72], Geissow [73], Stammers [74] et Gupta [75] expliquent théoriquement le principe de fonctionnement et la dynamique des moteurs Fluidyne.

Son fonctionnement ressemble à celui d'un moteur Stirling à pistons libres [64], [76], [77] dans lequel le piston et le déplaceur sont liquides. Les variations de volume à l'intérieur du moteur sont réalisées par des pistons liquides.

Le principe de fonctionnement d'une telle machine repose sur l'oscillation d'une colonne de liquide dont l'énergie est fournie par une source de chaleur externe (solaire par exemple). Cette oscillation primaire déclenche l'oscillation d'une seconde colonne d'eau reliée à un réservoir, dans lequel on veut pomper, par l'intermédiaire d'une tubulure possédant deux clapets anti-retour. Dans sa construction la plus simple, la pompe Fluidyne fonctionne sous une pression atmosphérique moyenne, à faible fréquence (entre 0.5 et 1 Hz) et sous une faible différence de température (inférieure à 100°C) [77].

L'étude du moteur Fluidyne a fait l'objet de nombreuses publications et plusieurs prototypes similaires au moteur Fluidyne conçu par West ont été construits et testés *Tableau 1.3*.

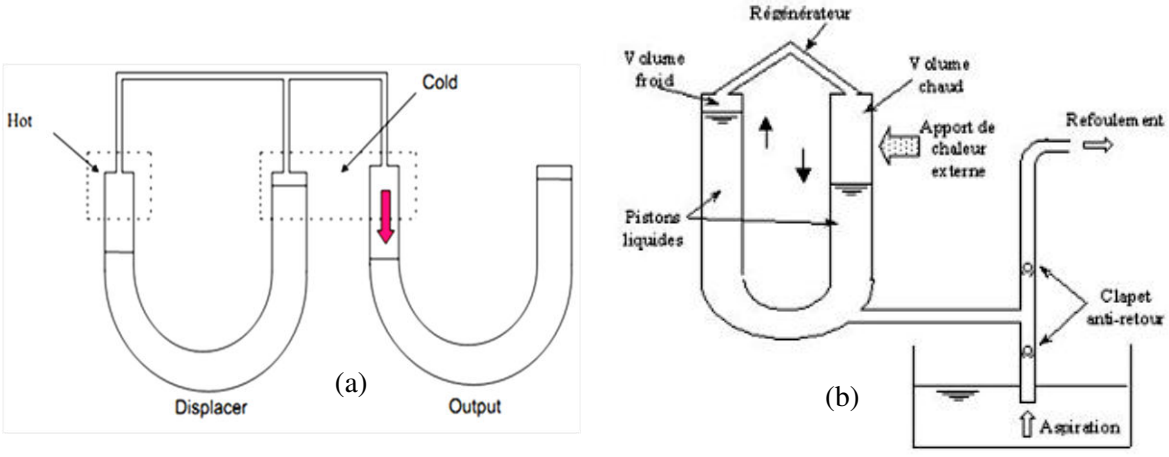

Figure 1.41- (a) Schéma de base d'un Fluidyne proposé par West [63]
(b) Schéma d'une pompe Fluidyne [77]

Auteurs & référence	Catégories	Fréquence	Température	Puissance délivrée	Débit d'eau pompée	Rendement
West (1983) [63]	Moteurs ou pompes Fluidyne	0,85 Hz	ΔT = 63°C	1,6 W	380 l/h	0,35 (2% Carnot)
Kyei-Manu et al. [65]	Moteurs ou pompes Fluidyne	0,52 Hz	ΔT = 380°C	5 à 23 W	500 l/h	3 à 6 %
West (1971) [70]	Moteurs ou pompes Fluidyne	1,2 Hz	ΔT = 63°C	0,03 W	NC	NC
Lanzetta et al [77]	Moteurs ou pompes Fluidyne	1 Hz	ΔT = 50°C	NC	6 l/h	NC
West et Pandey (1981) [78]	Moteurs ou pompes Fluidyne	0,55 Hz	ΔT = 300°C	14 W	1740 l/h	4,7 (9 % Carnot)
Goldberg et al. [79]	Moteurs ou pompes Fluidyne	NC	NC	NC	36 l/h	0,12%
Narayan et al. [80]	Moteurs ou pompes Fluidyne fonctionnant comme un cœur humain	1 Hz	ΔT = 20°C	0,01 W	252 l/h	NC
Gupta et al. [81]	Moteurs ou pompes Fluidyne fonctionnant comme un cœur humain	1,57 Hz	ΔT = 25°C	0,012 à 0,56 W	29,5 l/h	2,13 à 6,4%
Shahabasi [82]	Moteurs ou pompes Fluidyne	NC	ΔT = 40°C	NC	144 l/h	NC
Reader et al. (1979) [83]	Moteurs ou pompes Fluidyne	NC	ΔT = 20°C	NC	NC	NC
Mosby (1978) [84]	Moteurs ou pompes Fluidyne	1,2 Hz	ΔT = 63°C	0,02 W	22 l/h	0,15 (0,86% Carnot)
Bell (1979) [85]	Moteurs ou pompes Fluidyne	NC	NC	0,38 W	114 l/h	0,18%
Yang et al. [86]	Pompe Fluidyne à deux cylindres intégrés	2,53 Hz	NC	0,004 W	NC	0,1%
Mason et Stevens [87]	Moteurs ou pompes Fluidyne	1,057 Hz	ΔT = 19°C	NC	NC	NC

Tableau 1.4- Résultats d'études sur les moteurs ou pompes Fluidyne de la littérature

1.5.3.2 Compresseurs et machines Stirling à pistons liquides

Van de Ven et al. présentent des compresseurs et des machines Stirling à pistons liquides [88], [89], [90] *Figure 1.42*. Ce concept est proposé comme une solution aux difficultés rencontrées sur les moteurs Stirling conventionnels. La première difficulté est que le

fonctionnement quasi-adiabatique dans les chambres de travail des moteurs Stirling qui nécessitent des échangeurs de chaleur externes ajoute de l'espace mort, ensuite il y a la difficulté à contenir les gaz de faible poids moléculaire à haute pression et enfin, des profils de déplacement de piston non idéaux. Van de Ven et al. proposent les pistons liquides comme solution à ces difficultés car cette technologie permet aux chambres de compression et de détente d'être conçues pour un taux de transfert de chaleur élevé. Les pistons liquides peuvent facilement s'adapter au refroidissement par pulvérisation d'eau pendant la compression ou la détente, car les gouttelettes peuvent simplement tomber dans l'interface liquide. De plus, le transfert de chaleur dans ces chambres peut être augmenté par le changement de géométrie qui est permis du fait de la capacité d'une colonne de liquide à remplir un volume irrégulier. Par un exemple simple, Van de Ven et al. démontrent qu'un piston liquide peut améliorer le taux de transfert de chaleur d'un facteur de l'ordre de 3,5 dans les chambres de travail par rapport aux systèmes conventionnels. La création d'un fonctionnement quasi-isotherme dans les chambres de travail élimine le besoin d'échangeurs de chaleur externes coûteux, tout en créant un chemin secondaire pour transférer la chaleur hors de la chambre à travers le liquide. Les pistons liquides éliminent les joints mécaniques coulissants associés aux compresseurs cinématiques. En remplaçant ces joints par une colonne de liquide, les fuites de gaz sont éliminées. Enfin, le déplacement des pistons liquides peut être soigneusement contrôlé de plusieurs façons afin de correspondre étroitement au cycle de Stirling idéal.

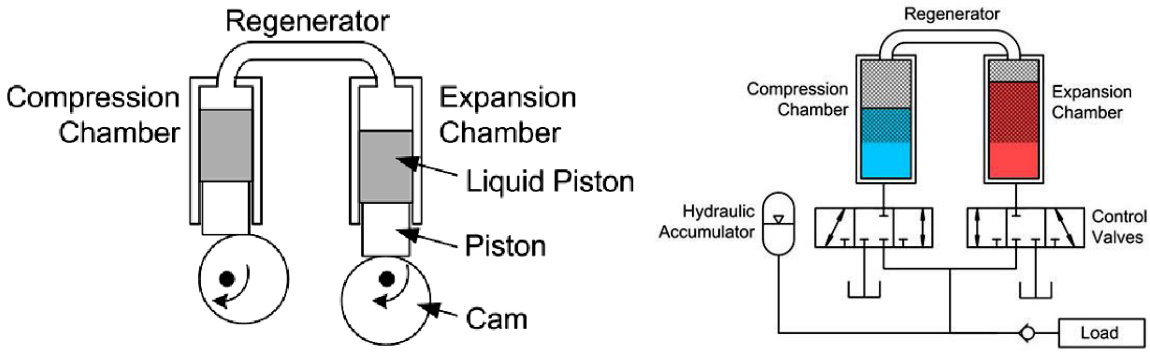

Figure 1.42- Schémas du moteur Stirling à piston liquides et de la pompe hydraulique Stirling proposés par Van de Ven et al.

Dans une étude expérimentale du transfert de chaleur dans un compresseur à piston liquide, Vikram C et al. [91] montrent que la puissance thermique transférée à travers les parois

augmente avec une course plus rapide de la compression, au détriment du travail de compression supplémentaire et d'une plus grande élévation de la température de l'air. L'évaluation quantitative des résistances thermiques pendant le processus de compression montre que la résistance thermique par convection de l'air est significativement plus élevée que la résistance thermique de la matière conductrice de la chambre, et que la résistance thermique par convection entre la chambre et la température ambiante. Ces auteurs montrent que le coefficient global de transfert de chaleur d'une compression à piston liquide se stabilise à une valeur comprise entre 8 et 12 W/m^2K vers la fin de la compression, indépendamment du matériau de la chambre de compression. Pour un taux de compression de 2,05 - 2,35, un rendement isothermique de compression de 84 - 86% est observé pour la compression de l'air au moyen d'un piston liquide *Tableau 1.4*.

Piya et al. [92], [93] présentent l'étude d'un compresseur à pistons liquides *Figure 1.43*, réalisée pour quatre combinaisons de fluides (air-eau ; hélium-eau ; air-DTE 25 ; hélium-DTE 25). Les résultats de la modélisation numérique sont présentés *Tableau 1.4*.

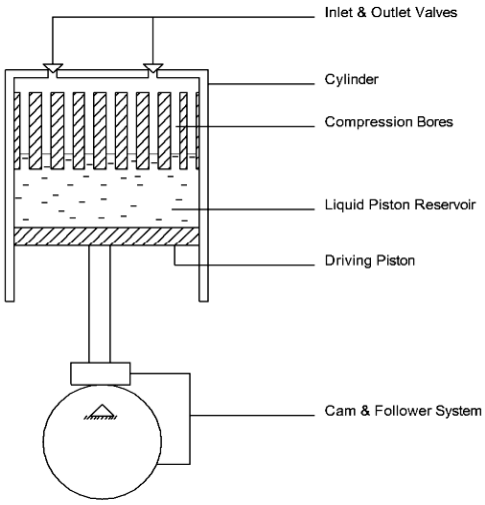

Figure 1.43- Schéma du compresseur à pistons liquides proposé par Piya et al.

Auteurs & référence	Catégories	Température	Pression	Rendement
Piya et al. [92], [93]	Compresseurs à pistons liquides	ΔT = 105°C	NC	42,23 à 61,92%
Van de Ven et Li [89]	machines Stirling à pistons liquides	ΔT = 64°C	1 MPa	83%
Kumar et Barth [94]	Compresseurs à pistons liquides	NC	2,2 MPa	NC
Vikram C et al. [91]	Compresseurs à pistons liquides	ΔT = 50°C	0,1 à 0,25 MPa	84 à 86%

Tableau 1.5- Résultats d'études sur les compresseurs et machines Stirling à pistons liquides de la littérature

1.5.3.3 Pompe à eau Stirling à pistons hybride solide-liquide

Certains moteurs Stirling à pistons liquides possèdent deux pistons, un solide et un liquide. Le *Tableau 1.5* recense différents réalisations. Ainsi, Orda & Mahkamov [95] ont mis au point différents prototypes de moteurs Stirling à pistons liquides pour le pompage de l'eau *Figure 1.44*. Un de ces prototypes utilise un actionneur à piston relié à un ressort afin d'améliorer la stabilité du fonctionnement du moteur Fluidyne. La température dans le cylindre chaud varie entre 75°C et 95°C, et la pression moyenne dans l'intervalle de 0,8 - 1,6 bar, avec un débit maximum de pompage de 2 m^3/h.

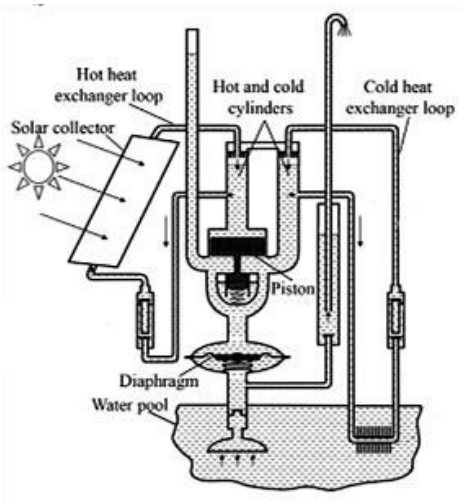

Figure 1.44- Pompe à eau Stirling à pistons hybride solide-liquide proposée par Orda & Mahkamov

Klüppel et Gurgel [96] ont développé une pompe Stirling à piston hybride liquide solide *Figure 1.45*. Le moteur est en fait une combinaison d'un moteur Fluidyne et d'un moteur Stirling à piston solide normal, dans laquelle le liquide agit en tant que piston déplaceur.

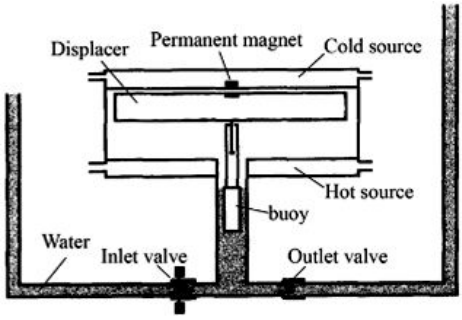

Figure 1.45- Pompes à eau Stirling à piston hybride solide-liquide proposée par Klüppel et Gurgel

Auteurs & référence	Catégories	Fréquence	Température	Puissance délivrée	Rendement
Orda et Mahkamov [95]	Pompe à eau Stirling à piston hybride solide-liquide	NC	ΔT = 20°C	4,2 W	0,08%
Klüppel et Gurgel [96]	Pompe à eau Stirling à piston hybride solide-liquide	0,14 à 0,36 Hz	ΔT = 64°C	NC	NC
Klerk et Rallis [97]	Pompe à eau Stirling à piston hybride solide-liquide	NC	ΔT = 35°C	0,15 W	NC
Mahkamov et al. [98]	Pompe à eau Stirling à piston hybride solide-liquide	1 à 2 Hz	ΔT = 20°C	NC	0,2 à 0,5%
Jokar et Tavakolpour-Saleh [99]	Pompe à eau Stirling à piston hybride solide-liquide	0,02 à 0,15 Hz	ΔT = 96°C	1,6 à 4,3 W	NC

Tableau 1.6- Résultats d'études sur les pompes à eau Stirling à piston hybride solide-liquide de la littérature

1.5.3.4 Machines à vapeur à pistons solides-liquides

Yatsuzukala et al. [100], [101] proposent une configuration de machine à vapeur à piston solide-liquide. Le moteur est composé d'une section de chauffage, d'un accumulateur de vapeur, d'une section de refroidissement, d'un piston solide, d'un piston liquide et d'un volant

d'inertie. Le fluide qui change de phase par chauffage et par refroidissement est appelé «fluide de travail», tandis que le fluide restant est appelé «piston liquide». La *Figure 1.46* présente la machine et son principe de fonctionnement. Lorsque le piston solide est au point mort haut, l'eau liquide est présente dans la section de chauffage du moteur. La pression augmente du fait de la vaporisation de l'eau. Cette pression pousse le fluide de travail de la section de chauffage vers la section de refroidissement et le piston du point mort haut vers le point mort bas. Lorsque le fluide de travail pénètre dans la section de refroidissement, le transfert de chaleur entre la vapeur et la partie de refroidissement augmente, et la condensation se produit. D'autre part, le piston qui a atteint le point mort bas, est repoussé par l'énergie stockée dans le volant d'inertie et la vapeur d'eau dans l'espace de travail est comprimée de nouveau. Le *Tableau 1.6* présente les résultats expérimentaux.

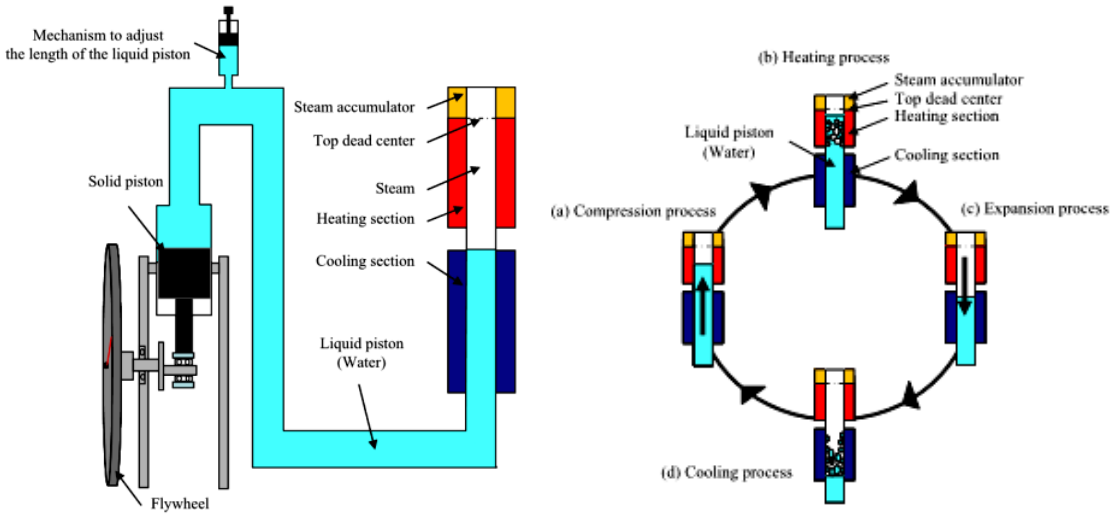

Figure 1.46- Machines à vapeur à pistons solides-liquides et son principe de fonctionnement

Auteurs & référence	Catégories	Fréquence	Température	Puissance délivrée	Rendement
Yatsuzukala et al [100]	Machines à vapeur à pistons solides-liquides	NC	ΔT = 110°C	0,2 à 2,4 W	0,5 à 2,5%
Yatsuzukala et al [101]	Machines à vapeur à pistons solides-liquides	3 Hz	ΔT = 90°C	0,2 à 2,4 W	12,5%

Tableau 1.7- Résultats d'études sur les machines à vapeur à pistons solides-liquides de la littérature

1.5.3.5 Pompes à oscillateur thermo-fluidique diphasique

Un moteur original thermo-fluidique diphasique destiné à du pompage est proposé par Smith [102], [103]. Ce système est comparable à un moteur Fluidyne dont le fluide de travail change de phase au cours du cycle. Des travaux théoriques et expérimentaux ont été effectués par Markides, Smith, Solanki et al. *Figure 1.47* en vue d'étudier la dynamique [104], [105], le transfert de chaleur [106], [107], les pertes thermiques [108], les performances de pompage [109], et le choix du fluide de travail [110] *Tableau 1.7*.

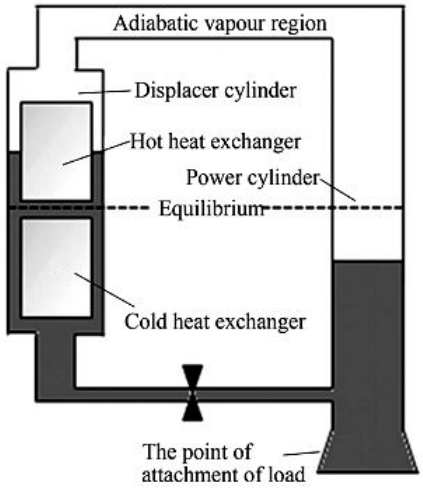

Figure 1.47- Pompes à oscillateur thermo-fluidique diphasique Markides et al

Auteurs & référence	Catégories	Fréquence	Température	Puissance délivrée	Rendement
Smith [102], [103]	Pompes à oscillateur thermo-fluidique diphasique	0,1 à 0,4 Hz	ΔT = 12°C	2 W	1,7 %
Markides et al.[104]	Pompes à oscillateur thermo-fluidique diphasique	0,1 à 0,4 Hz	ΔT = 30°C	2 W	0,1 à 3,9%
Solanki et al. [108]	Pompes à oscillateur thermo-fluidique diphasique	0 à 1 Hz	ΔT = 30°C	NC	0 à 10%

Tableau 1.8- Résultats d'études sur les pompes à oscillateur thermo-fluidique diphasique de la littérature

1.5.3.6 Le système CAPILI

Le moteur thermo-hydraulique Capili (CArnot with PIston LIquid) présenté à la *Figure 1.48*, fonctionne avec deux fluides différents. Le fluide de travail (R-1234yf par exemple) est évaporé puis condensé provocant ainsi le mouvement d'un second fluide (huile) entre deux réservoirs CT et CT*. Ce mouvement fait tourner une hélice HM située entre les deux réservoirs qui produit de l'énergie mécanique pour entraîner un alternateur [111]. Ce type de machine présente des rendements théoriques compris entre 7 et 11 % pour des écarts de température inférieurs à 40°C (soit un rendement exergétique supérieur à 80%). En outre, elle peut fonctionner soit en générateur, soit en pompe à chaleur à partir de capteurs solaires plans [111]. Les premiers résultats expérimentaux ont montré la faisabilité de ce concept, mais des problèmes ont été relevés au niveau du rendement du convertisseur hydraulique/électrique. Le moteur hydraulique testé ne donnant pas de bons résultats, l'utilisation d'une turbine Francis est envisagée [112] *Tableau 1.8*.

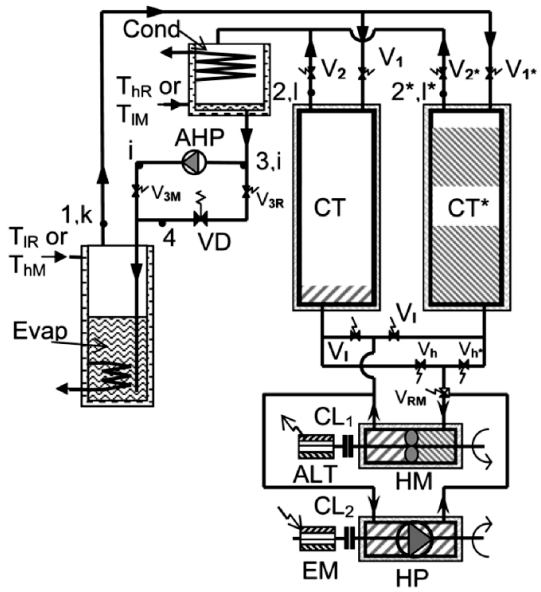

Figure 1.48- Schéma de la machine thermo-hydraulique CAPILI (Type 1)

Dans une seconde étude, M. Martins et al [113] présentent un nouveau procédé thermo-hydraulique pour le refroidissement solaire. Il s'agit d'un procédé de climatisation innovant pour les bâtiments. Ce système est composé de deux machines dithermiques, l'une motrice et l'autre réceptrice, couplées par un piston liquide. Ce couplage permet d'obtenir un système tri-

thermique global avec un transfert de travail interne. La paire de fluide de travail R236fa et R134a a été sélectionnée pour le système. La variante CHV3TWL, qui atteint un COP d'environ 0,49, semble être le meilleur compromis coût/efficacité pour une application de bâtiment individuelle. En effet, le procédé permet de produire une puissance de refroidissement d'environ 5,5 kW à 12°C avec 20 m^2 de capteurs solaires à plaques planes.

Auteurs & référence	Catégories	Température	Puissance délivrée	COP	Rendement
Mauran et al [111]	Système Capili	$\Delta T = 40°C$	NC	NC	7 à 11%
M. Martins et al [113]	Système Capili (variante CHV3TWL)	$\Delta T_{évap}$ = 66,8 et 12°C ; ΔT_{cond} = 38,4 et 33,4°C ; $\Delta T_{capt.\ sol}$ = 76,3°C	5,5 kW (de refroidissement à 12°C)	0,49	NC

Tableau 1.9- Résultats d'études sur les moteurs thermo fluidique à pistons liquides deux phases de la littérature

1.5.3.7 Moteurs à pistons liquides pour centrale solaire de dessalement thermique

Mahkamov et al. [114] présentent une petite usine innovante de dessalement dynamique d'eau développée et testée dans des conditions de laboratoire *Figure 1.49*. Le système est une combinaison d'un capteur solaire à tube sous vide avec caloduc, d'un condenseur classique et d'un convertisseur à piston liquide innovant. L'eau saline est bouillie et transformée en vapeur dans le collecteur du capteur solaire. Une petite fraction de l'énergie solaire fournie à la centrale est utilisée pour entraîner le convertisseur à piston liquide. Les oscillations du piston liquide modifient périodiquement le volume et la pression dans l'installation. Pendant environ la moitié du cycle périodique, la pression dans le système tombe en dessous du niveau de la pression atmosphérique provoquant une ébullition rapide d'eau salée dans le collecteur du capteur solaire. La vapeur générée est transformée en eau douce dans le condenseur qui est entouré d'une chemise de refroidissement parcourue par la solution d'eau saline. Le modèle mathématique de la centrale a été développé et la comparaison des données numériques et expérimentales montre que le modèle mathématique prédit la performance de la centrale avec une précision de 11-14% pour les niveaux d'irradiance compris entre 700 et 1 000 W/m^2. Les

données théoriques et expérimentales indiquent que la productivité en eau douce du nouveau système dynamique est supérieure de 1 à 4% à celle de l'installation statique.

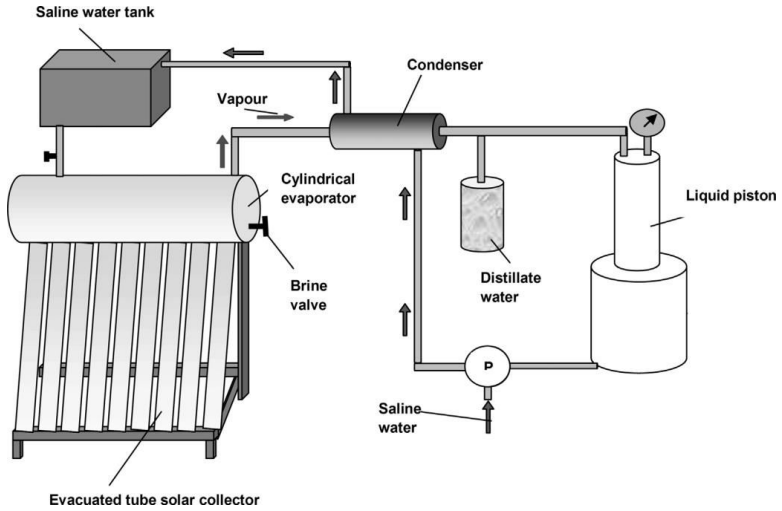

Figure 1.49- Schéma d'une centrale solaire de dessalement thermique à pistons liquides

1.6 Etat de l'art sur la modélisation dynamique des moteurs à pistons liquides

Dans la littérature, il n'existe pas d'études sur le moteur Ericsson à pistons liquides. Seuls les moteurs Stirling à pistons liquides ont jusqu'ici fait l'objet d'études. Certains auteurs ont présentés des modèles dynamiques qui permettent de simuler des phases transitoires des moteurs Stirling à pistons liquides. Ces modèles prennent en compte différents aspects des échanges de puissance au sein du moteur : comportement dynamique du moteur, comportement hydrodynamique et thermodynamique du moteur, pertes de charges, efficacité thermodynamique, transferts thermiques, dynamique des pistons liquides. Le *Tableau 1.10* est un récapitulatif des travaux effectués sur la modélisation dynamique « intracycle » des moteurs à pistons liquides.

Auteurs	Types de modèle	Eléments modélisés
West, 1983 [71]	intracycle	- comportement dynamique du moteur par l'analyse vectorielle.
Özdemir et al. 2003 [115]	intracycle	- comportement hydrodynamique et thermodynamique du moteur.
Van de Ven et al. 2009 [89]	intracycle	- transformations thermodynamiques ; - pertes de charges.
Markides et al. 2011 [104]	intracycle	- efficacité thermodynamique.
Motamedi et al. 2018 [116]	intracycle	- fluide de travail ; - dynamique des pistons liquides.

Tableau 1.10- Modélisation dynamique des moteurs à pistons liquides de la littérature

1.7 Conclusion / Synthèse sur l'étude bibliographique

L'étude bibliographique qui vient d'être présentée montre que le moteur Ericsson fait l'objet d'un regain d'intérêt. D'une part, le volume de l'échangeur utilisé comme source chaude est peu contraignant pour ce type de moteur comparé aux moteurs Stirling, et ils peuvent fonctionner avec des niveaux de pression relativement faibles en cycle ouvert [6]. D'autre part, ce type de moteur offre une meilleure possibilité de valorisation des ressources énergétiques renouvelables telles que la biomasse [6], [19], [38] ou l'énergie solaire [12], [22] dans la production d'énergie à petite échelle, constituant de ce fait un atout dans le contexte actuel lié aux préoccupations environnementales. Ceci justifie que plusieurs études soient menées à travers le monde sur cette thématique, et en particulier au Laboratoire de Thermique d'Energétique et Procédés (LaTEP) de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour. Ces études ont conduit à la réalisation d'un prototype de moteur Ericsson au LaTEP. Seulement, celui-ci fait face à des difficultés propres aux moteurs à air chaud, relativement à l'étanchéité des cylindres d'une part et à l'épineux problème de complexité et de

consommation non négligeable d'énergie mécanique nécessaire pour actionner les soupapes dont est équipé son cylindre de détente d'autre part.

En vue d'apporter des réponses technologiques aux problèmes cités précédemment, une configuration originale de moteur est proposée. Une étude est effectuée sur l'état de l'art des systèmes de distribution des moteurs thermiques à piston en général et en particulier sur la distribution "bash-valve" afin de mieux s'approprier ces concepts. Cette étude met en évidence l'intérêt de la distribution bash-valve du fait de sa simplicité de fabrication et de fonctionnement. Une étude sur l'état de l'art de la modélisation dynamique des moteurs Ericsson à cycle de Joule présente les éléments modélisés par différents auteurs.

D'autre part, l'état de l'art effectué sur les moteurs à pistons liquides montre que la technologie piston liquide a été reconnue comme étant un concept simple, attrayant, fiable et à faible coût dont le développement évite la nécessité d'avoir une garniture mécanique d'étanchéité au niveau du vilebrequin [65], [89]. Ces moteurs fonctionnent généralement à de faibles fréquences, inférieures à 2 Hz en raison de la faible fréquence naturelle des pistons liquides. Une étude sur l'état de l'art de la modélisation dynamique des moteurs à pistons liquides présente les éléments modélisés par différents auteurs.

Dans le prochain chapitre, une étude de trois lois de commande des soupapes du cylindre de détente d'un moteur à air chaud sera présentée. Une modélisation thermodynamique sera effectuée. Les équations générales de cette modélisation seront établies par une approche à partir des paramètres adimensionnels du système et des hypothèses d'un fluide de travail obéissant à la loi des gaz parfaits à chaleur massique constante [38]. L'étude concernera le compresseur dans un premier temps, suivi du cylindre de détente du moteur avec soupapes actionnées suivant chacune des trois lois de commande, et enfin le moteur complet avec chacune des lois de commande des soupapes du cylindre de détente.

Chapitre 2
Modélisation thermodynamique globale d'un moteur à air chaud avec soupapes du cylindre de détente commandées suivant trois lois différentes

2.1 Introduction

Dans ce chapitre, les équations générales de la modélisation thermodynamique sont établies. Cette modélisation basée sur une approche à partir des paramètres adimensionnels vise à apporter des réponses technologiques aux problèmes de distribution des moteurs Ericsson.

Dans cette étude, les termes "compresseur" ou "machine de compression" et "détendeur" ou "machine de détente" sont utilisés par abus pour désigner respectivement le cylindre de compression et le cylindre de détente.

La modélisation du cylindre de compression est effectuée premièrement, suivie de la modélisation du cylindre de détente dans le cas de chacune des trois lois de commande des soupapes, et enfin le moteur complet pour chacune des lois de commandes des soupapes. Les résultats obtenus permettent de dimensionner un moteur (cylindrées et volumes morts des cylindres de compression et de détente), et de prédire les performances énergétiques du système.

Il s'agit dans ce chapitre de présenter séparément les performances énergétiques du moteur obtenues pour chacune des trois lois de commande de soupapes étudiées. Ces performances énergétiques sont comparées à celles d'un moteur à cycle théorique de Joule à récupération. Une comparaison des résultats des différentes lois de commande des soupapes du cylindre de détente du moteur est également présentée.

2.2 Modélisation thermodynamique globale

2.2.1 Présentation des trois lois de commande des soupapes étudiées

2.2.1.1 Configuration du moteur avec cylindre de détente équipé d'une simple bash-valve conformément à la loi de commande I

Le système considéré dans cette partie de l'étude est basé sur la configuration du moteur de la *Figure 2.1*. Le cylindre de compression C est équipé de clapets automatiques usuels, tandis que le cylindre de détente E utilise la technologie simple bash-valve : les soupapes du cylindre de détente du moteur sont actionnées selon la loi I. L'air entre dans le cylindre de compression à la température T_k et à la pression atmosphérique, et en ressort comprimé à la température T_{cr} pour être préchauffé dans l'échangeur à contre-courant ou échangeur récupérateur de chaleur *R* jusqu'à l'état T_{rh}. Il passe ensuite à travers le réchauffeur H où il est chauffé. L'air chaud à la température T_h pénètre dans le cylindre E où il est détendu jusqu'à ce que le piston dans sa descente laisse apparaître les lumières d'échappement en fin de course au Point Mort Bas (PMB). L'air détendu à la température T_{er} passe ensuite dans l'échangeur R afin de chauffer l'air entrant dans H, avant d'être rejeté dans l'atmosphère à une température T_{rk} très inférieure à T_{er}. La soupape d'admission V_1 est du type simple "bash-valve" tandis que les soupapes V_2 sont du type ordinaires ou automatiques.

Cette technologie, correspondant à la configuration UNIFLOW, est intéressante en raison de sa grande simplicité de fabrication et de fonctionnement.

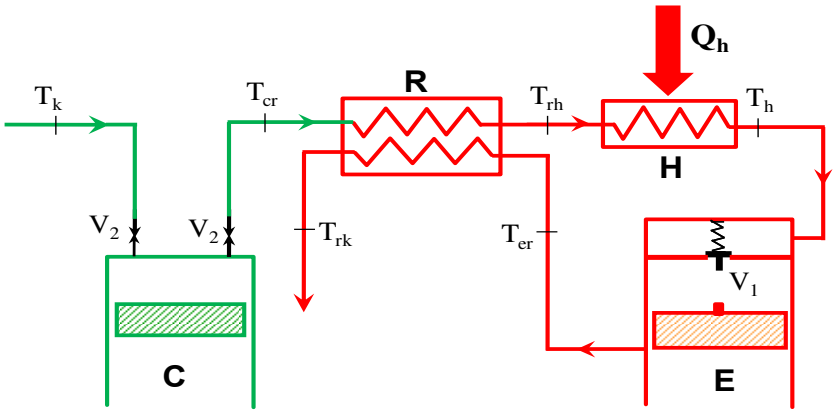

Figure 2.1- Schéma de principe du moteur avec soupape du cylindre de détente actionnée selon la loi I

2.2.1.2 Configuration du moteur avec cylindre de détente équipé d'une bash-valve avec retard à la fermeture de l'admission conformément à la loi de commande II

Le système considéré dans cette deuxième partie de l'étude est basé sur la configuration du moteur de la *Figure 2.2*. Le fonctionnement du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi II est presque similaire à celui présenté pour la loi I (§ 2.2.1.1), à la différence que le cylindre de détente est équipé d'une bash-valve avec retard à la fermeture de l'admission. Le retard à la fermeture de la soupape d'admission corrige et améliore les performances énergétiques de la loi de commande I. Lorsque le piston cogne la soupape d'admission, le retard peut être créé soit par une bobine solénoïde (S) qui sera excitée pour maintenir la soupape temporairement ouverte, soit par un système pneumatique (P) associé à la bash-valve pour maintenir la soupape temporairement ouverte. Ce système pneumatique peut être alimenté très simplement à partir d'un débit d'air prélevé au niveau du fluide de travail délivré par la compression C, entre le refoulement du compresseur et l'entrée à l'échangeur R, *Figure 2.2*.

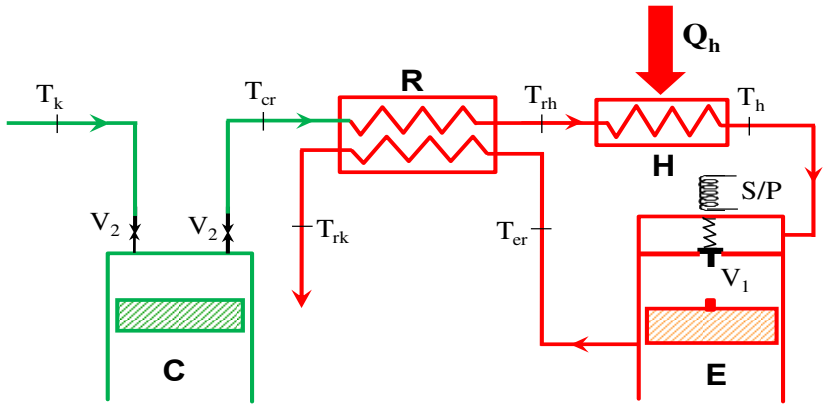

Figure 2.2- Schéma de principe du moteur avec soupape du cylindre de détente actionnée selon la loi II

2.2.1.3 Configuration du moteur avec le cylindre de détente équipé de soupapes d'admission et d'échappement avec le même retard à la fermeture conformément à la loi de commande III

Le système considéré dans cette partie de l'étude est basé sur la configuration du moteur de la *Figure 2.3*. Le cylindre de compression C est équipé de soupapes automatiques classiques V2, tandis que le cylindre de détente E utilise des soupapes s'ouvrant aux points morts du piston (PMH pour la soupape d'admission et PMB pour la soupape d'échappement) et fermeture avec le même retard conformément à la loi de commande III. Le retard est réglé de sorte que la pression dans le cylindre au PMH, résultant de la recompression du volume mort, soit égale à la pression d'admission. Les soupapes actionnées V1 présentent un grand avantage lorsqu'elles sont utilisées par exemple dans le cas d'un moteur à pistons liquides dont les colonnes de liquide fonctionnent en opposition de phase. L'ouverture de la soupape d'admission de l'un des cylindres correspond à l'ouverture de la soupape d'échappement de l'autre cylindre, et vice versa. Il est technologiquement facile avec les soupapes actionnées de ce système d'obtenir le même retard à la fermeture de l'admission et de l'échappement.

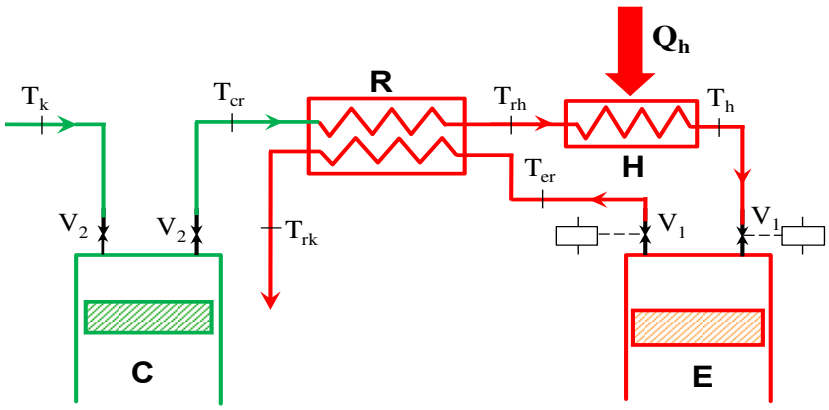

Figure 2.3- Schéma de principe du moteur avec soupape du cylindre de détente actionnée selon la loi III

2.2.2 Hypothèses générales du modèle

Les hypothèses générales du modèle sont les suivantes :

- La compression et la détente du fluide de travail sont des transformations thermodynamiques considérées isentropiques.

- Le fluide de travail, l'air, est un gaz parfait dont la chaleur massique est supposée constante.
- Les frottements visqueux au sein du fluide de travail sont négligés dans tous les calculs. Les pertes de charge au travers des soupapes sont négligées. Les écoulements dans les échangeurs sont supposés isobares.

2.2.3 Adimensionnalisation des grandeurs

Dans cette phase de la modélisation, il est judicieux de travailler avec des grandeurs adimensionnelles. Les grandeurs relatives au compresseur sont accompagnées de l'indice "C" tandis que celles relatives au détendeur sont suivies de l'indice "E". Les indices désignant les états du fluide de travail entre chacun des éléments C, R, H et E sont ceux qui sont indiqués sur les figures de la section précédente.

Soient T_k et p_k respectivement la température et la pression d'admission du fluide de travail dans le cylindre de compression, et T_h et p_h la température et la pression d'admission du fluide dans le cylindre de détente.

Pour chaque état *i* du fluide de travail dans le moteur, on définit les grandeurs adimensionnelles suivantes :

- la pression adimensionnelle $\beta_i = p_i/p_k$; par abus, $B = p_h/p_k$
- la température adimensionnelle $\theta_i = T_i/T_k$; par abus, $\Theta = T_h/T_k$
- le volume adimensionnel $\varphi_i = V_i/V_C$; par abus, $\Phi = V_E/V_C$
- la masse (ou le débit) de fluide adimensionnel(le)
  $\delta_i = m_i r T_k /(p_k V_C) = \dot{m}_i\, r\, T_k /(n\, p_k V_C) = \beta_i\, \varphi_i/\theta_i$
- le travail (ou la puissance) indiqué(e) adimensionnel(le)
- $\Pi_i = W_i/(p_k V_C) = \dot{W}_i/(n\, p_k V_C) = \oint p_i\, dV_i/(p_k V_C) = \oint \beta_i\, d\varphi_i \;\; i = E \text{ ou } C$
- la puissance nette adimensionnelle $\Pi_{net} = \Pi_E - \Pi_C$
- la chaleur adimensionnelle échangée dans le réchauffeur $\Pi_{th} = Q_{th}/(p_k V_C)$
- le rendement thermique ou indiqué $\eta_{th} = (\Pi_E - \Pi_C)/\Pi_{th} = \Pi_{net}/\Pi_{th}$.

2.2.4 Modélisation du cylindre de compression

2.2.4.1 Fonctionnement du compresseur

La machine de compression considérée est un compresseur alternatif de type compresseur à piston dont les organes d'isolement sont des clapets ou soupapes automatiques usuelles, une pour l'aspiration du fluide de travail et une autre pour le refoulement. Elle est unique pour toute l'étude.

Son fonctionnement peut être expliqué grâce au diagramme indicateur adimensionnel de la *Figure 2.4*. En notant :

- Vc_1 : le volume total du cylindre de compression
- V_C : volume balayé par le piston
- Vc_3 : volume mort,

le volume mort relatif φ_3 au PMH est donné par la relation : $\mu_C = (V_{C1} - V_C)/V_C = V_{C3}/V_C$ et le volume total adimensionnel φ_1 au PMB du cylindre est exprimé par : $\frac{V_{C1}}{V_C} = 1 + \mu_C$.

Les différentes étapes du fonctionnement du compresseur à piston sont les suivantes :

- Lorsqu'il se déplace du point mort bas PMB jusqu'au point mort haut PMH, le piston comprime le gaz contenu dans le cylindre (phase 1-2). Dès que la pression p_2 (ou la pression adimensionnelle β_2) devient égale à celle p_{cr} (resp. $\beta_{cr} = B$) régnant en aval de la soupape de refoulement, cette dernière s'ouvre et laisse s'échapper le gaz vers l'extérieur sous l'effet de la remontée du piston (phase 2-3). Cette deuxième phase se déroule de façon isobare. Au PMH, la soupape de refoulement se referme.

- La course descendante du piston lorsqu'il se déplace du PMH vers le PMB, provoque la détente (phase 3-4) du gaz restant dans le volume mort Vc_3 (resp. $\varphi_3 = \mu_C$) compris entre le fond du cylindre et le piston à son PMH. A la fin de la détente, dès que la pression p_4 (resp. β_4) atteint la pression p_k (resp. $\beta_k = 1$) régnant en amont de la soupape d'aspiration, celle-ci s'ouvre et permet le remplissage isobare (phase 4-1) du cylindre par une nouvelle charge de gaz.

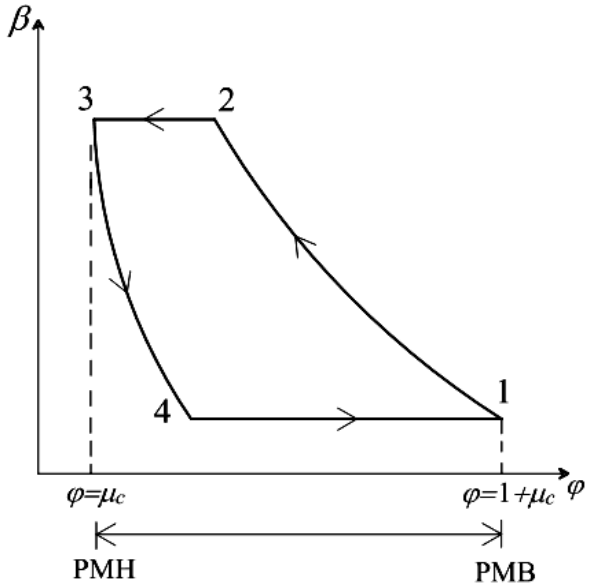

Figure 2.4- Diagramme indicateur adimensionnel (β,φ) du cylindre de compression

2.2.4.2 Calcul des différents paramètres du cylindre de compression

Les hypothèses du cycle de compression constitué de deux transformations isentropiques et deux transformations isobares d'un gaz parfait à chaleur massique constante permettent d'établir facilement les valeurs des températures, volumes, pressions et masses (ou débits) adimensionnels à chaque état du cycle de compression. Celles-ci sont données dans le *Tableau 2.1*. Dans ces relations, $\gamma = c_p/c_v$ est le rapport de chaleur spécifique et $k = r/c_p = (\gamma - 1)/\gamma$.

Quantité	Etat 1	Etat 2	Etat 3	Etat 4
θ_i	1	B^k	B^k	1
φ_i	$1 + \mu_C$	$B^{\frac{-1}{\gamma}}(1 + \mu_C)$	μ_C	$B^{\frac{1}{\gamma}}\mu_C$
β_i	1	B	B	1
δ_i	$1 + \mu_C$	$1 + \mu_C$	$B^{\frac{1}{\gamma}}\mu_C$	$B^{\frac{1}{\gamma}}\mu_C$

Tableau 2.1- Grandeurs adimensionnelles correspondant aux différents points du diagramme (β, φ) de la Figure 2.4

Le débit d'air adimensionnel dans le cylindre de compression est donné par l'expression suivante :

$$\delta_C = \delta_{C1} - \delta_{C4} = 1 - \mu_C \left(B^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \tag{2.1}$$

La puissance indiquée de compression est fonction du débit massique de l'air dans la machine et de la différence d'enthalpie massique entre les états 1et 2 du diagramme indicateur. Son expression adimensionnelle est donnée par :

$$\Pi_C = \frac{1}{k} \left(1 - \mu_C \left(B^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \right) (B^k - 1) \tag{2.2}$$

Il est démontré que cette expression vaut :

$$\Pi_C = \oint_C \beta d\varphi \tag{2.3}$$

2.2.5 Modélisation du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I

2.2.5.1 Modélisation détaillée du cylindre de détente

La *Figure 2.5* présente le diagramme indicateur adimensionnel (β, φ) du cylindre de détente avec soupapes actionnées selon la loi I : bash-valve sans aucun retard à la fermeture de la soupape d'admission. Le volume mort relatif du cylindre de détente est défini par $\mu_E = V_{E3}/V_E$ avec $V_E = V_{E1} - V_{E3}$ la cylindrée du cylindre de détente.

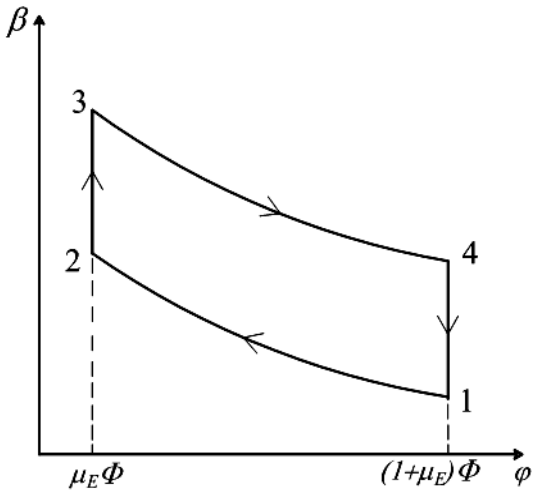

Figure 2.5- Diagramme indicateur adimensionnel (β,φ) du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I

De l'état 1 à 2, le piston comprime le fluide de travail résiduel dans le cylindre jusqu'à la pression p_2 (resp. la pression adimensionnelle β_2). Au point mort haut (PMH), le piston ouvre la soupape suivant le principe de "bash valve" et la pression monte brusquement jusqu'à la pression maximale $p_3 = p_h$ (resp. $\beta_3 = B$). Durant ce processus, le fluide de travail s'écoule de l'échangeur réchauffeur jusqu'au cylindre de détente. La soupape d'admission "bash valve" se ferme immédiatement dès que le piston amorce sa course descendante vers le point mort bas (PMB) et que le fluide de travail se détend. Au voisinage du point mort bas, le piston laisse découvrir les lumières d'échappement permettant ainsi au fluide de travail de s'écouler hors du cylindre de détente. Cet échappement provoque une chute de pression de p_4 (resp. β_4) à la pression $p_1 = p_{rk} = p_k$ en aval (resp. $\beta_1 = 1$).

Le calcul des différents états dans le cylindre de détente résulte d'un système de 4 équations correspondant à la détente isentropique 3-4, à la compression 1-2, au bilan d'énergie résultant du mélange entre l'air dans le cylindre à la température maximale et l'air admis (transformation 2-3), au bilan d'énergie correspondant à l'échappement à une température variable pendant la transformation 4-1. Le détail en est présenté ci-dessous. Dans ces expressions, $m_E = (1 + \mu_E)/\mu_E$.

2.2.5.1.1 Détermination des volumes adimensionnels

$$\varphi_{E1} = \varphi_{E4} = \Phi(1 + \mu_E)$$
$$\varphi_{E2} = \varphi_{E3} = \mu_E \Phi$$

2.2.5.1.2 Détermination des pressions adimensionnelles

$$\beta_{E1} = 1$$
$$\beta_{E2} = m_E^{\gamma}$$
$$\beta_{E3} = B$$
$$\beta_{E4} = \frac{B}{m_E^{\gamma}}$$

Remarque : comme condition de fonctionnement du moteur :

$$\beta_{E4} > \beta_{E1} \Rightarrow B > m_E^{\gamma} \qquad (2.4)$$

2.2.5.1.3 Calcul des températures adimensionnelles

Bilan état 1 à 2 : recompression isentropique du fluide résiduel

$$T_{E1}\, V_{E1}^{\gamma-1} = T_{E2}\, V_{E2}^{\gamma-1}$$
$$\theta_{E2} = m_E^{\gamma-1}\theta_{E1} \tag{2.5}$$

Bilan état 3 à 4 : détente isentropique du fluide

$$T_{E3}\, V_{E3}^{\gamma-1} = T_{E4}\, V_{E4}^{\gamma-1}$$
$$\theta_{E4} = \frac{1}{m_E^{\gamma-1}}\theta_{E3} \tag{2.6}$$

Bilan état 2 à 3 : la variation d'énergie interne de l'air contenu dans le cylindre au PMH résulte de l'apport d'enthalpie dû à l'introduction brutale d'une masse de fluide à l'ouverture de la soupape. Le fluide admis est à la température T_h. Le bilan d'énergie s'écrit donc :

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}\, c_p T_h \tag{2.7}$$

En intégrant cette équation entre les états 2 et 3, on obtient :

$$U_3 - U_2 = (m_{E3} - m_{E2})\, c_p T_h$$
$$c_v m_{E3} T_{E3} - c_v m_{E2} T_{E2} = (m_{E3} - m_{E2})\, c_p T_h \tag{2.8}$$

avec $m_{E2} = \frac{p_{E2} V_{E2}}{r T_{E2}}$ et $m_{E3} = \frac{p_h V_{E3}}{r T_{E3}}$

En remplaçant dans cette expression les masses par les relations établies précédemment, on obtient :

$$c_v \frac{p_h V_{E3}}{r T_{E3}} T_{E3} - c_v \frac{p_{E2} V_{E2}}{r T_{E2}} T_{E2} = \left(\frac{p_h V_{E3}}{r T_{E3}} - \frac{p_{E2} V_{E2}}{r T_{E2}}\right) c_p T_h$$

Cette expression se simplifie comme suit :

$$(p_h - p_{E2}) = \left(\frac{p_h}{T_{E3}} - \frac{p_{E2}}{T_{E2}}\right) \gamma T_h$$

L'expression adimensionnelle s'écrit :

$$\left(B - m_E^{\gamma}\right) = \left(\frac{B}{\theta_{E3}} - \frac{m_E^{\gamma}}{\theta_{E2}}\right) \gamma \Theta \tag{2.9}$$

Bilan état 4 à 1 : on a la même relation qu'en (2-3) sauf que dans ce cas la température est variable. La température T à l'échappement n'est pas constante. Le bilan d'énergie s'écrit :

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}\, c_p T \qquad (2.10)$$

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dm}{dt}\, c_p T$$

En intégrant cette équation entre les états 4 et 1, on obtient :

$$m\, c_v \frac{dT}{dt} + T\, c_v \frac{dm}{dt} = c_p T \frac{dm}{dt}$$

$$m\, \frac{dT}{dt} + T\, \frac{dm}{dt} = \gamma\, T \frac{dm}{dt}$$

$$\frac{1}{T}\, \frac{dT}{dt} = (\gamma - 1) \frac{1}{m} \frac{dm}{dt}$$

$$\frac{T_{E1}}{T_{E4}} = \left(\frac{m_1}{m_4}\right)^{\gamma - 1}$$

avec $m_{E1} = \dfrac{p_{E1} V_{E1}}{r T_{E1}}$ et $m_{E4} = \dfrac{p_{E4} V_{E4}}{r T_{E4}}$

En remplaçant dans cette expression les masses par les relations établies précédemment, on obtient :

$$\frac{T_{E1}}{T_{E4}} = \left(\frac{p_{E1}}{T_{E1}} \frac{T_{E4}}{p_{E4}}\right)^{\gamma - 1}$$

$$T_{E4} = \left(\frac{p_{E4}}{p_{E1}}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} T_{E1}$$

L'expression adimensionnelle s'écrit :

$$\theta_{E4} = \frac{B^k}{m_E^{\gamma - 1}}\, \theta_{E1} \qquad (2.11)$$

L'expression des températures adimensionnelles θ_{E1} ; θ_{E2} ; θ_{E3} et θ_{E4} est obtenue par résolution du système constitué de quatre équations ci-dessous :

$$\begin{cases} \theta_{E2} = m_E^{\gamma-1}\theta_{E1} \\ \theta_{E4} = \dfrac{1}{m_E^{\gamma-1}}\theta_{E3} \\ \left(B - m_E^{\gamma}\right) = \left(\dfrac{B}{\theta_{E3}} - \dfrac{m_E^{\gamma}}{\theta_{E2}}\right)\gamma\Theta \\ \theta_{E4} = \dfrac{B^k}{m_E^{\gamma-1}}\,\theta_{E1} \end{cases}$$

La résolution de ce système d'équations nous donne :

$$\theta_{E1} = \frac{\gamma\Theta\left(B^{1/\gamma} - m_E\right)}{B - m_E^{\gamma}}$$

$$\theta_{E2} = m_E^{\gamma-1}\frac{\gamma\Theta\left(B^{1/\gamma} - m_E\right)}{B - m_E^{\gamma}}$$

$$\theta_{E3} = B^k\frac{\gamma\Theta\left(B^{1/\gamma} - m_E\right)}{B - m_E^{\gamma}}$$

$$\theta_{E4} = \frac{B^k}{m_E^{\gamma-1}}\,\frac{\gamma\Theta\left(B^{1/\gamma} - m_E\right)}{B - m_E^{\gamma}}$$

Pendant le processus d'échappement brusque 4-1, la température continue de diminuer de θ_{E4} à θ_{E1}. Il peut être démontré que la température d'échappement moyenne $\bar{\theta}_{er}$ est donnée par la relation ci-dessous :

$$\bar{\theta}_{er} = \Theta - \frac{k\Pi_E}{\delta_E} \tag{2.12}$$

Cette expression se simplifie comme suit :

$$\bar{\theta}_{er} = \frac{\Theta}{m_E^{\gamma-1}} \tag{2.13}$$

2.2.5.1.4 Calcul des masses adimensionnelles d'air

Le calcul des masses adimensionnelles d'air dans la machine de détente est obtenu à partir de l'expression adimensionnelle de la loi des gaz parfaits pour les différents états du diagramme indicateur (β, φ) :

Calcul des masses d'air aux états 1 et 2 :

$$\delta_{E1} = \delta_{E2} = \frac{\beta_{E1}\varphi_{E1}}{\theta_{E1}} = \frac{\beta_{E2}\varphi_{E2}}{\theta_{E2}}$$

$$\delta_{E1} = \delta_{E2} = \frac{m_E \mu_E \Phi\left(B - m_E^{\gamma}\right)}{\gamma\Theta\left(B^{1/\gamma} - m_E\right)}$$

$$\delta_{E1} = \delta_{E2} = (1+\mu_E)\frac{\Phi}{\Theta}\,\frac{\left(B - m_E^{\gamma}\right)}{\gamma\left(B^{1/\gamma} - m_E\right)}$$

Calcul des masses d'air aux états 3 et 4 :

$$\delta_{E3} = \delta_{E4} = \frac{\beta_{E3}\varphi_{E3}}{\theta_{E3}} = \frac{\beta_{E4}\varphi_{E4}}{\theta_{E4}}$$

$$\delta_{E3} = \delta_{E4} = \frac{B\mu_E \Phi\left(B - m_E^{\gamma}\right)}{B^k\gamma\Theta\left(B^{1/\gamma} - m_E\right)}$$

$$\delta_{E3} = \delta_{E4} = \frac{\mu_E \Phi}{\Theta}\,\frac{\left(B - m_E^{\gamma}\right)}{\gamma B^{k-1}\left(B^{1/\gamma} - m_E\right)}$$

2.2.5.1.5 Calcul du débit adimensionnel d'air du détendeur

Le calcul du débit d'air dans la machine de détente revient à établir la différence des débits d'air entre les états 3 et 2 ou les états 4 et 1 du diagramme (β, φ) de la *Figure 2.5*. Ainsi, donc on a :

$$\delta_E = \delta_{E3} - \delta_{E2}$$

$$\delta_E = \frac{\Phi}{\Theta}\,\frac{\mu_E}{\gamma}\left(B - m_E^{\gamma}\right) \tag{2.14}$$

2.2.5.1.6 Détermination de la puissance indiquée adimensionnelle

La puissance indiquée adimensionnelle du cylindre de détente est fonction du débit massique de l'air et de la variation d'enthalpie massique entre l'admission et l'échappement. A partir des grandeurs adimensionnelles, l'expression de la puissance indiquée nous donne :

$$\Pi_E = \frac{1}{k}\delta_E(\Theta - \bar{\theta}_{er}) \tag{2.15}$$

Cette expression vaut également :

$$\Pi_E = \oint \beta d\varphi \tag{2.16}$$

Les relations (2.14) et (2.15) permettent d'obtenir l'expression adimensionnelle suivante :

$$\Pi_E = \frac{\mu_E \Phi}{\gamma - 1} (B - m_E) \left(1 - \frac{1}{m_E^{\gamma-1}}\right) \quad (2.17)$$

2.2.5.2 Modélisation du moteur complet

2.2.5.2.1 Fonctionnement du moteur en cycle complet

La *Figure 2.1* présente le schéma de principe simplifié du moteur à cycle ouvert avec cylindre de détente E équipé d'une bash-valve simple conformément à la loi de commande I. Le moteur est composé :

- d'un cylindre de détente E équipé d'une simple bash-valve conformément à la loi de commande I ;
- d'un cylindre de compression C muni de deux clapets ou soupapes automatiques classiques ;
- d'un échangeur-récupérateur de chaleur R servant à préchauffer le fluide de travail avant son admission au réchauffeur ;
- d'un réchauffeur H servant à chauffer le fluide de travail jusqu'au niveau de la température désirée avant son admission dans le cylindre de détente E.

La *Figure 2.6* présente le cycle thermodynamique de l'air dans le moteur. Il est composé de :

- une phase de compression isenthalpique suivie d'une compression isentropique de l'air dans le cylindre C (k-cr) ;
- une phase de préchauffage isobare de l'air refoulé par le compresseur dans l'échangeur récupérateur, suivie du chauffage dans le réchauffeur H (cr-h) ;
- d'une phase de détente isentropique suivie d'une détente isenthalpique de l'air chaud dans le cylindre E (h-er) ;
- d'une phase de refoulement isobare de l'air détendu suivie d'un refroidissement dans l'échangeur récupérateur avant le rejet dans le milieu ambiant (er-k).

Un point anguleux est observé, celui-ci permet de distinguer la détente isentropique de la détente isenthalpique (h-er).

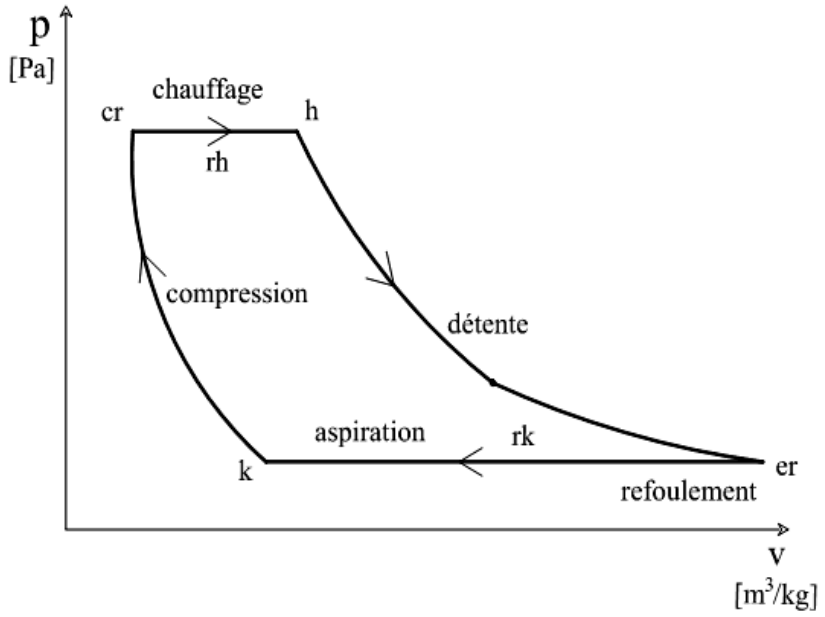

Figure 2.6- Cycle thermodynamique de l'air dans le moteur

2.2.5.2.2 Calcul du rapport des volumes balayés des cylindres

Le moteur fonctionne seulement si le débit d'air qui s'écoule dans le cylindre de compression est égal à celui qui s'écoule dans cylindre de détente, soit :

$$\delta_E = \delta_C \tag{2.18}$$

Cette égalité conduit à la relation suivante :

$$\Phi = \Theta \frac{\gamma}{\mu_E} \frac{1 - \mu_C \left(B^{1/\gamma} - 1 \right)}{\left(B - m_E^{\gamma} \right)} \tag{2.19}$$

2.2.5.2.3 Calcul de la puissance nette

La puissance mécanique nette adimensionnelle produite par le moteur, est la différence entre la puissance indiquée de la machine de détente donnée par la relation (2.17) et celle de compression donnée par la relation (2.2). Elle s'écrira :

$$\Pi_{net} = \Pi_E - \Pi_C \tag{2.20}$$

2.2.5.2.4 Puissance thermique fournie

La puissance thermique adimensionnelle fournie au réchauffeur H peut être calculée ainsi qu'il suit :

$$\Pi_{th} = \frac{\dot{Q}_{th}\frac{n}{60}}{(p_k V_C)} = \frac{\dot{m}\ \frac{n}{60}\ c_p(T_h - T_{rh})}{(p_k V_C)}$$

$$\Pi_{th} = \frac{\delta_{mot}}{k}(\Theta - \theta_{rh}) \tag{2.21}$$

Le calcul de la puissance thermique fait intervenir l'efficacité de l'échangeur récupérateur ε_R qui est défini par l'équation :

$$\varepsilon_R = \frac{\theta_{rh} - \theta_k}{\bar{\theta}_{er} - \theta_k} \tag{2.22}$$

Cette expression permet de déterminer la température θ_{rh} à l'entrée du réchauffeur, qui se calcule aisément par la relation :

$$\theta_{rh} = \theta_k + \varepsilon_R(\bar{\theta}_{er} - \theta_k)$$

$$\theta_{rh} = \varepsilon_R\left(\frac{\Theta}{m_E^{\gamma-1}} - B^k\right) + B^k \tag{2.23}$$

L'expression suivante est alors obtenue pour la puissance thermique :

$$\Pi_{th} = \frac{\Phi}{\Theta}\frac{\mu_E}{k\gamma}(B - m_E^{\gamma})\left[\Theta - \varepsilon_R\left(\frac{\Theta}{m_E^{\gamma-1}} - B^k\right) + B^k\right] \tag{2.24}$$

2.2.5.2.5 Rendement thermique ou indiqué

Le rendement thermique ou indiqué est le rapport de la puissance nette et de la puissance thermique ci-dessus :

$$\eta_{th} = \frac{\Pi_{net}}{\Pi_{th}} \tag{2.25}$$

2.2.6 Modélisation du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi II

La modification dans la configuration de ce moteur ne concerne pas le cylindre de compression. Ainsi donc, les paramètres calculés à la section § 2.2.4.2 restent inchangés. Les performances du moteur vont donc dépendre des paramètres du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi II. Le diagramme indicateur décrivant cette configuration est représenté à la *Figure 2.7* ci-dessous.

2.2.6.1 Modélisation détaillée du cylindre de détente

La *Figure 2.7* présente le diagramme indicateur adimensionnel (β, φ) du moteur avec cylindre de détente équipé d'une bash-valve avec retard à la fermeture de l'admission conformément à la loi de commande II.

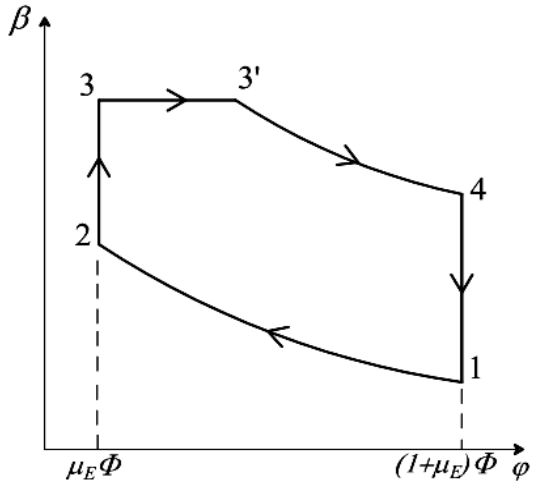

Figure 2.7- Diagramme indicateur adimensionnel (β,φ) du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi II

Comme précédemment, le volume mort relatif du cylindre de détente est défini par $\mu_E = V_{E3}/V_E$ avec la cylindrée du cylindre de détente $V_E = V_{E1} - V_{E3}$. L'état 3' représenté par α correspond au paramètre de réglage de la fermeture de la soupape d'admission, soit $\alpha = (V_{E3'} - V_{E3})/V_E$.

Le calcul des températures des différents états dans le cylindre de détente résulte d'un système de 5 équations correspondant à l'admission isobare 3-3', à une détente isentropique 3'-4, au bilan d'énergie correspondant à l'échappement brusque à température variable et à volume constant 4-1, à une recompression du fluide résiduel 1-2, au bilan d'énergie correspondant au mélange entre l'air dans le cylindre à la température T_2 et l'air admis à la température maximale par la transformation à volume constant 2-3. Le détail en est présenté ci-dessous. Dans ces expressions, $m_E = (1 + \mu_E)/\mu_E$ comme précédemment, et $w_E = (\alpha + \mu_E)/(1 + \mu_E)$.

2.2.6.1.1 Détermination des volumes adimensionnels

Les volumes adimensionnels aux états 1, 2, 3 et 4 sont identiques à ceux déterminés à la section § 2.2.5.1.1. En revanche le volume à l'état 3' est donné par la relation :

$$\varphi_{E3'} = \Phi(\alpha + \mu_E)$$

2.2.6.1.2 Détermination des pressions adimensionnelles

Les pressions adimensionnelles aux états 1, 2, et 3 sont identiques à celles déterminées à la section § 2.2.5.1.2. En revanche les pressions aux états 3' et 4 sont données par les relations :

$$\beta_{E3'} = B$$

$$\beta_{E4} = w_E^{\gamma} B$$

2.2.6.1.3 Détermination des températures adimensionnelles

Bilan état 1 à 2 : étape identique à celle de la section § 2.2.5.1.3. L'expression équivaut à :

$$\theta_{E2} = m_E^{\gamma-1}\theta_{E1}$$

Bilan état 3' à 4 : détente isentropique du fluide

$$T_{E3'} V_{E3'}^{\gamma-1} = T_{E4} V_{E4}^{\gamma-1}$$

$$\theta_{E3'} = \frac{1}{w_E^{\gamma-1}}\theta_{E4} \tag{2.26}$$

Bilan état 2 à 3 : étape identique à celle de la section § 2.2.5.1.3. L'expression équivaut à :

$$\left(B - m_E^{\gamma}\right) = \left(\frac{B}{\theta_{E3}} - \frac{m_E^{\gamma}}{\theta_{E2}}\right)\gamma\Theta$$

Bilan état 3 à 3' : Le bilan d'énergie entre les états 3 et 3' donne :

$$-p_{E3'}\frac{dV}{dt} = \frac{dU}{dt} - \dot{m}\, c_p T_h$$

$$-p_{E3'}(V_{E3'} - V_{E3}) = c_v(m_{E3'}T_{E3'} - m_{E3}T_{E3}) - c_p T_h(m_{E3'} - m_{E3})$$

$$-(V_{E3'} - V_{E3}) = \frac{c_v}{r}(V_{E3'} - V_{E3}) - \frac{c_p}{r}T_h\left(\frac{V_{E3'}}{T_{E3'}} - \frac{V_{E3}}{T_{E3}}\right)$$

$$(V_{E3'} - V_{E3}) = \left(\frac{V_{E3'}}{T_{E3'}} - \frac{V_{E3}}{T_{E3}}\right)T_h \tag{2.27}$$

avec $V_{E3'} = V_E(\alpha + \mu_E)$ et $V_{E3} = \mu_E V_E$ (2.28)

En remplaçant l'expression (2.28) dans (2.27), l'équation devient :

$$[V_E(\alpha + \mu_E) - \mu_E V_E] = \left(\frac{V_E(\alpha + \mu_E)}{\theta_{E3'}} - \frac{\mu_E V_E}{\theta_{E3}}\right)\Theta$$

$$\alpha = \left(\frac{\alpha + \mu_E}{\theta_{E3'}} - \frac{\mu_E}{\theta_{E3}}\right)\Theta \quad (2.29)$$

Bilan état 4 à 1 : Le bilan d'énergie entre 4 et 1 avec la température d'échappement T qui varie donne :

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}\, c_p T$$

En intégrant cette équation entre les états 4 et 1, on obtient :

$$m\, c_v \frac{dT}{dt} + T\, c_v \frac{dm}{dt} = c_p T \frac{dm}{dt}$$

$$m\, \frac{dT}{dt} + T\, \frac{dm}{dt} = \gamma\, T \frac{dm}{dt}$$

$$\frac{1}{T}\, \frac{dT}{dt} = (\gamma - 1)\frac{1}{m}\frac{dm}{dt}$$

$$\frac{T_{E1}}{T_{E4}} = \left(\frac{m_{E1}}{m_{E4}}\right)^{\gamma - 1}$$

avec $m_{E1} = \frac{p_{E1} V_{E1}}{r T_{E1}}$ et $m_{E4} = \frac{p_{E4} V_{E4}}{r T_{E4}}$

En remplaçant dans cette expression les masses par les relations établies précédemment, on obtient :

$$\frac{T_{E1}}{T_{E4}} = \left(\frac{p_{E1}}{T_{E1}}\frac{T_{E4}}{p_{E4}}\right)^{\gamma - 1}$$

$$T_{E4} = \left(\frac{p_{E4}}{p_{E1}}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} T_{E1} \quad (2.30)$$

Le bilan entre l'état 3' et 4 donne :

$$P_{E3'}\, V_{E3'}^{\gamma} = P_{E4}\, V_{E4}^{\gamma}$$

$$P_{E4} = \left(\frac{V_{E3'}}{V_{E4}}\right)^{\gamma} P_{E3'} \quad (2.31)$$

En introduisant l'expression (2.31) dans l'équation (2.30) on obtient :

$$T_{E4} = \frac{\left(\frac{P_{E3,}}{P_{E1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\left(\frac{V_{E1}}{V_{E3,}}\right)^{\gamma-1}}\ T_{E1}$$

L'expression adimensionnelle s'écrit :

$$\theta_{E4} = B^k\ w_E^{\gamma-1}\ \theta_{E1} \tag{2.32}$$

L'expression des températures adimensionnelles θ_{E1} ; θ_{E2} ; θ_{E3} ; $\theta_{E3,}$ et θ_{E4} est obtenue par résolution du système constitué de quatre équations ci-dessous :

$$\begin{cases} \theta_{E2} = m_E^{\gamma-1}\theta_{E1} \\ \theta_{E3,} = \dfrac{1}{w_E^{\gamma-1}}\theta_{E4} \\ \left(B - m_E^{\gamma}\right) = \left(\dfrac{B}{\theta_{E3}} - \dfrac{m_E^{\gamma}}{\theta_{E2}}\right)\gamma\Theta \\ \alpha = \left(\dfrac{\alpha+\mu_E}{\theta_{E3,}} - \dfrac{\mu_E}{\theta_{E3}}\right)\Theta \\ \theta_{E4} = B^k\ w_E^{\gamma-1}\theta_{E1} \end{cases}$$

La résolution de ce système d'équations nous donne :

$$\theta_{E1} = \frac{\gamma\Theta\left[\alpha + \mu_E\left(1 - m_E\ B^{-1/\gamma}\right)\right]}{\left(B - m_E^{\gamma}\right)B^{-1/\gamma}\ \mu_E + \alpha\gamma B^k}$$

$$\theta_{E2} = \frac{m_E^{\gamma-1}\ \gamma\Theta\left[\alpha + \mu_E\left(1 - m_E\ B^{-1/\gamma}\right)\right]}{\left(B - m_E^{\gamma}\right)B^{-1/\gamma}\ \mu_E + \alpha\gamma B^k}$$

$$\theta_{E3,} = \frac{B^k\gamma\Theta\left[\alpha + \mu_E\left(1 - m_E\ B^{-1/\gamma}\right)\right]}{\left(B - m_E^{\gamma}\right)B^{-1/\gamma}\ \mu_E + \alpha\gamma B^k}$$

$$\theta_{E3} = \frac{B^k\mu_E\gamma\Theta\left[\alpha + \mu_E\left(1 - m_E\ B^{-1/\gamma}\right)\right]}{(\alpha+\mu_E)\left[\left(B - m_E^{\gamma}\right)B^{-1/\gamma}\ \mu_E + \alpha\gamma B^k\right] - \alpha\gamma B^k\left[\alpha + \mu_E\left(1 - m_E\ B^{-1/\gamma}\right)\right]}$$

$$\theta_{E4} = \frac{B^k\ w_E^{\gamma-1}\gamma\Theta\left[\alpha + \mu_E\left(1 - m_E\ B^{-1/\gamma}\right)\right]}{\left(B - m_E^{\gamma}\right)B^{-1/\gamma}\ \mu_E + \alpha\gamma B^k}$$

L'expression de la température d'échappement moyenne $\bar{\theta}_{er}$ est identique à celle donnée par la relation (2.12) de la section § 2.2.5.1.3.

2.2.6.1.4 Détermination des masses adimensionnelles d'air

Le calcul des masses adimensionnelles d'air dans la machine de détente est obtenu à partir de l'expression adimensionnelle de la loi des gaz parfaits pour les différents états du diagramme indicateur (β, φ) :

$$\delta_{E1} = \delta_{E2} = \frac{(1+\mu_E)\Phi\left[\left(B - m_E^{\gamma}\right) B^{-1/\gamma}\,\mu_E + \alpha\gamma B^{k}\right]}{\gamma\Theta\left[\alpha + \mu_E\left(1 - m_E\, B^{-1/\gamma}\right)\right]}$$

$$\delta_{E3'} = \delta_{E4} = \frac{(\alpha+\mu_E)\Phi\left[\left(B - m_E^{\gamma}\right) B^{-1/\gamma}\,\mu_E + \alpha\gamma B^{k}\right]}{B^{k-1}\,\gamma\Theta\left[\alpha + \mu_E\left(1 - m_E\, B^{-1/\gamma}\right)\right]}$$

$$\delta_{E3} = \frac{B\Phi\mu_E\left[(\alpha+\mu_E)\left[\left(B - m_E^{\gamma}\right) B^{-1/\gamma}\,\mu_E + \alpha\gamma B^{k}\right] - \alpha\gamma B^{k}\left[\alpha + \mu_E\left(1 - m_E\, B^{-1/\gamma}\right)\right]\right]}{B^{k}\mu_E\gamma\Theta\left[\alpha + \mu_E\left(1 - m_E\, B^{-1/\gamma}\right)\right]}$$

2.2.6.1.5 Calcul du débit adimensionnel d'air du détendeur

Le calcul du débit d'air dans la machine de détente revient à établir la différence des débits d'air entre les états 3' et 2.

$$\delta_E = \delta_{E3'} - \delta_{E2}$$

$$\delta_E = \frac{B\Phi(\alpha+\mu_E)}{\theta_{E3'}} - \frac{\Phi\, m_E^{\gamma}\,\mu_E}{\theta_{E2}} \qquad (2.33)$$

2.2.6.1.6 Détermination de la puissance indiquée adimensionnelle

La puissance indiquée adimensionnelle du cylindre de détente est fonction du débit massique de l'air et de la variation d'enthalpie massique entre l'admission et l'échappement. A partir des grandeurs adimensionnelles, l'expression de la puissance indiquée donne :

$$\Pi_E = \frac{1}{k}\delta_E(\Theta - \bar{\theta}_{er}) \qquad (2.34)$$

Ce qui peut aussi s'écrire sous la forme :

$$\Pi_E = \oint \beta d\varphi \tag{2.35}$$

Avec $$\Pi_E = \int_3^{3'} \beta d\varphi + \int_{3'}^{4} \beta d\varphi - \int_2^1 \beta d\varphi$$

$$\Pi_E = \int_3^{3'} B\Phi\alpha + \int_{3'}^{4} \frac{B}{\gamma - 1}\Phi\left[(\alpha + \mu_E) - \frac{(\alpha + \mu_E)^\gamma}{(1 + \mu_E)^{\gamma-1}}\right] - \int_2^1 \frac{\Phi\, m_E^\gamma\, \mu_E}{\gamma - 1}\left[1 - \frac{1}{m_E^{\gamma-1}}\right]$$

$$\Pi_E = \Phi\left[B\alpha + B\frac{\alpha + \mu_E}{\gamma - 1}\left(1 - \left(\frac{\alpha + \mu_E}{1 + \mu_E}\right)^{\gamma-1}\right) - \frac{m_E^\gamma\, \mu_E}{\gamma - 1}\left(1 - \frac{1}{m_E^{\gamma-1}}\right)\right] \tag{2.36}$$

2.2.6.2 Modélisation du moteur complet

2.2.6.2.1 Fonctionnement du moteur en cycle complet

Le cycle thermodynamique de l'air dans le moteur est identique à la *Figure 2.6* de la section § 2.2.5.2.1. Cependant, le schéma de principe simplifié du moteur est celui de la *Figure 2.2*, correspondant au moteur à cycle ouvert avec cylindre de détente E équipé d'une bash-valve avec retard à la fermeture de l'admission conformément à la loi de commande II.

2.2.6.2.2 Calcul du rapport des volumes balayés des cylindres

Le moteur fonctionne seulement si le débit d'air qui s'écoule dans le cylindre de compression est égal à celui qui s'écoule dans cylindre de détente, soit :

$$\delta_E = \delta_C \tag{2.37}$$

Cette égalité conduit à la relation suivante :

$$\Phi = \frac{1 - \mu_C\left(B^{1/\gamma} - 1\right)}{\frac{B(\alpha + \mu_E)}{\theta_{E3'}} - \frac{m_E^\gamma\, \mu_E}{\theta_{E2}}} \tag{2.38}$$

2.2.6.2.3 Calcul de la puissance nette

L'expression de la puissance nette est identique à celle donnée par la relation (2.20), avec Π_E qui est donnée par l'équation (2.36) tandis que Π_C est donnée par l'équation (2.2).

2.2.6.2.4 Puissance thermique fournie

La puissance thermique adimensionnelle fournie au réchauffeur H peut être calculée ainsi qu'il suit :

$$\Pi_{th} = \frac{\delta_E}{k}(\Theta - \theta_{rh}) \tag{2.39}$$

avec δ_E le débit d'air du cylindre de détente donnée par la relation (2.33).

En développant la relation (2.39) on obtient l'expression de la puissance thermique fournie ainsi qu'il suit :

$$\Pi_{th} = \frac{\delta_E}{k}\left[\Theta - \varepsilon_R\left(\Theta - \frac{\Pi_E k}{\delta_E} - B^k\right) + B^k\right] \tag{2.40}$$

avec ε_R l'efficacité de l'échangeur récupérateur de chaleur donnée par la relation (2.22).

2.2.6.2.5 Rendement thermique ou indiqué

Le rendement thermique ou indiqué est le rapport de la puissance nette exprimée au § 2.2.6.2.3 et de la puissance thermique relation (2.40) :

$$\eta_{th} = \frac{\Pi_{net}}{\Pi_{th}} \tag{2.41}$$

On peut facilement vérifier que les équations (2.26) à (2.41) donnent les mêmes résultats que les équations (2.4) à (2.25) si le retard à la fermeture de la soupape d'admission est réglé à zéro, soit $\alpha = 0$.

2.2.7 Modélisation du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III

La modification dans la configuration de ce moteur ne concerne pas le cylindre de compression. Ainsi donc, les paramètres calculés à la section § 2.2.4.2 restent inchangés. Les performances du moteur vont donc dépendre des paramètres du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III. Le diagramme indicateur décrivant cette configuration est représenté à la *Figure 2.8*.

2.2.7.1 Modélisation détaillée du cylindre de détente

La *Figure 2.8* présente le diagramme indicateur adimensionnel (β, φ) du moteur avec cylindre de détente équipé de soupapes d'admission et d'échappement avec le même retard à la fermeture conformément à la loi de commande III.

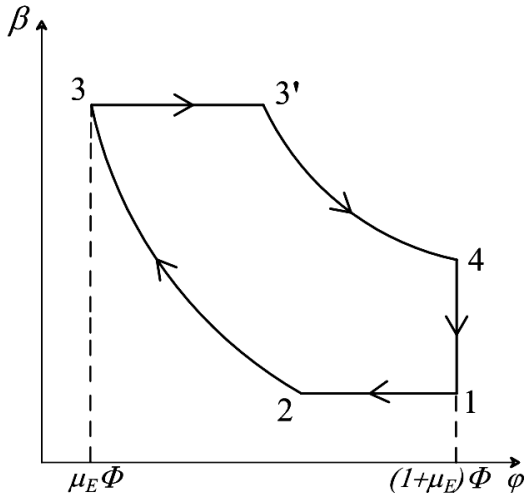

Figure 2.8- Diagramme indicateur adimensionnel (β,φ) du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III

Le volume mort relatif du cylindre de détente est défini par $\mu_E = V_{E3}/V_E$ avec $V_E = V_{E1} - V_{E3}$ la cylindrée du cylindre de détente, $\alpha = (V_{E3'} - V_{E3})/V_E = (V_{E1} - V_{E2})/V_E$ le paramètre de réglage de la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement.

Ce paramètre de retard à la fermeture des soupapes d'admission et de refoulement du cylindre de détente est lié au rapport de pression et au volume mort relatif du cylindre (voir ci-dessous) :

$$\alpha = 1 + \mu_E \left(1 - B^{1/\gamma}\right) \tag{2.42}$$

Le calcul des températures des différents états dans le cylindre de détente pour ce moteur résulte d'un système de trois équations correspondant à une admission isobare 3-3', à une détente isentropique 3'-4, au bilan d'énergie correspondant à l'échappement brusque isochore à une température variable 4-1, à l'échappement isobare 1-2, et à la recompression du fluide contenu dans le volume mort 2-3. Les calculs détaillés sont présentés ci-dessous. Dans ces

relations : $m_E = (1+\mu_E)/\mu_E$ $w_E = (\alpha+\mu_E)/(1+\mu_E)$ comme précédemment. On introduit en outre $n_E = (1+\mu_E-\alpha)/\mu_E$.

2.2.7.1.1 Détermination des volumes adimensionnels

Les volumes adimensionnels aux états 1, 3 et 4 sont identiques à ceux déterminés à la section § 2.2.5.1.1. Le volume adimensionnel à l'état 3' est identique à celui déterminé à la section § 2.2.6.1.1. En revanche le volume à l'état 2 est donné par la relation :

$$\varphi_{E2} = \Phi(1+\mu_E-\alpha)$$

2.2.7.1.2 Détermination des pressions adimensionnelles

Les pressions adimensionnelles aux états 1 et 3 sont identiques à celles déterminées à la section § 2.2.5.1.2. Les pressions aux états 3' et 4 sont identiques à celles déterminées à la section § 2.2.6.1.2. En revanche la pression à l'état 2 est donnée par la relation :

$$\beta_{E2} = 1$$

2.2.7.1.3 Détermination des températures adimensionnelles

Bilan état 1 à 2 : transformation isobare et isotherme

$$T_{E1} = T_{E2}$$

Or entre l'état 3 et l'état 2 on a : $T_{E2} = \left(\frac{P_{E3}}{P_{E2}}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} T_{E3}$

$$\theta_{E2} = \theta_{E1} = \Theta B^{-k}$$

Bilan état 2 à 3 : recompression adiabatique

$$P_{E2}\, V_{E2}^{\gamma} = P_{E3}\, V_{E3}^{\gamma}$$

$$\frac{P_{E3}}{P_{E2}} = \left(\frac{V_{E2}}{V_{E3}}\right)^{\gamma}$$

$$B = \left[\frac{\Phi(1+\mu_E-\alpha)}{\Phi\mu_E}\right]^{\gamma}$$

$$\alpha = 1+\mu_E\left(1-B^{\frac{1}{\gamma}}\right)$$

Bilan état 3 à 3' : transformation isobare et isotherme à la température maximale Θ

$$\theta_{E3} = \theta_{E3'} = \Theta$$

Bilan état 3' à 4 : détente isentropique

$$T_{E3'} V_{E3'}^{\gamma-1} = T_{E4} V_{E4}^{\gamma-1}$$

$$\theta_{E4} = \theta_{E3'} \left(\frac{\varphi_{E3'}}{\varphi_{E4}}\right)^{\gamma-1}$$

$$\theta_{E4} = \Theta \left(\frac{\alpha + \mu_E}{1 + \mu_E}\right)^{\gamma-1}$$

$$\theta_{E4} = \Theta \left[\frac{1 + \mu_E \left(2 - B^{\frac{1}{\gamma}}\right)}{1 + \mu_E}\right]^{\gamma-1}$$

L'expression des températures adimensionnelles θ_{E1} ; θ_{E2} ; θ_{E3} ; $\theta_{E3'}$, et θ_{E4} par résolution nous donne :

$$\theta_{E2} = \theta_{E1} = \Theta B^{-k}$$

$$\theta_{E3} = \theta_{E3'} = \Theta$$

$$\theta_{E4} = \Theta \left[\frac{1 + \mu_E \left(2 - B^{\frac{1}{\gamma}}\right)}{1 + \mu_E}\right]^{\gamma-1}$$

L'expression de la température moyenne à l'échappement est identique à celle donnée par la relation (2.12) de la section § 2.2.5.1.3.

2.2.7.1.4 Détermination des masses adimensionnelles d'air

Le calcul des masses adimensionnelles d'air dans la machine de détente est obtenu à partir de l'expression adimensionnelle de la loi des gaz parfaits pour les différents états du diagramme indicateur (β, φ) :

Calcul des débits d'air aux états ci-dessous :

$$\delta_{E1} = \frac{B^k \Phi (1 + \mu_E)}{\Theta}$$

$$\delta_{E2} = \delta_{E3} = \frac{B \Phi \mu_E}{\Theta}$$

$$\delta_{E3'} = \delta_{E4} = \frac{B\Phi\left[1+\mu_E\left(2-B^{\frac{1}{\gamma}}\right)\right]}{\Theta}$$

2.2.7.1.5 Calcul du débit adimensionnel d'air du détendeur

Le calcul du débit d'air dans la machine de détente revient à établir la différence des débits d'air entre les états 3' et 2.

$$\delta_E = \delta_{E3'} - \delta_{E2}$$

$$\delta_E = \frac{B\Phi\left[1+\mu_E\left(1-B^{\frac{1}{\gamma}}\right)\right]}{\Theta} \tag{2.43}$$

2.2.7.1.6 Détermination de la puissance indiquée adimensionnelle

La puissance indiquée adimensionnelle du cylindre de détente est fonction du débit massique de l'air et de la variation d'enthalpie massique entre l''admission et l'échappement.
La puissance indiquée est donnée par :

$$\Pi_E = \frac{1}{k}\delta_E(\Theta - \bar{\theta}_{er}) \tag{2.44}$$

Ce qui peut aussi s'écrire sous la forme :

$$\Pi_E = \oint \beta d\varphi \tag{2.45}$$

$$\Pi_E = \Phi\left[B\alpha + \left(\frac{B(\alpha+\mu_E)}{\gamma-1}\left(1-\left(\frac{\alpha+\mu_E}{1+\mu_E}\right)^{\gamma-1}\right)\right) - \alpha - \left(\frac{B\mu_E}{\gamma-1}\left(1-\frac{1}{n_E^{\gamma-1}}\right)\right)\right] \tag{2.46}$$

2.2.7.2 Modélisation du moteur complet

2.2.7.2.1 Fonctionnement du moteur en cycle complet

Le cycle thermodynamique de l'air dans le moteur est identique à la *Figure 2.6* de la section § 2.2.5.2.1. Cependant, le schéma de principe simplifié du moteur est celui de la *Figure 2.3*, qui correspond au moteur à cycle ouvert avec cylindre de détente E équipé de soupapes d'admission et d'échappement avec le même retard à la fermeture conformément à la loi de commande III.

2.2.7.2.2 Calcul du rapport des volumes balayés des cylindres

Le moteur Ericsson fonctionne seulement si le débit d'air qui s'écoule dans le cylindre de compression est égal à celui qui s'écoule dans cylindre de détente, soit :

$$\delta_E = \delta_C \tag{2.47}$$

Cette égalité conduit à la relation suivante :

$$\Phi = \frac{\Theta}{B}\,\frac{1-\mu_C\left(B^{1/\gamma}-1\right)}{1+\mu_E\left(1-B^{1/\gamma}\right)} \tag{2.48}$$

2.2.7.2.3 Calcul de la puissance nette

L'expression de la puissance nette est identique à celle donnée par la relation (2.20), avec Π_E qui est donnée par l'équation (2.46) tandis que Π_C est donnée par l'équation (2.2).

2.2.7.2.4 Puissance thermique fournie

Comme dans le cas de la loi de commande II, la puissance thermique adimensionnelle fournie au réchauffeur H peut être calculée par la relation :

$$\Pi_{th} = \frac{\delta_E}{k}\left[\Theta - \varepsilon_R\left(\Theta - \frac{\Pi_E k}{\delta_E} - B^k\right) + B^k\right] \tag{2.49}$$

L'expression du débit adimensionnel δ_E qui intervient dans cette relation est cependant évidemment différente selon que l'on considère la loi de commande II ou III.

2.2.7.2.5 Rendement thermique ou indiqué

Le rendement thermique ou indiqué est le rapport de la puissance nette et de la puissance thermique ci-dessus :

$$\eta_{th} = \frac{\Pi_{net}}{\Pi_{th}} \tag{2.50}$$

2.3 Résultats de la modélisation thermodynamique globale

2.3.1 Débit d'air adimensionnel

2.3.1.1 Cylindre de compression

La *Figure 2.9* présente l'évolution du débit adimensionnel δ_C du cylindre de compression en fonction du volume mort μ_C et du rapport de compression B, relation (2.2). On constate que le débit d'air diminue lorsque le volume mort du cylindre de compression augmente. Ce volume mort techniquement inévitable, est donc préjudiciable aux performances du cylindre de compression. En l'absence de volume mort, le débit d'air du cylindre de compression, et donc du moteur complet, va dépendre des paramètres d'admission de l'air dans le cylindre (pression et température ambiantes), du volume balayé par le piston et de la vitesse de rotation du moteur.

Il est également à noter que lorsque le rapport de pression augmente, le débit diminue. Au regard des courbes de la *Figure 2.9*, on peut se rendre compte qu'il vaut mieux minimiser autant que possible le volume mort.

L'expression de δ_C montre que lorsque μ_C est nul, le débit adimensionnel du compresseur vaut 1 quelle que soit la valeur du rapport de pression. Le débit adimensionnel vaut également 1 lorsque le rapport de pression est unitaire, quel que soit le volume mort. Cela explique le fait que toutes les courbes de la *Figure 2.9* sont concourantes en 1.

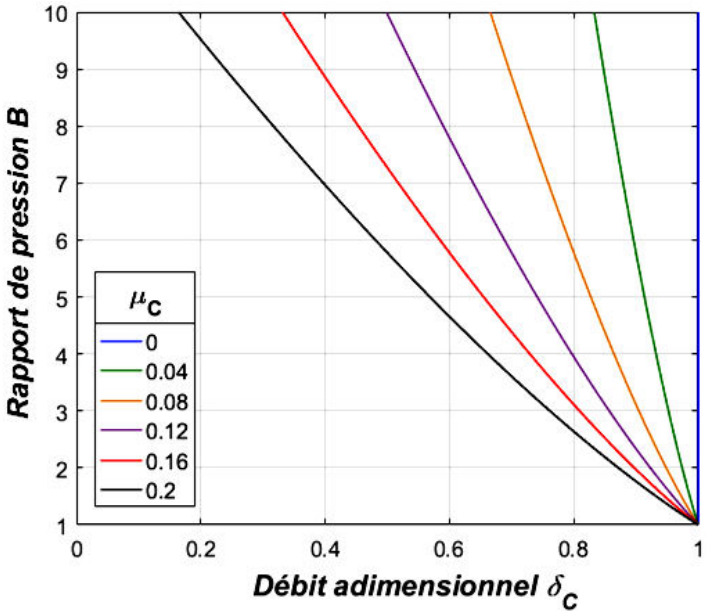

Figure 2.9- Evolution du débit adimensionnel d'air du cylindre de compression en fonction du rapport de pression, pour différentes valeurs de μ_C

2.3.1.2 Cylindre de détente

La *Figure 2.10* présente l'évolution du débit d'air adimensionnel δ_E du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I, en fonction du volume mort μ_E et du rapport de pression B de la relation (2.14). Le rapport de pression augmente avec l'accroissement du débit d'air et la diminution du volume mort de la machine de détente. On observe que le débit d'air est négatif pour des très faibles valeurs du rapport de pression (inférieures à 3), quelle que soit la valeur du volume mort dans la plage considérée.

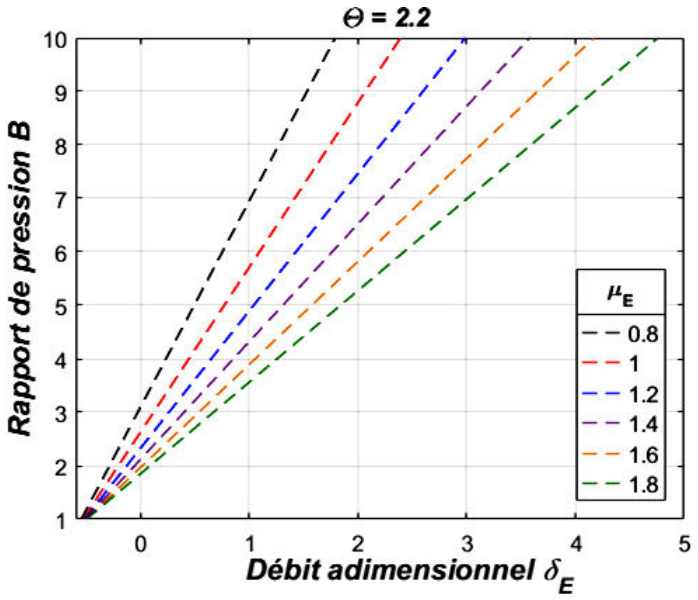

Figure 2.10- Evolution du débit adimensionnel d'air du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I en fonction du rapport de pression, pour différentes valeurs de μ_E

2.3.1.3 Plage de fonctionnement du moteur

En superposant les courbes des débits adimensionnels du cylindre de compression, *Figure 2.9*, issue de la relation (2.2) et les débits adimensionnels du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I, *Figure 2.10*, issue de la relation (2.14), il est possible d'obtenir à partir de la paire (δ, B) les points de fonctionnement du moteur *Figure 2.11*, *Figure 2.12*, *Figure 2.13* et *Figure 2.14*. Ces points de fonctionnement sont situés à l'intersection entre les courbes δ_E et δ_C. Chaque point de fonctionnement correspond à un moteur bien défini dont les caractéristiques sont données par l'équation (2.19). On observe bien que lorsque le rapport de volume est égal à 1 (*Figure 2.11*), cette configuration de moteur n'existe que pour des rapports de pression supérieurs à 3, lorsque le rapport de volume est égal à 5 (*Figure 2.12*), cette configuration de moteur n'existe que pour des rapports de pression supérieurs à 2,2, lorsque le rapport de volume est égal à 10 (*Figure 2.13*), cette configuration de moteur n'existe que pour des rapports de pression supérieurs à 2, et lorsque le rapport de volume est égal à 20 (*Figure 2.14*), cette configuration de moteur n'existe que pour des rapports de pression supérieurs à 1,8. Ces figures montrent que l'augmentation du rapport de volume entraîne la diminution du rapport de pression.

Contrairement au moteur Ericsson [27] pour lesquels il est possible que les courbes δ_E et δ_C ne se croisent pas, il y a toujours une solution à l'intersection des courbes du débit massique du cylindre de compression et du cylindre de détente.

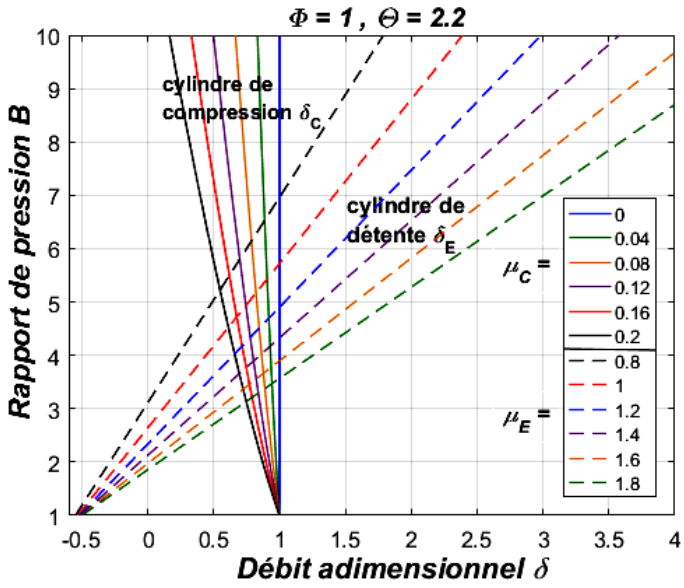

Figure 2.11- Points de fonctionnement du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I pour $\Phi/\Theta = 1/2{,}2$

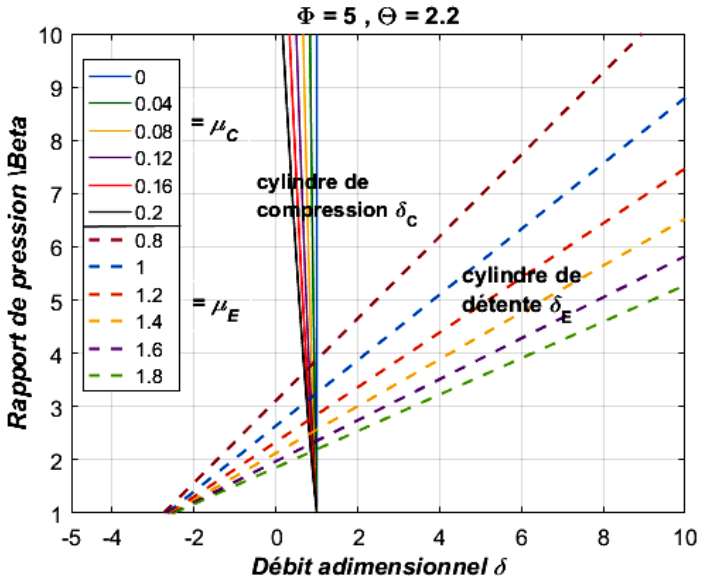

Figure 2.12- Points de fonctionnement du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I pour $\Phi/\Theta = 5/2{,}2$

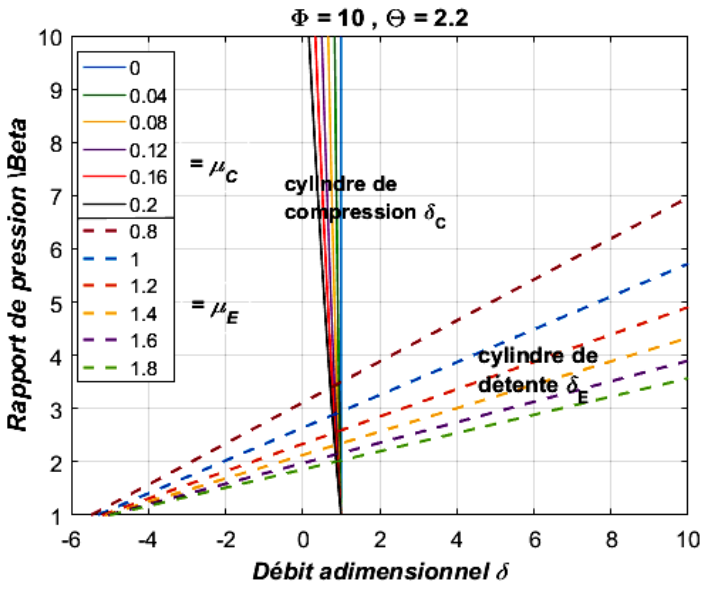

Figure 2.13- Points de fonctionnement du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I pour $\Phi/\Theta = 10/2{,}2$

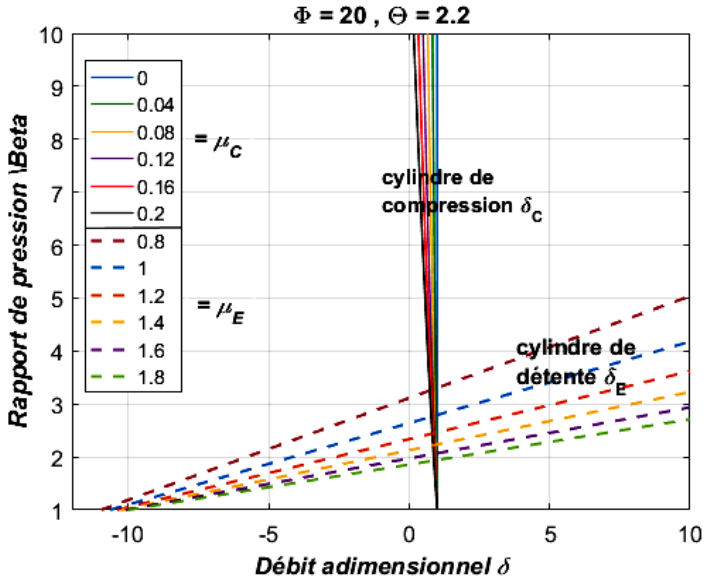

Figure 2.14- Points de fonctionnement du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I pour $\Phi/\Theta = 20/2{,}2$

Les *Figures 2.11* à *2.14* montrent qu'il est possible d'avoir des débits négatifs dans le cylindre de détente de ce type de moteur, donnant lieu à un cylindre fonctionnant en machine de compression. Il est dès lors nécessaire que la pression en amont de la soupape d'admission

soit toujours supérieure à la pression à la fin de recompression du volume mort pour assurer un fonctionnement normal du moteur.

2.3.2 Performances énergétiques du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I

2.3.2.1 Puissance nette

La *Figure 2.15* présente des courbes de la puissance nette adimensionnelle du moteur en fonction du rapport de pression B pour différentes valeurs du rapport de volume (Φ = 5, 10 et 20). Ces résultats sont obtenus pour la température adimensionnelle Θ = 2,2, pour un volume mort du cylindre de compression μ_C = 0,1 et pour les valeurs de μ_E comprises entre 0,01 et 10. La première étape de la procédure de calcul consiste à trouver la valeur du volume mort relatif du cylindre de détente μ_E qui satisfait l'équation d'égalité de débit massique (2.19) pour un ensemble de données (Θ, Φ, B). La *Figure 2.15* montre que la puissance nette augmente avec le rapport de volume Φ. On constate que la puissance nette atteint son maximum lorsque la valeur du rapport de pression B est égal à environ 3,5 pour un rapport de volume Φ = 20. Au-delà de cette valeur du rapport de pression, la puissance nette du moteur diminue progressivement. La *Figure 2.15* montre que la puissance nette adimensionnelle d'un moteur à air chaud avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I est toujours inférieure au moteur à cycle théorique de Joule à récupération.

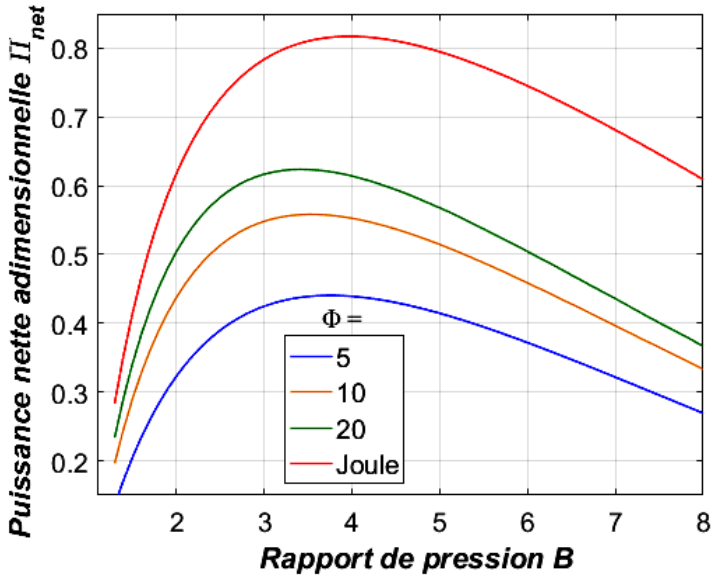

Figure 2.15- Puissance nette adimensionnelle du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I, pour Θ = 2,2 et μ_E = [0,01 et 10]

2.3.2.2 Rendement thermique

La *Figure 2.16* compare les résultats du rendement obtenus pour un moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I au rendement d'une machine théorique à cycle de Joule à récupération. On constate que le rendement thermique augmente avec le rapport volumique Φ. Ainsi donc, on peut dire que le rendement thermique d'un moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I tend vers le rendement d'un moteur à cylindre de détente classique quand la cylindrée du cylindre de détente devient très grande par rapport à celle du cylindre de compression. Le rendement du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I est toujours inférieur à celui d'un moteur à cycle théorique de Joule à récupération. Ce résultat était prévisible puisque le principe du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I introduit quelques irréversibilités lors du processus d'échappement : lorsque la soupape d'échappement s'ouvre, le fluide de travail se détend brusquement. En dépit de cette différence de rendement thermique, il est important de noter que le moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I reste une solution très intéressante, en raison de la simplicité de son système de distribution qui réduit les pertes d'énergie mécanique et le rend plus facile à

concevoir et à construire que le moteur Ericsson à cycle de Joule. Pour le moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I avec des rapports de volume Φ élevés, on peut penser que la baisse du rendement thermique par rapport à un moteur à cycle de Joule classique sera compensée par la réduction des pertes mécaniques dues à l'actionnement des soupapes du cylindre de détente. Il est à noter également que les rapports de pression qui maximisent le rendement thermique sont toujours inférieurs à ceux qui maximisent la puissance nette, ce qui est un résultat classique dans le cas du cycle de Joule.

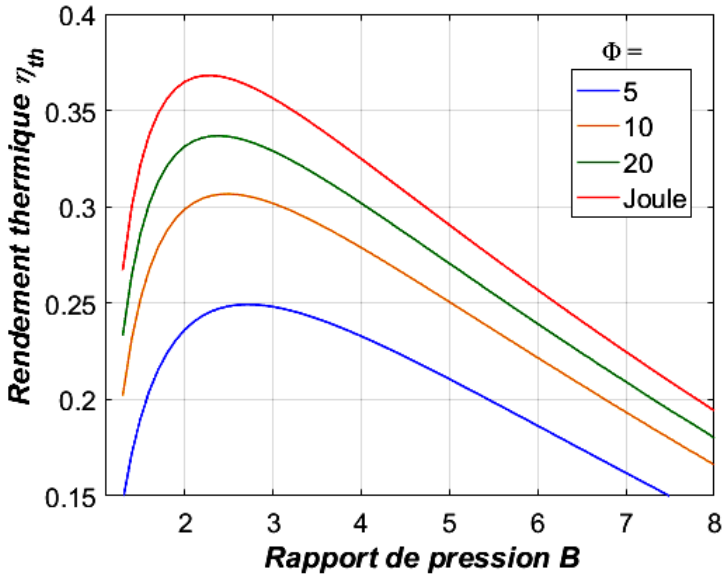

Figure 2.16- Rendement thermique du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi I à Θ = 2,2 et μ_E = [0,01 et 10]

2.3.3 Performances énergétiques du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi II

2.3.3.1 Puissance nette

La *Figure 2.17* présente les courbes de la puissance nette adimensionnelle du moteur en fonction du rapport de pression B pour les valeurs du rapport de volume (Φ = 5, 10 et 20) et pour deux valeurs du retard à la fermeture de la soupape d'admission (α = 0,1 et α = 0,2). Dans cette section, nous n'avons pas pris en compte le cas où α = 0 car ce cas correspond à la loi I avec la technologie bash-valve sans retard dont les résultats sont présentés dans les sections précédentes aux *Figure 2.15* et *Figure 2.16*. Comme précédemment, pour obtenir la

puissance nette adimensionnelle selon la loi II, la première étape de la procédure de calcul consiste à trouver la valeur du volume mort relatif du cylindre de détente μ_E qui satisfait l'équation d'égalité des débits massiques (2.38) pour un ensemble de données (Θ, Φ, B). Les résultats sont présentés pour la température adimensionnelle $\Theta = 2{,}2$, pour un volume mort du cylindre de compression $\mu_C = 0{,}1$, et pour les valeurs de μ_E comprises entre 0,01 et 10. La *Figure 2.17* montre que les meilleures valeurs de la puissance nette adimensionnelle sont obtenues autour du retard à la fermeture de la soupape d'admission $\alpha = 0{,}1$ pour un rapport volumique $\Phi = 10$ et une valeur du rapport de pression B égale à environ 3. Pour $\alpha = 0{,}2$, la puissance nette adimensionnelle diminue à mesure que le rapport de volume augmente. La *Figure 2.17* montre que la puissance nette adimensionnelle d'un moteur à air chaud avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi II est toujours inférieure à la puissance nette adimensionnelle d'un moteur à cycle théorique de Joule à récupération.

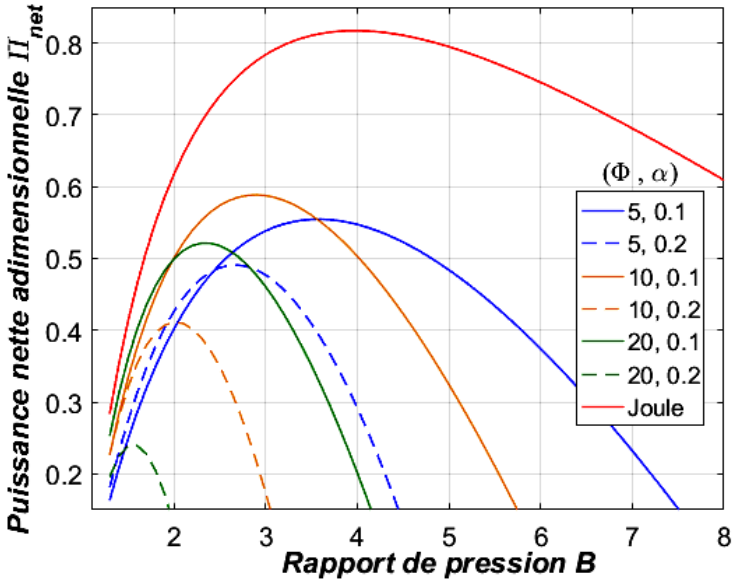

Figure 2.17- Puissance nette adimensionnelle d'un du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi II à $\Theta = 2{,}2$ et μ_E = [0,01 et 10]

2.3.3.2 Rendement thermique

La *Figure 2.18* montre que les meilleures valeurs du rendement thermique sont obtenues autour d'un retard à la fermeture de la soupape d'admission $\alpha = 0{,}1$ pour un rapport de volume $\Phi = 10$. Lorsque le retard à la fermeture de la soupape d'admission augmente à $\alpha = 0{,}2$, le rendement thermique se dégrade très fortement. On peut donc penser qu'un léger retard dans

la fermeture de la soupape d'admission est pertinent, dans la mesure où il entraîne une diminution de la cylindrée du volume de détente sans pénaliser indûment le rendement thermique. La puissance nette est très légèrement réduite pour $\alpha = 0{,}1$ et $\Phi = 10$ par rapport au cas où $\alpha = 0$ et $\Phi = 20$ de la *Figure 2.15*. Nous pouvons donc remarquer que dans le cas d'un moteur avec un retard à la fermeture de la soupape d'admission de 0,1, nous obtenons un meilleur compromis entre le rapport de la cylindrée du volume de détente et la cylindrée du volume de compression, ce qui conduit à de bonnes performances énergétiques. L'évolution du rendement thermique d'un moteur à cycle théorique de Joule à récupération se superpose à la *Figure 2.18*. On voit tout d'abord que le rendement thermique d'un moteur à air chaud avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi II est toujours inférieur à celui d'un moteur à cycle théorique de Joule à récupération. Ce résultat était prévisible puisque, comme dans le cas de la loi I, dans le moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi II, certaines irréversibilités se produisent pendant le processus d'échappement : lorsque la soupape d'échappement s'ouvre, il se produit une brusque détente du fluide de travail à travers celle-ci. Comme précédemment, on constate également que les valeurs du rapport de pression B qui maximisent le rendement thermique sont inférieures à celles qui maximisent la puissance nette indiquée.

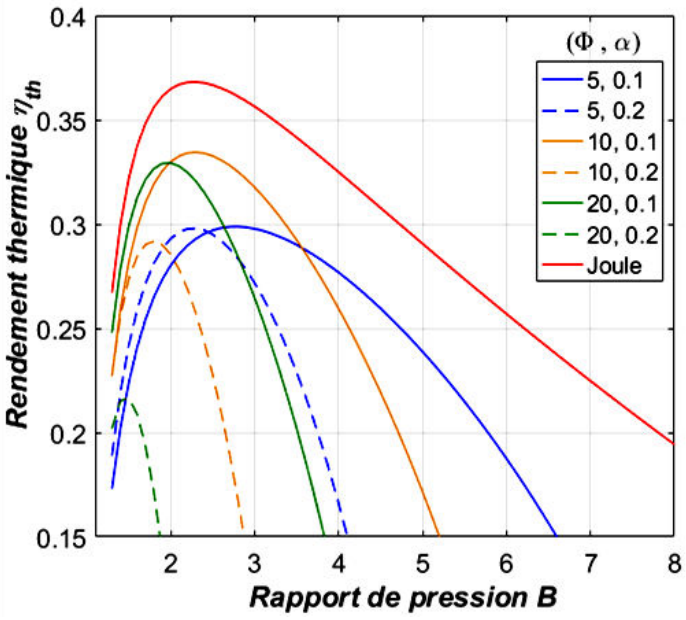

Figure 2.18- Rendement thermique d'un moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi II à $\Theta = 2{,}2$ et $\mu_E = [0{,}01$ et $10]$

2.3.4 Performances énergétiques du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III

2.3.4.1 Puissance nette

La *Figure 2.19* présente des courbes de la puissance nette adimensionnelle du moteur en fonction du rapport de pression B pour les valeurs du rapport de volume (Φ = 5, 10 et 20). Ces résultats sont obtenus pour la température adimensionnelle Θ = 2,2, pour un volume mort du cylindre de compression μ_C = 0,1 et pour les valeurs de μ_E comprises entre 0,01 et 10. Comme précédemment, la première étape de la procédure de calcul consiste à trouver la valeur de la détente relative et du volume mort μ_E qui satisfait l'équation de l'égalité de débit massique, relation (2.48), pour un ensemble de données (Θ, Φ, B). La valeur du retard à la fermeture des soupapes d'entrée et de sortie α donnée par l'équation (2.42) est superposée à la *Figure 2.19*. Cette figure montre que la puissance nette augmente avec le rapport de volume Φ. On constate que la puissance nette atteint son maximum lorsque la valeur du rapport de pression B est égale à environ 3,3 pour un rapport de volume égal à 20. Au-delà de cette valeur du rapport de pression, la puissance nette adimensionnelle du moteur diminue progressivement. Cependant, on peut remarquer que lorsque le rapport de volume diminue, la pénalité sur la puissance nette est assez faible. On peut également constater que les valeurs de α maximisant la puissance nette adimensionnelle sont comprises entre 0,02 et 0,04.

La *Figure 2.19* montre que la puissance nette adimensionnelle d'un moteur à air chaud avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III est toujours inférieure au moteur à cycle théorique de Joule à récupération.

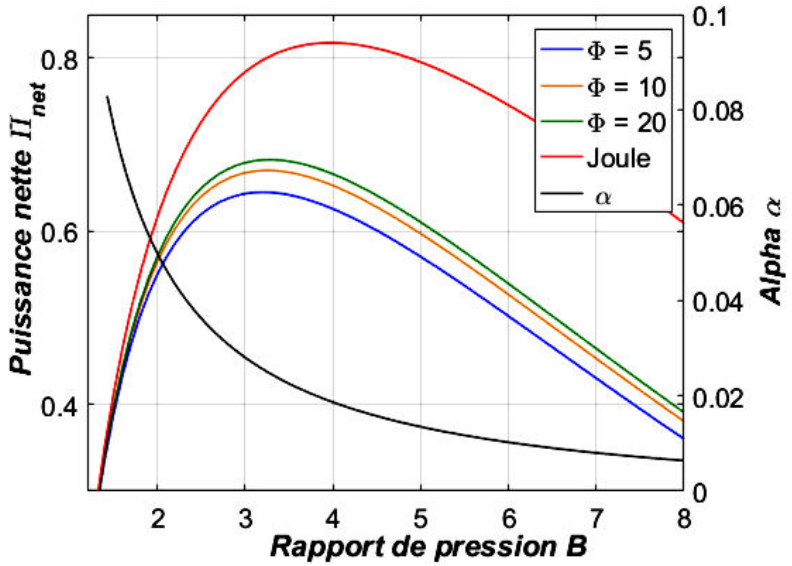

Figure 2.19- Puissance nette adimensionnelle d'un moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III à Θ = 2,2 et μ_E = [0,01 et 10]

2.3.4.2 Rendement thermique

La *Figure 2.20* présente les courbes du rendement thermique d'un moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III, en fonction du rapport de pression *B* pour différentes valeurs du rapport de volume (Φ = 5, 10 et 20). De nouveau, la valeur du retard à la fermeture de la soupape d'admission et d'échappement α donnée par la relation (2.42) est superposé. Comme précédemment, les valeurs du rapport de pression *B* qui maximisent le rendement thermique *Figure 2.20* sont inférieures à celles qui maximisent la puissance nette *Figure 2.19*. On peut voir que les valeurs de α qui maximisent le rendement thermique se situent autour de 0,03. On constate que plus le rapport de volume est élevé, plus l'efficacité thermique est grande. Ainsi, on peut dire que l'efficacité thermique d'un moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III tend vers celle du moteur à cycle théorique de Joule à récupération, lorsque le rapport de volume Φ augmente. La *Figure 2.20* montre que pour un rapport de pression d'environ 2,2, le rendement thermique atteint son maximum pour chaque valeur du rapport de volume. Le rendement d'un moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III est toujours inférieur à celui d'un moteur à cycle théorique de Joule à récupération. Toutefois, la pénalité est beaucoup plus

faible que dans le cas des lois I et II et la diminution du rendement thermique avec le rapport de volume Φ est très faible.

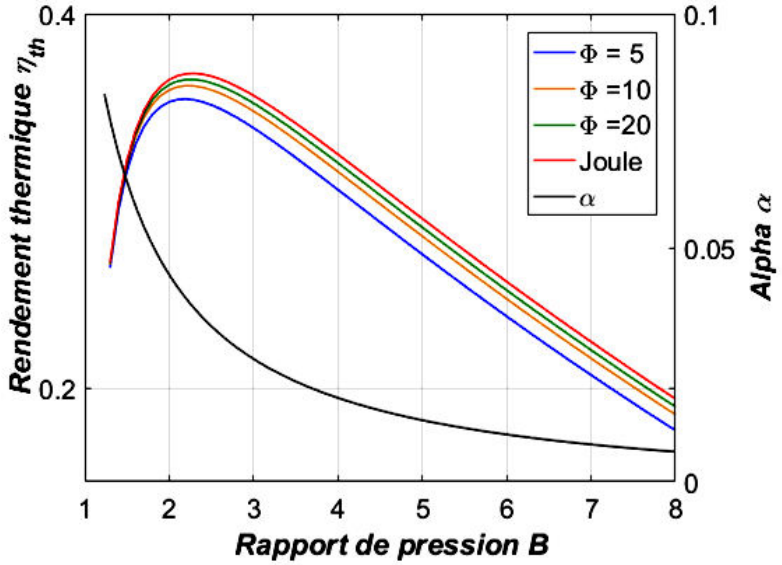

Figure 2.20- Rendement thermique du moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III à Θ = 2,2 et μ_E = [0,01 et 10]

2.3.5 Comparaison des performances énergétiques des trois lois de commande des soupapes du moteur à air chaud

2.3.5.1 Puissance nette

La comparaison de la puissance nette adimensionnelle obtenue avec les trois lois de commande des soupapes est présentée pour chaque valeur du rapport de volume considéré précédemment, soit Φ = 5 *Figure 2.21*, Φ = 10 *Figure 2.22*, Φ = 20 *Figure 2.23*. Il est à noter que dans le cas de la loi II (technologie de la bash-valve avec retard à la fermeture), l'étude comparative est réalisée avec un retard à la fermeture α égal à 0,1. Ce choix est justifié au regard des résultats obtenus à la section § 2.3.3. Il est rappelé que dans le cas de la loi III, le paramètre de retard à la fermeture de la soupape d'admission α ne peut pas être choisi librement car il est lié au rapport de pression B et au volume mort relatif du cylindre de détente μ_E, comme indiqué dans l'équation (2.42). Quel que soit le rapport de volume, la loi III donne toujours la meilleure puissance nette, la puissance nette maximale étant obtenue pour un rapport de pression d'environ 3. Autour du rapport de pression optimal, la loi II

donne de meilleurs résultats que la loi I pour $\Phi = 5$ et $\Phi = 10$, alors que la loi I est meilleure que la loi II pour $\Phi = 20$.

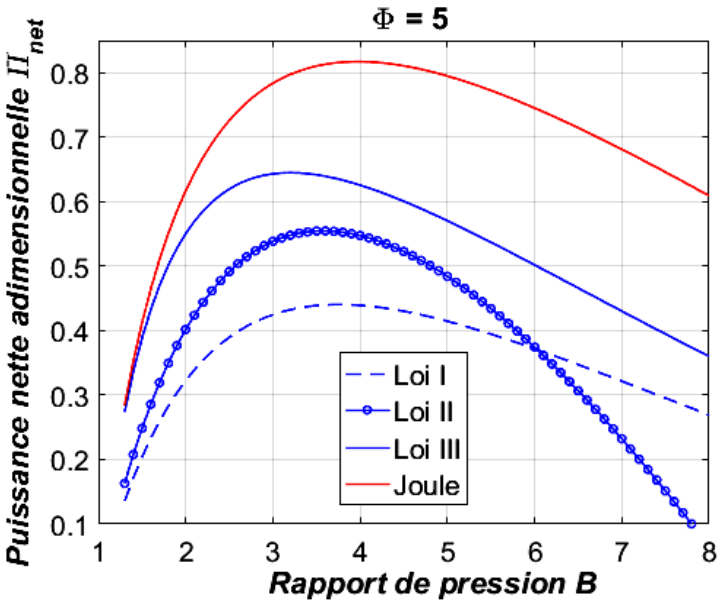

Figure 2.21- Comparaison de la puissance nette adimensionnelle pour les 3 lois de commande ($\Phi = 5$)

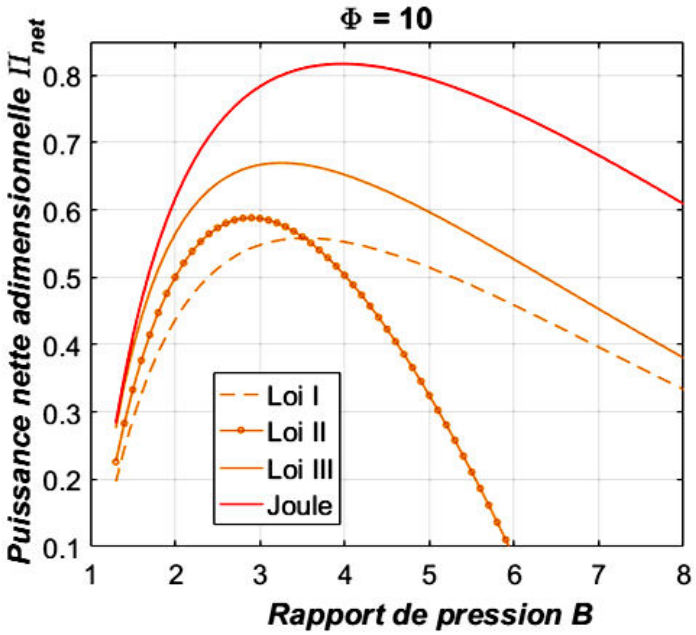

Figure 2.22- Comparaison de la puissance nette adimensionnelle pour les 3 lois de commande ($\Phi = 10$)

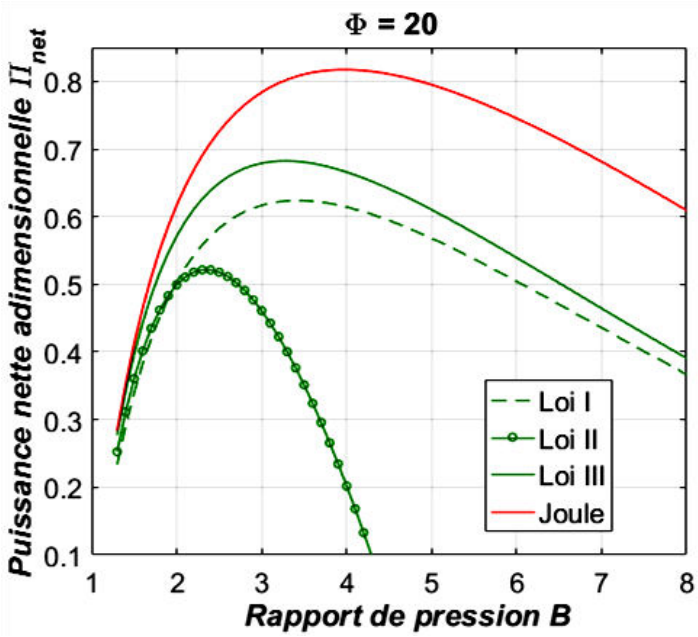

Figure 2.23- Comparaison de la puissance nette adimensionnelle pour les 3 lois de commande (Φ = 20)

2.3.5.2 Rendement thermique

De la même manière, les trois lois sont comparées pour le rendement thermique dans les *Figure 2.24*, *Figure 2.25* et *Figure 2.26*. Encore une fois, quel que soit le rapport de volume, la loi III donne toujours la meilleure efficacité, avec des valeurs très proches de celles du cycle théorique de Joule, mais avec le rendement maximum obtenu pour un rapport de pression d'environ 2,2, inférieur au rapport de pression qui maximise la puissance nette.

Comme dans le cas de la puissance nette, autour du rapport de pression optimal, la loi II donne de meilleurs résultats pour le rendement thermique par rapport à la loi I pour $\Phi = 5$ et $\Phi = 10$, alors que pour $\Phi = 20$, le rendement thermique pour la loi I est meilleur que pour la loi II. Pour le moteur équipé de la technologie de soupape bash-valve sans retard (loi I), on constate que l'efficacité thermique augmente avec le rapport de volume. Nous observons donc que le rendement maximal vaut $\eta_{th} = 0{,}3369$ pour un rapport de volume = 20. Pour le moteur équipé de la technologie de soupape bash-valve avec un retard à la fermeture de l'admission $\alpha = 0{,}1$ (loi II), on constate que le rendement thermique atteint une efficacité maximale de $\eta_{th} =$

0,3345 pour un rapport de volume égal $\Phi = 10$, alors que la valeur correspondante pour la loi III est $\eta_{th} = 0{,}3616$ avec le même rapport de volume.

Au vu des résultats obtenus, il apparaît que le concepteur doit choisir entre un moteur avec cylindre de détente équipé de la technologie de soupape bash-valve, d'une simplicité incontestable du point de vue technologique, mais qui cependant ne conduit à de bonnes performances énergétiques que pour les rapports de volume élevés, et un moteur avec cylindre de détente équipé de soupapes actionnées avec le même retard à la fermeture, qui offre de meilleures performances énergétiques pour un système de distribution qui peut être simple si le moteur est construit avec deux cylindres de détente fonctionnant en opposition de phase. La loi II peut représenter un compromis intéressant si l'on accepte des dimensions du cylindre de détente plus importantes ($\Phi = 10$).

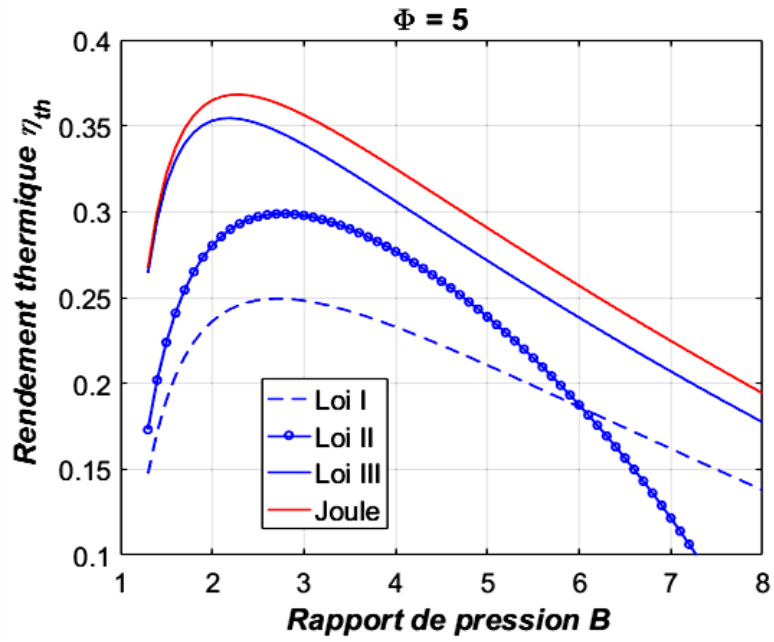

Figure 2.24- Comparaison de l'efficacité thermique pour les 3 lois de commande ($\Phi = 5$)

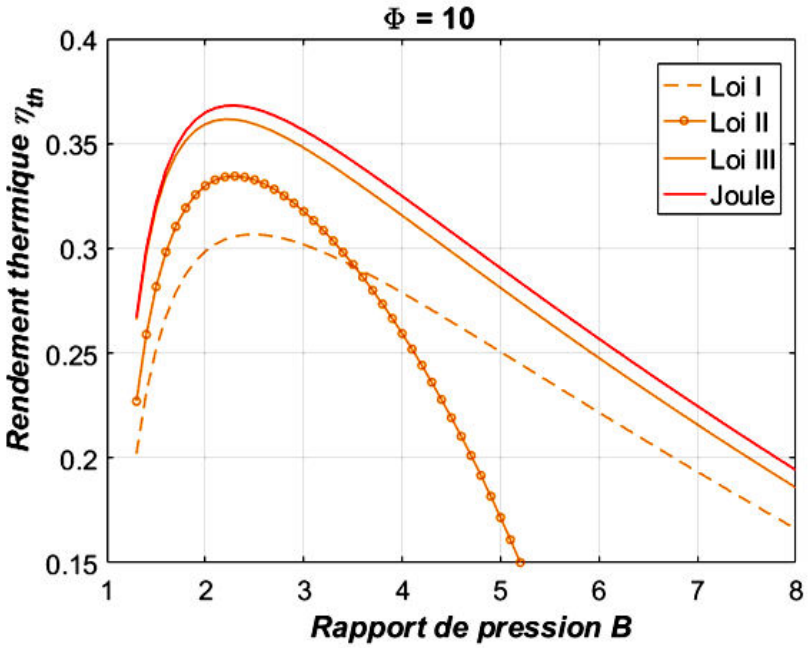

Figure 2.25- Comparaison de l'efficacité thermique pour les 3 lois de commande (Φ = 10)

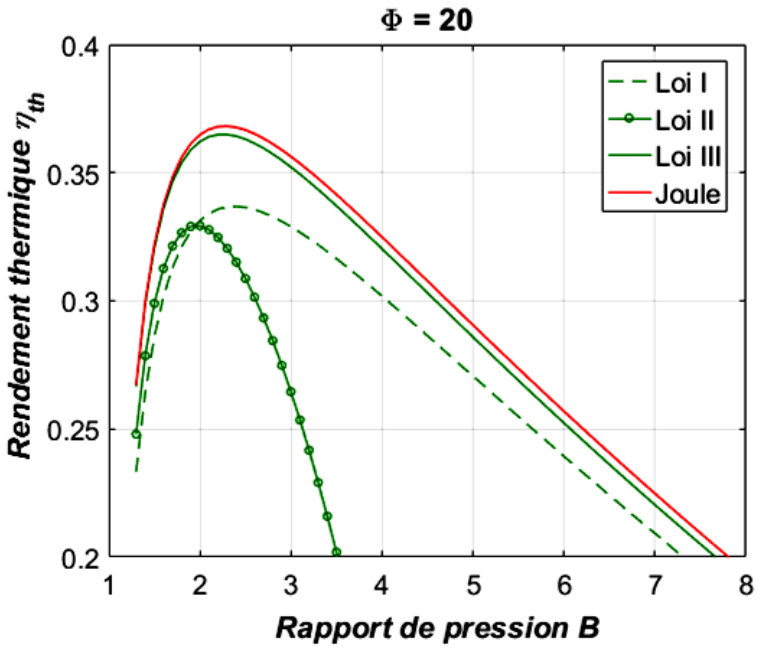

Figure 2.26- Comparaison de l'efficacité thermique pour les 3 lois de commande (Φ= 20)

2.4 Conclusion

Dans ce chapitre, les équations générales de la modélisation thermodynamique ont été établies. La modélisation du cylindre de compression a été effectuée dans un premier temps, suivie de la modélisation du moteur dans le cas de chacune des trois lois de commande des soupapes du cylindre de détente, et enfin la modélisation du moteur complet pour chacune des lois de commandes des soupapes.

Ces relations, basées sur les hypothèses d'un fluide de travail obéissant à la loi des gaz parfaits à chaleur massique constante, ont été établies en fonction des grandeurs caractéristiques adimensionnelles du système [38].

Cette étude permet de dimensionner un type de moteur pour une application donnée et de déterminer la pression de fonctionnement du réchauffeur en fonction des caractéristiques thermiques et géométriques du moteur.

Le chapitre suivant consacré aux résultats, permettra de présenter séparément les performances énergétiques du moteur obtenues pour chacune des trois lois de commande de soupapes étudiées. Ces performances énergétiques seront comparées à celles d'un moteur à cycle théorique de Joule à récupération. Une comparaison des résultats des différentes lois de commande des soupapes du cylindre de détente du moteur sera également présentée.

Les performances d'un moteur à air chaud sont étudiées. Dans ce moteur, le cylindre de compression est équipé de clapets automatiques habituels, tandis que le cylindre de détente utilise des soupapes actionnées. Trois lois différentes de commande des soupapes du cylindre de détente du moteur à air chaud ont été étudiées et leurs influences sur la conception et les performances énergétiques du système ont été présentées. Cette étude met en évidence l’avantage d’un moteur équipé de la technologie des soupapes bash-valve, dont la simplicité technologique est incontestable, au détriment de très gros volumes de cylindres pour de bonnes performances énergétiques.

L'étude de la partie pistons liquide du moteur qui prend en compte la dynamique des colonnes de liquide est présentée au prochain chapitre. Pour cette étude, le choix a été fait sur un type de moteur à air chaud parmi les trois possibilités précédemment étudiées. Le choix, porté sur le moteur avec soupapes du cylindre de détente actionnées selon la loi III, est motivé par le fait que, du point de vue de la réalisation technologique du système de commande, cette loi s'accorde très bien avec le concept de moteur à pistons liquides, dont les colonnes de liquide fonctionnent en opposition de phase.

Chapitre 3
Simulation dynamique du moteur à air chaud à pistons liquides

3.1 Introduction

Il n'existe pas d'études sur la modélisation des moteurs Ericsson à pistons liquides. Seuls les moteurs Stirling à pistons liquides ont jusqu'ici fait l'objet de plusieurs travaux de modélisation. Il existe une panoplie d'outils de modélisation énergétique des moteurs Stirling. Une des classifications les plus complètes des méthodes d'analyses des moteurs Stirling est celle proposée par Martini [16], [117]. Ces analyses sont classées par ordre croissant de perfectionnement :

- les analyses du premier ordre, qui permettent une analyse approximative des performances de la machine ;
- les analyses du second ordre, qui sont basées sur les analyses du premier ordre tout en intégrant les différentes pertes de puissance ;
- les analyses du troisième ordre, qui permettent une analyse plus fine des comportements cycliques des fluides de travail et des phénomènes physiques dont les moteurs Stirling sont le siège.

La première analyse énergétique des moteurs Stirling fut réalisée par l'approche de premier ordre proposée par Gustav Schmidt en 1871 [118–122]. Dans son analyse, Schmidt a considéré que les espaces de compression et de détente sont isothermes et les échangeurs de chaleur sont supposés idéaux. Le fluide de travail est à la température de la source chaude dans l'espace de détente et à la température de la source froide dans l'espace de compression. La méthode de Schmidt fut utilisée pendant plusieurs années avant que Finkelstein ne

propose en 1960 une autre méthode plus réaliste, appelée analyse adiabatique. Une comparaison des deux méthodes montre que [13] :

- l'analyse de Schmidt conduit a un ensemble d'équations pouvant être intégrées explicitement, et fournissant une solution analytique simple, tandis que l'analyse de Finkelstein aboutit à des équations qui nécessitent d'utiliser une technique de résolution numérique ;
- l'analyse de Finkelstein est plus réaliste que celle de Schmidt, mais il faut souligner que les deux méthodes sont optimistes et surestiment les performances du moteur.

Le modèle dynamique du moteur Ericsson à pistons liquides présenté dans ce chapitre est inspiré de l'analyse idéale adiabatique du moteur Stirling [118–122], des modèles de compresseurs alternatifs [123], ainsi que de la modélisation de la dynamique de soupapes de moteurs à combustion interne [124].

3.2 Modélisation intracycle

3.2.1 Présentation de la configuration étudiée

Le moteur est composé d'un cylindre de compression (C) et d'un cylindre de détente (E) constitués chacun d'un tube en forme de U partiellement rempli de liquide (eau) dans leur partie inférieure et fermés par une culasse dans leurs parties supérieures. Les enceintes de compression du moteur, au-dessus du liquide, sont isolées par des clapets automatiques traditionnels, tandis que les enceintes de détente, au-dessus de l'interface liquide, utilisent des soupapes commandées. Le moteur comporte un échangeur récupérateur de chaleur à contre-courant (R), un réchauffeur (H), un réservoir tampon d'air chaud (RA) et un volant d'inertie (V).

Les colonnes de liquide étant en opposition de phase, la descente du piston dans l'une des enceintes correspond à la montée du piston dans l'autre, et vice versa. L'air entre dans les enceintes de compression à la température T_k et à la pression atmosphérique, et en ressort comprimé à la température T_{cr} pour être préchauffé dans l'échangeur récupérateur de chaleur R jusqu'à l'état T_{rh}. Il passe ensuite dans le réchauffeur H où il est chauffé au moyen d'une

source de chaleur externe jusqu'à l'état T_h. Le réservoir assure le stockage tampon de l'air au cours du processus. L'air comprimé chaud est alors admis dans les enceintes de détente dont il sort à la température T_{er} et à la pression atmosphérique p_k. Il traverse alors la branche chaude de l'échangeur récupérateur R avant d'être refoulé à l'atmosphère à la température T_{rk}.

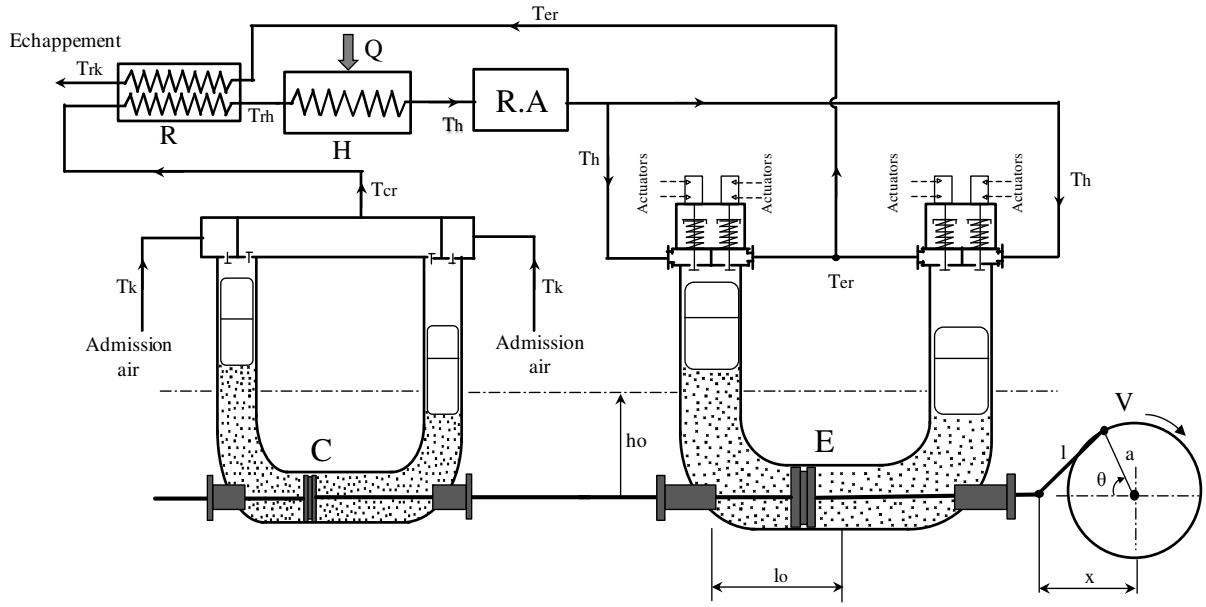

Figure 3.1- Configuration du moteur à pistons liquide proposé

3.2.2 Le modèle

Du fait de l'importante masse d'eau présente dans le système envisagé, le modèle dynamique développé dans ce chapitre tient compte de l'inertie des colonnes de liquides. Cette modélisation, dite «intracycle» exprime toutes les variables en fonction de la valeur instantanée de l'angle θ du vilebrequin. Les résultats de cette simulation permettront de prédire les performances énergétiques du prototype de moteur à air chaud à pistons liquides.

3.2.2.1 Les hypothèses générales

On considère qu'un flotteur est positionné au-dessus de chaque colonne de liquide. Ces flotteurs ont une longueur au moins égale à la course du moteur soit 2*a*, afin de séparer la partie chaude supérieure du tube, contenant le fluide de travail, et la partie froide inférieure

du tube contenant le liquide. Ainsi, tout transfert de chaleur ou de masse entre le fluide de travail et le piston liquide peut être négligé. Le fluide de travail qui est de l'air obéit à la loi des gaz parfaits. La capacité calorifique de l'air dépend de la température. Les pertes par frottement des fluides visqueux sont négligées. La compression et la détente de l'air dans les cylindres sont considérées comme des processus isentropiques.

3.2.2.2 Mécanisme cinématique

On considère un mécanisme usuel avec un vilebrequin de rayon *a* et une bielle de longueur *l*. La position *x* du piston en fonction de l'angle du vilebrequin est donnée par (3.1) :

$$x = a\left[cos(\theta) + \sqrt{\lambda^2 - sin^2(\theta)}\right] \tag{3.1}$$

Dans cette équation, θ est l'angle instantané du vilebrequin et λ est le rapport entre les longueurs de bielle et de manivelle $\lambda = l/a$. L'angle du vilebrequin $\theta = 0$ correspond au point mort haut (PMH) de la partie gauche des tubes de compression et de détente *Figure 3.1*. Nous supposons que le vilebrequin est équipé d'un volant d'inertie suffisamment grand pour que la vitesse de rotation ω puisse être considérée comme constante dans (3.2) :

$$\theta = \omega\, t \tag{3.2}$$

La vitesse du piston (3.3) et son accélération (3.4) peuvent être déduites de l'équation (3.1) :

$$\frac{dx}{dt} = \omega\frac{dx}{d\theta} = -a\,\omega\sin(\theta)\left[1 + \frac{\cos(\theta)}{\sqrt{\lambda^2 - sin^2(\theta)}}\right] \tag{3.3}$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2\frac{d^2x}{d\theta^2} = -a\,\omega^2\left[cos(\theta) + \frac{\cos^2(\theta) - \sin^2(\theta)}{\sqrt{\lambda^2 - sin^2(\theta)}} + \frac{\sin^2(\theta)\cos^2(\theta)}{\left(\sqrt{\lambda^2 - sin^2(\theta)}\right)^3}\right] \tag{3.4}$$

A partir de la connaissance de la position du piston, le volume instantané de chaque cylindre peut être facilement calculé. Par exemple, le volume instantané du cylindre gauche du tube de compression est donné par (3.5) :

$$V_{comp,gauche} = \frac{\pi\, D^2{}_{comp}}{4}(2aV_{d,comp} + l + a - x) \tag{3.5}$$

3.2.2.3 Espaces de travail dans les tubes

Les levées des soupapes d'admission et d'échappement sont supposées suivre une demi-sinusoïde. Les levées maximales, les diamètres de soupapes et les angles d'ouverture et de fermeture sont imposés sous forme de données pour chaque cylindre. Le débit massique d'air à travers une soupape est donné par (3.6) :

$$\dot{m} = A\, C_d\, p \left[\frac{2\gamma}{(\gamma-1)rT}\left(R^{\frac{2}{\gamma}} - R^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right)\right]^{\frac{1}{2}} \tag{3.6}$$

où A est l'aire d'écoulement instantané à travers la soupape, C_d est un coefficient de débit, γ est le rapport entre la chaleur spécifique à pression constante et la chaleur spécifique à volume constant, r est la constante massique des gaz parfaits pour l'air, p et T sont la pression et la température du fluide en amont et R est le rapport entre les pressions aval et amont. Le rapport de pression R est limité par le rapport de pression critique (3.7) :

$$R_{crit} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{3.7}$$

L'état du fluide dans chacun des espaces de travail est décrit au moyen de l'équation du bilan massique (3.8), de l'équation d'énergie (3.9) et de l'équation d'état pour un gaz parfait (3.10).

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{adm} - \dot{m}_{ech} \tag{3.8}$$

où m est la masse instantanée du fluide dans le cylindre, $\dot{m}_{adm}$ le débit massique à travers la soupape d'admission et $\dot{m}_{ech}$ le débit massique à travers la soupape d'échappement.

$$m\frac{du}{dt} + u\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{adm}\, h_{adm} - \dot{m}_{ech}\, h_{ech} - p\frac{dV}{dt} \tag{3.9}$$

où u et h sont respectivement l'énergie interne et l'enthalpie par unité de masse. Dans l'équation d'énergie (3.9), il n'y a pas de terme de transfert de chaleur car les processus dans les cylindres sont supposés être adiabatiques.

$$p = \rho\, r\, T \tag{3.10}$$

où ρ est la masse volumique du fluide.

3.2.2.4 Le moteur entier

Afin de simuler le moteur, une valeur initiale de la pression dans le réchauffeur (H) est d'abord supposée. Compte tenu de cette pression, les variables instantanées telles que $m, p, T, \dot{m}_{adm}, \dot{m}_{ech}$ des cylindres de compression et de détente peuvent être déterminées. La pression dans le dispositif de chauffage est ensuite ajustée jusqu'à ce que le débit massique moyen du cycle du cylindre de détente soit égal au débit massique moyen du cycle du cylindre de compression.

Les performances moyennées sur le cycle de l'ensemble du moteur sont alors faciles à calculer, compte tenu de l'efficacité ε_R de l'échangeur récupérateur de chaleur (R).

3.2.2.5 Le couple instantané

La force instantanée sur le piston solide dans chaque tube (compression et détente) résulte de la force due à la pression du fluide de travail, de la force due à la gravité, de la force due à l'inertie du liquide et de la force de frottement du liquide sur la paroi du tube (3.11).

$$F_{piston} = F_{pression} + F_{gravité} + F_{inertie} + F_{frottement} \tag{3.11}$$

La force est supposée positive si elle a tendance à pousser le piston solide vers la droite. La pression dans le cylindre droit de détente ou de compression peut être calculée à partir de la valeur de la pression dans le cylindre gauche selon (3.12), car les colonnes sont déphasées de 2π :

$$p_{droit}(\theta) = p_{gauche}(2\pi - \theta) \tag{3.12}$$

La force due à la pression est obtenue par :

$$F_{pression} = \frac{\pi D^2}{4}(p_{gauche} - p_{droit}) \tag{3.13}$$

La force due à la gravité est donnée par l'équation (3.14) :

$$F_{gravité} = \frac{\pi D^2}{4} 2\, \rho_l g(x - l) \tag{3.14}$$

où ρ_l est la densité du liquide et g est l'accélération de la gravité. La force due à l'inertie du liquide dans le tube est donnée par l'équation (3.15) :

$$F_{inertie} = \frac{\pi D^2}{4} 2\, \rho_l (h_0 + l_0)\, \omega^2\, \frac{d^2x}{d\theta^2} \tag{3.15}$$

où h_0 est la hauteur de la colonne de liquide à l'équilibre et l_0 est la moitié de la longueur horizontale du tube *Figure 3.1*.

Le frottement du liquide sur la paroi du cylindre est pris en compte à l'aide d'un facteur de frottement λ_f donné par la loi de Blasius (3.16) :

$$\lambda_f = 0.3164\, {R_e}^{-0.25} \tag{3.16}$$

où R_e est le nombre de Reynolds du liquide, calculé à partir de la vitesse instantanée du piston.

La perte de pression singulière due au coude du tube est prise en compte en considérant une longueur de tube droit équivalente (3.17) :

$$L_{éq,coude} = 4D \tag{3.17}$$

La longueur de frottement totale équivalente est donnée par (3.18) :

$$L_{totale} = 2\big(l_0 + h_0 + L_{éq,coude}\big) \tag{3.18}$$

La force de frottement est alors obtenue par (3.19) :

$$F_{frottement} = \frac{\pi D^2}{4} \lambda_f\, \rho_l \frac{L_{tot}}{D}\, \omega^2 \left|\frac{dx}{d\theta}\right| \frac{dx}{d\theta} \tag{3.19}$$

La force totale sur un piston solide est donc donnée par l'équation (3.20) :

$$F_{piston} = \frac{\pi D^2}{4}\left[\big(p_{gauche} - p_{droit}\big) + 2\, \rho_l\, g(x - l) + 2\, \rho_l (h_0 + l_0)\omega^2 \frac{d^2x}{d\theta^2} + \lambda_f\, \rho_l \frac{L_{tot}}{D} \omega^2 \left|\frac{dx}{d\theta}\right| \frac{dx}{d\theta}\right] \tag{3.20}$$

La fréquence propre d'une colonne en forme de U est obtenue en annulant les forces de pression et de frottement et la force exercée sur le piston dans l'équation (3.20). Cela conduit à l'équation (3.21) :

$$0 = g(x - l) + (h_0 + l_0)\, \omega^2 \frac{d^2x}{d\theta^2} \tag{3.21}$$

Considérant un mouvement purement harmonique, ceci conduit à la fréquence propre bien connue d'une colonne de liquide oscillant dans un tube en U (3.22) :

$$2\pi f_0 = \omega_0 = \sqrt{\frac{g}{h_0 + l_0}} \tag{3.22}$$

La force totale exercée sur la bielle du piston résulte de la force exercée sur le piston solide dans le tube de compression et de la force exercée sur le piston solide dans le tube de détente (3.23) :

$$F_{tot} = F_{piston,comp} + F_{piston,dét} \tag{3.23}$$

Le couple instantané sur l'arbre mécanique peut être déduit par l'équation (3.24) :

$$C = -F_{tot}\frac{dx}{d\theta} \tag{3.24}$$

Le couple est négatif s'il résiste et positif si le moteur entraîne le volant.

3.3 Résultats de la modélisation intracycle

3.3.1 Le moteur modélisé

Les principales caractéristiques du moteur modélisé sont présentées dans le *Tableau 3.1*. Pour ce qui est des espaces de détente, ces données correspondent à celles du prototype qui a été construit dans le cadre de ce travail. Les soupapes des espaces de détente de ce prototype sont pilotées électroniquement, de telle sorte que différentes lois de commande peuvent être testées, y compris celle qui correspond à un cycle de Joule classique. Le volume balayé pour le cylindre de compression vaut $V_{C,comp}$= 4 10^{-3} m^3 dans chaque partie du tube en U (gauche et droite) tandis que le volume balayé du cylindre de détente est $V_{E,det}$= 6 10^{-3} m^3 dans chaque partie du tube en U.

Afin d'avoir la même fréquence naturelle des pistons liquides dans les tubes en U de compression et de détente, on considère une hauteur de colonne de liquide d'équilibre h_0 et une demi-longueur de tube U horizontale l_0 identiques pour le côté compresseur et le côté détendeur. Les données géométriques présentées dans le *Tableau 3.1* conduisent à une

fréquence propre de l'oscillation des colonnes de liquide de f_0= 0,63 Hz ce qui correspond à une vitesse de rotation de 37,8 tr/min.

Données géométriques	
Rayon de la manivelle, a	0,125 m
Longueur de la bielle, l	0,5 m
Diamètre du tube, côté compression, D_{comp}	0,143 m
Diamètre du tube, côté détente, D_{det}	0,175 m
Volume mort relatif, côté compression, $V_{d,comp}$	0,4
Volume mort relatif, côté détente, $V_{d,det}$	0,4
Hauteur d'équilibre de la colonne, compression, $h_{0,comp}$	0,225 m
Longueur horizontale du tube, côté compression, $l_{0,comp}$	0,4 m
Hauteur d'équilibre de la colonne, côté détente, $h_{0,det}$	0,225 m
Longueur horizontale du tube, côté détente, $l_{0,det}$	0,4 m
Données opérationnelles	
Fluide de travail	air
Fluide des pistons liquides	eau
Efficacité du récupérateur de chaleur ε_R	0,85
Température d'admission compresseur, T_k	300 K
Température d'admission détente, T_h	633,15 K
Pression d'admission compresseur, p_k	10^5 Pa
Pression de refoulement détente, p_{rk}	10^5 Pa
Réglage des soupapes côté compression	
Ouverture soupape d'admission (OAC)	80°
Fermeture soupape d'admission (FAC)	180°
Ouverture soupape échappement (OEC)	304°
Fermeture soupape échappement (FEC)	362°
Réglage des soupapes côté détente	
Ouverture soupape d'admission (OAD)	1°
Fermeture soupape d'admission (FAD)	60°
Ouverture soupape échappement (OED)	167°
Fermeture soupape échappement (FED)	290°

Tableau 3.1- Caractéristiques du moteur à simuler

Le calage des soupapes est supposé identique pour chaque vitesse de rotation considérée dans l'étude. Ceci conduit à des valeurs légèrement différentes de la pression dans le réchauffeur et des résultats du cycle thermodynamique lorsque la vitesse de rotation varie. Le calage des soupapes des espaces de détente considéré ici est celui qui permet d'approcher le mieux un cycle de Joule « classique ».

Le système est conçu pour avoir une pression maximum p_h de 3 10^5 Pa environ dans le réchauffeur, car cela a été considéré comme un bon compromis entre la taille du moteur et les performances du moteur pour un moteur Ericsson à cycle de Joule « classique » [19], et que ceci est confirmé par les résultats obtenus dans le présent travail pour les différentes lois de commande des soupapes du cylindre de détente considérées.

Le modèle développé dans le chapitre précédent est implémenté dans le langage MATLAB® pour l'informatique technique. Il fonctionne sur un ordinateur portable et les résultats sont obtenus en quelques secondes.

3.3.2 Résultats thermodynamiques

Les résultats présentés dans cette section sont obtenus pour une vitesse de rotation de 37,8 tr/min, correspondant à la fréquence propre d'oscillation des colonnes de liquide, f_0= 0,63 Hz.

La *Figure 3.2* présente le diagramme indicateur (pression-volume) du cylindre de compression du moteur modélisé. Les instants d'ouverture et de fermeture des soupapes sont indiqués. Le diagramme indicateur du compresseur est parcouru dans le sens antihoraire, ce qui signifie qu'un travail mécanique doit être fourni au fluide de travail par le piston liquide.

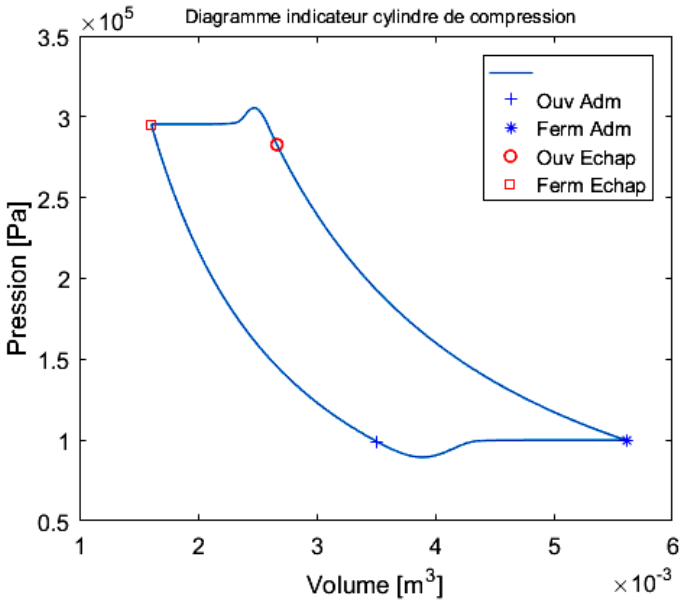

Figure 3.2- Diagramme indicateur du cylindre de compression

La *Figure 3.3* présente le diagramme indicateur (pression-volume) du cylindre de détente du moteur modélisé. Les instants d'ouverture et de fermeture des soupapes sont indiqués. Le diagramme indicateur du détendeur est parcouru dans le sens des aiguilles d'une montre (horaire), ce qui signifie qu'un travail mécanique est fourni aux pistons liquides par le fluide de travail.

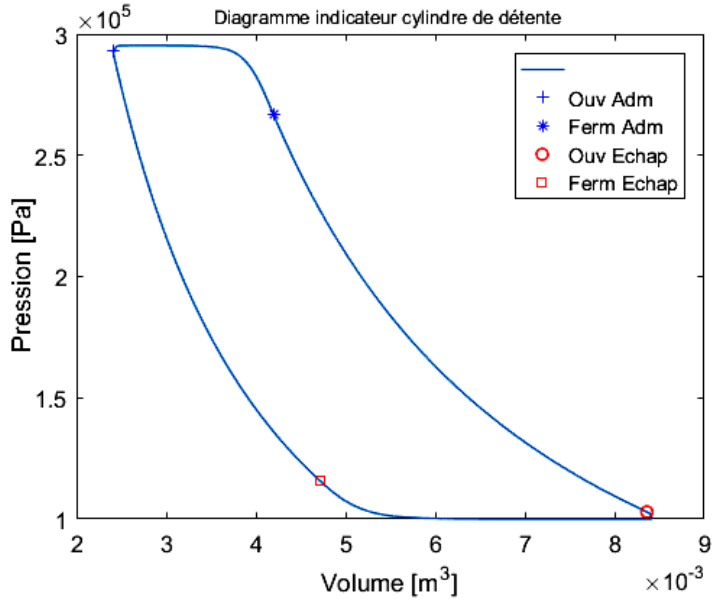

Figure 3.3- Diagramme indicateur du cylindre de détente

La *Figure 3.4* présente l'évolution du débit massique instantané du fluide de travail à travers les soupapes d'admission et d'échappement des espaces de compression.

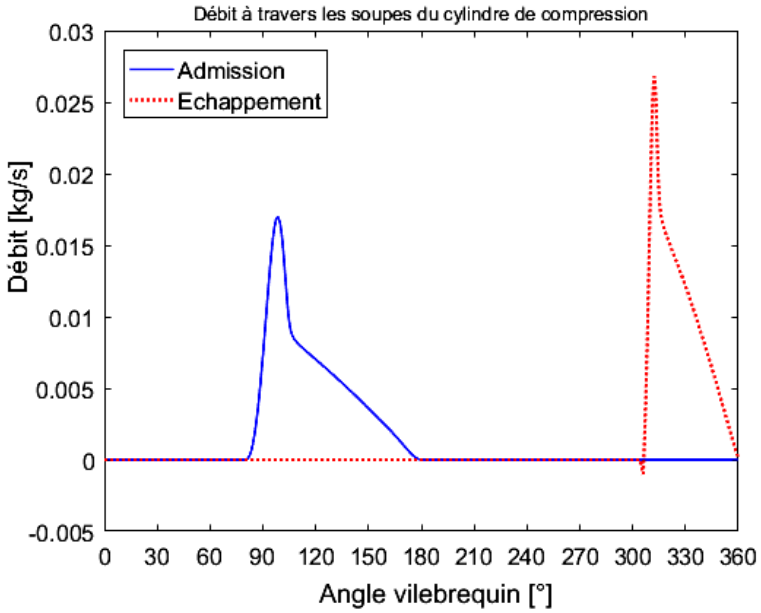

Figure 3.4- Débit massique à travers les soupapes du cylindre de compression

La *Figure 3.5* présente l'évolution du débit massique instantané du fluide de travail à travers les soupapes d'admission et d'échappement des espaces de détente.

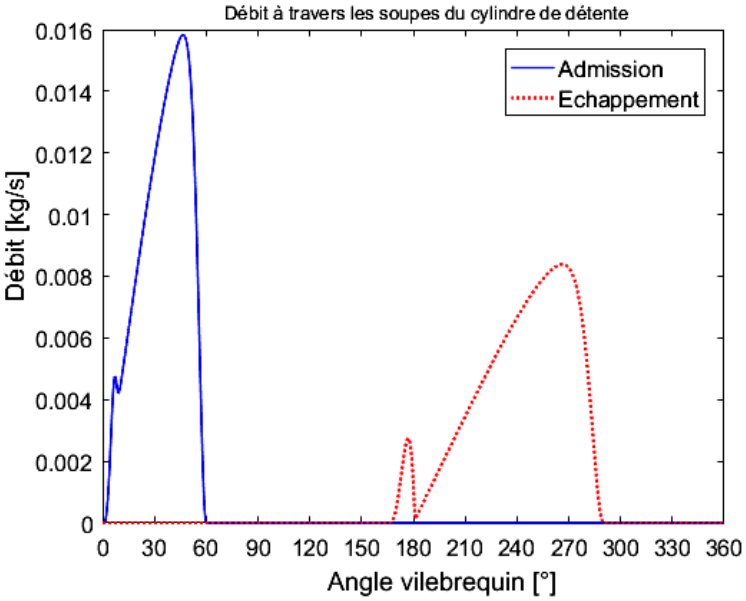

Figure 3.5- Débit massique à travers les soupapes du cylindre de détente

La *Figure 3.6* présente le diagramme entropique du cycle. Il s'agit du diagramme cyclique habituel de Joule, car le moteur est supposé fonctionner avec deux processus isentropiques (compression k-cr et détente h-er) et deux processus isobares (écoulement à travers l'échangeur récupérateur de chaleur cr-rh et le réchauffeur rh-h à la pression p_h et à travers la récupération de chaleur er-rk et l'échappement rk-k à la pression atmosphérique p_k.

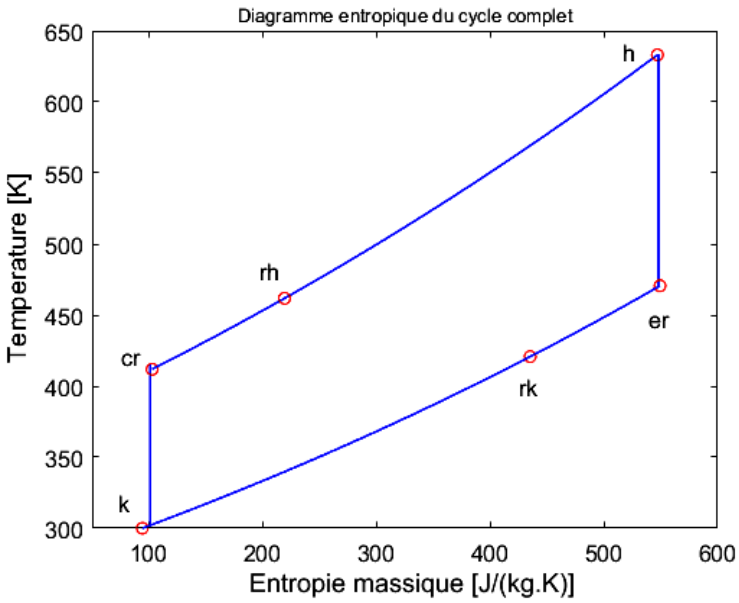

Figure 3.6- Diagramme entropique du cycle complet

Le *Tableau 3.2* présente les propriétés thermodynamiques du fluide de travail aux différents endroits du moteur.

	T (K)	*p* (Pa)	*h* (kJ/kg)
k	300,0	10^5	26,94
cr	411,9	2,95 10^5	139,8
rh	461,8	2,95 10^5	190,6
h	633,2	2,95 10^5	368,8
er	470,6	10^5	199,6
rk	420,8	10^5	148,8

Tableau 3.2- Propriétés thermodynamiques du fluide de travail dans le cycle.

Le *Tableau 3.3* présente les performances globales du cycle d'un moteur élémentaire. Les valeurs de puissances et de débits massiques doivent être multipliées par un facteur 2 pour l'ensemble du moteur.

$\dot{W}_{ind,comp}$	$\lvert\dot{W}_{ind,det}\rvert$	$\lvert\dot{W}_{ind,net}\rvert$	$\dot{Q}_H$	$\dot{m}$	η_{th}
174,3 W	260,5 W	86,2 W	274,8 W	1,542 g/s	0,3137

Tableau 3.3- Performances thermodynamiques du cycle (un moteur élémentaire).

3.3.3 Forces sur les pistons solides

La *Figure 3.7* présente les forces instantanées sur le piston solide dans les espaces de compression à la vitesse de rotation correspondant à la fréquence propre d'oscillation des colonnes de liquide. On peut constater que les forces dues à la pression du fluide de travail relation (3.13) sont de loin les plus importantes. Les forces de gravité relation (3.14) et d'inertie relation (3.15) sont faibles et s'annulent puisque la vitesse de rotation correspond à la fréquence propre. La force de frottement relation (3.19) du liquide sur le tube est négligeable car la vitesse instantanée des colonnes de liquide est très faible.

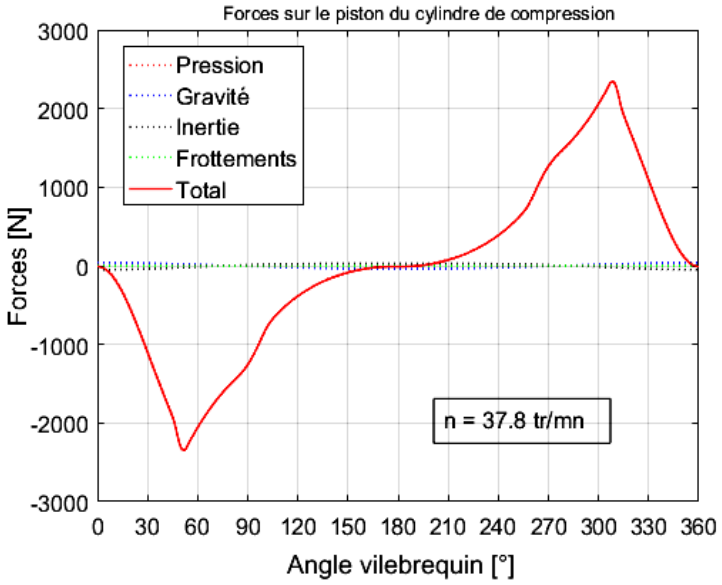

Figure 3.7- Forces sur le piston solide du cylindre de compression pour une vitesse de rotation égale à la fréquence naturelle

La *Figure 3.8* présente les forces instantanées sur le piston solide dans les espaces de détente à la vitesse de rotation correspondant à la fréquence propre d'oscillation de la colonne de liquide. On peut faire les mêmes constatations que pour la compression : les forces dues à la pression du fluide de travail sont de loin les plus importantes. Les forces de gravité et d'inertie sont faibles et s'annulent puisque la vitesse de rotation correspond à la fréquence propre. La force de frottement du liquide sur le tube est négligeable car la vitesse instantanée des colonnes de liquide est très faible.

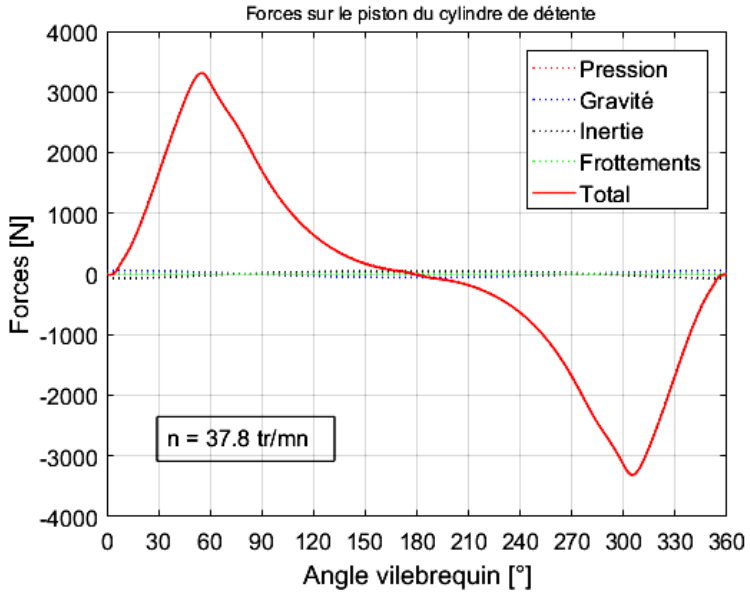

Figure 3.8- Forces sur le piston solide du cylindre de détente pour une vitesse de rotation égale à la fréquence naturelle

La *Figure 3.9* présente le couple instantané sur l'arbre. On peut voir que le couple est toujours positif (couple moteur) mais varie de zéro à sa valeur maximale deux fois par cycle.

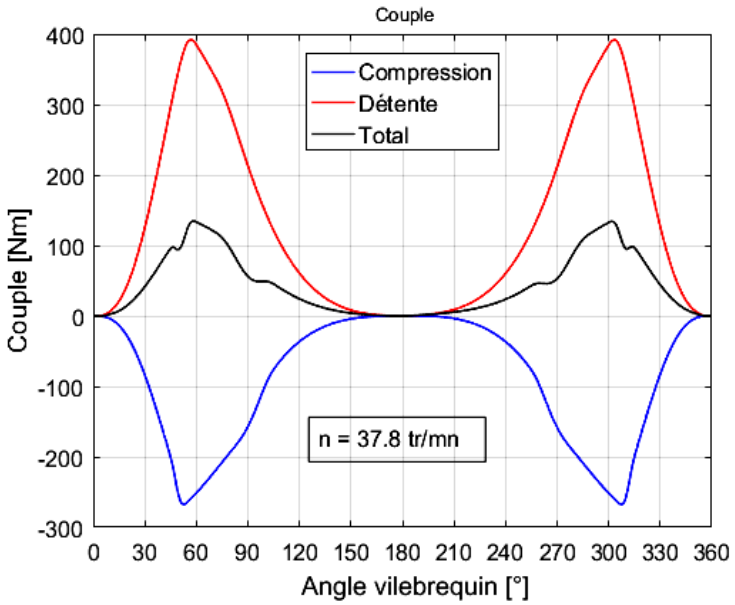

Figure 3.9- Couples pour une vitesse de rotation égale à la fréquence naturelle

La *Figure 3.10* présente les forces instantanées sur le piston solide dans les espaces de compression à la vitesse de rotation correspondant à deux fois la fréquence naturelle d'oscillation de la colonne de liquide. On peut constater que les forces d'inertie commencent à croître, tandis que la gravité et la force de frottement sont encore négligeables.

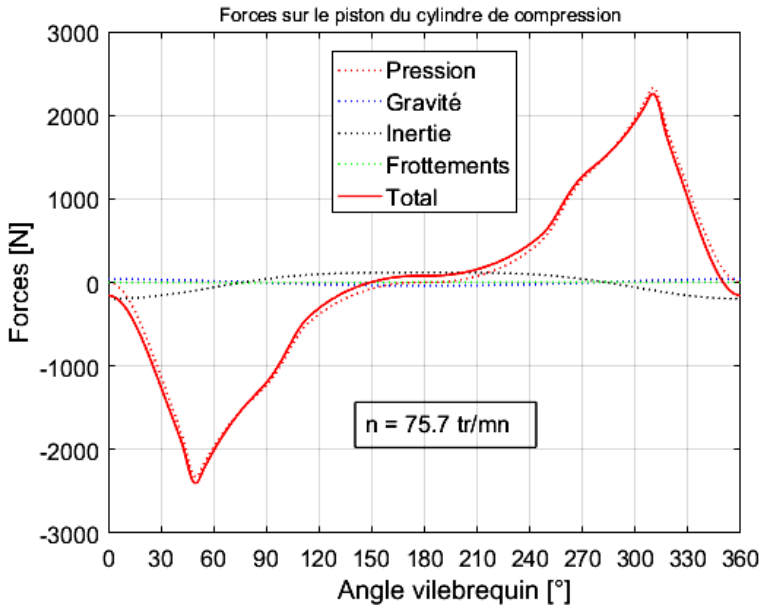

Figure 3.10- Forces sur le piston solide du cylindre de compression pour une vitesse de rotation égale à deux fois la fréquence naturelle

La *Figure 3.11* présente les forces instantanées sur le piston solide dans les espaces de détente à la vitesse de rotation correspondant à deux fois la fréquence naturelle d'oscillation de la colonne de liquide. On peut également constater que les forces d'inertie commencent à croître, tandis que la gravité et la force de frottement sont encore négligeables.

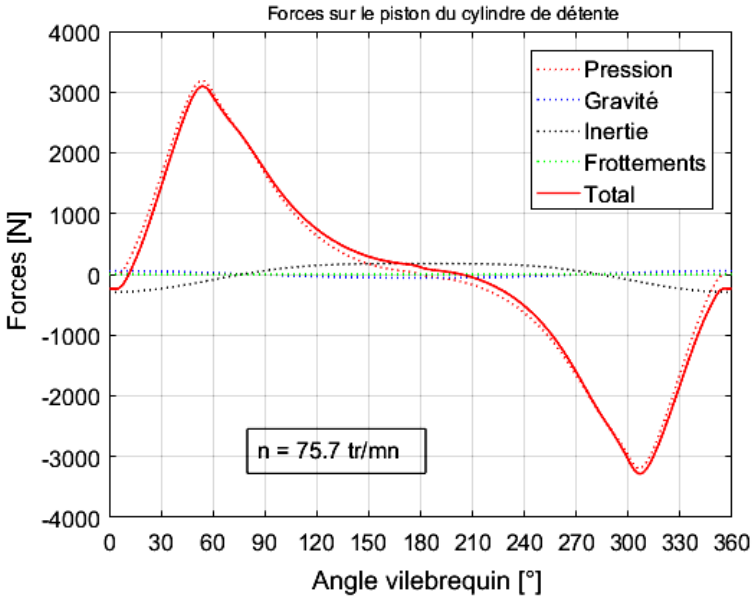

Figure 3.11- Forces sur le piston solide du cylindre de détente pour une vitesse de rotation égale deux fois la fréquence naturelle

La *Figure 3.12* présente le couple instantané correspondant sur l'arbre. On peut voir qu'en raison de l'importance croissante des forces d'inertie, le couple est légèrement négatif (couple résistant) deux fois par cycle. La présence d'un volant d'inertie est donc indispensable au fonctionnement du système.

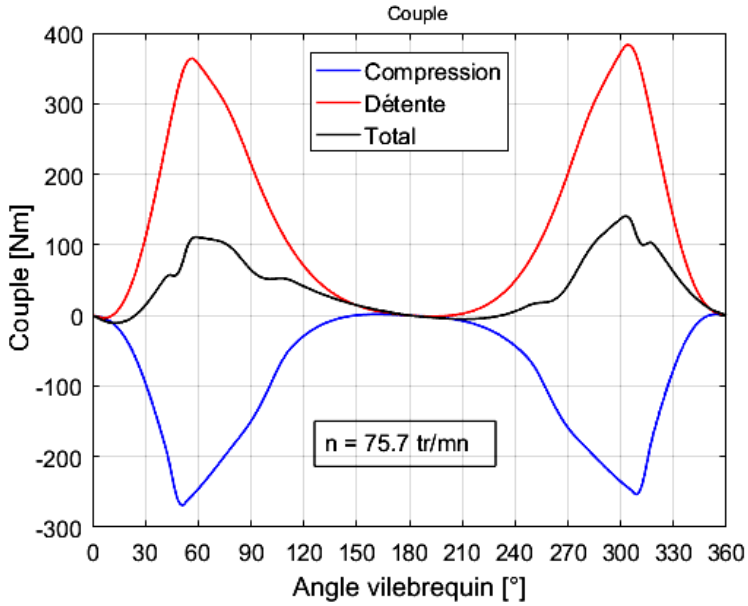

Figure 3.12- Couples pour une vitesse de rotation égale deux fois la fréquence naturelle

La *Figure 3.13* présente les forces instantanées sur le piston solide dans les espaces de compression à la vitesse de rotation correspondant à cinq fois la fréquence naturelle d'oscillation de la colonne de liquide. On peut voir que les forces d'inertie sont beaucoup plus grandes, du même ordre de grandeur que les forces de pression, tandis que la gravité et la force de frottement sont encore négligeables.

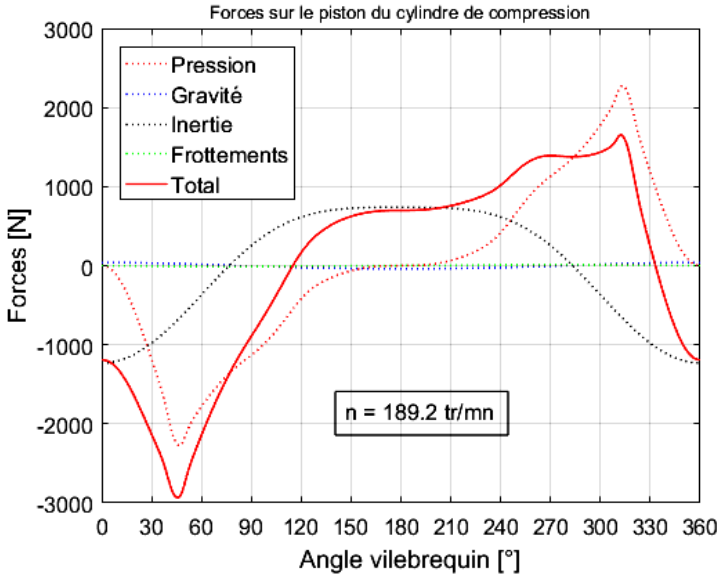

Figure 3.13- Forces sur le piston solide du cylindre de compression pour une vitesse de rotation égale cinq fois la fréquence naturelle

De même, la *Figure 3.14* présente les forces instantanées sur le piston solide dans les espaces de détente à la vitesse de rotation correspondant à cinq fois la fréquence naturelle d'oscillation de la colonne de liquide. On peut également y voir que les forces d'inertie sont beaucoup plus grandes, du même ordre de grandeur que les forces de pression, tandis que la gravité et la force de frottement sont encore négligeables.

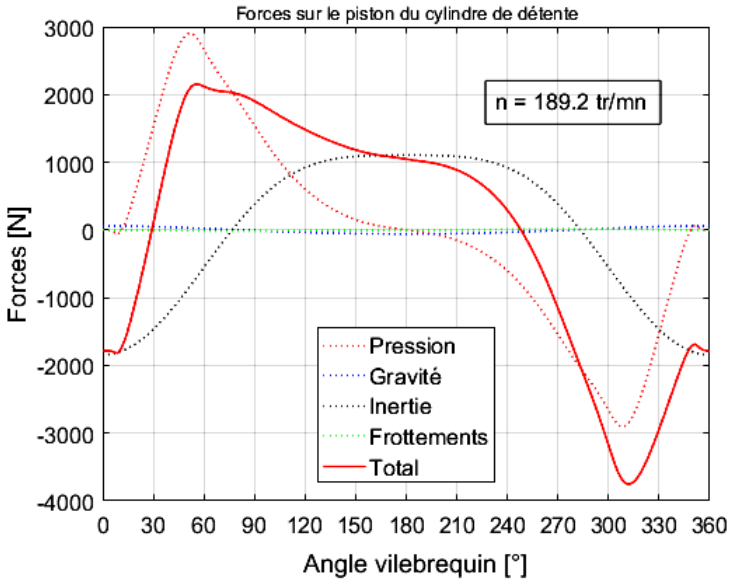

Figure 3.14- Forces sur le piston solide du cylindre de détente pour une vitesse de rotation égale cinq fois la fréquence naturelle

La *Figure 3.15* présente le couple instantané correspondant sur l'arbre. On peut voir que, du fait de l'importance des forces d'inertie, le couple subit de très grandes valeurs négatives (couple résistant) deux fois par cycle, ce qui est techniquement inacceptable.

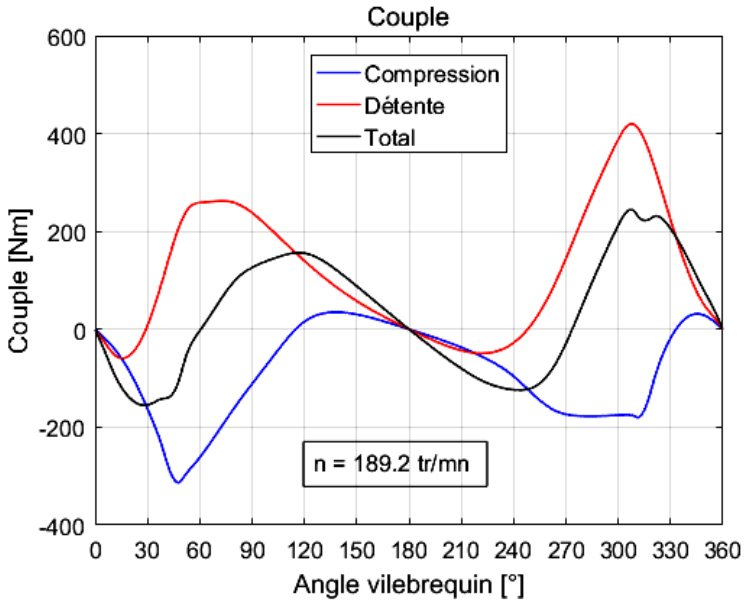

Figure 3.15- Couples pour une vitesse de rotation égale cinq fois la fréquence naturelle

Le *Tableau 3.4* présente les valeurs des couples moyennés sur un cycle dues au piston solide du cylindre de compression, celles dues au piston solide du cylindre de détente et le couple moyen résultant. On peut voir que le couple résultant diminue à mesure que la vitesse de rotation augmente. La puissance indiquée et la puissance à l'arbre sont également présentées. La différence entre la puissance indiquée et la puissance à l'arbre est due à la puissance dissipée par le frottement du liquide sur les parois du tube. On peut voir que la puissance dissipée par frottement est négligeable à basse fréquence alors qu'elle représente environ 4% de la puissance indiquée à cinq fois la fréquence naturelle des colonnes liquides.

n (tr/mn)	37.83	75.67	189.2
C_{comp} (Nm)	-88,00	-87,57	-85,36
C_{det} (Nm)	131,5	127,4	116,0
C_{tot} (Nm)	43,46	39,81	30,65
$\left\|\dot{W}_{ind,net}\right\|$ (W)	172,4	317,4	634,0
$\left\|\dot{W}_{arbre}\right\|$ (W)	172,2	315,4	607,0
η_{ind}	0,3137	0,2998	0,2637
η_{global}	0,3133	0,2979	0,2526

Tableau 3.4- Couples moyens de cycle et puissances en fonction de la vitesse de rotation.

3.4 Conclusion

Une configuration innovante d'un moteur à air chaud Ericsson est présentée. On pense que cette configuration est plus facile à construire que les moteurs mécaniques conventionnels et convient à la conversion à petite échelle de la biomasse ou de l'énergie solaire en énergie mécanique ou électrique. Un modèle est développé afin d'évaluer les températures et les pressions instantanées dans les chambres de compression et de détente du moteur et de prédire les forces instantanées sur les tiges de piston et les couples sur l'arbre. Le modèle a été utilisé pour prédire la performance du prototype construit au cours de ce projet, lorsqu'il

fonctionnera en mode « cycle de Joule classique ». On observe que le couple moyen diminue à mesure que la vitesse de rotation augmente et que le couple instantané subit des valeurs négatives très importantes (couple résistant) deux fois par cycle lorsque la vitesse de rotation augmente. Il est donc nécessaire de limiter la vitesse de rotation à celle correspondant à la fréquence propre de l'oscillation des colonnes de liquide. Il peut également être intéressant de coupler le moteur avec un autre qui aurait un déphasage de 90° afin d'obtenir un couple plus doux.

Chapitre 4

Présentation et essai préliminaire de la machine de détente du prototype à air chaud à pistons liquides

4.1 Introduction

Plusieurs études ont montré l'intérêt qu'il y a à développer le moteur Ericsson [7], [8], [12], [19], [22], [38]. Le LaTEP a commencé à travailler sur le moteur Ericsson depuis les années 2000. Le projet de réalisation du premier prototype de moteur Ericsson au LaTEP a commencé avec la thèse de S. Bonnet [15] dont les travaux ont permis d'évaluer les performances énergétiques d'un système de micro-cogénération basé sur un moteur Ericsson. Ces travaux ont ainsi jeté les bases de la réflexion sur la possibilité de couplage d'un moteur Ericsson avec d'autres types de sources de chaleur. C'est ainsi que M. Alaphilippe [12] commence une thèse sur l'étude de la faisabilité du couplage d'un moteur Ericsson avec un concentrateur cylindro-parabolique. Les résultats très encourageants des travaux de thèse de S. Bonnet et M. Alaphilippe, complétés par d'autres travaux [125], ont conduit à la décision de concevoir, réaliser et tester un premier prototype de moteur Ericsson. A. Touré démarre une thèse qui s'inscrit dans cette continuité. La partie "chaude", cylindre de détente qui constitue la partie la plus délicate du projet sera réalisée dans un premier temps. Cette partie a été conçue et construite par l'ingénieur Luc Dando, à partir d'un cahier des charges défini par le LaTEP. Les résultats satisfaisants obtenus au cours des études expérimentales effectuées sur cette partie de la machine ont permis d'ajouter le cylindre de compression et obtenir un moteur complet. Les travaux de M. A. Fula Rojas, donneront lieu à une modélisation thermique, thermodynamique et à l'expérimentation du moteur Ericsson.

Toutefois, il est à noter qu'au fur et à mesure des études expérimentales effectuées sur ce prototype, il a été donné de constater qu'il fait face à des problèmes propres aux moteurs à air chaud ; notamment ceux relatifs à l'étanchéité des cylindres d'une part, et à l'épineux problème de complexité ainsi que de la consommation non négligeable d'énergie mécanique nécessaire pour actionner les soupapes dont est équipé son cylindre de détente d'autre part.

Le projet de réalisation d'un prototype à piston liquide avec les soupapes du cylindre de détente commandées selon la loi III est une réponse aux problèmes évoqués précédemment.

Les problèmes techniques rencontrés au cours des essais du prototype ne nous ont pas donné l'occasion d'effectuer la batterie de mesures telle que souhaitée. Cependant, il a été possible d'effecteur les mesures des pressions à différents points du système : à l'entrée de la cartouche chauffante, dans l'espace de détente A (le cylindre "A"), à l'admission des cylindres "A" et "B", dans l'espace de détente B (cylindre "B") et à l'échappement. Ces essais préliminaires ont été réalisés dans les conditions de fonctionnement à froid du moteur, c'est à dire à température ambiante.

Plusieurs essais ont été effectués avec à chaque fois une consigne d'enregistrement fixée au niveau de la centrale d'acquisition de données à travers l'application "Ericsson motor", de 5000 valeurs instantanées pour chaque pression mesurée, correspondant à 13 cycles. Mais certains essais n'ont pas atteints 13 cycles car ils étaient interrompus aussitôt que le phénomène d'arc-boutement commençait à se manifester. C'est le cas de l'essai qui est présenté dans cette étude, qui a été interrompu au bout de 6 cycles.

4.2 Présentation du prototype

4.2.1 Réalisation du prototype

Dans un premier temps, seule la partie "chaude", cylindre de détente qui constitue la partie la plus délicate du projet a été réalisée. Le prototype de moteur à pistons liquides a été dimensionné et conçu au LaTEP, la réalisation du cylindre de détente a été effectuée dans le cadre de cette thèse au LaTEP. Au cours de ces travaux de réalisation, nous avons bénéficié d'un soutien logistique et technique de l'atelier de mécanique de l'Ecole Nationale Supérieure

en Génie des Technologies Industrielles (ENSGTI) de Pau, de l'atelier de physique de l'Unité de Formation et de Recherche (UFR) Sciences de l'UPPA, de l'atelier mécanique de l'Institut Universitaire de Technologie (IUT) Génie Thermique et Energie de Pau, de prestataires extérieurs pour certaines pièces spécifiques ainsi que de plusieurs fournisseurs.

4.2.2 Description du prototype

Le prototype sera alimenté par un compresseur extérieur, et l'air comprimé introduit dans les espaces de détente sera chauffé préalablement par une cartouche chauffante électrique.

La *Figure 4.1* présente les différents éléments du système. A l'avant plan, sur la paillasse, on aperçoit la cartouche chauffante électrique, qui joue le rôle du réchauffeur H de la *Figure 3.1*. Cette cartouche est montée sur le réservoir de tranquillisation (RA sur la *Figure 3.1*). On aperçoit aussi le moteur constitué de ses deux colonnes de liquide en verre, le sécheur d'air et le dispositif d'acquisition des données.

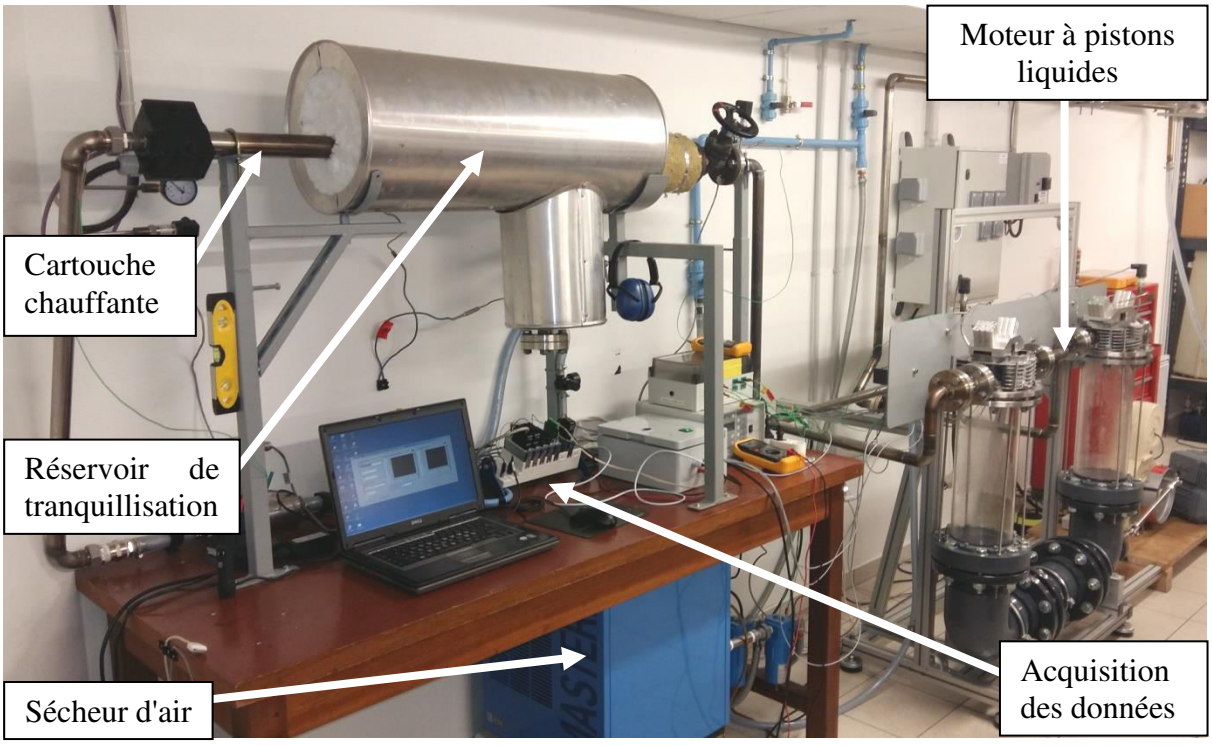

Figure 4.1- Vue générale de l'ensemble du prototype

4.2.3 Caractéristiques du prototype

cylindrée	$6\ 10^{-3}\ m^3$
course	0,250 m
alésage	0,175 m
rayon vilebrequin	0,125 m
longueur de la bielle	0,5 m
pression nominale d'admission du cylindre de détente	300 kPa
température nominale d'admission du cylindre de détente	633,15 K

Tableau 4.1- Caractéristiques de la partie détente du prototype

4.2.4 La partie supérieure du moteur

La *Figure 4.2* présente la partie supérieure du moteur. Pour permettre la visualisation du mouvement des pistons liquides, les parties verticales des colonnes sont réalisées en verre PYREX.

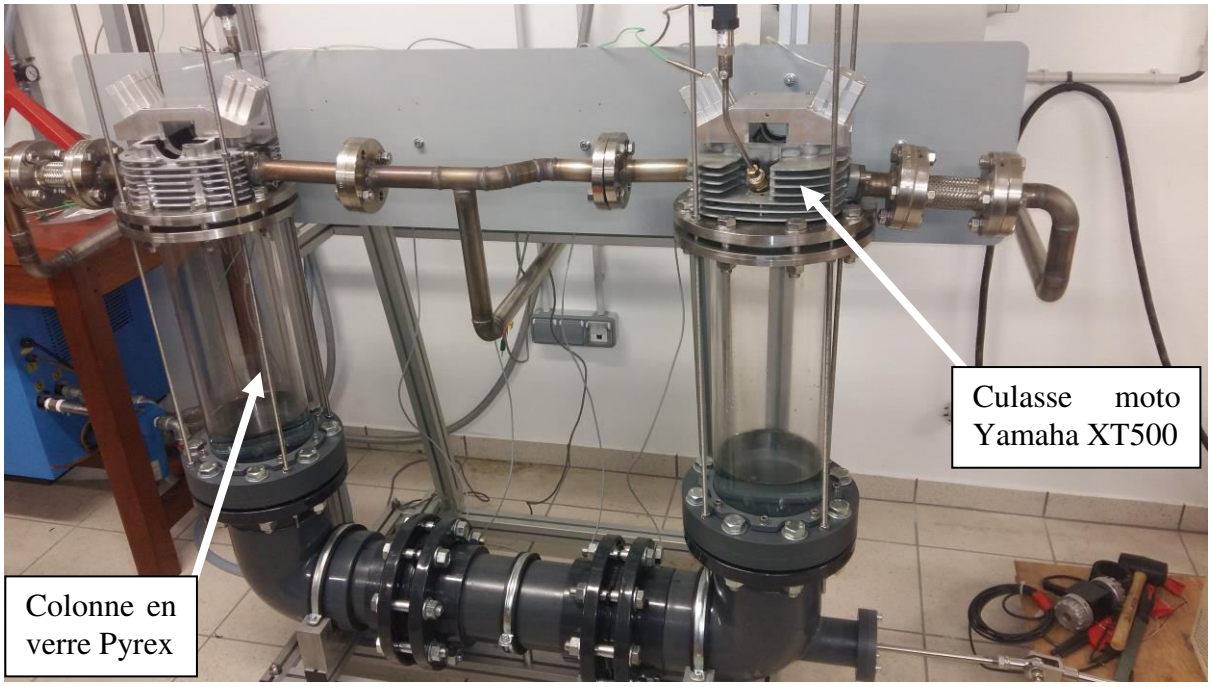

Figure 4.2- Vue de la partie supérieure du prototype

4.2.4.1 Les culasses

Pour des raisons de facilité de conception et de réalisation, et pour permettre plus de souplesse notamment dans l'étude expérimentale de différentes lois de distribution, des culasses commerciales de moteur de motos YAMAHA XT500 seront utilisées pour fermer les espaces de détente. Les soupapes de ces culasses seront raccordées à des vérins pneumatiques commandés par un système de contrôle extérieur, sur la base de la mesure de la position du vilebrequin réalisée par un codeur angulaire. L'emplacement initialement prévu pour la bougie d'allumage sur ces culasses nous permettra d'implanter un capteur de pression instantanée *Figure 4.3*.

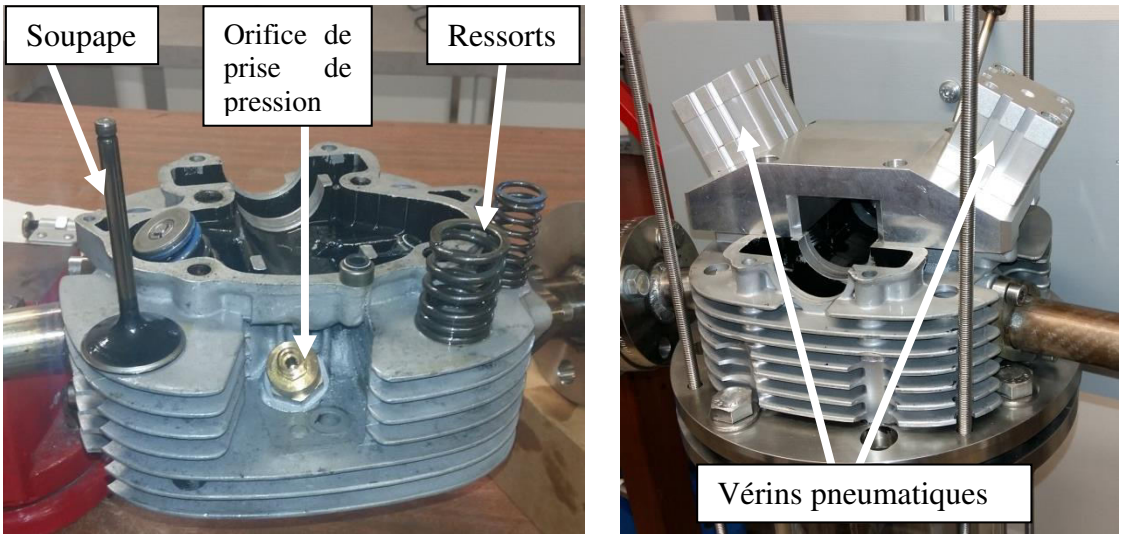

Figure 4.3- Les culasses commerciales de motos YAMAHA XT500

L'alésage des culasses étant inférieur au diamètre du tube Pyrex, l'usinage de brides intercalaires a été nécessaire, comme le montre la *Figure 4.4* afin de rendre possible l'assemblage des éléments de la partie supérieure.

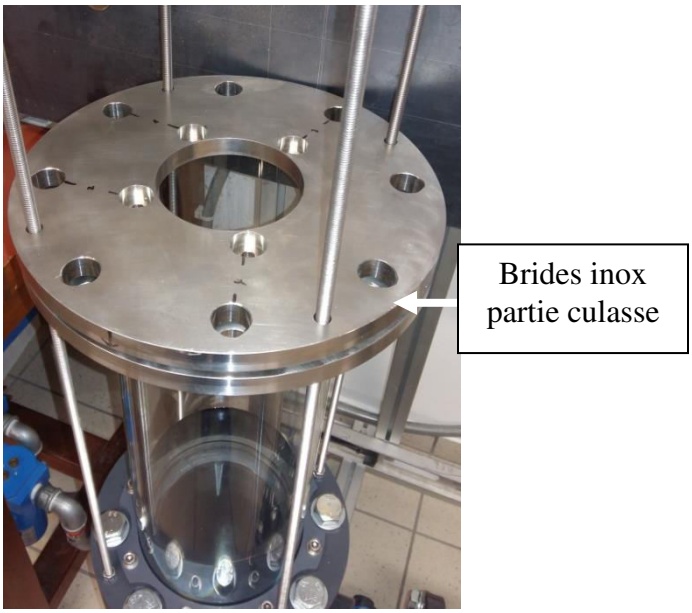

Figure 4.4- Brides en acier inox pour adaptation des culasses

4.2.4.2 Les colonnes de verre en Pyrex (cylindres)

La *Figure 4.5* présente la colonne en verre Pyrex de diamètre extérieur 180 mm, épaisseur 8 mm, longueur 500 mm avec épaulement à la partie supérieure pour permettre son assemblage par brides. Dans une version plus avancée du système, les colonnes pourront plus facilement et plus économiquement être réalisées en matériaux métalliques usuels.

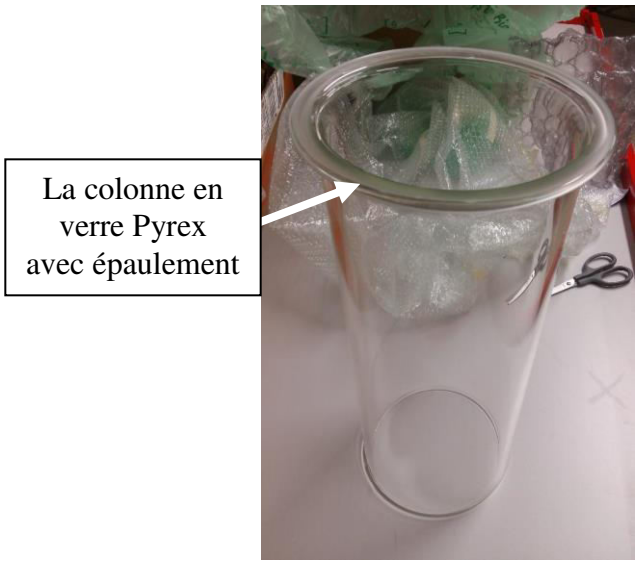

Figure 4.5- Colonne de verre en pyrex

4.2.5 La partie inférieure du moteur

La partie inférieure du moteur en forme de U, est entièrement réalisée en PVC pression PN 10 haute résistance. Cette partie sert de base aux colonnes de liquide. Cette partie du moteur renferme le piston solide à l'intérieur du tube horizontal. La base en U du moteur est constituée d'éléments commerciaux (tubes, brides, …) en PVC, assemblés par des brides PVC et par collage.

4.2.5.1 Dispositif pour l'assemblage Pyrex - PVC

Cet assemblage est l'un des plus délicats du prototype en raison du fait qu'à cet endroit est prévu un "jeu" (espace) entre le Pyrex et le PVC avec pour but de contenir une éventuelle dilatation du Pyrex (*Figure A.1* en annexe).

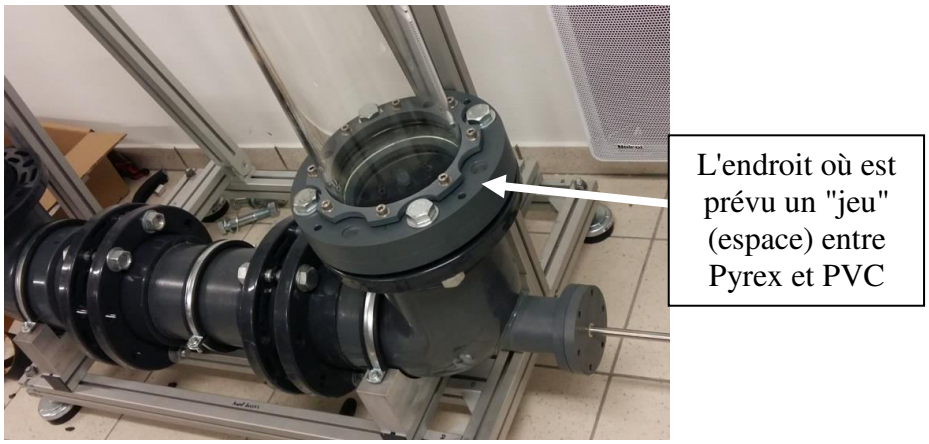

Figure 4.6- Assemblage PVC-Pyrex

4.2.5.2 Le piston solide

La *Figure 4.7* présente le piston solide monté sur son arbre. Le piston est constitué d'un disque en PVC d'épaisseur 2 cm. Le diamètre de ce disque est déterminé de telle sorte qu'il y ait un léger jeu entre le piston et le tube. Le piston est fixé à l'arbre grâce à deux colliers à mâchoires en inox qui le bloquent de part et d'autre. Une rainure de profondeur 3 mm, d'épaisseur 3 mm est créée sur tout le contour du piston solide au milieu de son épaisseur pour servir de loge de décompression afin de favoriser l'étanchéité.

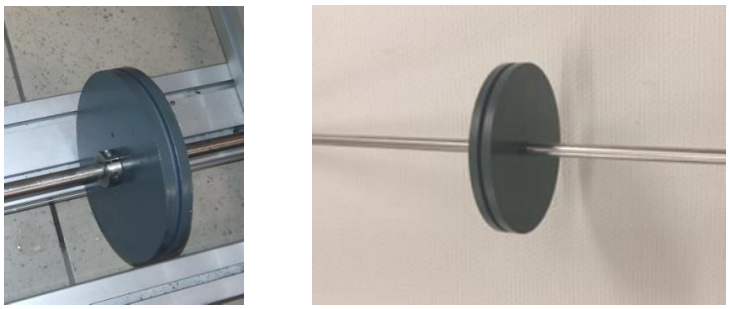

Figure 4.7- Piston solide et sa tige

4.2.5.3 Dispositif d'étanchéité sortie arbre

La *Figure 4.8* présente le dispositif d'étanchéité à la sortie de l'arbre de la base en U du moteur en PVC pour son accouplement avec le vilebrequin. On y voit la douille de guidage en polymère à la sortie de l'arbre.

Figure 4.8- Dispositif de guidage et d'étanchéité pour la sortie de l'arbre du piston solide

4.2.5.4 Dispositif de guidage de l'arbre

La *Figure 4.9* présente la base en U du moteur, démontée partiellement. On y voit l'arbre du piston solide dans un de ses deux guidages internes. Ces guidages internes sont au nombre de deux, et ont été réalisés en matériau polymère polylactique PLA grâce à une imprimante 3D. Ils contiennent également une douille de guidage en polymère en leur centre.

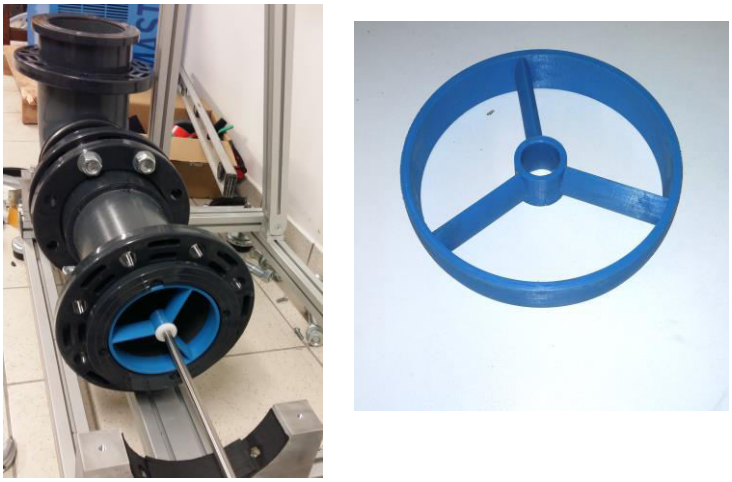

Figure 4.9- Dispositif de guidage de l'arbre

4.2.6 L'embiellage

L'embiellage du moteur est constitué d'une bielle de diamètre 16 mm et de 50 cm de longueur, fixée sur un volant d'inertie de rayon 15 cm.

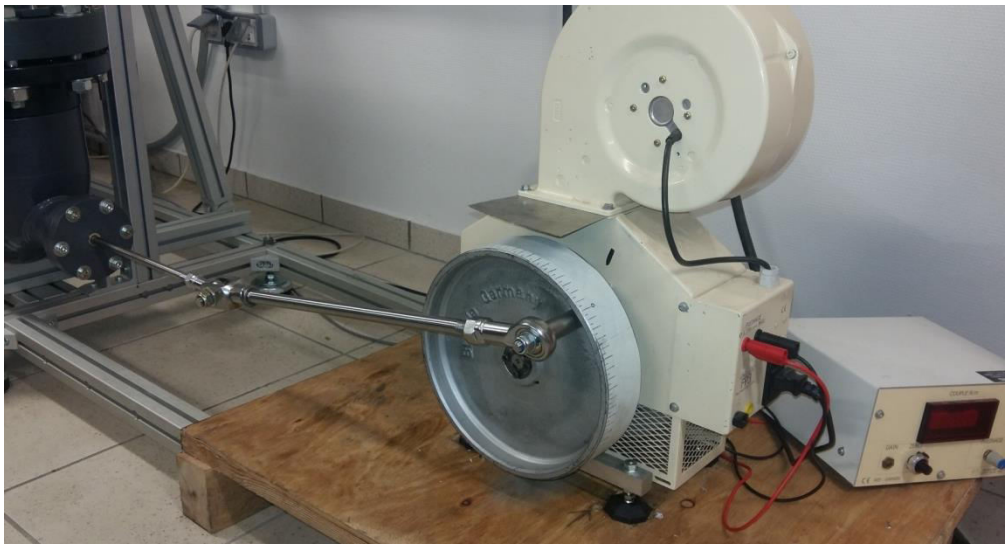

Figure 4.10- Embiellage et volant d'inertie

4.3 Tableau récapitulatif des organes mécaniques du prototype

Désignation et caractéristiques de l'élément ou de la pièce	Localisation	Matériau	Quantité
Culasses moteur pour motos YAMAHA XT500, Alésage 87 mm	Parties supérieures des colonnes du moteur	Aluminium	2
Soupapes d'admission, réf. 2J2-12111-01-00	Dans les culasses	Acier	2
Soupapes d'échappement, réf. 5A8-12121-00-00	Dans les culasses	Acier	2
Verre soufflé en tube de diam.ext. 180, ép. 8mm, longueur 500 mm avec épaulement	Colonnes supérieures du moteur	Pyrex	2
Brides libres STD PN10-16, diam.160	Partie inférieure du moteur	PVC-pression	6
Guidage en étoile de l'arbre du moteur, obtenu en impression 3D	Partie inférieure du moteur	Polymère polylactique PLA	2
Arbre du moteur, tube de diam. 12 mm	Partie inférieure du moteur	Acier inox	1
Douilles de guidage	Partie inférieure du moteur	Polymère	3
Coudes, diam.160, STD 90°	Partie inférieure du moteur	PVC-pression	2
Etanchéité sortie arbre	Partie inférieure du moteur	PVC	1
Collets Strie diam.160	Partie inférieure du moteur	PVC-pression	6
Tube ADD, Diam.160x7,7 mm	Partie inférieure du moteur	PVC	1
Piston solide diam.147 mm, ép. 20 mm	Partie inférieure du moteur	PVC	1
Brides spéciales PVC-Pyrex, diam. 285 mm	Entre parties supérieures et inférieures	PVC	2
Brides de diam. 285 mm	Fixation de la culasse et raccordement au Pyrex	Acier inox	4
Supports pour fixation des vérins pneumatiques	Sur la culasse	Aluminium	2
Tiges filetées M8	Servant de tirant pour les parties supérieures et inférieures du moteur	Acier inox	8
Brides diam 33,4 mm	Assemblage du moteur	Acier inox	16

Brides admission	Culasse	Acier inox	2
Brides d'échappement	Culasse	Acier inox	2
Bielle, tube de diam. 16 mm	Embiellage	Acier inox	1
Embout à rotule de diam. 12 mm	Embiellage	Acier inox	1
Chape de diam. 16 mm	Embiellage	Acier inox	1
Embout à rotule de diam. 16 mm	Embiellage	Acier inox	1
Volant d'inertie de diam. 300 mm, de masse 7,20 kg	Embiellage	Acier	1
Supports en sabot	Partie inférieure du moteur	Aluminium	2
Colliers à mâchoires de diam. 12 mm	Blocage du piston solide	Acier inox	2
Tubes et accessoires Norcan	Bâti du moteur	Aluminium	Ens
Joints brides CC Collet PVC Pression D160	Assemblage PVC	Elastomère	4
Joints de culasse, ép. 1,5 mm	Culasse	SUP NGR	2
Joints de Brides inox	Tuyauterie	V01	18
Joints brides inox-verre Pyrex	Culasse	SUP 2400	4
Joints brides admission et échappement, ép. 1,5 mm	Culasse	SUP NGR	4

Tableau 4.2- Synthèse des éléments de la partie détente du moteur à pistons liquides

4.4 Le banc d'essai

4.4.1 Circuit d'air comprimé

Le cylindre de compression n'ayant pas été réalisé dans le cadre de ce travail, la fourniture de l'air comprimé est assurée par un compresseur d'air externe au système. Le circuit d'air est représenté à la *Figure 4.11*. L'air comprimé en provenance du compresseur à air passe par le sécheur d'air (2), dont la fonction est de débarrasser l'air de son humidité, pour protéger le débitmètre (4). Un manodétendeur (3) permet de régler la pression, tandis que le débit est mesuré par un débitmètre massique (4). L'air est porté à une température élevée grâce à une cartouche chauffante électrique (5). Un réservoir tampon collecteur d'air (6) permet d'emmagasiner l'air afin d'assurer un débit constant dans la cartouche chauffante, malgré les pulsations générées en aval par les ouvertures et fermetures des soupapes. La vanne (7) permet le passage ou l'interruption de l'air chaud vers les cylindres. L'air comprimé chaud entre par les soupapes d'admission commandées de chaque espace de détente. Il s'échappe

par les soupapes d'échappement après la détente, à travers la conduite d'échappement. Les soupapes sont commandées au moyen de vérins et distributeurs pneumatiques.

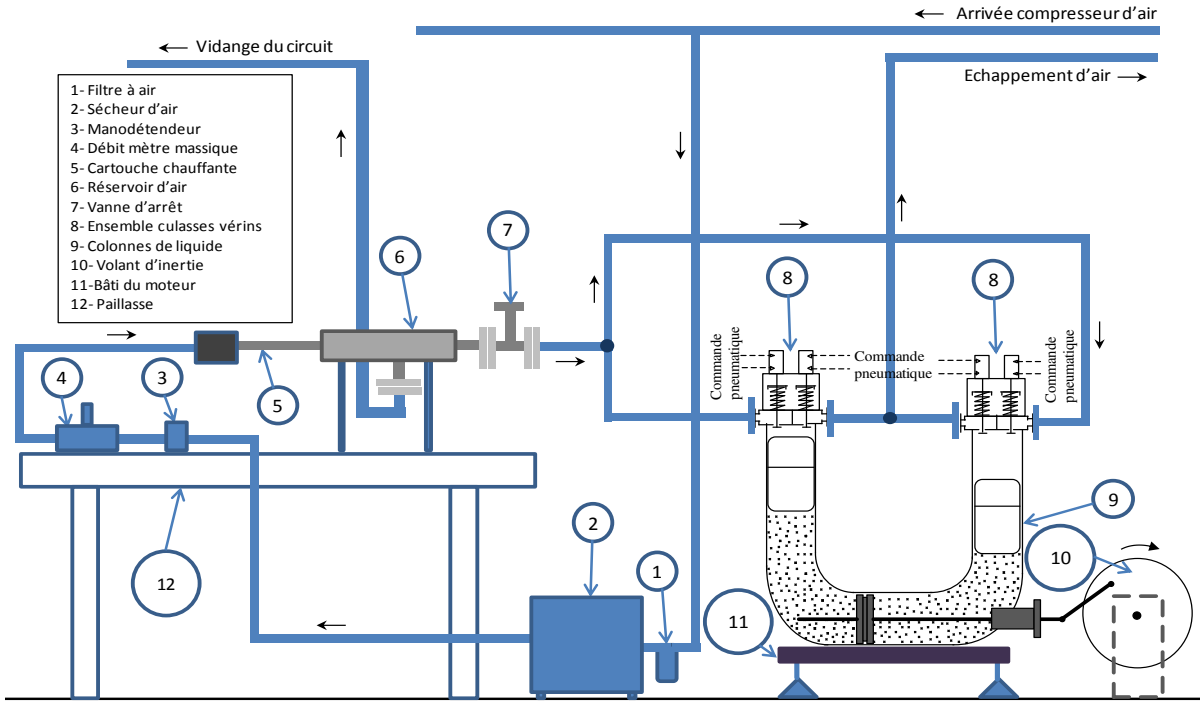

Figure 4.11- Schéma du circuit d'air comprimé

4.4.1.1 Le compresseur d'air

L'air comprimé, utilisé comme fluide de travail et comme fluide d'asservissement pour le prototype en l'absence du cylindre de compression du moteur, est produit par un compresseur d'air de marque Worthington-Creyssensac, Model DNX 550 PRO (*Figure 4.12*).

Figure 4.12- Compresseur d'air

4.4.1.2 Le manodétendeur

Le manodétendeur (*Figure 4.13*) permet le réglage de la pression de l'air comprimé en fonction de son utilisation.

Figure 4.13- Manodétendeur

4.4.1.3 Le débitmètre massique

La mesure du débit d'air est obtenue au moyen d'un débitmètre massique BROOKS instrument, modèle MF53S, 10 g/s, échelle 100 à 1000 l/min, précision de 1l/min de N_2 équivalent (*Figure 4.14*). Le mode de mesure peut être réglé sur le boîtier de commande du débitmètre selon qu'on veut mesurer le débit massique ou la masse accumulée qui traverse l'appareil sur une période de temps donnée.

Figure 4.14- Débitmètre massique

4.4.1.4 Le sécheur d'air

Le sécheur d'air par réfrigération de marque Masteria, model MPE 004, permet de débarrasser l'air comprimé produit par le compresseur de toute humidité qu'il peut contenir (*Figure 4.15*).

Figure 4.15- Sécheur d'air

4.4.1.5 La cartouche chauffante et le collecteur

La cartouche chauffante (*Figure 4.16*) Osram Sylvania modèle SureHeat JET 074719, d'une puissance de 8 kW, permet de chauffer l'air comprimé, jusqu'à la température de 633.15 K, température nominale d'admission d'air dans les cylindres d'après le dimensionnement du prototype. La cartouche est directement raccordée à un réservoir d'air ou collecteur qui assure l'accumulation et la régulation du débit d'air.

Figure 4.16- Cartouche chauffante et le collecteur

4.4.1.6 Les distributeurs et vérins pneumatiques

Les soupapes du moteur sont commandées par des distributeurs 3/2 à commande rapide 1/4", modèle MHE4-MS1H3/2G14K, de marque Festo et des vérins pneumatiques simple effet, modèle AEN-40-8APA-S6 de marque Festo (*Figure 4.17*).

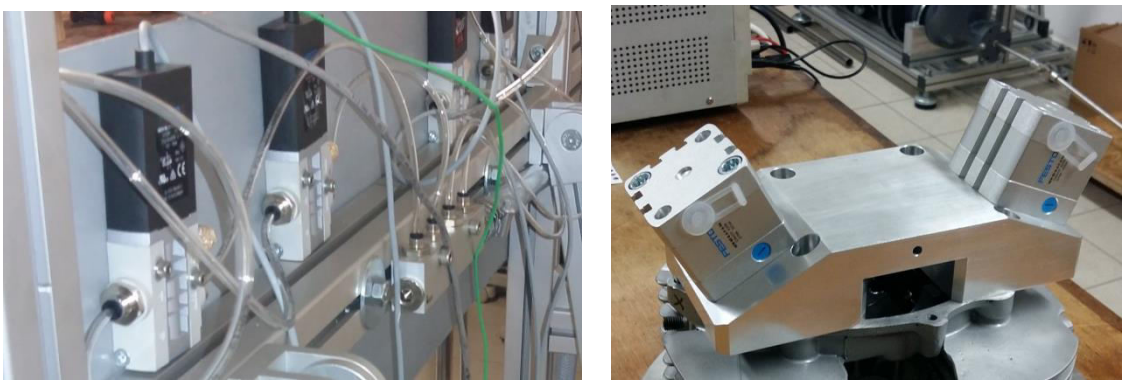

Figure 4.17- Distributeurs et vérins pneumatiques

4.4.2 La mesure du couple et de l'angle de rotation

Un frein à poudre (*Figure 4.18*) modèle FP332, de marque Langlois, de puissance 3kW permet de créer un couple résistant à celui fourni à l'arbre du moteur. Un capteur de couple, modèle Sensel Measurement SM50U permet d'obtenir la mesure instantanée du couple. Dans le cas du prototype, le frein à poudre porte le volant d'inertie sur une extrémité. Sur l'autre extrémité est raccordé un codeur angulaire incrémental, modèle Baumer GI355, qui permet d'avoir la position angulaire instantanée du volant au cours de sa rotation. Ce codeur est raccordé à la centrale d'acquisition de données. C'est son signal qui déclenche l'acquisition des différentes mesures par la centrale tous les degrés de vilebrequin et qui alimente le coffret de commande des soupapes.

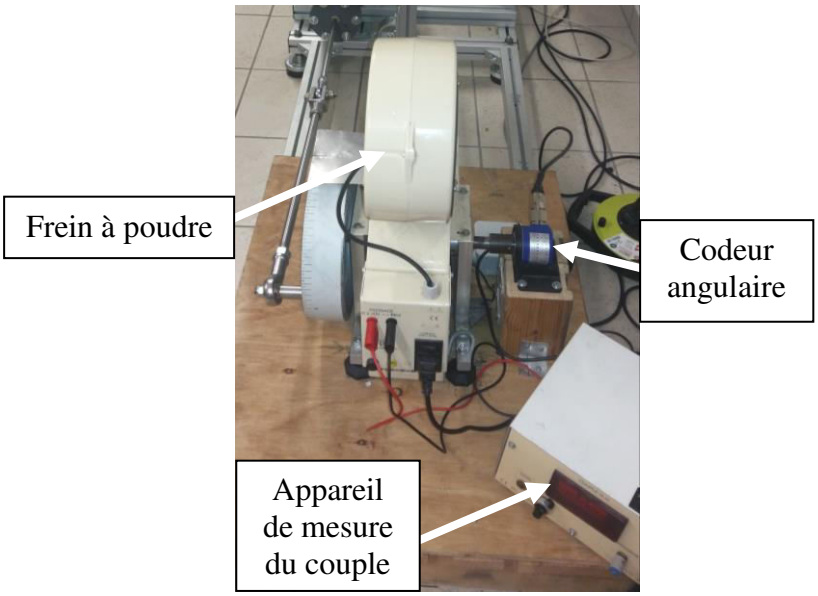

Figure 4.18- Frein à poudre et codeur angulaire

4.4.3 Coffret d'alimentation et de régulation de la cartouche chauffante

L'armoire de commande (*Figure 4.19*) modèle SureHeat Jet Control Part 074722 de marque Sylvania permet à la fois d'alimenter la cartouche électrique mais aussi de réguler la température. La cartouche possède deux thermocouples reliés à l'armoire, le premier sert à la régulation et le second à la sécurité du système.

Figure 4.19- Coffret d'alimentation et de régulation de la cartouche chauffante

4.5 Le système d'acquisition de données

Le banc d'essai (*Figure 4.20*) est équipé de capteurs de température thermocouple de type K, de capteurs de pression Keller-Druk PR23S y 23SY. Il est à noter que la mesure de la pression instantanée dans chaque espace de détente est obtenue au moyen de capteurs de pression raccordés à l'emplacement initialement prévu pour les bougies de ces culasses. Les données de température, pression, position, et couple sont enregistrées via une centrale d'acquisition de marque National Instrument à châssis modulaire NI cDAQ 9172 (*Figure 4.22*), connecté à un ordinateur DELL Latitude D830 par le port USB. La centrale est commandée par le programme « Ericsson motor » développé par l'ingénieur Eric Normandin.

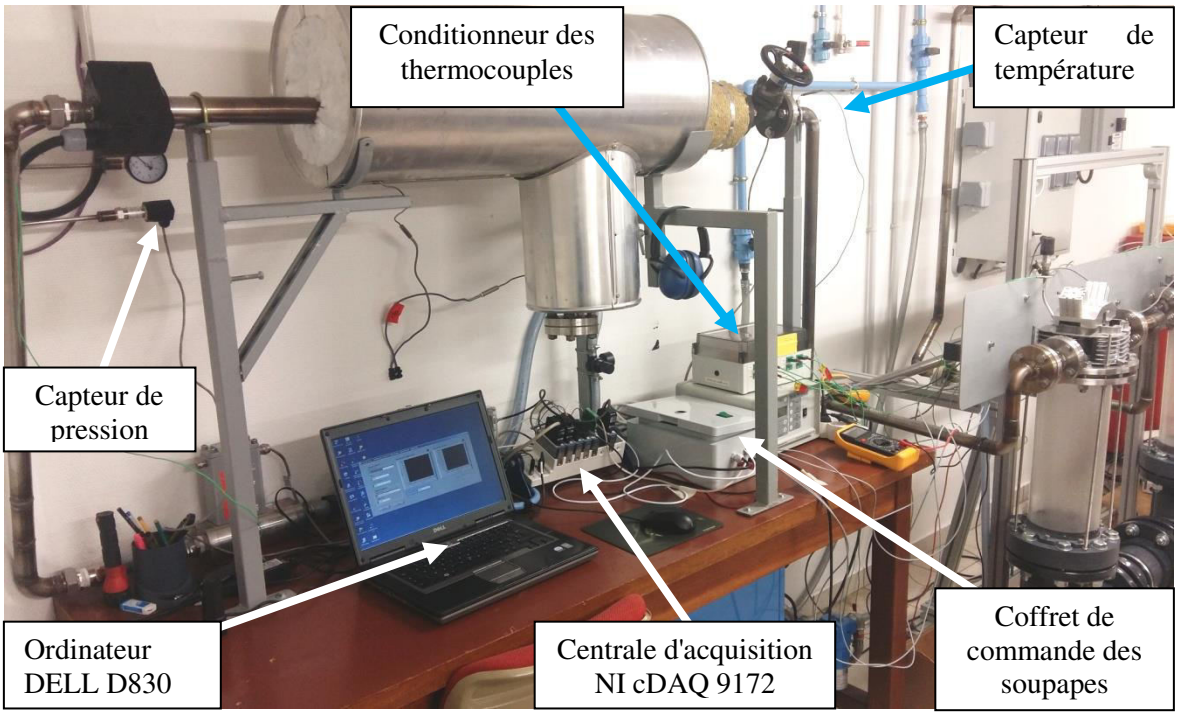

Figure 4.20- Vue générale de l'ensemble de la centrale d'acquisition de données

4.5.1 Coffret de commande des soupapes du moteur

Un coffret de commande des soupapes du moteur (*Figure 4.21*) a été conçu et réalisé par l'ingénieur Eric Normandin. Il est constitué de composants électroniques tels que : des modulbox XTS B Version, un module de prototypage (cartes électroniques de marque

Arduino Uno, compatible Uno), un kit d'extension Arduino Proto, etc... Ce coffret sert à la commande des soupapes du moteur à partir des informations de la position angulaire du vilebrequin fournies par le codeur angulaire.

Figure 4.21- Vue du coffret de commande des soupapes

4.5.2 Centrale d'acquisition de données

La centrale d'acquisition (*Figure 4.22*) de marque National Instrument à châssis modulaire NI cDAQ 9172 possède 6 modules dont 2 pour les thermocouples, 1 pour les capteurs de pression, 1 pour la mesure du couple. Les deux autres modules sont inexploités.

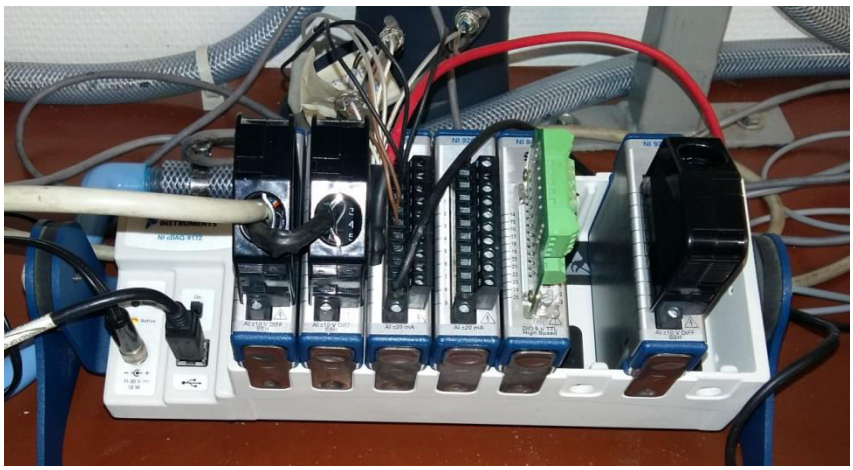

Figure 4.22- Vue de la centrale d'acquisition de données

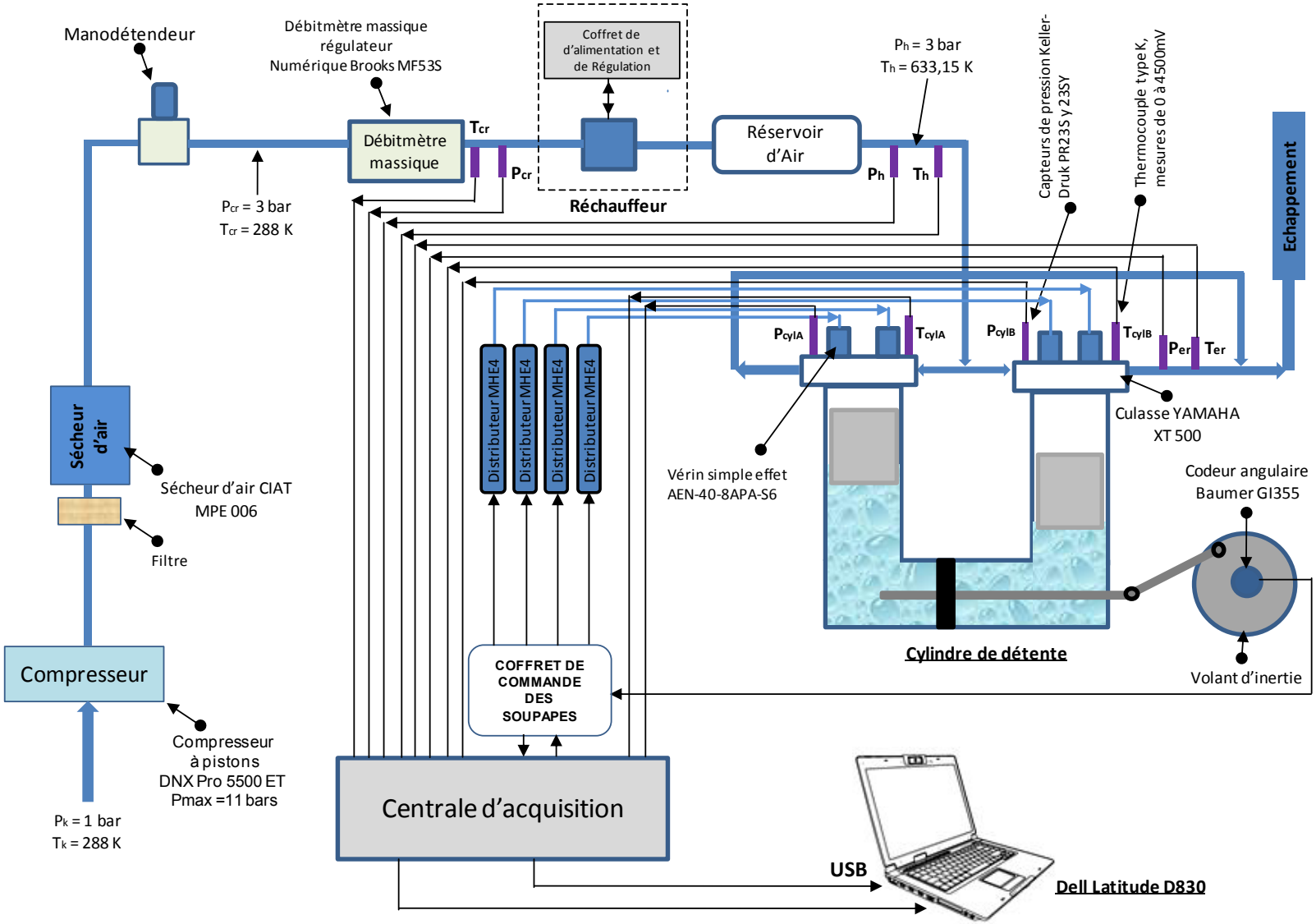

Figure 4.23- Schéma du système d'acquisition de données

4.6 Calibration du matériel de mesure

Pour la mesure de la pression il existe 5 capteurs répartis comme suit :

- pression entrée cartouche chauffante, *correspondant à l'entrée ai0 de la centrale NI* ;
- pression dans le cylindre A, *correspondant à l'entrée ai1 de la centrale NI* ;
- pression à l'admission, *correspondant à l'entrée ai2 de la centrale NI* ;
- pression dans le cylindre B, *correspondant à l'entrée ai3 de la centrale NI* ;
- pression à l'échappement, *correspondant à l'entrée ai4 de la centrale NI* ;

Pour calibrer ces capteurs de pression, nous les avons installés chacun à son emplacement final sur le prototype, et les avons raccordés à la centrale d'acquisition de données. A partir des valeurs de référence mises à disposition par le fabriquant, à savoir : 4 mA → 0 bar et 20 mA → 10 bar, il a été possible de faire des mesures avec acquisition de données à partir de la centrale NI. Par traitement numérique sous Matlab (régression linéaire), tous les capteurs de pression ont pu être calibrés à la même référence et les valeurs obtenues sont conformes à celles du certificat de calibration du fournisseur. Chaque capteur de pression a une incertitude de mesure égale à ±0,025 bar.

Pour la mesure du couple, l'étalonnage du couple-mètre a été réalisé tel qu'indiqué dans le manuel du fabriquant, avec une masse de 2 kg. Les valeurs de mesure obtenues sont en conformité avec le certificat du fournisseur. L'incertitude de la mesure est égale à ±0,022 Nm.

Pour les mesures de température, nous avons utilisé les corrélations standards de conversion du signal de mesure de thermocouple de type K. L'incertitude de la mesure sur chaque thermocouple est égale à ±1,5°C de -40°C à 375°C et de ±0,004 x T de 375°C à 1000°C, T étant la température mesurée en degré Celsius.

4.7 Calage du point mort haut (PMH)

Le codeur angulaire génère une impulsion tous les degrés de vilebrequin, et une impulsion à chaque tour. Afin de connaître précisément la position angulaire du vilebrequin, il est très

important de bien assurer le calage du point mort haut par rapport au top tour du codeur angulaire.

Une fois ce calage réalisé, la mesure des grandeurs physiques (couple, pressions, températures, etc.) est cadencée par le codeur angulaire monté sur l'arbre du vilebrequin. A chaque degré de rotation du vilebrequin, le codeur envoie une impulsion à la centrale d'acquisition pour déclencher la mesure des grandeurs physiques. Pour chaque cycle de rotation du moteur, le codeur envoie donc 360 impulsions qui correspondent à 360 degrés (un tour) et donc à 360 valeurs mesurées pour chaque grandeur physique.

4.8 Les campagnes de mesure

Les tests d'étanchéité du moteur ont permis de constater une très bonne étanchéité sur toute la partie inférieure du moteur, celle contenant de l'eau, ainsi que sur la partie supérieure du moteur, dans les espaces de détente au niveau des assemblages entre les culasses et le verre Pyrex.

Des essais de fonctionnement du moteur ont été réalisés et quelques problèmes techniques ont été rencontrés au cours de ceux-ci. Il s'agit notamment :

- du problème d'arc-boutement de l'arbre du moteur, du fait de l'absence d'un système de guidage au niveau de l'articulation entre l'arbre et la bielle, provoquant le blocage récurrent de l'arbre. Ce blocage de l'arbre provoque à son tour des remontées du niveau d'eau dans les cylindres jusqu'à la conduite d'échappement ;
- un déséquilibre entre les niveaux des colonnes d'eau qui se produit après quelques tours de rotation du vilebrequin (entre 6 et 8 tours).

Des campagnes de mesure ont malgré tout été réalisées. Ces mesures ont été effectuées dans les conditions d'un fonctionnement à froid du moteur c'est à dire à la température ambiante de l'air (environ 15°C) et à une pression de l'air admis inférieure à 2 bars.

4.9 Résultats d'un essai préliminaire

4.9.1 Démarrage du moteur et protocole de mesure

Dans cette étude, le terme cylindre "A" désigne l'espace de détente correspondant à la colonne de gauche, tandis que le terme cylindre "B" désigne l'espace de détente correspondant la colonne de droite, lorsqu'on est face au moteur.

Au démarrage du moteur, le piston solide est préalablement positionné de sorte qu'il soit au milieu de sa course dans le tube horizontal, ce qui correspond à un angle d'environ 88° par rapport au PMH. A cette position, la soupape d'admission du cylindre B est ouverte en même temps que celle d'échappement du cylindre A. L'ouverture progressive de la vanne (7) de la *Figure 4.11*, permet l'admission de l'air au moteur. L'air entre en premier dans le cylindre B dont la soupape d'admission est ouverte, provoquant le déplacement de la colonne de liquide dans ce cylindre du haut vers le bas, et du bas vers le haut dans le cylindre A. Ce déplacement du liquide entraîne à son tour le déplacement du piston solide de la droite vers la gauche. Celui-ci dans son déplacement entraîne l'ensemble bielle - manivelle, donnant lieu à une rotation du vilebrequin dans le sens horaire. Le codeur angulaire monté sur une des extrémités de l'arbre du vilebrequin en rotation, envoie une impulsion à chaque degré de rotation du vilebrequin à la centrale d'acquisition des données via le coffret de commande des soupapes. Dès lors, le fonctionnement du moteur est assuré par le coffret de commande de soupapes qui cadence les ouvertures et les fermetures des soupapes en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin permettant ainsi au moteur de tourner.

4.9.2 Résultats d'un essai préliminaire

La *Figure 4.24* présente le tracé non lissé de l'évolution instantanée de la pression dans le cylindre A, obtenu au cours d'un essai particulier, réalisé avec une très faible pression d'admission. Seule une moyenne de phase a été opérée sur les 6 cycles acquis au cours de l'essai.

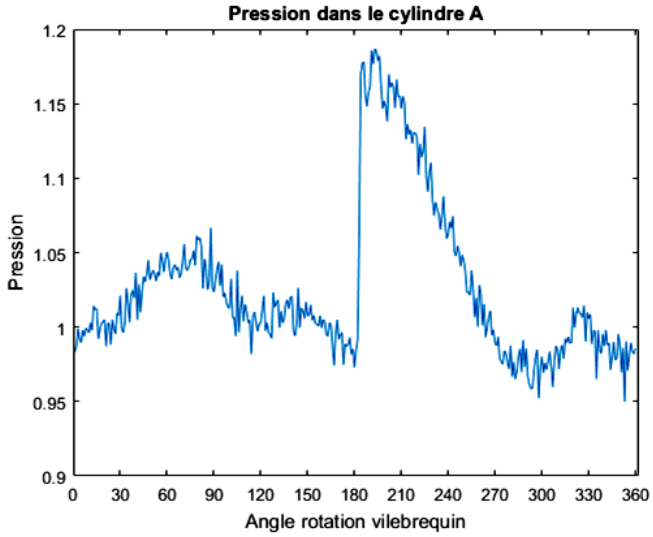

Figure 4.24- Pression dans le cylindre A

La *Figure 4.25* présente le tracé non lissé du diagramme indicateur du cylindre A. On peut observer la présence des perturbations au cours des mesures, dues aux bruits.

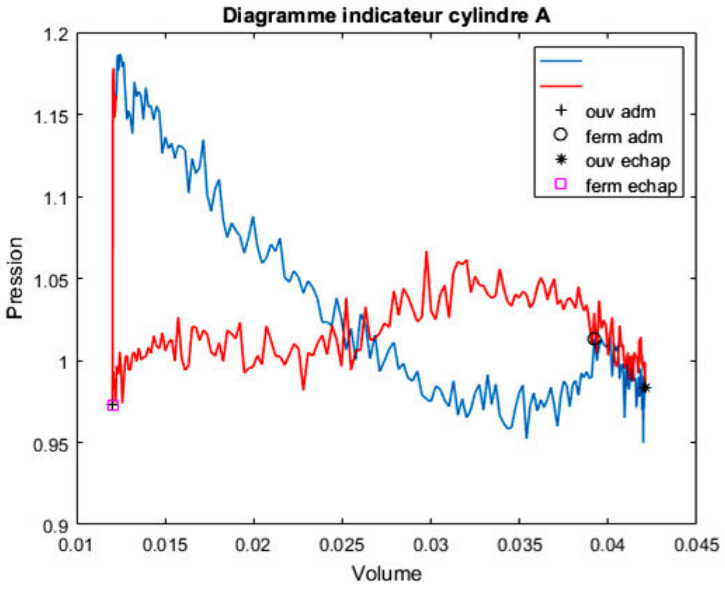

Figure 4.25- Diagramme indicateur cylindre A (courbe non lissée)

La *Figure 4.26* présente le diagramme indicateur pression - volume lissé pour le cylindre A. Des flèches indiquent le sens dans lequel le cycle est parcouru. Les moments d'ouverture et de fermeture des soupes d'admission et de refoulement sont indiqués. On peut voir que l'ouverture de la soupape d'admission, au PMH provoque une augmentation brusque de la

pression à volume constant, jusqu'à une valeur d'environ 1,18 bar. L'admission de l'air dans le cylindre a lieu jusqu'à la fermeture de la soupape d'admission, peu avant le PMB. On peut cependant constater que ce processus d'admission d'air dans le cylindre A est marqué par une perte de charge non négligeable. Cette perte de charge peut s'expliquer par le fait que la vanne (7) d'admission d'air qui est située entre le réservoir d'air (6) et les cylindres (8) de la *Figure 4.11* provoque un étranglement à la circulation de l'air admis dans les cylindres. Cette vanne n'était que très partiellement ouverte au cours de l'essai. La présence de cet étranglement à ce niveau de l'installation influence considérablement le débit d'air en circulation. Ainsi, lorsque le piston descend vers son PMB, le débit à travers la vanne est insuffisant pour permettre le maintien de la pression dans le cylindre, et celle-ci diminue. En fin de course du piston vers le PMB, la vitesse du piston est plus faible, et le volume du cylindre augmente donc moins vite. Le débit à travers l'étranglement permet alors une légère remontée de la pression. A la fermeture de la soupape d'admission, on observe une légère détente d'air dans le cylindre jusqu'à l'ouverture de la soupape d'échappement. On constate une légère perte de charge à travers la soupape et la conduite de refoulement, la pression dans le cylindre augmentant légèrement en début de refoulement. La soupape d'échappement reste ouverte tout au long de la remontée du piston vers le PMH, jusqu'à l'ouverture de la soupape d'admission. On peut dès lors constater qu'il s'agit d'un cycle sans recompression du volume mort.

En effet, le volant qui a été installé pour mener les premiers essais de fonctionnement de ce prototype, n'avait pas une inertie suffisamment grande pour assurer la recompression du volume mort. Ce type de moteur nécessite des volants à forte inertie en raison de leur faible vitesse de rotation.

La *Figure 4.26* montre qu'une partie du cycle de ce moteur tourne dans le sens contraire des aiguilles d'une montre (boucle négative), tandis que l'autre partie tourne le sens des aiguilles d'une montre (boucle positive). Le moteur fonctionne malgré tout car la plus grande boucle est positive.

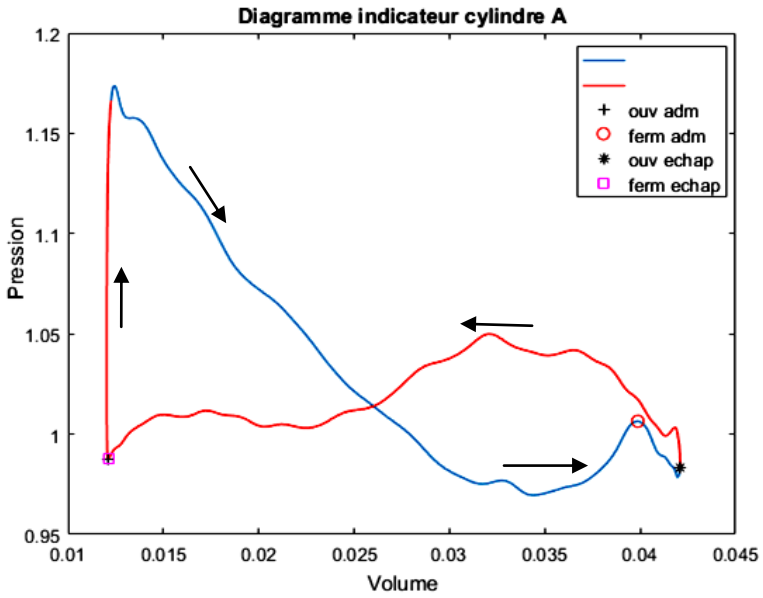

Figure 4.26- Diagramme indicateur cylindre A (courbe lissée)

La *Figure 4.27* présente le tracé non lissé de l'évolution instantanée de la pression dans le cylindre B, au cours de ce même essai. On y observe notamment des chutes instantanées de pression à 180° et 360°, au moment des ouvertures et fermetures des soupapes. Ces phénomènes pourraient résulter d'une onde de pression générée par la variation brusque du débit au moment de l'actionnement des soupapes, ou, plus probablement par l'enregistrement par ces capteurs d'un bruit mécanique (vibration) lors de ces actionnements.

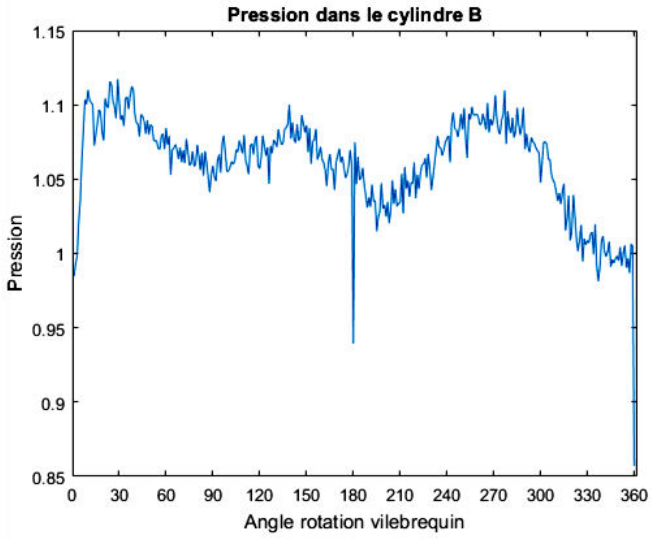

Figure 4.27- Pression dans le cylindre B

La *Figure 1.4* présente le tracé non lissé du diagramme indicateur du cylindre A.

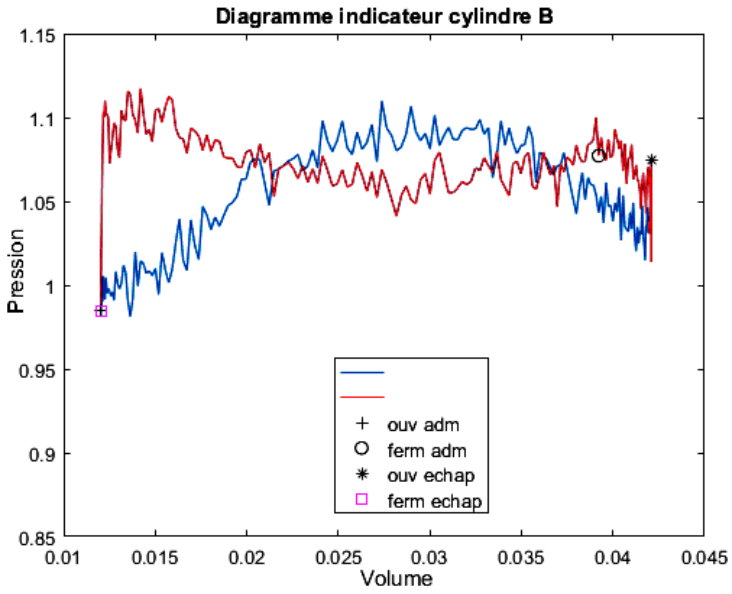

Figure 4.28- Diagramme indicateur cylindre B (courbe non lissée)

La *Figure 4.29* présente le diagramme indicateur pression - volume du cylindre B, après lissage. Afin d'en faciliter la lecture, les chutes instantanées de pression à 180° et 360° en ont été supprimées. On peut observer qu'il n'y a pas une symétrie parfaite entre les deux cylindres qui fonctionnent en opposition de phase. Ainsi, le niveau de pression dans le cylindre B à l'ouverture de la soupape d'admission (environ 1,1 bar) est inférieur à celui dans le cylindre A (environ 1,18 bar). Cette différence de pression peut avoir un impact considérable dans un cas comme celui de cette étude où les pressions de service sont relativement faibles. Elle peut être imputable à une différence entre les caractéristiques des deux culasses, ou, plus probablement, à la dissymétrie dans le tracé des conduites d'alimentation des deux cylindres.

L'ouverture de la soupape d'admission *Figure 4.29*, provoque une augmentation brusque de la pression à volume constant, jusqu'à une valeur d'environ 1,10 bar. Mise à part cette différence dans la valeur de la pression maximale, l'allure de l'évolution de la pression dans le cylindre B pendant la phase d'admission et de détente est comparable à celle observée dans le cylindre A. Pendant la phase de refoulement (du PMB au PMH) on observe toujours une évolution de pression similaire à celle du cylindre A, si ce n'est le fait que la pression maximale dans le

cylindre lors du refoulement est supérieure dans le cylindre B, par rapport à celle du cylindre A. Cette différence peut de nouveau être imputable à une différence entre les caractéristiques des deux culasses, ou, à la dissymétrie dans le tracé des conduites de refoulement des deux cylindres.

Du fait de ces différences de pression maximale lors des phases de descente et de remontée des colonnes d'eau dans le cylindre, on observe cette fois deux boucles négatives pour une seule boucle positive (motrice) dans le diagramme indicateur du cylindre B.

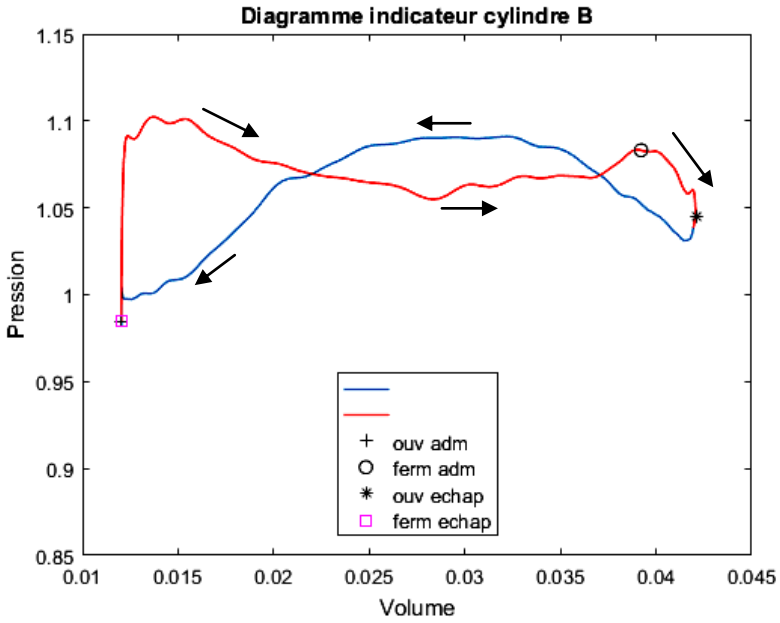

Figure 4.29- Diagramme indicateur cylindre B (courbe lissée)

Au cours de cet essai, un déséquilibre du niveau d'eau est observé dans les cylindres au bout de quelques cycles de marche du moteur. La différence des niveaux de pression dans les cylindres pourrait bien en être la cause. Il convient cependant de signaler que ce phénomène pourrait être corrigé en adaptant le réglage des soupapes.

Les *Figure 4.30* à *Figure 4.32* présentent l'évolution de la pression au niveau des points de mesure autour des cylindres du prototype. Comme précédemment, une moyenne de phase a été réalisée sur les 6 cycles mesurés.

La *Figure 4.30* présente l'évolution de la pression à l'entrée de la cartouche chauffante. Celle-ci est très stable, autour de la valeur de 1,827 bar. Cela signifie, d'une part que le réservoir tampon d'air (6) sur la *Figure 4.11* joue bien son rôle de tranquillisateur et d'autre part, que la vanne (7) en aval de ce réservoir génère effectivement une perte de charge importante pendant l'essai.

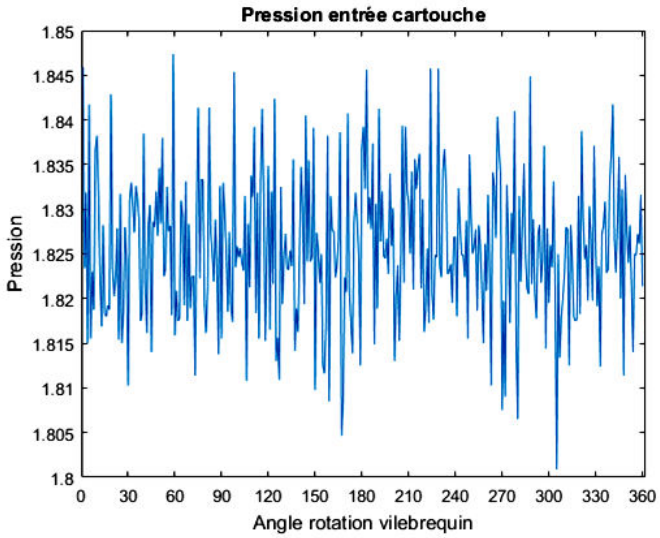

Figure 4.30- Pression entée cartouche

La *Figure 4.31* présente l'évolution de la pression à l'aval de la vanne (7) (*Figure 4.11*) dans la tubulure d'admission des cylindres. On y observe bien deux chutes brutales de pression à 180° et 360°, au moment de l'ouverture des soupapes d'admission de chacun des cylindres. Cela confirme la remarque exprimée précédemment que c'est la vanne (7), très peu ouverte lors de cet essai, qui constitue la principale perte de charge, et non les soupapes elles-mêmes. On observe également une dissymétrie entre les évolutions de la pression de 0° à 180° et 180° et 360°, qui se retrouve dans les observations des pressions au sein des cylindres A et B.

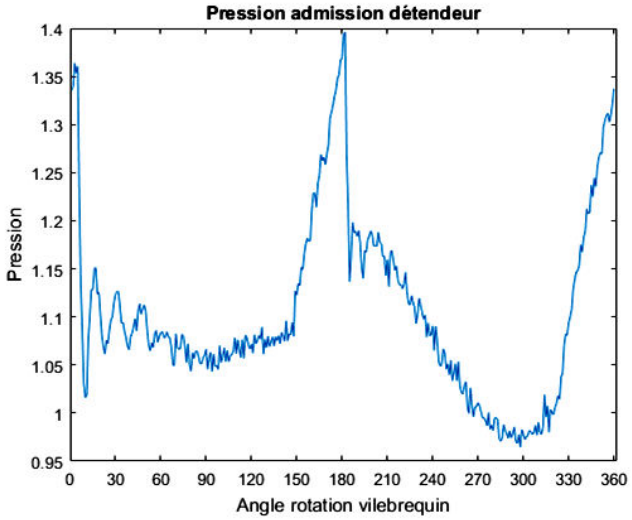

Figure 4.31- Pression admission cylindres de détente

La *Figure 4.32* présente l'évolution de la pression dans la conduite d'échappement, à l'aval des cylindres. Comme pour le cylindre B, et probablement pour les mêmes raisons, on observe des chutes instantanées de pression à 180° et 360°, au moment des ouvertures et fermetures des soupapes. On remarque également deux maxima de pression par cycle, au moment où les pistons liquides ont une vitesse maximale lors du refoulement de l'air contenu dans les cylindres. A nouveau, on observe une dissymétrie entre les deux demi-périodes, conséquence des dissymétries amont, au niveau des admissions et des évolutions de pression dans les cylindres A et B.

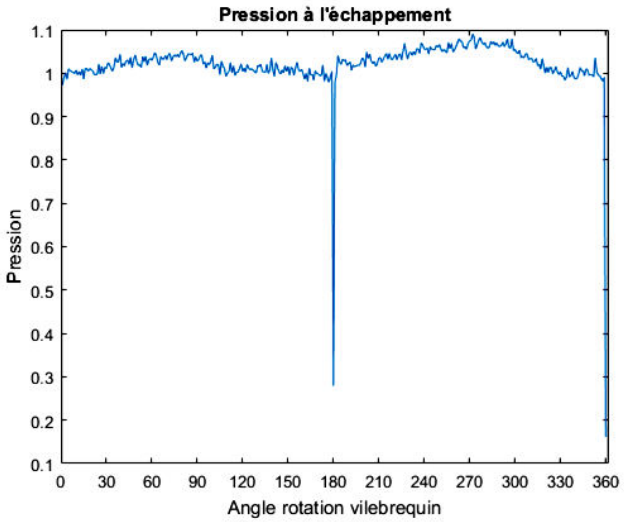

Figure 4.32- Pression à l'échappement

4.10 Conclusion

Une présentation du prototype et du banc d'essai de moteur à air chaud à pistons liquides est faite. Il convient de signaler que ce prototype et ce banc d'essai de moteur à air chaud à pistons liquides ont été conçus et réalisés au LaTEP. Les tests d'étanchéité du moteur ont permis de constater une très bonne étanchéité sur toute la partie inférieure du moteur, celle contenant de l'eau, ainsi que sur la partie supérieure du moteur, dans les espaces de détente au niveau des assemblages entre les culasses et le verre Pyrex. Quelques problèmes techniques ont cependant été rencontrés au cours des essais, ces problèmes ne nous donneront malheureusement pas l'occasion d'effectuer la batterie de mesures telle que souhaitée.

En effet, lors de la conception de ce banc d'essai de prototype de moteurs à pistons liquides, l'attention s'est focalisée sur la partie 'innovante', soit les cylindres, leurs culasses, les colonnes liquides, le piston solide et les étanchéités, au détriment du système aval, destiné à dissiper la puissance mécanique produite. Pour celui-ci, un mécanisme bielle-manivelle élémentaire a été réalisé pour accoupler le piston solide à un frein à poudre et à un volant d'inertie disponibles dans le laboratoire. Malheureusement, non seulement le volant d'inertie était trop petit (ce qui était anticipé) mais surtout, le mécanisme bielle-manivelle n'a pas été correctement pensé. Il aurait fallu en effet prévoir une glissière pour reprendre les efforts non axiaux au niveau de l'articulation entre la bielle et la tige du piston solide. En l'absence de cette glissière, le piston solide et sa tige s'arc-boutent rapidement après quelques cycles de fonctionnement. Cela a conduit à une déformation plastique importante de la tige du piston qui a rendu le banc inutilisable. Il n'était malheureusement pas possible de réparer et de modifier le banc et d'effectuer de nouveaux essais dans le temps imparti pour cette thèse.

Néanmoins, un essai préliminaire a pu être réalisé, dont les résultats ont été présentés. Cet essai a permis de tirer de nombreux enseignements :

- le concept de moteur à pistons liquides semble pertinent, puisque l'essai préliminaire n'a pas révélé de problèmes techniquement délicats à résoudre ;

- le mécanisme de commande des soupapes des cylindres de détente est opérationnel et permettra, une fois le banc réparé, de tester les différentes lois de commande étudiées ;

- le système d'acquisition de données est opérationnel.

Conclusion générale et perspectives

Le moteur Ericsson fait l'objet d'un regain d'intérêt : le volume de l'échangeur utilisé comme source chaude dans ce type de moteur est peu contraignant comparé aux moteurs Stirling, ils peuvent fonctionner avec des niveaux de pression relativement faibles en cycle ouvert, et ce type de moteur est bien adapté pour la production d'énergie à petite échelle en utilisant les ressources énergétiques renouvelables telles que la biomasse, ou l'énergie solaire. Cependant, il fait face aux difficultés propres aux moteurs à air chaud, notamment celles relatives à l'étanchéité des cylindres d'une part, et à l'épineux problème de complexité ainsi que de la consommation non négligeable d'énergie mécanique nécessaire pour actionner les soupapes dont est équipé son cylindre de détente d'autre part.

Une configuration innovante de moteur est proposée. Celle-ci permet d'une part, de s'affranchir du problème d'étanchéité autour des pistons par l'usage des pistons liquides en lieu et place des pistons mécaniques et d'autre part, de simplifier le système de distribution mécanique des moteurs conventionnels par l'usage de soupapes commandées particulières, dont l'ouverture est déclenchée par contact avec le piston.

Une première partie de cette thèse est consacrée à l'étude théorique d'un moteur à air chaud à pistons liquides, tandis que la deuxième partie présente la conception, la réalisation et les résultats d'un essai préliminaire.

L'étude des performances énergétiques du moteur dont le cylindre de détente est équipé de soupapes commandées suivant trois lois différentes, met en évidence l'avantage d'un moteur à cylindre de détente équipé de la technologie des soupapes bash-valve, dont la simplicité technologique est incontestable, au détriment de très gros volumes de cylindres de détente pour de bonnes performances énergétiques. Ce handicap est réduit par utilisation d'une loi de

commande des soupapes du cylindre de détente de type bash-valve avec retard identique à la fermeture des soupapes d'admission et de refoulement (loi III).

Le modèle dynamique est développé afin d'évaluer les températures et les pressions instantanées dans les chambres de compression et de détente du moteur et de prédire les forces instantanées sur les tiges de piston et les couples sur l'arbre. Il a aussi été utilisé pour prédire les performances du prototype construit au cours de ce projet, lorsqu'il fonctionnera en mode « cycle de Joule classique ». On observe que le couple moyen diminue à mesure que la vitesse de rotation augmente et que le couple instantané subit des valeurs négatives très importantes (couple résistant) deux fois par cycle lorsque la vitesse de rotation augmente. Il est donc nécessaire de limiter la vitesse de rotation à celle correspondant à la fréquence propre de l'oscillation des colonnes de liquide. Il peut également être intéressant de coupler le moteur avec un autre qui aurait un déphasage de 90° afin d'obtenir un couple plus doux.

Un banc d'essai du cylindre de détente d'un prototype de moteur à air chaud à pistons liquides a été conçu et réalisé. Malheureusement, tous les essais n'ont pas été effectués comme prévu car lors de sa conception, l'attention s'est focalisée sur la partie 'innovante', soit les cylindres, leurs culasses, les colonnes liquides, le piston solide et les étanchéités, au détriment du système aval, destiné à dissiper la puissance mécanique produite. Celui-ci n'ayant pas été assez bien pensé, cela a conduit à une déformation importante de la tige du piston qui a rendu le banc inutilisable. Il n'était malheureusement pas possible de réparer et de modifier le banc afin d'effectuer de nouveaux essais dans le temps imparti pour cette thèse.

Néanmoins, un essai préliminaire a pu être réalisé, dont les résultats ont été présentés. Cet essai a permis de tirer de nombreux enseignements :

- le concept de moteur à pistons liquides semble pertinent, puisque l'essai préliminaire n'a pas révélé de problèmes techniquement délicats à résoudre ;

- le mécanisme de commande des soupapes des cylindres de détente est opérationnel et permettra, une fois le banc réparé, de tester les différentes lois de commande étudiées ;

- le système d'acquisition de données est opérationnel.

Perspectives

En vue de corriger certains manquements observés lors de la conception du banc d'essai de prototype de moteur à air chaud à pistons liquides, les actions suivantes sont à entreprendre :

- lors d'essais futurs, il faut éviter toutes pertes de charge entre le réservoir tampon et l'admission dans les cylindres. L'installation d'une deuxième vanne d'arrêt entre le sécheur d'air (2) et le manodétendeur (3) est recommandée *Figure 4.11* ;

- il faudra veiller à assurer la plus grande symétrie possible dans les alimentations et les échappements des cylindres ; à défaut, il faudra compenser les dissymétries par des réglages différenciés des ouvertures/fermetures des soupapes des deux cylindres ;

- en parallèle, il peut être intéressant de réduire la fuite de liquide autour du piston solide, et de tenter de concevoir un système automatique simple de rééquilibrage des colonnes de liquide.

Outre les résultats qu'il sera possible d'acquérir lors d'une future campagne d'essais sur le prototype amélioré, les observations expérimentales dégagent également des perspectives de développements théoriques :

- lorsque la fréquence de fonctionnement est élevée, il a pu être constaté que l'interface liquide/fluide de travail n'est plus plane, et que des gouttelettes d'eau sont éjectées de cette interface lors des phases de décélération des colonnes liquides. Même si ce problème pourra technologiquement être résolu par les flotteurs qu'il est prévu de mettre en place, il semble intéressant d'étudier ce phénomène, à la fois théoriquement et expérimentalement et de pouvoir prédire la fréquence limite à partir de laquelle ce phénomène apparaît ;

- lorsque le piston solide se bloque par arc-boutement, il a pu être constaté que des bulles d'air passent de l'espace haute pression vers l'espace basse pression, à travers

les deux colonnes d'eau et par la section horizontale et l'espace annulaire entre le piston solide et le tube. Ce phénomène pourrait constituer une limite à l'amplitude des variations de pression qui peuvent être utilisées dans ce type de moteur. Il serait donc également pertinent de l'étudier théoriquement et expérimentalement.

Annexe A

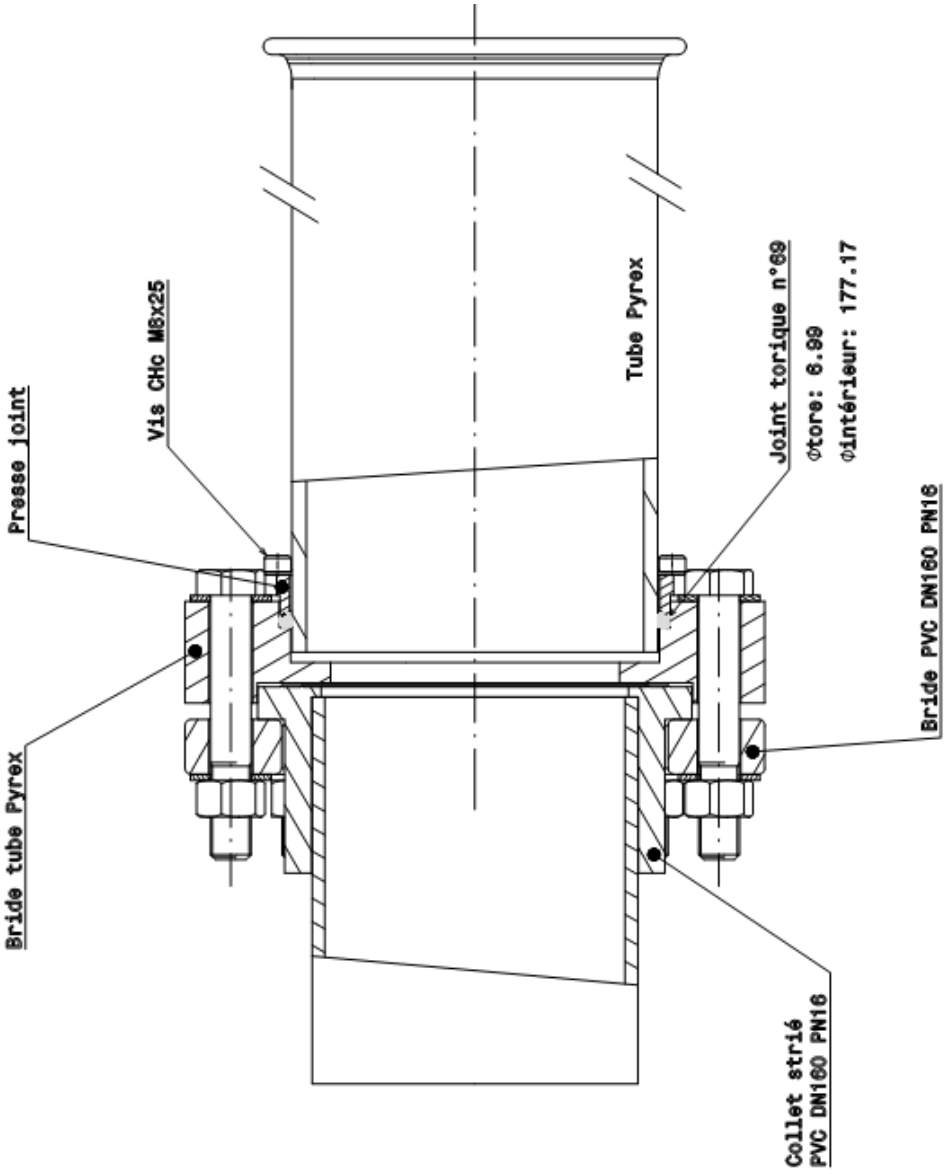

Figure A.1- Plan de coupe de l'assemblage Pyrex - PVC

Bibliographie

[1] International Energy Agency, 2018 Annual Report, https://www.connaissancedesenergies.org/sites/default/files/pdf-actualites/world_energy_balances_2018_overview.pdf

[2] T. Finkelstein, AJ. Organ, Air engines. London: Professional Engineering Publishing Ltd, 2001.

[3] P. Stouffs, Hot Air Engines. Journal of Applied Fluid Mechanics, vol. 4, Special Issue, p. 1-8, 2011.

[4] Wojewoda, Z. Kazimierski, Numerical model and investigations of the externally heated valve Joule engine. Energy, vol 35, p. 2099-2108, 2010.

[5] S. C. Kaushik, S. Kumar, Finite time thermodynamic evaluation of irreversible Ericsson and Stirling heat engines, Energy Conversion and Management, 42, 295-312, 2001.

[6] M. Creyx, Étude théorique et expérimentale d'une unité de micro-cogénération biomasse avec moteur Ericsson. Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, 2014.

[7] S. Bonnet, M. Alaphilippe, P. Stouffs, Energy, exergy and cost analysis of a micro-cogeneration system based on an Ericsson engine. Int. J. Therm. Sci, vol. 44; n°12, p. 1161-1168, Déc. 2005.

[8] M. Creyx, E. Delacourt, C. Morin, B. Desmet, P. Peultier, Energetic optimization of the performances of a hot air engine for micro-CHP systems working with a Joule or an Ericsson cycle. Energy, vol. 49, p. 229-239, 2013.

[9] M. Gratadour, Moteurs thermiques, introduction aux moteurs alternatifs. Techniques de l'ingénieur, Génie mécanique, (B2500): B2500-1, 1995.

[10] Y. A. Çengel, M. A. Boles, and M. Lacroix, Thermodynamique : une approche pragmatique. De Boeck Supérieur, ISBN: 978-2-7651-0511-4, 2009.

[11] P. Stouffs, Machines thermiques non conventionnelles : état de l'art, applications, problèmes à résoudre... Journée SFT, pp 1-15, Paris 1999.

[12] M. Alaphilippe, Recherche d'un nouveau procédé de conversion thermodynamique de l'énergie solaire, en vue de son application à la cogénération de petite puissance. Thèse de Doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, France 2007.

[13] F. Lontsi, Modélisation dynamique des moteurs thermiques alternatifs à apport de chaleur externe à cycle de Joule, Moteurs Ericsson. Thèse de Doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, France, 2010.

[14] P. Stouffs, Does the Ericsson engine deserve more consideration than the Stirling engine? Proc. European Stirling, ECOS. 2002.

[15] S. Bonnet, Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur Stirling et d'un moteur Ericsson. Thèse de Doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, France, 2005.

[16] R. Ibsaine, Étude d'un système tritherme intégrant une compression thermique originale, destiné au marché du chauffage résidentiel. Thèse de Doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, France, 2015.

[17] S. Risley, Ericsson's Caloric Engine, Pierson Charles. Lovell & Yonge Street, 1860.

[18] I. Kolin, Stirling motor : history, theory, practice contribution. University Publications Ltd, Zagreb 1991.

[19] A. Touré, Etude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson destiné à la microcogénération. Thèse de Doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, France, 2010.

[20] A. J. Organ, The regenerator and the Stirling engine, Mechanical Engineering Publications, 624 pages, London, 1997.

[21] P. Stouffs and S Harvey, Cours de Thermodynamique Appliquée : Cycles thermodynamiques des moteurs. Ecole Polytechnique de l'Université de Nantes, 2001

[22] W. G. Le Roux, T. Bello-Ochende, JP. Meyer, A review on the thermodynamic optimisation and modeling of the solar thermal Brayton cycle. Renewable and sustainable energy reviews, vol. 28 p. 677-690, 2013.

[23] M. Alaphilippe, S. Bonnet, P. Stouffs, Low power thermodynamic solar energy conversion: coupling of a parabolic trough concentrator and an Ericsson engine, Int. J. of Thermodynamics, vol 10, n°1, p. 37-45, March 2007.

[24] J. Hussey, The development of a prototype external heat engine based on the Ericsson Cycle. Thesis for master of sciences of the University of Cape Town (UCT), South Africa, 2000.

[25] M. A. Bell, T. Partridge, Thermodynamic design of a reciprocating Joule cycle engine. Proc Instn Mech Engrs Part A J Power & Energy, vol. 217, p. 239-246, 2003.

[26] R. W. Moss, A. P. Roskilly, S. K. Nanda, Reciprocating Joule-cycle engine for domestic CHP systems. Applied Energy, vol. 80 p. 169-185, 2005.

[27] E. Kussul, O. Makeyev, T. Baidyk, O. Olvera, Design of Ericsson Heat Engine with Micro Channel Recuperator. ISRN Renewable Energy: ID 613642, 8 p., 2012.

[28] J. Oudkerk and V. Lemort, Theoretical study of a volumetric hot air Joule cycle engine. 3rd International Conference on Microgeneration and related technologies, Liège, Belgium 2013.

[29] D. Stanciu and V. Bãdescu, Solar-driven Joule cycle reciprocating Ericsson engines for small scale applications. From improper operation to high performance. Journal Energy Conversion and Management, vol 135, p. 101-116, 2017.

[30] N. P. Komninos and E. D. Rogdakis, Design considerations for an Ericsson engine equipped with high-performance gas-to-gas compact heat exchanger: A numerical study. Applied Thermal Engineering, vol. 133 p. 749-763, 2018.

[31] T. Cartigny, M. Mille, and M. Doubs, Projet IndEHo : Système de micro-cogénération à cylindrée variable. Journée de micro-cogénération, Paris 2015.

[32] M. Doubs and al., An experimental and theoretical comparison of Ericsson engine expander chamber, ECOS 2015, Pau, France 2015.

[33] M. Bahador and B. Sundén, Investigation on the effects of fly ash particles on the thermal radiation in biomass fired boilers. Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 51, n°9, pp. 2411-2417, 2008.

[34] T. Klason, X. S. Bai, M. Bahador, T. K. Nilsson, and B. Sundén, Investigation of radiative heat transfer in fixed bed biomass furnaces Fuel, vol. 87, n°10-11, pp. 2141-2153, Aug. 2008.

[35] M. Alaphilippe, J. Castaing-Lasvignottes, Y. Zeraouli, and P. Stouffs, Etude d'une machine à cycle de Joule couplée à un concentrateur solaire muni d'un système de stockage par sels fondus. Congrès Français de Thermique, SFT 2007, Île des Embiez, 29-Jun 2007.

[36] M. Alaphilippe, P. Stouffs, et D. Marquet, Production d'energie electrique pour site isolé par système hybride de conversion d'energie solaire. 13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi 2007.

[37] F. Lontsi, O. Hamandjoda, K. Fozao, P. Stouffs, J. Nganhou, Dynamic simulation of a small modified Joule cycle reciprocating Ericsson engine for microcogeneration systems. Energy, vol. 63, p. 309-316, 2013.

[38] A. Touré, P. Stouffs, Modeling of the Ericsson engine. Energy, vol. 76, p. 445-452, Nov. 2014.

[39] A. Touré et P. Stouffs, Modélisation du moteur Ericsson. COFRET-14, CNAM, Paris 2014.

[40] A. Fula Rojas, Modélisation thermique, thermodynamique et expérimentation d'un moteur à air chaud à cycle de Joule. Thèse de Doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, France, 2015.

[41] A. Fula Rojas, P. Stouffs, and F. Sierra, In-Cylinder Heat Transfer in an Ericsson Engine Prototype. International Conference on Renewable Energies and Power Quality, ICREPQ-13, Bilbao, Spain 2013.

[42] A. Fula Rojas, F. E. Sierra, et P. Stouffs, Etude paramétrique globale de l'influence des transferts thermiques au travers les parois des cylindres d'un moteur Ericsson. CIFEM-2012, ART-10-52, Ouagadougou, Burkina Faso, 2-4 Mai 2012.

[43] R. Ibsaine and P. Stouffs, Modeling of a humid air reciprocating regenerative Joule cycle Ericsson engine, 15th International Stirling Engine Conference (ISEC), Dubrovnik, Croatie, September 27-29, 2012.

[44] M. Ndamé Ngangué, P. Stouffs, Modelling of a Uniflow hot air engine, Proceedings of the 17th International Stirling Engine Conference, ISEC, Newcastle, Northumbria University, August 24-26, 2016.

[45] M. Ndamé Ngangué, P. Stouffs, Dynamic simulation of an original Joule cycle liquid pistons hot air Ericsson engine. ECOS 2018, Guimares, 2018.

[46] B. Geoffroy, Distribution à soupapes, Techniques de l'ingénieur, Mécanique: Machines hydrauliques, aérodynamiques et thermiques no. B 2805, 1995.

[47] P. Podevin and A. Clenci, Technologies de distribution variable pour moteurs à combustion interne. Techniques de l'ingénieur, no. BM 2580, 2012.

[48] J. L. Duchaud, Conception, modélisation et dimensionnement d'un système de levée de soupape à trois positions discrètes pour un moteur essence automobile. Thèse de Doctorat, Ecole Normale Supérieure de Cachan, 2015.

[49] R. Daccord, J. Melis, T Kientz, A. Darmedru, R. Pireyre, N Brisseau et E. Fonteneau. Exhaust Heat Recovery with Rankine piston expander. In ICE Powertrain Electrification & Energy Recovery, Rueil-Malmaison, SIA France, May 2013.

[50] R. Daccord, A piston expander for exhaust heat recovery. In ICE Powertrain Electrifica-tion & Energy Recovery, Rueil-Malmaison, France, 28-May-2013.

[51] J. L. Bouvier, Etude expérimentale d'une installation de micro-cogénération solaire couplant un concentrateur cylindro-parabolique et un moteur à cycle de Hirn. Thèse de Doctorat, Université de La Rochelle, 2014.

[52] Stumpf, The una-flow steam-engine, 1922. [Online]. https://archive.org/stream/cu31924015551702#page/n3/mode/1up. [Accessed: 28-Sept-2018].

[53] S. B. Prasad, A Biomass fuelled steam power generation system : modelling, performance and control aspects. Ph.D. thesis, Energy Research Center, Dept of Engineering Physics, Research School of Physical Sciences, Australian National University, Canberra, 1995.

[54] S. B. Prasad, Steam engine characteristics and theoretical performance. Energy Convers. Manag., vol. 34, n°12, pp. 1323-1333, 1993.

[55] Marcin Jakubowski, The Modern steam engine, OSE project.https://sites.google.com/site/phase3project/projects/steam-engine/engine-designs/ose-arrow-head-engine. [Accessed: 28-Sept-2018].

[56] Bannister, P., The ANU Solar Thermal Steam Engine: Performance Analysis. International Journal of Energy Research, vol. 22, pp. 303-316, 1998.

[57] B. Da Silva, The development, construction and testing of a piston expander for small-scale solar thermal power plants, Master of thesis in Engineering, Stellenbosch University, March 2018.

[58] H. V. Sturtevant, Steam engine inlet valve mechanism, United States Patent Office 3.397.619, patented August 20, 1968.

[59] Bash valve, https://en.wikipedia.org/wiki/Bash_valve , [Accessed: 28-Sept-2018].

[60] Y. Glavatskaya, P. Podevin, V. Lemort, O. Shonda and G. Descombes, Reciprocating Expander for an Exhaust Heat Recovery Rankine Cycle for a Passenger Car Application. Journal Energies, vol. 5, n°12, pages 1751-1765, June 2012.

[61] F. Lontsi, O. Hamandjoda, K. F. Djanna, P. Stouffs, J. Nganhou, Dynamic modeling of a small open Joule cycle reciprocating Ericsson engine : simulation results. Energy Science & Engineering, pages 109-117, Jul-2013.

[62] M. Creyx, E. Delacourt, C. Morin, and B. Desmet, Dynamic modelling of the expansion cylinder of an open Joule cycle Ericsson engine: A bond graph approach. Energy, vol. 102, pages 31-43, March 2016.

[63] C. D. West, Liquid piston Stirling engines. New York, USA: Van Nostrand Reinhold Company, 1983.

[64] G. Walker & J. R. Senft, Free Piston Stirling Engines, Edited by C. A Brebbia and S. A. Orszag, vol 12, 282 pages., 1985.

[65] F. K. M. Aloysius Obodoako and C. Everbach, Design and Development of a liquid piston Stirling engine. E90 Senior Design Projet, Report, May 2006.

[66] C. D. West, Hydraulic heat engines. AERE-R-6522, UKAEA Atomic Energy Research Establishment, Harwell, UK; 1970.

[67] K. Wang & al., Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: A review, Renew. Sustain. Energy Rev, vol. 62, pp. 89-108, 2016.

[68] A. M. Delgado-Torres, Solar thermal heat engines for water pumping: An update, Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 13, n°2, pp. 462-472, Feb. 2009.

[69] Y. W. Wong and K. Sumathy, Solar thermal water pumping systems : a review, Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 62, pp. 89-108, 1999.

[70] C. D. West, The Fluidyne heat engine. AERE R6775, UKAEA Atomic Energy Research Establishment, Harwell, UK, 1971.

[71] C. D. West, Dynamic analysis of the Fluidyne. In: Proceedings of 18th intersociety energy conversion engineering conference, Orlando, Florida, USA,. p. conf-830812-830849, 1983.

[72] H. G. Elrod, The Fluidyne heat engine: how to build one, how it works. Office of Naval Research Report: AD-A006 367, UK; 1974.

[73] A. D. Geissow, The onset of oscillations in a lossless Fluidyne. AERE M-2840, UKAEA Atomic Energy Research Establishment, Harwell, UK; 1976.

[74] C. W. Stammers, The operation of the Fluidyne heat engine at low differential temperatures. J. Sound Vib., vol.63, n°4, p. 507-16. 1979.

[75] A. Gupta, S. Sharma, and S. Narayan, Liquid Piston Engines. Scrivener publishing, Wiley, Beverly USA, 2017.

[76] G. T. Reader and C. Hooper, Stirling Engines. Cambridge University Press, London, 1983.

[77] F. Lanzetta, J. Boucher, Philippe Nika, Etude et réalisation d'une pompe à eau Fluidyne. Journée SFT, Machines thermiques exotiques, Dec. 2004.

[78] C. D. West, R. B Pandey. A laboratory prototype Fluidyne water pump. In: Proceedings of 16th intersociety energy conversion engineering conference, Atlanta, GA, USA, 1981.

[79] L. F. Goldberg, C. J. Rallis, A prototype liquid-piston free-displacer Stirling engine. In: Proceedings of 14th intersociety energy conversion engineering conference, Boston, MA, USA,. p. 1103-8, 1979.

[80] S. Narayan, A. Gupta, and R. Rana, Performance analysis of liquid piston Fluidyne systems. Mech. Test. Diagn., vol. 2, p. 12-18, 2015.

[81] V. Gupta, R. Singh, and S. Narayan, Motion analysis of fluidyne engines. Tehnical J., vol. 9, n°3, pp. 242-244, 2015.

[82] Y. Shahabasi, Fluidyne Heat Engine Construction and Performance. Journal of agriculture of University of Puerto Rico, 1985.

[83] G. T. Reader and P. D. Lewis, Modes of operation of a jet-stream Fluidyne. In: Proceedings of 14th intersociety energy conversion engineering conference, Boston, MA, USA; p. 1098-1102, 1979.

[84] D. C. Mosby, The fluidyne heat engine, Master thesis Monterey, California. Naval Postgraduate School, California USA, 1978.

[85] G. C. Bell, Solar powered liquid piston Stirling cycle irrigation pump. U.S. Department of Energy, Solar Energy, 29 pages, 1979.

[86] N. Yang, R. Rickard, K. Pluckter, and T. Sulchek, Integrated two-cylinder liquid piston Stirling engine. Appl. Phys. Lett., vol. 105, n°14, p. 143903 (1-4), Oct. 2014.

[87] J. W. Mason and J. W. Stevens, Characterization of a solar-powered fluidyne test bed, Sustain. Energy Technol. Assess., vol. 8, pp. 1-8, Dec. 2014.

[88] J. Van de Ven, P. Gaffuri, B. Mies, and G. Cole, Developments towards a liquid piston Stirling engine. In International Energy Conversion Engineering Conference, Cleveland, Ohio, 2008.

[89] J. D. Van de Ven and P. Y. Li, Liquid piston gas compression. Appl. Energy, vol. 86, n°10, pp. 2183-2191, Oct. 2009.

[90] J. D. Van de Ven, Mobile hydraulic power supply: Liquid piston Stirling engine pump, Renew. Energy, vol. 34, n°11, pp. 2317-2322, Nov. 2009.

[91] C. Vikram Patil, A. Pinaki, P. I. Ro, Experimental investigation of heat transfer in liquid piston compressor. Applied Thermal Engineering, vol. 146 p. 169-179, 2019.

[92] C. Piya, Liquid Piston Gas Compression. A Major Qualifying Project Report, Worcester Polytechnic Institute, 2009.

[93] C. Piya, I. Sircar, J. D. Van de Ven, and D. J. Olinger, Numerical Modeling of Liquid Piston Gas Compression. ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, pp. 507-517, 2009.

[94] N. Kumar, M. Hofacker, and E. Barth, Design and Control of a Free-Liquid-Piston Engine Compressor for Compact Robot Power. Vanderbilt Undergraduate Research Journal VURJ, vol. 9, 2013.

[95] E. Orda and K. Mahkamov, Development of Low-tech solar thermal water pumps for use in developing countries. school of engineering. Journal sol. Energy - Tans ASME, vol 126, p.768-773, 2004.

[96] R. P. Klüppel and J. M. Gurgel, Thermodynamic cycle of a liquid piston pump. Renew. Energy, vol. 13, n°2, pp. 261-268, 1998.

[97] G. B. De Klerk and C. J. Rallis, A solar powered, back-to-back liquid piston Stirling engine for water pumping. Journal of Energy in Southern Africa, vol. 13, n°2, p. 36-42, 2002.

[98] K. Mahkamov, D. Djumanov, E. Orda, and V. Trukhov, Thermal water pumps on the basis of fluid piston solarstirling engine. 1st International Energy Conversion Engineering Conference, Portsmouth, Virginia, Aug. 2003.

[99] H. Jokar and, A. R. Tavakolpour-Saleh, A novel solar-powered active low temperature differential Stirling pump, Renew. Energy, vol. 81, pp. 319-337, Sep. 2015.

[100] S. Yatsuzuka, Y. Niiyama, K. Fukuda, K. Muramatsu, and N. Shikazono, Experimental and numerical evaluation of liquid-piston steam engine. Energy, vol. 87, pp. 1-9, Jul. 2015.

[101] S. Yatsuzuka, Y. Niiyama, K. Fukuda, Y. Hagiwara, K. Nishizawa, and N. Shikazono, A Liquid-Piston Steam Engine. In: proceedings ASME power 2011co-located with ICOPE-11 Power 2011-55394, 2011.

[102] T.C.B. Smith. Power dense thermofluidic oscillators for high load applications. In: Proceedings of 2nd International Energy Conversion Engineering Conference. Providence, Rhode Island, 2004.

[103] T.C.B. Smith. Asymmetric heat transfer in vapour cycle liquid-piston engines. In: Proceedings of 12th International Stirling Engine Conference, Durham,. p. 302-314, UK. 2005.

[104] C. N. Markides and T. C. B. Smith, A Dynamic Model for the Efficiency Optimization of an oscillatory low grade heat engine. Energy, vol.36, p. 6967-6980, 2011.

[105] R. Solanki, A. Galindo, and C. N. Markides, Dynamic modelling of a two-phase thermofluidic oscillator for efficient low grade heat utilization: Effect of fluid inertia. Appl. Energy, vol. 89, n°1, pp. 156-163, 2012.

[106] C. N. Markides, A. Osuolale, R. Solanki, and G.-B. V. Stan, Nonlinear heat transfer processes in a two-phase thermofluidic oscillator. Appl. Energy, vol. 104, pp. 958-977, Apr. 2013.

[107] R. Solanki, A. Galindo, and C. N. Markides, The role of heat exchange on the behaviour of an oscillatory two-phase low-grade heat engine. Appl. Therm. Eng., vol. 53, n°2, pp. 177-187, May 2013.

[108] R. Solanki, R. Mathie, A. Galindo, and C. N. Markides, Modelling of a two-phase thermofluidic oscillator for low-grade heat utilisation : Accounting for irreversible thermal losses. Appl. Energy, vol. 106, p. 337-54, 2013.

[109] C. N Markides, A. Gupta, Experimental investigation of a thermally powered central heating circulator: pumping characteristics. Appl Energy, vol. 110, p. 132-146, 2013.

[110] C. N Markides, R. Solanki, A. Galindo, Working fluid selection for a two-phase thermofluidic oscillator: effect of thermodynamic properties. Appl. Energy, vol. 124, p. 167-185, 2014.

[111] S. Mauran, M. Martins, D. Stitou et H. Semmari. A novel process for engines or heat pumps based on thermal-hydraulic conversion. Applied Thermal Engineering, vol. 37, p. 249-257, May 2012.

[112] S. Mauran et R. Borgogno, Micro cogénération solaire par moteur thermo-hydraulique. Journées Micro-cogénération - Cnam - 23 janvier, 2014.

[113] M. Martins, S. Mauran, D. Stitou, P. Neveu. A new thermal-hydraulic process for solar cooling. Energy, vol. 41, p. 104-112, 2012.

[114] K. Mahkamov, E. Orda, B. Belgasim, I. Makhkamova, A novel small dynamic solar thermal desalination plant with a fluid piston converter. Applied Energy, vol 156, p. 715-726, 2015.

[115] M. Özdemir, AF. Özgüç, A simple mathematical model to analyse a Fluidyne heat machine. Proc Inst Mech Eng Part A: J Power Energy, vol. 217(1), pages 91-100, 2003.

[116] M. Motamedi, R. Ahmadi, and H. Jokar, A solar pressurizable liquid piston stirling engine: Part 1, mathematical modeling, simulation and validation. Energy, vol. 155, pages 796-814, 2018.

[117] W. R. Martini, Stirling engine design manual. University Press of the Pacific. Reprinted from the 1983 edition. ISBN : 1-4102-1604-7, 2004.

[118] D. G. Thombare and S. K. Verma, Technological development in the Stirling cycle engines. Renewable & Sustainable Energy Reviews, vol.12, pages 1-38, 2006.

[119] H. Snyman, T.M Harms, J.M Strauss, Design analysis methods for Stirling engines Journal of Energy in Southern Africa, vol. 19 no 3, pages 4-19, Aug-2008.

[120] N. C. J. Chen and F. P. Griffin, Review of stirling engine mathematical models. Technical report, Oak Ridge National Laboratory, TN (USA), 1983.

[121] J. Wrona and P. Marek, Mathematical modeling of the Stirling engine. Procedia Engineering, vol. 157, pages 349-356, 2016.

[122] I. Urieli and D. M. Berchowitz, Stirling cycle engine analysis. Adam Hilger Ltd, Bristol, 1984

[123] T. Destoop, Compresseurs volumétriques. Techniques de l'Ingénieur, no BE-4220-V1, Août 1989.

[124] J. B. Heywood, Internal Combustion Engines Fundamentals. McGraw-Hill, Inc., 1988.

[125] P. Stouffs, Le moteur d'Ericsson, un moyen de valorisation de l'énergie thermique à réhabiliter ?, Entropie, vol. 241, p. 26-32, 2002.

ECOLE DOCTORALE :
Ecole Doctorale en Sciences Exactes et leurs Applications (ED211)

LABORATOIRE :
Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés (LaTEP)

CONTACT
maxndame@yahoo.fr