



**HAL**  
open science

# Étude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique de l'énergie solaire ou pour micro-cogénération.

Abdou Touré

## ► To cite this version:

Abdou Touré. Étude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique de l'énergie solaire ou pour micro-cogénération.. Énergie électrique. Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2010. Français. NNT: . tel-00546852

**HAL Id: tel-00546852**

**<https://theses.hal.science/tel-00546852>**

Submitted on 15 Dec 2010

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

## THÈSE

*Présentée à*

**L'UNIVERSITÉ DE PAU ET DES PAYS DE L'ADOUR**

École Doctorale des Sciences Exactes et de leurs Applications

*Par*

**ABDOU TOURÉ**

*Pour obtenir le grade de*

**DOCTEUR**

*Discipline : Physique*

*Spécialité : Énergétique*

---

# Etude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique d'énergie solaire ou pour micro-cogénération

---

Soutenue publiquement le 18 Novembre 2010

**Directeur de Thèse : Pascal Stouffs, Professeur, UPPA**

Après avis de :

MM. Michel FEIDT	Professeur - Université Henri Poincaré, Nancy	Rapporteur
François LANZETTA	Professeur - Université de Franche-Comté, Belfort	Rapporteur

Devant la commission d'examen composée de :

MM. Pascal HIGELIN	Professeur - Université d'Orléans	Président du jury
Jean-Pierre BEDECAR-RATS	Maître de conférences, HDR - LaTEP - Université de Pau et des Pays de l'Adour	Examineur
Michel FEIDT	Professeur - Université Henri Poincaré, Nancy	Examineur
François LANZETTA	Professeur - Université de Franche-Comté, Belfort	Examineur
Giampaolo MANFRIDA	Professeur - Université de Florence, Italie	Examineur
Didier MARQUET	France Télécom R&D	Examineur
Pascal STOUFFS	Professeur - LaTEP - Université de Pau et des Pays de l'Adour	Examineur



# Remerciements

*Ce travail a été mené au sein du Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés (LaTEP) et du département Génie Thermique et Energie de l'IUT des Pays de l'Adour. Son financement a été en partie assuré par une bourse d'études du gouvernement français à travers son ministère des affaires étrangères. J'ai également bénéficié d'un financement complémentaire du LaTEP.*

*Je remercie Monsieur le Professeur Pascal STOUFFS, Directeur du LaTEP, pour m'avoir accueilli dans son laboratoire et Monsieur Vincent LALANNE, Directeur de l'IUT des Pays de l'Adour, ainsi que Monsieur Youssef ZERAOULI, Chef du département GTE, pour m'avoir accepté dans leurs locaux durant ces trois années de thèse.*

*Je tiens à faire part de ma reconnaissance à Monsieur le Professeur Pascal HIGELIN de l'Université d'Orléans, pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury de soutenance.*

*Je remercie mes rapporteurs de thèse, Monsieur le Professeur Michel FEIDT de l'Université Henri Poincaré de Nancy et Monsieur le Professeur François LANZETTA de l'Université de Franche-Comté de Belfort, pour l'intérêt et le regard critique qu'ils ont porté sur mon travail.*

*J'exprime ma profonde gratitude à mon directeur de thèse, Monsieur le Professeur Pascal STOUFFS pour la confiance qu'il m'a accordée en me confiant ce travail de recherche, sa disponibilité, ses remarques objectives et son goût du partage de la connaissance scientifique qu'il m'a témoigné tout au long de ces trois années. En outre, le financement que m'a accordé Monsieur STOUFFS m'a permis de réaliser mon travail de recherche dans de bonnes conditions. Je lui en suis profondément reconnaissant.*

*Je remercie également Monsieur le Professeur Giampaolo MANFRIDA de l'Université de Florence en Italie, Monsieur Jean-Pierre BEDECARRATS du LaTEP – Université de Pau et des Pays de l'Adour et Monsieur Didier MARQUET de France Télécom, pour avoir accepté de participer au jury.*

*Merci à tous les enseignants du département GTE de l'IUT des Pays de l'Adour pour leurs encouragements et l'amitié qu'ils m'ont témoignée.*

*Je remercie particulièrement Monsieur Luc DANDO, Ingénieur-Consultant à Alzen, qui a réalisé le prototype de moteur Ericsson. Ses conseils techniques et sa disponibilité m'ont beaucoup aidé dans mon travail.*

*J'adresse mes remerciements à Muriel ALAPHILIPPE, Christine CELLIER, Cécile ARRONDO, Stéphane SOUBACQ avec qui j'ai commencé le montage de ma manip, Jean-Luc SAUBATTE qui a réalisé les supports mécaniques du banc d'essai, Monsieur Pascal BRUEL du Laboratoire de Mathématiques et Applications pour ses conseils et encouragements, Éric NORMANDIN de Innov'Adour avec qui j'ai beaucoup travaillé à la mise au point de l'acquisition des données du banc d'essai du moteur Ericsson, sans oublier Monsieur Laurent MARLIN et son équipe de l'atelier de physique qui ont réalisé une partie des pièces mécaniques du banc.*

*Je voudrais également remercier mes collègues de bureau Maxime PERRIET-MUZET et Kossivi GOKPI pour leur bonne humeur et leur aide lors du montage du banc d'essai du moteur Ericsson. Qu'ils sachent que je garderai en mémoire tous les bons moments passés ensemble et les pauses autour de la machine à café. Je n'oublie pas Manuel ALEJANDRO FULA qui vient de commencer sa thèse et à qui je souhaite beaucoup de réussite.*

*Et enfin, je voudrais remercier tout particulièrement mes parents et mes amis pour leurs encouragements et leur éternel soutien.*





# Résumé

---

Un moteur Ericsson est un moteur alternatif à apport de chaleur externe, à enceinte de compression et de détente distinctes, à récupérateur et à fluide de travail monophasique gazeux. Il fonctionne selon le cycle thermodynamique de Joule.

Dans un contexte énergétique mondial marqué par une crise liée à l'épuisement progressif des ressources fossiles et aux problèmes environnementaux, il est nécessaire de développer de nouveaux systèmes de production d'énergie "propre" à coût réduit. Le moteur Ericsson s'avère être une solution technologique pertinente pour la conversion de l'énergie solaire en électricité et pour des applications de micro-cogénération.

Dans cette thèse, nous avons tout d'abord 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 (réchauffeur -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. Les résultats théoriques obtenus sont présentés et commentés.

Ensuite, nous avons caractérisé le prototype de machine de détente de moteur Ericsson qui a été réalisé dans notre laboratoire, soit la 'partie chaude' du moteur qui constitue l'élément le plus délicat à concevoir.

Les résultats des essais en 'mode moteur' et en 'mode moteur entraîné' sont présentés, avec leurs commentaires et analyses. Les performances du prototype sont très encourageantes et sont conformes à celles de travaux théoriques antérieurs. Il a donc été décidé de concevoir et réaliser la partie compresseur du moteur qui a ainsi été ajoutée au prototype, de sorte que nous disposons à présent d'un prototype de moteur Ericsson complet.

Nous présentons également le banc d'essai qui a été réalisé et qui sert à la caractérisation du prototype complet.



# Abstract

An Ericsson engine is an external heat supply engine working according to a Joule thermodynamic cycle. Such engines have separated compression and expansion cylinders, a recuperator, and a monophasic gaseous working fluid.

In the current world energy context marked by a crisis due to the progressive exhaustion of the fossil resources and to the environmental problems, it is necessary to develop new systems of low-cost "clean" power production. The Ericsson engine is a very good technological solution for the conversion of solar energy to electricity and for micro-Combined Heat and Power applications.

In this thesis, first of all we have developed an original theoretical model of a volumetric hot air Joule cycle engine (Ericsson engine). This model allows to predict the pressure in the heater of the engine according to the geometrical characteristics (capacity and dead volumes of the compression and expansion cylinders) and temperatures of the hot source and cold sink of the engine. The theoretical results are presented and analyzed.

Then, we have tested a prototype of the 'hot' part of an open cycle Ericsson engine developed by our laboratory. Experimental results for the 'engine mode' and the 'driven engine mode' are presented and analyzed. The performances of the prototype are in agreement with previous modeling results and assumptions. Therefore it has been decided to build and add the compression part to the prototype so that to allow the test of a complete Ericsson engine.

In this work, we also present the test bench which has been built in order to test the complete Ericsson engine prototype.



# Table des matières

Résumé	iii
Table des figures	xiii
Liste des tableaux	xix
Nomenclature	xxi
Introduction générale	1
<b>I Le moteur Ericsson : Présentation et Modélisation</b>	<b>5</b>
<b>1 Le moteur Ericsson : Historique et État de l'art</b>	<b>7</b>
1.1 Introduction	7
1.2 Les moteurs thermiques	7
1.3 Les moteurs à air chaud	8
1.4 Le moteur Ericsson	10
1.4.1 Présentation et historique	10
1.4.2 Principe de fonctionnement du moteur Ericsson	11
1.4.3 Cycle du moteur Ericsson	15
1.4.4 État de l'art sur le moteur Ericsson	16
Moteurs Ericsson à "combustion interne"	16
Moteur à apport de chaleur externe de type turbine à gaz	18
Développement numérique d'un moteur alternatif à soupapes, à cycle de Joule, à apport de cha- leur externe	19
Travaux de recherche sur les moteurs à cycle théorique d'Ericsson	20
Travaux de recherche sur le moteur Ericsson à apport de chaleur externe, à cycle de Joule	21
1.5 Conclusion	22
<b>2 Modélisation du moteur alternatif à apport de chaleur externe à cycle de Joule à récupération</b>	<b>23</b>
2.1 Introduction	23
2.2 Hypothèses générales du modèle	23
2.3 Adimensionalisation	24

2.4	Analyse énergétique globale du cycle de Joule à récupération . . .	26
2.5	Modélisation détaillée de la compression . . . . .	28
2.5.1	Fonctionnement du compresseur . . . . .	28
2.5.2	Calculs des différents paramètres du compresseur . . . .	29
2.6	Modélisation détaillée de la détente . . . . .	31
2.6.1	Fonctionnement de la machine de détente . . . . .	31
2.6.2	Calculs des différents paramètres du détendeur . . . . .	33
2.7	Moteur complet . . . . .	40
2.7.1	Présentation et fonctionnement du moteur . . . . .	40
2.7.2	Calcul du rapport des volumes balayés des cylindres . . .	41
2.7.3	Calcul des expressions générales des performances du moteur . . . . .	42
	Puissance nette . . . . .	42
	Puissance thermique fournie . . . . .	42
	Rendement thermodynamique ou indiqué . . . . .	43
2.7.4	Calcul des performances du moteur en cas de recom- pression totale du volume mort du cylindre de détente Températures . . . . .	43
	Débit d'air du détendeur . . . . .	44
	Puissance indiquée de détente . . . . .	44
	Rapport de volume . . . . .	44
	Puissance nette du moteur . . . . .	45
	Puissance thermique fournie . . . . .	45
	Rendement thermodynamique . . . . .	45
2.7.5	Calcul des performances du moteur dans l'hypothèse où le volume mort du cylindre de détente n'est pas recom- primé . . . . .	46
	Températures . . . . .	47
	Débit d'air du détendeur . . . . .	47
	Puissance indiquée de détente . . . . .	47
	Rapport de volume . . . . .	47
	Puissance nette du moteur . . . . .	48
	Puissance thermique fournie . . . . .	48
	Rendement thermodynamique . . . . .	49
2.8	Conclusion . . . . .	49
<b>3</b>	<b>Résultats de la modélisation</b>	<b>51</b>
3.1	Introduction . . . . .	51
3.2	Cylindre de compression . . . . .	51
3.3	Cylindre de détente . . . . .	52
3.3.1	Avec recompression du volume mort . . . . .	52

3.3.2	Sans recompression du volume mort . . . . .	54
3.4	Plage de fonctionnement . . . . .	56
3.5	Étude des performances d'un moteur particulier . . . . .	61
3.6	Réglage des ouvertures et fermetures des soupapes . . . . .	69
3.7	Conclusion . . . . .	73
<b>II Étude expérimentale</b>		<b>75</b>
<b>4</b>	<b>Le prototype de machine de détente de moteur Ericsson</b>	<b>77</b>
4.1	Historique du projet . . . . .	77
4.2	Le prototype . . . . .	79
4.2.1	Présentation de la machine . . . . .	79
4.2.2	Embiellage . . . . .	81
4.2.3	Cylindre de détente . . . . .	82
4.2.4	Soupapes et distribution . . . . .	83
4.3	Le banc d'essai moteur . . . . .	86
4.3.1	Système d'air comprimé . . . . .	87
4.3.2	La régulation de pression . . . . .	87
4.3.3	La mesure de débit . . . . .	88
4.3.4	Le système de chauffage d'air . . . . .	89
4.3.5	Raccordement au moteur . . . . .	89
4.3.6	Accouplement du moteur . . . . .	89
4.3.7	L'acquisition des données . . . . .	90
<b>5</b>	<b>Essais préliminaires pour la mise au point du dispositif</b>	<b>93</b>
5.1	Mise au point mécanique . . . . .	93
5.2	Mise au point fluide et thermique . . . . .	94
5.3	Calage du point mort haut (PMH) . . . . .	94
5.4	Protocole expérimental . . . . .	95
5.5	Mise au point de la métrologie et de l'acquisition de données . . . . .	97
5.6	Calibration du matériel et fiabilité des mesures . . . . .	98
<b>6</b>	<b>Essais en 'mode moteur'</b>	<b>101</b>
6.1	Méthodologie . . . . .	101
6.2	Essais pour une température d'admission de 310 °C . . . . .	101
6.3	Essais pour une température d'admission de 400 °C . . . . .	104
6.4	Essais pour une température d'admission de 500 °C . . . . .	107
6.5	Températures de refoulement théoriques et expérimentales . . . . .	110
6.6	Performances globales du prototype . . . . .	112
6.6.1	Introduction . . . . .	112
6.6.2	Travail et puissance indiqués . . . . .	114

6.6.3	Puissance à l'arbre . . . . .	115
6.6.4	Rendement mécanique . . . . .	116
6.6.5	Coefficient de remplissage . . . . .	118
6.6.6	Rendement isentropique de détente . . . . .	119
6.6.7	Pertes de charge . . . . .	120
6.7	Conclusion . . . . .	121
<b>7</b>	<b>Essais en mode "moteur entraîné"</b>	<b>123</b>
7.1	Introduction . . . . .	123
7.2	Évolution des pressions . . . . .	123
7.3	Évolution de la pression culasse . . . . .	129
7.4	Diagrammes indicateurs enregistrés . . . . .	130
7.5	Performances mécaniques . . . . .	132
7.5.1	Travail indiqué du cylindre de détente en mode 'moteur entraîné' . . . . .	132
7.5.2	Couple total et couple de frottement mécanique . . . . .	134
7.5.3	Rendement mécanique . . . . .	136
7.5.4	Puissance mécanique totale d'entraînement . . . . .	137
7.5.5	Puissance de frottement mécanique . . . . .	138
7.5.6	Répartition des pertes mécaniques . . . . .	139
7.6	Résultats des premiers essais réalisés en "moteur entraîné" . . . . .	142
7.7	Conclusion . . . . .	145
<b>8</b>	<b>Le prototype de moteur Ericsson complet</b>	<b>147</b>
8.1	Choix du type de distribution du cylindre de compression . . . . .	147
8.1.1	Soupapes commandées ou clapets automatiques ? . . . . .	147
8.1.2	Soupapes alternatives ou clapets pivotants ? . . . . .	148
8.2	Configuration générale du cylindre de compression et de sa distribution . . . . .	149
8.3	Le prototype de moteur complet . . . . .	151
8.4	Le banc d'essai du prototype de moteur complet . . . . .	152
8.4.1	Test du moteur complet . . . . .	153
8.4.2	Test du cylindre de compression seul . . . . .	155
8.4.3	Test du cylindre de détente seul . . . . .	156
	Test avec de l'air 'froid' . . . . .	156
	Test avec de l'air chaud . . . . .	156
8.4.4	Test d'étanchéité de la ligne amont . . . . .	157
8.4.5	Sécurité du circuit . . . . .	157
8.5	Conclusion . . . . .	157
	<b>Conclusion générale et perspectives</b>	<b>159</b>

<b>Bibliographie</b>	<b>163</b>
<b>A Machines de compression et de détente</b>	<b>173</b>
A.1 Introduction . . . . .	173
A.2 Les machines de compression [15] . . . . .	173
A.2.1 Présentation . . . . .	173
A.2.2 Classification en fonction du mode de fonctionnement . . . . .	174
A.2.2.1 Les compresseurs volumétriques . . . . .	174
A.2.2.2 Les compresseurs de type dynamique . . . . .	175
A.2.3 Classification en fonction de l'importance du travail mo- teur . . . . .	175
A.3 Les machines de détente . . . . .	176
A.3.1 Présentation . . . . .	176
A.3.2 Les turbines . . . . .	176
A.3.2.1 Turbines à vapeur . . . . .	177
A.3.2.2 Turbines à gaz . . . . .	177
A.3.2.3 Turbines hydrauliques . . . . .	178
A.3.3 Les machines de détente volumétriques . . . . .	179
A.3.3.1 Les micro-turbines volumétriques . . . . .	179
A.3.3.2 Les machines à déplacement positif . . . . .	180
A.3.3.3 Les machines de détente volumétriques alter- natives . . . . .	182
A.4 Conclusion . . . . .	183
<b>B Rendement mécanique d'un moteur alternatif</b>	<b>185</b>
B.1 Introduction . . . . .	185
B.2 Caractéristiques principales d'un moteur alternatif . . . . .	185
B.2.1 Caractéristiques géométriques . . . . .	185
B.2.2 Fonctionnement d'un moteur alternatif à quatre temps . . . . .	188
B.2.3 Caractéristiques de performance mécanique . . . . .	190
B.3 Le frottement mécanique dans les moteurs . . . . .	192
B.3.1 Frottement dans les paliers . . . . .	192
B.3.2 Frottement dû aux pistons . . . . .	193
B.4 Pression moyenne effective de frottement mécanique . . . . .	194
B.5 Méthodes de détermination de la pression moyenne de frottement	196
B.5.1 La méthode de la droite de Willans . . . . .	196
B.5.2 Le test de Morse . . . . .	196
B.5.3 La méthode par calcul direct . . . . .	196
B.5.4 Le test en moteur entraîné . . . . .	197
B.5.4.1 Présentation . . . . .	197
B.5.4.2 Procédure de mise en œuvre . . . . .	197

B.6	Couple de frottement mécanique . . . . .	198
B.7	Influence de la pression dans le cylindre . . . . .	199
B.8	Influence du type de conception du moteur . . . . .	199
B.9	Rapport course/alésage . . . . .	200
B.10	Influence de la taille du moteur . . . . .	200
B.11	Influence du rapport de compression . . . . .	200
B.12	Conclusion . . . . .	200
<b>C</b>	<b>Équivalence entre approche globale et approche volumétrique</b>	<b>201</b>
C.1	Évaluation du débit massique d'air dans la machine de détente	201
C.2	Modélisation de la machine de détente E suivant l'approche globale . . . . .	202
C.3	Modélisation de la machine de détente E suivant l'approche volumétrique . . . . .	203
C.4	Modélisation de la machine de compression C . . . . .	204

# Table des figures

1.1	<i>Représentation qualitative d'un cycle moteur dans un diagramme entropique [7]. . . . .</i>	8
1.2	<i>Schéma de principe du moteur Stirling. C : cylindre de compression; E : cylindre de détente; H : réchauffeur; R : régénérateur; K : refroidisseur. . . . .</i>	9
1.3	<i>John Ericsson (1803-1889) . . . . .</i>	10
1.4	<i>Premier moteur d'Ericsson (1833) . . . . .</i>	10
1.5	<i>Respectivement : Moteur Ericsson (1853), Moteur thermique d'Ericsson pour propulsion navale (1853) et Moteur Ericsson (1855-1860). . . . .</i>	11
1.6	<i>Cycle ouvert sans récupérateur . . . . .</i>	12
1.7	<i>Cycle ouvert avec récupérateur . . . . .</i>	12
1.8	<i>Cycle fermé avec refroidisseur . . . . .</i>	12
1.9	<i>Respectivement : Cycle de Brayton-Joule et Cycle d'Ericsson [6].</i>	15
1.10	<i>Moteur de Moss et al. et moteur de Bell et al. . . . .</i>	16
1.11	<i>Moteur à apport de chaleur externe de type TAG . . . . .</i>	18
1.12	<i>Moteur de J. Wojewoda et al. . . . .</i>	19
2.1	<i>Diagramme indicateur du compresseur et diagramme indicateur du détenteur avec recompression partielle du volume mort du cylindre de détente. . . . .</i>	24
2.2	<i>Schéma de principe du moteur alternatif complet . . . . .</i>	26
2.3	<i>Rendement thermodynamique ou indiqué pour différentes valeurs <math>\epsilon_R</math> d'efficacité de récupérateur, avec <math>\theta = 3</math> . . . . .</i>	28
2.4	<i>Diagramme <math>(\beta, \varphi)</math> du compresseur . . . . .</i>	30
2.5	<i>Diagrammes indicateurs de la détente avec recompression du volume mort (a) et sans recompression du volume mort (b) . . . . .</i>	32
2.6	<i>Diagramme <math>(\beta, \varphi)</math> de la machine de détente avec recompression partielle du volume mort du cylindre . . . . .</i>	34
2.7	<i>Schéma du cycle thermodynamique de l'air dans le moteur . . . . .</i>	41
3.1	<i>Évolution du rapport de pression en fonction du débit adimensionnel d'air du cylindre de compression, pour différentes valeurs de <math>\mu_C</math> . . . . .</i>	52
3.2	<i>Évolution du rapport de pression en fonction du débit adimensionnel d'air du cylindre de détente, pour différentes valeurs de <math>\mu_E</math>, avec recompression du volume mort . . . . .</i>	53

3.3	<i>Évolution du rapport de pression en fonction du débit adimensionnel d'air du cylindre de détente, pour différentes valeurs de <math>\mu_E</math>, sans recompression du volume mort . . . . .</i>	54
3.4	<i>Température adimensionnelle <math>\theta_{E3}</math> de l'air à l'aspiration du détenteur (fig.2.1b), sans recompression du volume mort . . . . .</i>	55
3.5	<i>Plage de fonctionnement pour <math>\frac{\varphi}{\theta} = \frac{1}{3}</math>, avec recompression du volume mort du cylindre de détente . . . . .</i>	56
3.6	<i>Plage de fonctionnement pour <math>\frac{\varphi}{\theta} = \frac{2}{3}</math>, avec recompression du volume mort du cylindre de détente . . . . .</i>	57
3.7	<i>Plage de fonctionnement pour <math>\frac{\varphi}{\theta} = 1</math>, avec recompression du volume mort du cylindre de détente . . . . .</i>	58
3.8	<i>Plage de fonctionnement pour <math>\frac{\varphi}{\theta} = \frac{1}{3}</math>, sans recompression du volume mort du cylindre de détente . . . . .</i>	59
3.9	<i>Plage de fonctionnement pour <math>\frac{\varphi}{\theta} = \frac{2}{3}</math>, sans recompression du volume mort du cylindre de détente . . . . .</i>	60
3.10	<i>Plage de fonctionnement pour <math>\frac{\varphi}{\theta} = 1</math>, sans recompression du volume mort du cylindre de détente . . . . .</i>	60
3.11	<i>Évolution des rapports de pression correspondant aux débits d'air adimensionnels des cylindres de compression et de détente, en cas de recompression du volume mort du détenteur, pour <math>\frac{\varphi}{\theta} = 0,77</math>, <math>\mu_C = 0,17</math> et <math>\mu_E = 0,12</math> . . . . .</i>	61
3.12	<i>Évolution des rapports de pression correspondant aux débits d'air adimensionnels des cylindres de compression et de détente, sans recompression du volume mort du détenteur, pour <math>\frac{\varphi}{\theta} = 0,77</math>, <math>\mu_C = 0,17</math> et <math>\mu_E = 0,12</math> . . . . .</i>	63
3.13	<i>Comparaison des rapports de pression correspondant aux débits d'air adimensionnels du cylindre de détente, avec et sans recompression du volume mort, pour <math>\frac{\varphi}{\theta} = 0,77</math>, <math>\mu_C = 0,17</math> et <math>\mu_E = 0,12</math> . . . . .</i>	64
3.14	<i>Comparaison des puissances adimensionnelles de détente avec et sans recompression du volume mort, pour <math>\theta = 3</math>, <math>\mu_C = 0,17</math> et <math>\mu_E = 0,12</math> . . . . .</i>	65
3.15	<i>Comparaison des puissances adimensionnelles nettes avec et sans recompression du volume mort, pour <math>\theta = 3</math>, <math>\mu_C = 0,17</math> et <math>\mu_E = 0,12</math> . . . . .</i>	65

3.16	<i>Évolution du rapport de pression et des puissances adimensionnelles avec recompression du volume mort du cylindre de détente, en fonction du rapport de volume <math>\varphi</math>, pour <math>\theta = 3</math>, <math>\mu_C = 0,17</math> et <math>\mu_E = 0,12</math> . . . . .</i>	67
3.17	<i>Évolution du rendement thermodynamique du moteur en cas de recompression du volume mort du cylindre de détente, pour <math>\theta = 3</math>, <math>\mu_C = 0,17</math> et <math>\mu_E = 0,12</math> . . . . .</i>	67
3.18	<i>Évolution du rapport de pression et des puissances adimensionnelles sans recompression du volume mort du cylindre de détente, en fonction du rapport de volume <math>\varphi</math>, pour <math>\theta = 3</math>, <math>\mu_C = 0,17</math> et <math>\mu_E = 0,12</math> . . . . .</i>	68
3.19	<i>Évolution du rendement thermodynamique du moteur en fonction du rapport de volume, sans recompression du volume mort du cylindre de détente, pour <math>\theta = 3</math>, <math>\mu_C = 0,17</math> et <math>\mu_E = 0,12</math> . . . . .</i>	68
3.20	<i>Comparaison des rendements thermodynamiques avec et sans recompression du volume mort du cylindre de détente, pour <math>\theta = 3</math>, <math>\mu_C = 0,17</math> et <math>\mu_E = 0,12</math> . . . . .</i>	69
3.21	<i>Réglage des ouvertures et fermetures des soupapes du cylindre de compression (fig.2.2) pour <math>\mu_C = 0,17</math> et <math>\mu_E = 0,12</math> . . . . .</i>	70
3.22	<i>Réglage des ouvertures et fermetures des soupapes du cylindre de détente (fig.2.2) pour <math>\mu_C = 0,17</math> et <math>\mu_E = 0,12</math> . . . . .</i>	72
4.1	<i>Principe du moteur Ericsson de micro-cogénération [36] . . . . .</i>	78
4.2	<i>Concentrateur solaire utilisé dans l'étude [29] . . . . .</i>	78
4.3	<i>Vue d'ensemble du prototype de la partie chaude du moteur Ericsson . . . . .</i>	80
4.4	<i>Photos de l'embiellage du moteur . . . . .</i>	81
4.5	<i>Déplacement du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin . . . . .</i>	82
4.6	<i>Respectivement : Les deux parties du cylindre et moteur ouvert, chemise et culasse déposées, la partie supérieure du piston dépassant la partie inférieure du cylindre . . . . .</i>	83
4.7	<i>Distribution du moteur. (a) : Chaîne de distribution, tendeur de chaîne et pignon de l'arbre à came; (b) : Came, culbuteur, tige et ressort de la soupape de refoulement, levier d'ouverture manuelle de la soupape; (c) : Système des 2 demi-cames, culbuteur, et tête de rallonge de tige de soupape refroidie à l'eau . . . . .</i>	84
4.8	<i>Soupape et sa rallonge de tige refroidie à l'eau . . . . .</i>	84
4.9	<i>Schéma du circuit d'eau de refroidissement de la machine de détente . . . . .</i>	85

4.10	<i>Schéma de principe du banc d'essai de la partie chaude du moteur Ericsson</i>	86
4.11	<i>Vue générale de l'ensemble du système</i>	87
4.12	<i>Compresseur, sécheur, détendeur</i>	88
4.13	<i>(a) : Débitmètre massique numérique et capteur de pression; (b) : Cartouche chauffante et réservoirs tampons chaud et froid.</i>	88
4.14	<i>Positionnement de certains capteurs</i>	90
4.15	<i>Codeur angulaire (en bleu)</i>	91
4.16	<i>Schéma du système d'acquisition de données</i>	92
5.1	<i>Références angulaires du vilebrequin</i>	95
5.2	<i>Repérage du PMH</i>	96
6.1	<i>Évolution des pressions à 306 tr/min pour <math>T_{adm} = 310\text{ }^{\circ}\text{C}</math></i>	102
6.2	<i>Évolution des pressions à 600 tr/min pour <math>T_{adm} = 310\text{ }^{\circ}\text{C}</math></i>	102
6.3	<i>Évolution des pressions à 902 tr/min pour <math>T_{adm} = 310\text{ }^{\circ}\text{C}</math></i>	103
6.4	<i>Diagrammes indicateurs pour <math>T_{adm} = 310\text{ }^{\circ}\text{C}</math></i>	104
6.5	<i>Évolution des pressions à 271 tr/min pour <math>T_{adm} = 400\text{ }^{\circ}\text{C}</math></i>	105
6.6	<i>Évolution des pressions à 512 tr/min pour <math>T_{adm} = 400\text{ }^{\circ}\text{C}</math></i>	106
6.7	<i>Évolution des pressions à 836 tr/min pour <math>T_{adm} = 400\text{ }^{\circ}\text{C}</math></i>	106
6.8	<i>Diagrammes indicateurs pour <math>T_{adm} = 400\text{ }^{\circ}\text{C}</math></i>	107
6.9	<i>Évolution des pressions à 305 tr/min pour <math>T_{adm} = 500\text{ }^{\circ}\text{C}</math></i>	108
6.10	<i>Évolution des pressions à 610 tr/min pour <math>T_{adm} = 500\text{ }^{\circ}\text{C}</math></i>	108
6.11	<i>Évolution des pressions à 894 tr/min pour <math>T_{adm} = 500\text{ }^{\circ}\text{C}</math></i>	109
6.12	<i>Diagrammes indicateurs pour <math>T_{adm} = 500\text{ }^{\circ}\text{C}</math></i>	109
6.13	<i>Températures moyennes pour <math>T_{adm} = 310\text{ }^{\circ}\text{C}</math></i>	110
6.14	<i>Températures moyennes pour <math>T_{adm} = 400\text{ }^{\circ}\text{C}</math></i>	111
6.15	<i>Températures moyennes pour <math>T_{adm} = 500\text{ }^{\circ}\text{C}</math></i>	111
6.16	<i>Travail indiqué</i>	114
6.17	<i>Puissance indiquée</i>	115
6.18	<i>Puissance à l'arbre</i>	116
6.19	<i>Rendement mécanique</i>	118
6.20	<i>Coefficient de remplissage</i>	119
6.21	<i>Rendement isentropique de détente</i>	120
7.1	<i>Évolution des pressions pour <math>n = 300\text{ tr/min}</math>, essai cas 1</i>	125
7.2	<i>Évolution des pressions pour <math>n = 604\text{ tr/min}</math>, essai cas 1</i>	125
7.3	<i>Évolution des pressions pour <math>n = 856\text{ tr/min}</math>, essai cas 1</i>	125
7.4	<i>Évolution des pressions pour <math>n = 303\text{ tr/min}</math>, essai cas 2</i>	126
7.5	<i>Évolution des pressions pour <math>n = 605\text{ tr/min}</math>, essai cas 2</i>	126
7.6	<i>Évolution des pressions pour <math>n = 892\text{ tr/min}</math>, essai cas 2</i>	126
7.7	<i>Évolution des pressions pour <math>n = 308\text{ tr/min}</math>, essai cas 3</i>	127

7.8	<i>Évolution des pressions pour <math>n = 602</math> tr/min, essai cas 3</i>	127
7.9	<i>Évolution des pressions pour <math>n = 900</math> tr/min, essai cas 3</i>	127
7.10	<i>Évolution des pressions pour <math>n = 308</math> tr/min, essai cas 4</i>	128
7.11	<i>Évolution des pressions pour <math>n = 604</math> tr/min, essai cas 4</i>	128
7.12	<i>Évolution des pressions pour <math>n = 948</math> tr/min, essai cas 4</i>	128
7.13	<i>Comparaison des pressions culasse des 4 essais à faible vitesse</i>	129
7.14	<i>Comparaison des pressions culasse des 4 types d'essais à <math>n = 600</math> tr/min environ</i>	129
7.15	<i>Comparaison des pressions culasse des 4 types d'essais à grande vitesse</i>	130
7.16	<i>Comparaison des diagrammes indicateurs des 4 types d'essais 300 à tr/min environ</i>	131
7.17	<i>Comparaison des diagrammes indicateurs des 4 types d'essais à 600 tr/min environ</i>	131
7.18	<i>Comparaison des diagrammes indicateurs des 4 types d'essais à 900 tr/min environ</i>	131
7.19	<i>Diagrammes indicateurs de l'essai cas 1</i>	132
7.20	<i>Diagrammes indicateurs de l'essai cas 2</i>	132
7.21	<i>Diagrammes indicateurs de l'essai cas 3</i>	132
7.22	<i>Diagrammes indicateurs de l'essai cas 4</i>	132
7.23	<i>Travail indiqué en mode 'moteur entraîné' des cas 1, 3 et 4</i>	133
7.24	<i>Couple d'entraînement du cylindre de détente en mode 'moteur entraîné'</i>	135
7.25	<i>Couple perdu par frottement mécanique du cylindre de détente en mode 'moteur entraîné'</i>	136
7.26	<i>Puissance mécanique totale d'entraînement</i>	137
7.27	<i>Puissance de frottement mécanique</i>	138
7.28	<i>Méthode de détermination de la répartition des frottements</i>	140
7.29	<i>Couple d'entraînement du cylindre de détente en mode 'moteur entraîné', obtenu à l'issue des premiers essais</i>	142
7.30	<i>Couple perdu par frottement mécanique lors des premiers essais du cylindre de détente en mode 'moteur entraîné'</i>	143
8.1	<i>Vue partielle du moteur montrant les détails de la partie compression</i>	150
8.2	<i>Emplacement des clapets du compresseur</i>	150
8.3	<i>Schéma de principe du prototype de moteur Ericsson complet</i>	152
8.4	<i>Photo du prototype de moteur Ericsson complet et du nouveau banc d'essai</i>	153
8.5	<i>Schéma du banc d'essai du prototype de moteur complet</i>	154
A.1	<i>Les différents types de compresseurs [15]</i>	174

---

A.2	<i>Technologie de compresseurs volumétriques, moteur Wankel et quasi-turbine [47]</i> . . . . .	179
A.3	<i>Détails d'une machine de détente HT Scroll</i> . . . . .	182
B.1	<i>Représentation schématique d'une machine alternative [71]</i> . .	186
B.2	<i>Représentation des quatre temps du fonctionnement d'un moteur alternatif, <math>S_{asp}</math> et <math>S_{ref}</math> représentent respectivement les soupapes d'aspiration et de refoulement.</i> . . . . .	189
C.1	<i>Diagramme indicateur <math>(p, V)</math> et diagramme <math>(V, p)</math> équivalent de la machine de détente à piston <math>E</math></i> . . . . .	201
C.2	<i>Diagramme indicateur <math>(p, V)</math> et diagramme <math>(V, p)</math> équivalent du cylindre de compression <math>C</math></i> . . . . .	205

# Liste des tableaux

2.1	<i>Grandeurs adimensionnelles correspondant aux différents points du diagramme <math>(\beta, \varphi)</math> de la figure 2.4 . . . . .</i>	30
3.1	<i>Points de la plage de fonctionnement en cas de non recompression du volume mort du cylindre de détente, pour <math>\frac{\varphi}{\theta} = \frac{2}{3}</math> . . . . .</i>	58
3.2	<i>Caractéristiques du moteur étudié . . . . .</i>	62
6.1	<i>Températures moyennes pour les trois températures d'admission . . . . .</i>	112
7.1	<i>Coefficients des régressions polynomiales de <math>W_{ind}</math> . . . . .</i>	134
7.2	<i>Coefficients des régressions polynomiales de <math>C_{frott}</math> . . . . .</i>	135
7.3	<i>Coefficients des régressions polynomiales de <math>C_{total}</math> . . . . .</i>	143



# Nomenclature

---

## NOMENCLATURE

<b>Symbole</b>	<b>Description</b>	
$C$	Course du piston	$m$
$c_p$	Chaleur spécifique massique à pression constante	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
$D$	Diamètre	$m$
$f$	Coefficient de frottement	
$h$	Enthalpie massique	$J.kg^{-1}$
$k$	$\frac{\gamma-1}{\gamma}$	
$L$	Longueur	$m$
$m$	Masse de fluide	$kg$
$\dot{m}$	Débit massique	$kg.s^{-1}$
$n$	Vitesse de rotation	$tr.min^{-1}$
$p$	Pression	$Pa$
$\dot{Q}$	Puissance thermique	$W$
$r$	Constante des gaz parfaits	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
$r$	Rayon de bielle	$10^{-3}m$
$R$	Récupérateur de chaleur	
$s$	Entropie massique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
$S$	Surface	$m^2$
$T$	Température	$K$
$T_C$	Température de source chaude	$K$
$T_F$	Température de source froide	$K$
$u$	Vitesse linéaire des pistons	$m.s^{-1}$
$v$	Volume spécifique	$m^3.s^{-1}$
$v$	Vitesse	$m.s^{-1}$
$V$	Volume	$m^3$
$W$	Travail	$J$
$\dot{W}$	Puissance mécanique	$W$
$w$	Travail massique	$J.kg^{-1}$

*Symboles grecs*

$\beta$	Rapport de compression	$\frac{p_{max}}{p_{min}}$
$\gamma$	$c_p/c_v$	
$\delta$	Débit adimensionnel	
$\varepsilon$	Efficacité des échangeurs de chaleur	
$\varepsilon$	Coefficient de remplissage	
$\eta$	Rendement	
$\theta$	$\frac{T_h}{T_k}$ , Température adimensionnelle	
$\theta$	Angle de rotation vilebrequin	$^\circ V$
$\mu$	Volume mort relatif	
$\Pi$	Puissance adimensionnelle	
$\rho$	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
$\varphi$	Rapport de volume, Volume adimensionnel	
$\omega$	Vitesse angulaire	$rad.s^{-1}$

*Indices ou exposants*

$a$	Admission
$adm$	Admission
$ARC$	Avec recompression
$asp$	Aspiré
$C$	Cylindre de compression
$cr$	Fluide de travail entre $C$ et $R$
$cyl$	Cylindrée
$d$	Déplacé
$E$	Cylindre de détente
$er$	Fluide de travail, entre $E$ et $R$
$fct$	Fonctionnement
$frott$	Frottement
$h$	Fluide de travail, en sortie du réchauffeur
$H$	Réchauffeur (Heater)
$ind$	Indiqué (travail ou rendement)
$k$	Fluide de travail, à l'entrée du compresseur
$K$	Refroidisseur (Cooler)
$m$	Mécanique
$max$	Maximum
$mec$	Mécanique
$mes$	Mesure
$min$	Minimum
$mot$	Moteur
$moy$	Moyen

<i>net</i>	Net
<i>PMB</i>	Point Mort Bas
<i>PMH</i>	Point Mort Haut
<i>r, ref</i>	Refoulement
<i>R</i>	Récupérateur
<i>rh</i>	Fluide de travail, entre <i>R</i> et <i>H</i>
<i>rk</i>	Fluide de travail, à la sortie du récupérateur
<i>spec</i>	Spécifique
<i>SRC</i>	Sans recompression
<i>th</i>	Thermique
<i>theor</i>	Théorique
<i>tot</i>	Total
<i>vol</i>	Volumétrique

# Introduction générale

---

La production énergétique mondiale provient à 80 % des combustibles fossiles (35 % de pétrole, 24 % de charbon et 21 % de gaz). Pendant la seconde moitié du XX<sup>e</sup> siècle, pour répondre au défi de la progression des besoins mondiaux, on a privilégié l'augmentation de la production d'énergie primaire qui a ainsi été multipliée par 4. Au rythme actuel d'exploitation, la situation des réserves de pétrole et de gaz naturel est extrêmement préoccupante ; quant au charbon, les réserves sont immenses dans l'ensemble du monde mais les problèmes de pollution locale et globale et les difficultés d'exploitation limitent son utilisation à très grande échelle.

Il existe également d'autres énergies alternatives aux énergies fossiles (nucléaire par exemple), mais leur utilisation est limitée du fait des difficultés liées à la gestion des déchets.

Ainsi, l'utilisation des ressources fossiles et de certaines énergies alternatives comme sources d'énergie, entraîne des problèmes préjudiciables à notre planète (pollution, effet de serre, ...).

Il est dès lors important de développer des systèmes capables de produire de l'énergie "propre" à coût réduit, à partir de sources énergétiques telles le solaire, l'énergie géothermique, les effluents gazeux à haute température, la biomasse, l'énergie thermique issue de la valorisation de déchets organiques, etc. Pour ces sources d'énergie, les moteurs à air chaud ou moteurs à apport de chaleur externe (Stirling et Ericsson) sont une très bonne solution pour convertir l'énergie thermique en énergie mécanique, en vue de produire de l'électricité ou pour des applications de micro-cogénération (production simultanée d'électricité et de chaleur de petite puissance).

Dans le domaine des faibles puissances électriques (500 We ... 50 kWe), les secteurs résidentiel et tertiaire constituent un vaste marché économique pour lequel la technologie photovoltaïque (faible rendement électrique, durée de vie relativement courte, fonctionnement lié à l'ensoleillement, alternance jour/nuit, etc.) et les moteurs à combustion interne (vibrations, bruits, problèmes de maintenance, etc.) utilisés jusque-là ne semblent pas donner entière satisfaction.

En outre, la plupart des systèmes de conversion thermodynamique d'énergie solaire de petite puissance sont basés sur la technologie dite

"Dish/Stirling" [1, 2], qui repose sur des moteurs Stirling à haute température et requiert de forts taux de concentration de l'énergie solaire. Avec des rendements électriques parfois supérieurs à 30 %, cette technologie détient le record du meilleur rendement de conversion d'énergie solaire en énergie électrique injectée dans le réseau. Cependant, ces systèmes sont très lourds et coûteux, du fait en particulier de la parabole de concentration et de son système de suivi solaire, mais aussi de la haute technologie mise en œuvre dans le moteur à haute pression et haute température.

En revanche, des résultats de simulation ont montré que le couplage d'un concentrateur cylindro-parabolique avec un moteur Ericsson peut conduire à un rendement global annuel supérieur à 10 % avec un système technologiquement simple et peu coûteux [3, 4]. Ce moteur avait été complètement oublié du fait du développement des moteurs électriques et des moteurs à combustion interne dont la conception et la mise au point sont relativement plus aisées. Les derniers moteurs Ericsson produits à l'échelle industrielle et commercialisés datent du début du XX<sup>e</sup> siècle [5].

A notre connaissance, aucun prototype moderne de moteur Ericsson de puissance significative n'a été réalisé à ce jour.

Compte-tenu de ses qualités intrinsèques, des nombreuses possibilités d'applications qu'il offre, et du fait de la recherche de nouveaux procédés efficaces de conversion d'énergie, le moteur Ericsson connaît un regain d'intérêt manifeste.

Par ailleurs, il est prouvé que le cycle de Joule est celui qui décrit le mieux le fonctionnement d'un moteur Ericsson réel [6]. On note qu'il y a très peu de travaux récents sur le moteur Ericsson décrit par le cycle de Joule à deux isobares et deux isentropes.

Notre travail de recherche avait donc deux objectifs majeurs :

- développer un modèle théorique original de moteur thermique à apport de chaleur externe, à cycle de Joule à récupération ;
- faire l'étude expérimentale du premier prototype de machine de détente de moteur Ericsson qui a été réalisé dans notre laboratoire.

Le modèle théorique se présente comme un outil d'aide à la conception et à l'analyse des performances d'un moteur Ericsson réel. Le prototype réalisé devrait permettre de développer une machine finale destinée à la conversion thermodynamique de l'énergie solaire, en vue de produire de l'électricité pour station télécom en site isolé.

En effet, la production d'énergie électrique de petite puissance en site isolé, particulièrement pour des applications de télécommunication, représente un enjeu très important. A l'heure actuelle, les seules solutions technologiques

à ce besoin sont les centrales à groupes électrogènes, consommant du combustible fossile qu'il s'agit d'approvisionner, et/ou les centrales à panneaux solaires photovoltaïques, associées à des parcs de batteries électriques.

Dans le cadre d'un partenariat entre le laboratoire LaTEP et la société France Télécom, il a donc été décidé de concevoir, réaliser et de tester un prototype de machine de détente de moteur Ericsson, soit la 'partie chaude' du moteur qui constitue l'élément le plus délicat à concevoir. Le financement de ce projet a été assuré en outre grâce à des subventions accordées par le Conseil Régional d'Aquitaine et par le Programme Interdisciplinaire Energie du CNRS.

Le présent mémoire est structuré comme suit : une première partie est consacrée d'une part à la présentation de l'historique et de l'état de l'art du moteur Ericsson, d'autre part à une modélisation détaillée de ce moteur et à la présentation et aux commentaires des résultats de modélisation.

La seconde partie concerne la caractérisation expérimentale du prototype de machine de détente de moteur Ericsson, les résultats en 'mode moteur', l'étude de la distribution de la machine et les résultats en 'mode moteur entraîné'. Cette partie est une étape très importante de notre travail car elle constitue la base du projet de recherche qui nous a été confié. Les résultats expérimentaux sont originaux et offrent une meilleure connaissance du moteur Ericsson et permettent de franchir un pas vers la réalisation d'un moteur Ericsson moderne.

Dans la dernière partie du document, nous présentons la partie compresseur qui a été conçue, réalisée et ajoutée au prototype de machine de détente suite à sa validation, de sorte à avoir désormais un prototype complet de moteur Ericsson.

Pour faire l'étude expérimentale de ce prototype complet, il a fallu concevoir et réaliser un banc d'essai dont nous faisons également la présentation et la description des différents modes opératoires.

Enfin, après une conclusion générale, les deux premières annexes sont consacrées aux machines de compression et de détente, à la notion de rendement mécanique d'un moteur alternatif et aux méthodes d'évaluation des pertes mécaniques dans un tel moteur. En effet, compte-tenu des pertes par frottement dans la distribution du prototype de machine de détente, il était important pour nous de savoir si la puissance mécanique disponible en bout d'arbre pouvait permettre l'entraînement de la partie compresseur du moteur à concevoir et à adjoindre. Une troisième annexe est consacrée à la démonstration de l'équivalence entre approche globale et approche volumétrique du calcul de la puissance indiquée d'une machine alternative.



## Première partie

# Le moteur Ericsson : Présentation et Modélisation



# Le moteur Ericsson : Historique et État de l'art

---

## 1.1 Introduction

Après avoir connu un grand essor au XIX<sup>e</sup> le moteur Ericsson est tombé en désuétude du fait du développement des moteurs à combustion interne et des moteurs électriques. Les machines volumétriques alternatives sont une des meilleures solutions technologiques pour des applications de petites puissances dans la gamme de 1 à 10 kW (annexes A et B). Cet intervalle de puissances est celui de la micro-cogénération et de la conversion thermodynamique de l'énergie solaire de faible puissance. Vus les avantages qu'il présente sur le moteur Stirling [5] (une des rares solutions à apport de chaleur externe disponibles commercialement pour des applications de petites puissances) et les moteurs à combustion interne, le moteur Ericsson à cycle de Joule est en train de connaître un regain d'intérêt de la part de la communauté des ingénieurs et des chercheurs. Dans ce chapitre, nous faisons une présentation historique de ce moteur et un état de l'art sur les recherches actuelles à travers le monde.

## 1.2 Les moteurs thermiques

Le moteur Ericsson fait partie de la famille des moteurs thermiques. Le rôle de ces moteurs est de transformer l'énergie thermique en énergie mécanique. Pour cela, il faut que le fluide de travail, généralement l'air, reçoive de la chaleur d'une source chaude, cède de la chaleur à un puits froid et fournisse du travail mécanique à son environnement.

Le diagramme entropique (T,s) de la figure 1.2 présente qualitativement un cycle moteur. Le fluide de travail subit une compression au cours de laquelle il passe d'une pression faible  $p_{min}$  à une pression élevée  $p_{max}$ , à un niveau de température faible. Il subit ensuite une détente pour passer de  $p_{max}$  à  $p_{min}$ , à un niveau de température plus élevée. Tous les moteurs thermiques ont donc besoin pour fonctionner de :

- la compression d'un fluide froid ;

- l'apport de chaleur d'une source chaude ;
- le rejet de chaleur d'une source chaude vers un puits froid.

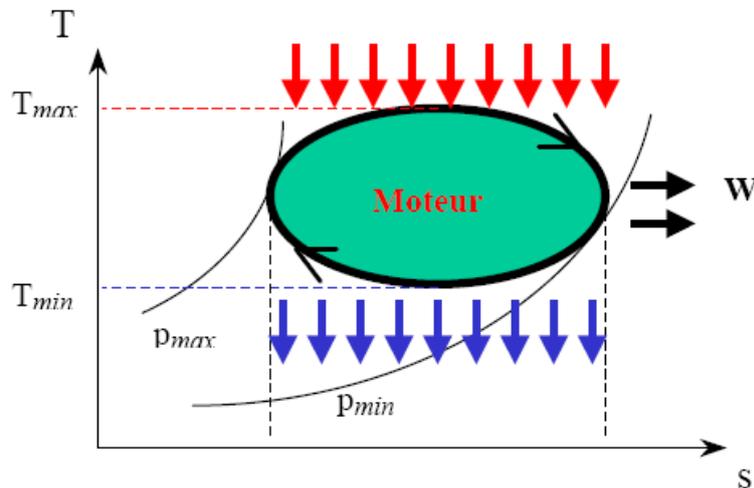


FIGURE 1.1 – Représentation qualitative d'un cycle moteur dans un diagramme entropique [7].

On distingue deux types de moteurs thermiques :

- Les moteurs à combustion interne. L'apport de chaleur est réalisé par combustion interne dans le cylindre, le fluide de travail, qui est nécessairement de l'air parcourant un cycle ouvert sur l'atmosphère. C'est le cas par exemple du moteur d'un véhicule automobile ou d'une turbine à gaz ;
- Les moteurs à apport de chaleur externe pour lesquels la chaleur provient d'une source externe à la machine.

### 1.3 Les moteurs à air chaud

Les moteurs à air chaud sont des moteurs alternatifs à apport de chaleur externe, à cylindres de compression et de détente séparés, à régénérateur (ou récupérateur) et à fluide de travail monophasique gazeux [5]. L'apport de chaleur externe, caractéristique du moteur Stirling (fig.1.2) et du moteur Ericsson (fig.1.7), permet d'utiliser des sources de chaleur diversifiées. Il peut s'agir de combustible peut être d'origine fossile sous forme solide, liquide ou gazeuse, ou encore d'énergie solaire ou nucléaire. Ces moteurs peuvent aussi valoriser de l'énergie thermique stockée.

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

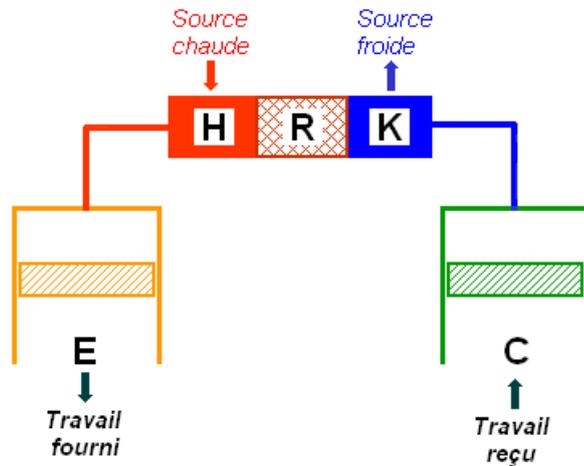


FIGURE 1.2 – Schéma de principe du moteur Stirling. *C* : cylindre de compression ; *E* : cylindre de détente ; *H* : réchauffeur ; *R* : régénérateur ; *K* : refroidisseur.

Les combustibles solides tels que le charbon, les déchets industriels, les résidus forestiers ouvrent des perspectives locales à l'utilisation des moteurs à "air chaud" dans les domaines agricoles et forestiers. L'énergie solaire peut également être exploitée pour la production d'électricité, l'irrigation et le dessalement des eaux par exemple.

Ses qualités intrinsèques et l'impérieuse nécessité de préserver l'environnement constituent des atouts qui sont de nature à susciter un regain d'intérêt pour le moteur à "air chaud". Il mérite donc une attention plus soutenue de la part des motoristes dans la panoplie alternative des machines thermiques destinées à la production locale d'énergie.

Les moteurs à "air chaud" sont parmi les premiers moteurs thermiques à avoir été inventés, juste après la machine à vapeur [8, 9, 10].

Dans la plupart de ces moteurs, l'air est utilisé comme fluide de travail, d'où l'appellation de "moteurs à air chaud" [9]. Certains moteurs modernes utilisent cependant de l'hélium ( $He$ ), du dihydrogène ( $H_2$ ) ou du diazote ( $N_2$ ) comme fluide de travail [11].

Contrairement à un moteur à combustion interne, le moteur à "air chaud" est très peu bruyant et demande très peu de maintenance [12]. Ces moteurs

sont très adaptés à la production d'énergie de petites puissances (de 1 à quelques dizaines de kilowatts). Avec le développement industriel accru et jusqu'à la fin de la première moitié du XX<sup>e</sup> siècle, ces moteurs ont été délaissés au profit des moteurs à combustion interne et des moteurs électriques dont les difficultés technologiques de mise en œuvre étaient beaucoup plus simples à résoudre à cette époque.

Dans la famille des moteurs à "air chaud", nous allons particulièrement nous intéresser au moteur Ericsson.

## 1.4 Le moteur Ericsson

### 1.4.1 Présentation et historique

L'ingénieur Ericsson (fig. 1.3) conçoit et réalise dès 1826, un moteur (appelé moteur calorique) initialement sans régénérateur avec des enceintes séparées pour le réchauffage de l'air et une autre pour le refroidissement.



FIGURE 1.3 – *John Ericsson (1803-1889)*

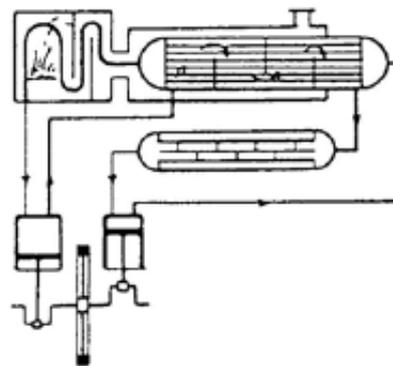


FIGURE 1.4 – *Premier moteur d'Ericsson (1833)*

En 1833, Ericsson construisit un moteur à "air chaud" à soupapes avec récupérateur, en cycle fermé (fig. 1.4). Et en 1853, il inventa un moteur fonctionnant en cycle ouvert (fig.1.5). Une machine à "air chaud" d'Ericsson a été utilisée comme moteur pour le vaisseau 'Ericsson' lancé en 1853. C'était un moteur marin développant une puissance de 220 kW avec un rendement global de 13,3 %. La vitesse de rotation valait 6,5 tr/min, la pression maximale de l'air dans le moteur, 0,16 MPa, la course des pistons, 1,8 m, l'alésage des

cylindres, 3,5 m pour le cylindre de compression et 4,3 m pour le cylindre de détente [8].

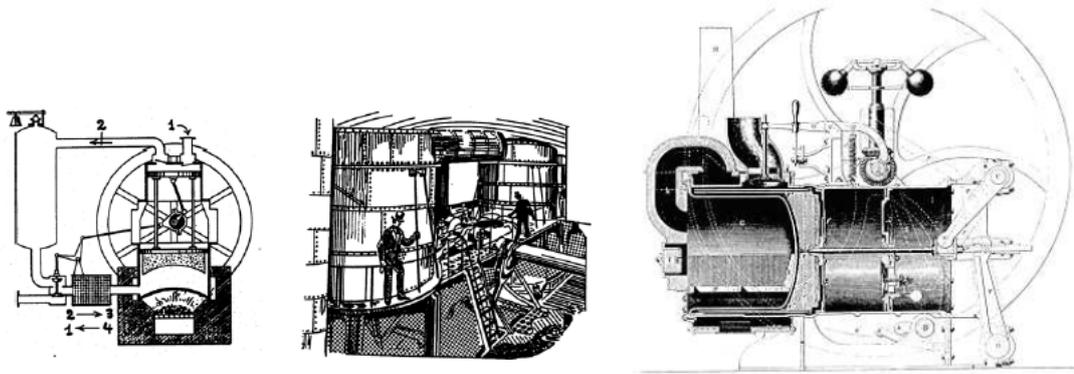


FIGURE 1.5 – Respectivement : Moteur Ericsson (1853), Moteur thermique d'Ericsson pour propulsion navale (1853) et Moteur Ericsson (1855-1860).

Le moteur Ericsson qui propulse le bateau transatlantique en 1853 a fait l'objet, de même que ses dérivés, d'une production à plusieurs milliers d'exemplaires installés sur des navires américains et dans des ateliers de manufactures [13]. Mais plus tard, les moteurs de ces navires vont être remplacés par des machines à vapeur classiques.

Entre 1855 et 1860, près de 3000 exemplaires de moteurs Ericsson de faible puissance, environ 600 W, furent vendus et mis en service aux États-Unis, en Allemagne, en France et en Suède. Sur ces moteurs, les pistons de compression et de détente sont situés dans le même cylindre (fig. 1.5) et c'est le premier modèle de moteur à "air chaud" à avoir été produit en grande série. Sa fiabilité et sa robustesse étaient avérées car un de ces moteurs a été installé sur un phare y est resté en fonctionnement 30 ans après sa mise en service.

#### 1.4.2 Principe de fonctionnement du moteur Ericsson

Selon les choix technologiques et énergétiques retenus, le moteur Ericsson peut avoir plusieurs configurations comme on peut le voir sur les figures 1.6, 1.7 et 1.8.

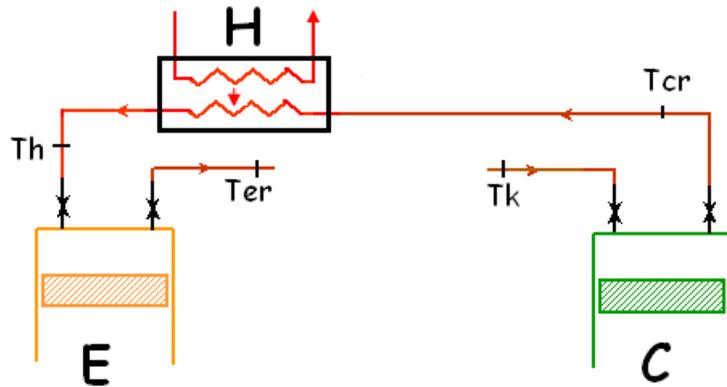


FIGURE 1.6 – Cycle ouvert sans récupérateur

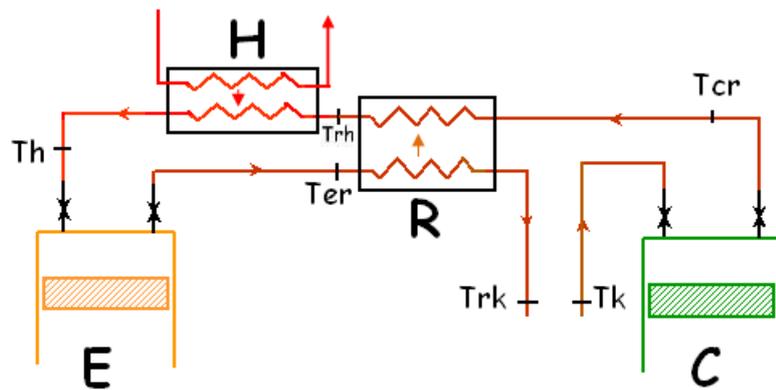


FIGURE 1.7 – Cycle ouvert avec récupérateur

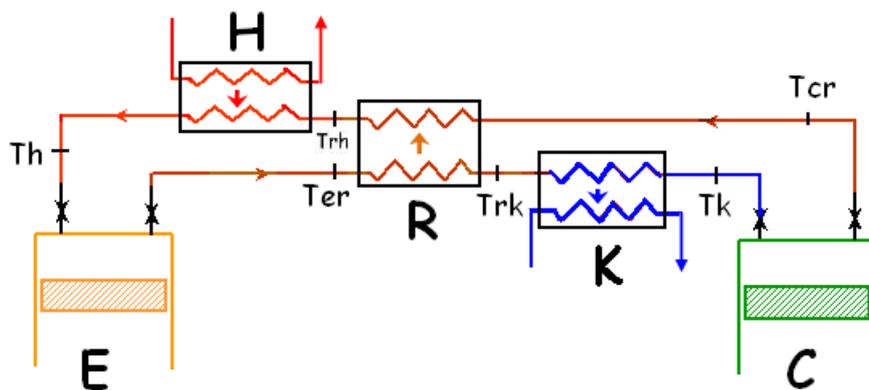


FIGURE 1.8 – Cycle fermé avec refroidisseur

En fonction de la configuration adoptée, les différents constituants du moteur sont :

- E (expansion) : cylindre de détente ;
- H (heater) réchauffeur : échangeur de chaleur entre la source chaude et le fluide de travail ;
- R : échangeur-récupérateur de chaleur ;
- K (cooler) refroidisseur : échangeur de chaleur entre le fluide de travail et le puits froid ;
- C (compression) : cylindre de compression.

#### **Le cycle ouvert sans récupérateur**

Le cylindre de compression C aspire l'air ambiant à la température  $T_k$ . Il le comprime jusqu'à atteindre un niveau de pression  $p_{max}$  fonction du rapport  $\beta$  choisi. L'air sous pression est refoulé à  $T_{cr}$  dans le réchauffeur H où il est chauffé. Cet air chaud sous pression est ensuite aspiré à  $T_h$  dans le cylindre E où il est détendu pour produire de l'énergie mécanique. Les gaz détendus sont refoulés par le cylindre E vers le milieu ambiant à la température  $T_{er}$ .

#### **Le cycle ouvert avec récupérateur**

L'air ambiant à la température  $T_k$  est aspiré par le cylindre C qui le comprime jusqu'à atteindre un niveau de pression  $p_{max}$  fonction du rapport  $\beta$  choisi. Il le refoule à la température  $T_{cr}$  dans le récupérateur R où l'air sous pression est préchauffé par les gaz chauds s'échappant du cylindre E. Cet air sous pression préchauffé à la température  $T_{rh}$ , pénètre dans le réchauffeur H où il est chauffé. L'air chaud sous pression est ensuite aspiré à  $T_h$  dans le cylindre E où il est détendu pour produire de l'énergie mécanique. Les gaz détendus sont refoulés à la température  $T_{er}$  vers le milieu ambiant, en passant dans le récupérateur R.

#### **Le cycle fermé avec refroidisseur**

Les gaz chauds qui s'échappent du cylindre E sont admis à la température  $T_{er}$  dans le récupérateur R où ils libèrent de la chaleur. Ils pénètrent ensuite dans le refroidisseur K où ils sont refroidis avant d'être aspirés à la température  $T_k$  par le cylindre C. Ces gaz froids y subissent une compression jusqu'à atteindre un niveau de pression  $p_{max}$  fonction du rapport  $\beta$  choisi. Les gaz sous pression sont refoulés à la température  $T_{cr}$  dans le récupérateur R où ils sont préchauffés. Cet air sous pression préchauffé à  $T_{rh}$ , pénètre dans le réchauffeur H où il est chauffé. L'air chaud sous pression est ensuite aspiré

à la température  $T_h$  dans le cylindre E, où il est détendu pour produire de l'énergie mécanique. Les gaz détendus sont refoulés dans le récupérateur R à la température  $T_{er}$ .

A la différence du moteur Stirling (fig.1.2), le moteur Ericsson possède des organes d'isolement autour des cylindres de compression et de détente, comme le montrent les figures 1.6, 1.7 et 1.8. Ces organes peuvent être des soupapes ou des clapets. Ils confèrent à ce moteur les avantages suivants [5] :

- Grâce aux soupapes, les espaces de compression et de détente sont isolés des échangeurs. Ainsi les volumes des échangeurs ne sont plus considérés comme des volumes morts qui diminueraient la puissance spécifique et le rendement du moteur. Il n'est pas nécessaire de trouver un compromis entre les volumes morts des échangeurs à minimiser et leurs surfaces d'échange à maximiser, contrairement à ce qui se passe dans le cas du moteur Stirling ;
- Le cycle thermodynamique du fluide de travail est plus aisé à simuler dû au fait qu'il effectue une boucle grâce aux échangeurs dans lesquels il passe une seule fois dans le même sens. L'échangeur R à contre-courant du moteur Ericsson entraîne moins de pertes de charge qu'un régénérateur ;
- Les organes d'isolement permettent d'éliminer "l'aberration thermique" que l'on rencontre dans le moteur Stirling : le fluide de travail passe dans les échangeurs chaud et froid lorsqu'il va de l'espace de détente vers l'espace de compression. Il serait préférable que le fluide ne soit pas chauffé avant de rentrer dans l'espace de compression et qu'il ne soit pas refroidi avant de rentrer dans l'espace de détente. Le fait que le fluide circule en boucle dans le moteur Ericsson permet d'éviter cela ;
- La nature du mouvement des pistons ne dégrade pas les performances énergétiques du moteur, ce qui permet d'utiliser des systèmes cinématiques simples et performants.

Il faut noter cependant que la présence d'organes d'isolement sur le moteur Ericsson peut conduire à certaines difficultés techniques à résoudre, à savoir :

- Même si les technologies actuelles permettent de réaliser des machines sûres et robustes, le fait que les organes d'isolement s'ouvrent et se ferment à chaque cycle pourrait diminuer la fiabilité du moteur ;
- Les soupapes installées sur le moteur provoquent des pertes de charges et une consommation énergétique supplémentaire par rapport à une machine sans soupape comme le moteur Stirling ;

- Les soupapes peuvent entraîner un niveau de bruit plus élevé que celui généré par un moteur qui en est dépourvu, comme le moteur Stirling ;
- Il faut mentionner également que les soupapes augmentent la complexité du moteur.

Le moteur Ericsson a connu un grand désintérêt de la part de la communauté des ingénieurs motoristes qui l'a mis dans l'oubli, malgré les avantages techniques que possède ce type de machine sur le moteur Stirling. A notre connaissance, il n'existe donc pas actuellement dans le monde, un moteur Ericsson moderne qui soit commercialisé.

### 1.4.3 Cycle du moteur Ericsson

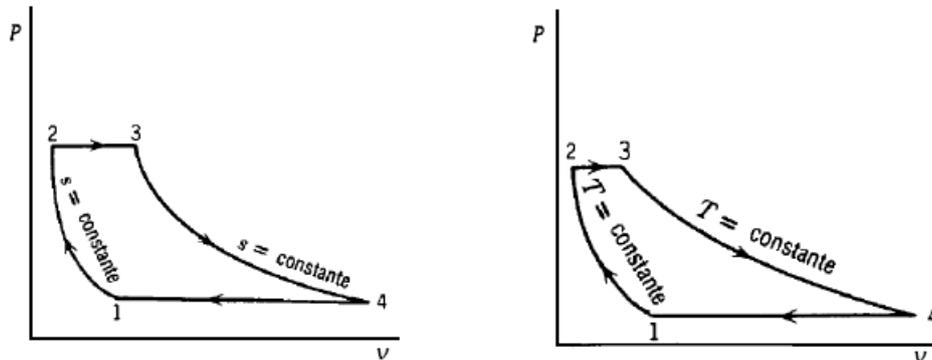


FIGURE 1.9 – Respectivement : Cycle de Brayton-Joule et Cycle d'Ericsson [6].

Dans ses travaux, A.J. Organ [10] montre que le cycle théorique de Stirling (deux isothermes et deux isochores) n'est pas approprié comme cycle théorique de référence pour étudier les moteurs Stirling [14]. De même, le cycle théorique d'Ericsson à deux isothermes et deux isobares (fig. 1.9, à droite) n'est pas approprié à l'étude d'un moteur Ericsson réel [6]. 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 dans des échangeurs extérieurs aux cylindres [8]. Le cycle de Joule ou de Brayton (1.9, à gauche), à deux isentropes et deux isobares, souvent utilisé pour décrire la turbine à gaz, paraît mieux approprié pour étudier un moteur Ericsson réel [15]. Il faut rappeler que dans le moteur inventé par Joule il n'y avait pas de

récupérateur. Il pourrait être considéré comme étant une version simplifiée du moteur Ericsson qui lui-même, peut être assimilé à une turbine à gaz à récupération dont on a remplacé le turbocompresseur par un compresseur à piston et la turbine par une machine piston/cylindre.

#### 1.4.4 État de l'art sur le moteur Ericsson

Il existe très peu de publications scientifiques sur le moteur Ericsson fonctionnant selon le principe du cycle de Joule. Parmi les quelques références bibliographiques disponibles, on pourrait distinguer :

- les études portant sur des moteurs Ericsson à "combustion interne" ;
- les études portant sur des moteurs à cycle théorique d'Ericsson ;
- les études portant sur des moteurs Ericsson à apport de chaleur externe.

#### Moteurs Ericsson à "combustion interne"

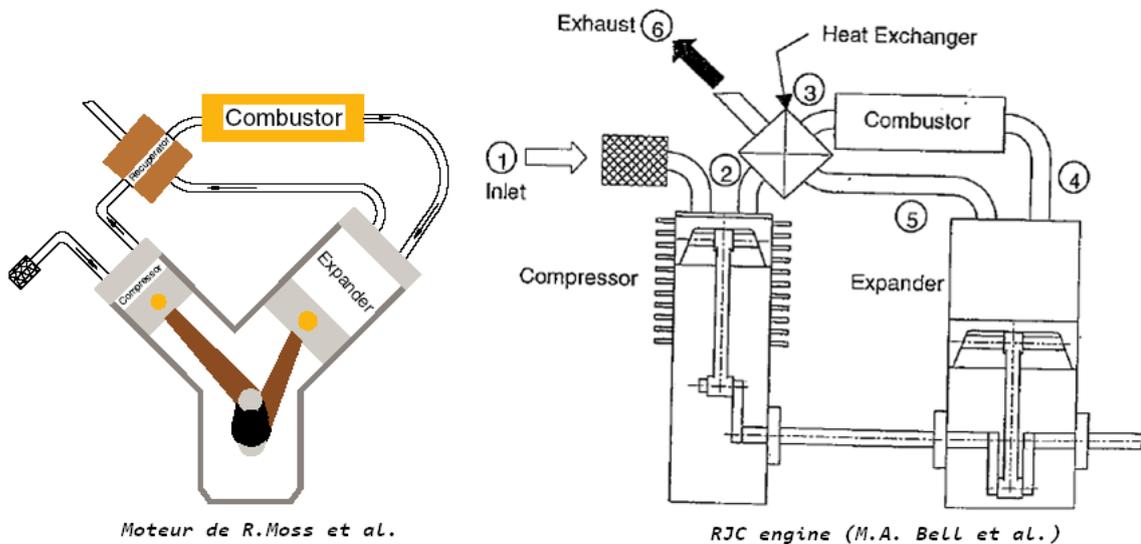


FIGURE 1.10 – Moteur de Moss et al. et moteur de Bell et al.

R.W. Moss et al. [16] ont étudié la possibilité de réaliser un moteur alternatif à cycle de Joule (fig. 1.10, à gauche). 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).

Les principaux éléments de ce moteur sont :

- un cylindre de compression et un cylindre de détente alternatifs relativement gros, supposés adiabatiques et équipés de pistons se déplaçant à faibles vitesses moyennes linéaires. Cela permet d'assurer un rendement mécanique élevé. La différence de température entre les parois des cylindres et le fluide de travail est très faible et les effets des transferts de chaleur dans les cylindres sont négligeables ;
- une chambre de combustion dans laquelle le combustible est brûlé pour fournir l'énergie thermique nécessaire au fonctionnement du moteur. Il est possible d'utiliser tout type de combustible, ce qui justifie l'appellation "moteur polycombustible" utilisée par les auteurs pour qualifier leur machine. A la différence d'un moteur Ericsson typique où les fumées servent à réchauffer le fluide de travail circulant à l'intérieur d'un échangeur de chaleur, ici les gaz de combustion sont admis directement dans le cylindre de détente ;
- un échangeur-récupérateur de chaleur d'efficacité 0,89.

Dans l'étude, les choix suivants ont été faits dans le but d'améliorer les performances théoriques du système :

- rapport de pression égal à 7,5/1 ;
- volume du cylindre de compression égal à 1,77 litres ;
- volume du cylindre de détente égal à 4,65 litres ;
- vitesse de rotation maximale du moteur égale à 1000 tr/mn.

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. A notre connaissance, aucun prototype n'a été réalisé à ce jour.

**M.A Bell et al.** [17] ont fait l'étude théorique d'un moteur (appelé "RJC engine", fig.1.10 à droite) pas très différent de celui de Moss et al. Le "RJC engine" est considéré par ses concepteurs comme étant le modèle alternatif équivalent de la turbine à gaz. C'est un moteur alternatif comprenant un cylindre de compression, un cylindre de détente, un échangeur-récupérateur de chaleur et une chambre de combustion.

C'est un moteur alternatif à cycle de Joule dans lequel la combustion se fait de façon continue, sans émissions de composés polluants (NOx, CO, émissions de HC imbrûlés [18]). Dans le modèle, les auteurs considèrent que les rendements mécaniques de compression et de détente sont équivalents et égaux à 95 %, des

volumes morts relatifs négligeables, une efficacité de l'échangeur-récupérateur égal à 0,85, un rapport de pression de 7, un rapport de volumes balayés égal à 2,3, des pertes de charge globales égales à 2 % de la pression d'entrée du cylindre de détente et des fuites estimées à 2,5 % de la masse de fluide de travail dans le circuit.

L'étude du cycle thermodynamique du fluide de travail tient compte de l'efficacité du récupérateur, des effets des frottements mécaniques, de la combustion, des volumes morts, des fuites, des pertes de charge. Le modèle théorique développé a montré que les performances du moteur dépendent fortement du rapport de pression adopté et dans une moindre mesure, du rapport des volumes balayés  $V_E/V_C$ . Le rendement indiqué  $\eta_{th}$  peut atteindre 50 % sous des conditions de fonctionnement réalistes. Avec une température  $T_{Hmax} = T_{Emax} = 1300 K$  et lorsque  $6 \leq \beta \leq 8$  et  $2 \leq V_E/V_C \leq 3$ , on obtient un rendement  $\eta_{th}$  optimum avec un travail indiqué élevé.

### Moteur à apport de chaleur externe de type turbine à gaz

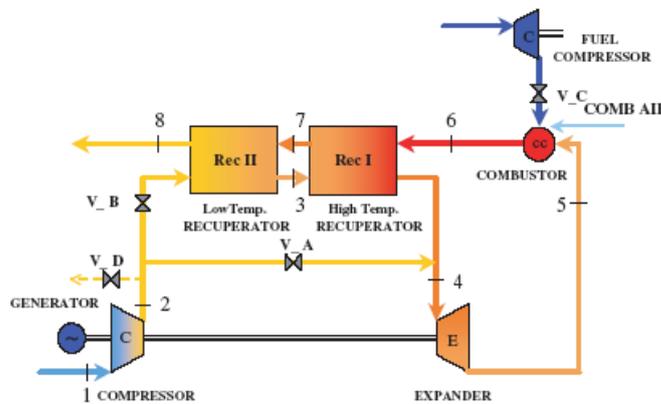


FIGURE 1.11 – Moteur à apport de chaleur externe de type TAG

Alberto Traverso et al. [19] ont étudié les performances d'une micro-turbine à gaz à récupération de 80 kW (Elliott TA-80R), à laquelle la chaleur est apportée par apport de chaleur externe (fig.1.11). La température d'admission réelle de la micro-TAG est de (900 - 950 °C). L'inconvénient majeur de ce type d'installation est l'échangeur de chaleur dont le type de matériaux utilisés pour la construction n'autorisent pas des températures élevées. Il y a également des problèmes d'encrassement à la sortie.

Une modélisation dynamique du système a été faite, suivie d'une simulation numérique à l'aide du logiciel TRANSEO. Les résultats numériques ont été validés par expérimentation sur une micro-turbine de 80 kW achetée dans le commerce. Malgré la faible performance économique et technique des cycles de TAG à apport de chaleur externe qui semblent être un obstacle à leur développement, les possibilités d'applications de ce type de technologies sont énormes, pour l'exploitation des ressources d'énergie renouvelable telles la biomasse. Cela a donc accru l'intérêt pour les dispositifs à petites puissances qui permettent d'utiliser le combustible 'in situ' : ceci devrait permettre de réaliser des économies sur le transport et monter des applications de cogénération. Egalement, le prétraitement du combustible sans la technique complexe et chère de gazéification permet de préserver l'environnement du combustible mais aussi d'éviter de devoir recourir à la gazéification de ce combustible qui est un prétraitement coûteux et de rendement encore assez médiocre.

#### Développement numérique d'un moteur alternatif à soupapes, à cycle de Joule, à apport de chaleur externe

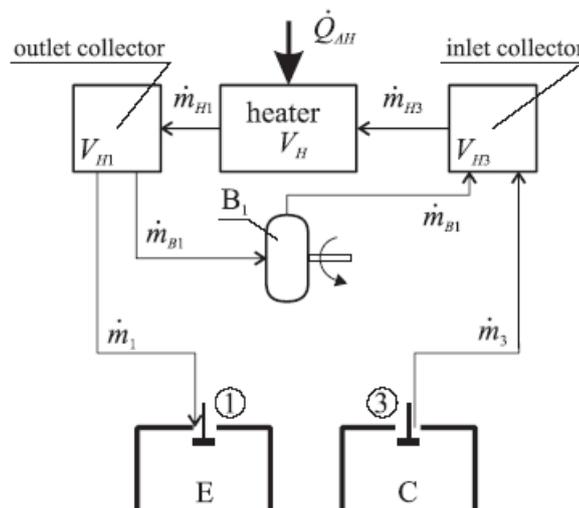


FIGURE 1.12 – Moteur de J. Wojewoda et al.

J. Wojewoda et Z. Kazimierski [20] ont modélisé et fait l'étude numérique d'un moteur à apport de chaleur externe, à soupapes, à cycle de Joule (fig.1.12). Il s'agit d'un moteur à deux temps fonctionnant en circuit fermé, muni d'un système de lubrification des organes mobiles et utilisant l'air comme fluide de travail. Il comporte un cylindre de compression et un cylindre de dé-

tente séparés et munis de soupapes, un réchauffeur, un refroidisseur et deux soufflantes. Il nous semble que la réalisation d'un tel moteur ne sera pas aisée, car les niveaux de pression sont très élevés, jusqu'à 90 bar avec une vitesse de rotation autour de 3000 tr/mn. En plus des problèmes liés à la lubrification des organes tournants, il faudra assurer une bonne étanchéité. Une autre difficulté majeure pour la mise au point de ce moteur est que les températures sont très élevées, entre 800 et 1000 °C. Il sera difficile de mettre au point un échangeur de chaleur air/air pouvant supporter ces niveaux de température. Les échangeurs de chaleur devront mettre en jeu de très grandes surfaces d'échange sous peine d'avoir une efficacité faible. Dans le cas où l'on voudrait utiliser une source solaire, il va falloir disposer de concentrateurs solaires de grandes dimensions ou de concentrateurs spéciaux pouvant atteindre les niveaux de température requis.

### Travaux de recherche sur les moteurs à cycle théorique d'Ericsson

Une étude expérimentale a été menée sur un prototype de moteur à cycle d'Ericsson par **J. Hussey** à l'Université de Cap en Afrique du Sud [21]. Il s'agit d'une tentative de développement d'un prototype de moteur à apport de chaleur externe à cycle d'Ericsson.

Les 5 kW escomptés ont été loin d'être atteints, du fait des frottements mécaniques (nombreux joints, bagues et segments), des fuites d'air, des pertes de charge, et d'une vitesse de rotation maximale trop faible (192 tr/mn).

**David A. Blank et Chih Wu** [22] ont fait une étude thermodynamique en temps fini d'un moteur à cycle théorique d'Ericsson solaire pour des applications spatiales, dont le but est d'optimiser la puissance et le rendement thermiques. C'est une étude théorique qui a permis d'établir un critère de base d'évaluation de la performance et de la conception de tels moteurs. Les auteurs ont bien cité les nombreux avantages du moteur à cycle théorique d'Ericsson et affirment qu'il gagnerait à être mieux connu et utilisé dans les applications de conversion d'énergie. Ces mêmes auteurs ont fait une étude d'optimisation de puissance d'un moteur à cycle d'Ericsson endoreversible avec régénération parfaite [23]. Le cycle endoreversible est celui dans lequel les processus de transferts thermiques externes sont les seuls processus irréversibles du cycle. La puissance maximale et le rendement correspondant sont obtenus sur la base des températures extrêmes (la plus élevée et la plus basse). Les résultats obtenus fournissent des critères supplémentaires utiles à l'étude et à l'évaluation des performances des moteurs à cycle théorique d'Ericsson.

**Miroslav Golub** [24] a étudié un moteur à cycle théorique d'Ericsson. A partir de mesures expérimentales, l'auteur a pu établir une relation empirique qu'il appelle l'équation de la courbe géométrique ou la fonction de puissance du moteur à cycle d'Ericsson :

$$P = 0,03663 d^{2,57} \quad (1.1)$$

Avec  $P$ , la puissance du moteur en Watts et  $d$ , le diamètre du cylindre de détente en cm.

La majorité des informations sur le moteur à cycle Ericsson étudié sont tirées du livret de **Delameter** [25] datant de 1890.

**Jincan Chen** et **Jan A. Schouten** [26] ont étudié théoriquement l'influence des irréversibilités suivantes sur un moteur à cycle théorique d'Ericsson :

- transfert thermique en temps fini ;
- les pertes de charge dans le régénérateur ;
- les pertes thermiques.

Une étude de l'influence des ces irréversibilités sur les performances (puissance délivrée et rendement correspondant) du moteur a été faite, le fluide de travail étant l'air considéré comme un gaz parfait.

**S.C. Kaushik** et **S. Kumar** [27] se sont intéressés à la thermodynamique en temps fini qu'ils ont utilisée pour faire une étude d'optimisation des performances (puissance et rendement) d'un moteur à cycle théorique d'Ericsson et d'un moteur à cycle théorique de Stirling. Leur étude prend en compte les débits de capacité thermique en temps fini de la source de chaleur et du puits de chaleur, le transfert thermique en temps fini, les pertes de chaleur dans le régénérateur et les pertes thermiques directes de la source et du puits de chaleur. Ils ont montré que les moteurs à cycle d'Ericsson et de Stirling équipés d'un régénérateur idéal (efficacité égale à 1) sont aussi efficaces qu'un moteur thermique endoreversible de Carnot fonctionnant dans les mêmes conditions. Cependant, cela est difficile à mettre en œuvre dans la pratique car un régénérateur idéal exige une surface de régénérateur infinie ou un temps de régénération infiniment long.

#### **Travaux de recherche sur le moteur Ericsson à apport de chaleur externe, à cycle de Joule**

Une grande partie de la production scientifique actuelle concernant le moteur Ericsson provient du LaTEP. Ainsi, **Stouffs et al.** [15, 28, 29, 34] ont présenté les nombreux avantages du moteur Ericsson comparé au moteur

Stirling qui lui, est plus connu et disponible dans le commerce.

**Bonnet et al.** [36] ont fait l'étude énergétique, exergétique et l'étude de coût d'un moteur Ericsson de micro-cogénération. L'étude énergétique a permis de concevoir et de dimensionner le système et d'analyser l'influence des surfaces des échangeurs de chaleur sur le rendement de la machine et sur les coûts des matériaux destinés à la construction de ces échangeurs. L'analyse a montré qu'il est possible de trouver un bon compromis entre le rendement, les surfaces de transfert de chaleur et le coût des échangeurs de chaleur. L'étude exergétique a permis de tracer le diagramme de Grassmann et d'observer à la fois les flux d'exergie et les destructions d'exergie dans le système. Quant à l'étude économique, elle a permis de calculer le coût de la chaleur et de l'électricité produites et de conclure quant à la rentabilité d'un tel système comparé aux prix de l'énergie domestique fournie par les entreprises françaises. Malgré des hypothèses de calcul très sévères (rendement mécanique pas très élevé, pertes de charge aux soupapes importantes, quantité de chaleur rejetée à la cheminée importante), ce travail a permis de montrer l'intérêt d'utiliser un moteur Ericsson pour des applications de micro-cogénération.

**Alaphilippe et al.** ([29],[35]) ont présenté une méthode innovante de conversion thermodynamique de l'énergie solaire en électricité à l'aide de systèmes hybrides. L'étude théorique qui a été menée a montré qu'il est possible de produire de l'énergie électrique avec des rendements parfois supérieurs à ceux de systèmes disponibles actuellement dans le commerce. L'étude réalisée a concerné cinq sites géographiques situés en Afrique et en France, choisis en fonction de leur ensoleillement.

### 1.5 Conclusion

Il y a un réel regain d'intérêt pour le moteur Ericsson et plusieurs travaux de recherche sont menés à travers le monde sur les moteurs à cycle théorique d'Ericsson et les moteurs à cycle de Joule à combustion interne. Il existe très peu de travaux récents sur le moteur Ericsson à cycle de Joule à apport de chaleur externe, hormis ceux menés au LaTEP. Dans les chapitres suivants, nous verrons qu'un premier prototype de machine d'Ericsson moderne a d'ailleurs été réalisé et testé dans ce laboratoire.

# Modélisation du moteur alternatif à apport de chaleur externe à cycle de Joule à récupération

---

## 2.1 Introduction

Un des avantages du moteur Ericsson est sa modularité. Cela signifie que chaque élément du moteur peut être étudié séparément, optimisé et être ensuite pris en compte dans la machine complète.

Le moteur considéré est un moteur alternatif à apport de chaleur externe, à cycle de Joule à récupération, comprenant un cylindre de compression à piston, un cylindre de détente à piston également et un réchauffeur d'air qui représente la source de chaleur.

Par abus, nous utiliserons les termes "compresseur" ou "machine de compression" et "détendeur" ou "machine de détente" pour désigner respectivement le cylindre de compression et celui de détente.

Les équations générales de la modélisation seront établies dans ce chapitre. Nous allons premièrement nous intéresser à la modélisation du compresseur. Deuxièmement, nous modéliserons la machine de détente. Enfin, nous étudierons le moteur complet dont nous calculerons les performances. Les résultats obtenus nous aideront à mieux comprendre le fonctionnement d'une machine réelle et à savoir quels réglages mécaniques ou conditions thermodynamiques appliquer, notamment sur le prototype de moteur Ericsson réalisé au LaTEP.

## 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 considéré comme 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 également négligées. L'admission et le refoulement sont supposés isobares et isothermes. Les écoulements dans les échangeurs sont également supposés isobares.

## 2.3 Adimensionalisation

Dans cette phase de modélisation, il est judicieux de travailler avec des grandeurs adimensionnelles. Pour ce faire, nous considérons le diagramme indicateur ( $p, V$ ) de la figure 2.1a pour le compresseur. Sur cette même figure, on peut voir le diagramme indicateur de la machine de détente avec recompression partielle du volume mort du cylindre (fig.2.1b).

Le fonctionnement du compresseur et celui du détendeur seront expliqués ci-dessous, en fonction de leur diagramme indicateur.

Les grandeurs relatives au compresseur sont accompagnées de l'indice "C" et celles relatives au détendeur sont suivies de l'indice "E".

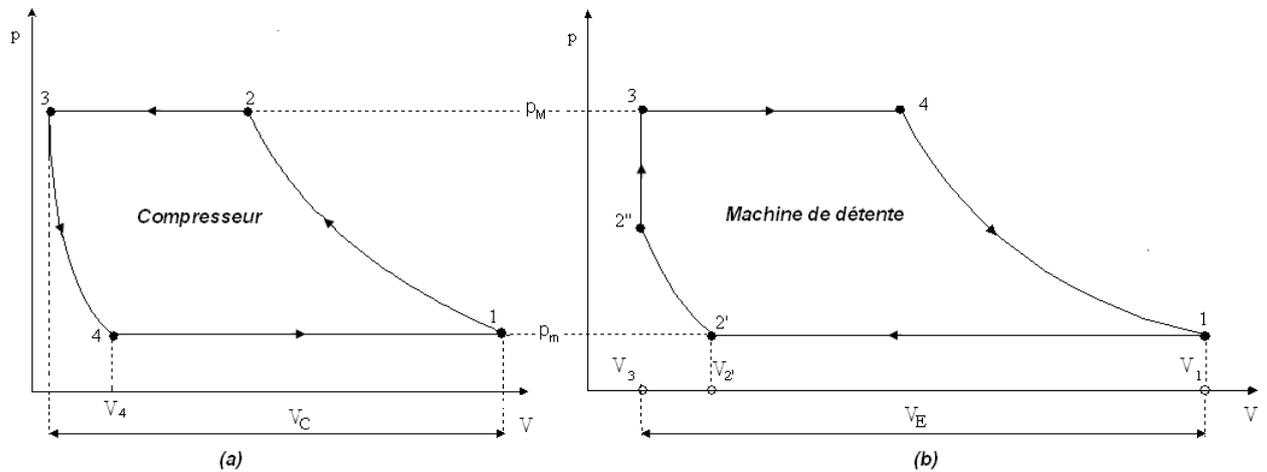


FIGURE 2.1 – Diagramme indicateur du compresseur et diagramme indicateur du détendeur avec recompression partielle du volume mort du cylindre de détente.

Soit :

$T_m$  et  $p_m$  la température et la pression d'admission du fluide de travail dans le compresseur.

$T_M$  et  $p_M$  la température et la pression d'admission du fluide de travail dans le détenteur.

Pour chaque état  $i$  du fluide de travail dans la machine de compression C, ou la machine de détente E, tel que représenté à la figure 2.1, on définit :

- la pression adimensionnelle à l'état  $i$  :

$$\beta_i = \frac{p_i}{p_m}, \text{ par abus } \beta = \beta_M \text{ avec } \beta_M = \frac{p_M}{p_m}$$

- la température adimensionnelle à l'état  $i$  :

$$\theta_i = \frac{T_i}{T_{C1}}, \text{ par abus } \theta = \theta_M \text{ avec } \theta_M = \frac{T_M}{T_{C1}}$$

- le volume adimensionnel à l'état  $i$  :

$$\varphi_i = \frac{V_i}{V_C}, \text{ par abus } \varphi = \varphi_M \text{ avec } \varphi_M = \frac{V_E}{V_C}$$

- la masse (ou le débit) de fluide de travail adimensionnel(le) à l'état  $i$  :

$$\delta_i = \frac{m_i r T_m}{p_m V_C} = \frac{\dot{m}_i r T_m}{p_m V_C} \frac{60}{n} = \frac{\beta_i \varphi_i}{\theta_i}$$

- le travail (ou la puissance) indiqué(e) adimensionnel(le) à l'état  $i$  :

$$\Pi = \frac{W}{p_m V_C} = \frac{\dot{W}}{p_m V_C} \frac{60}{n} = \frac{\oint p dV}{p_m V_C} \quad i = E \text{ ou } C$$

Cette grandeur peut également s'écrire comme suit :

$$\Pi = \oint \beta d\varphi$$

- la quantité de chaleur échangée adimensionnelle :

$$\Pi_{th} = \frac{Q_{th}}{p_m V_C}$$

- le rendement thermodynamique ou indiqué :

$$\eta_{th} = \frac{|\Pi_E| - \Pi_C}{\Pi_{th}} = \frac{\Pi_{net}}{\Pi_{th}}$$

## 2.4 Analyse énergétique globale du cycle de Joule à récupération

L'analyse énergétique du cycle de Joule à récupération peut être faite à partir de la figure 2.2 qui représente un moteur Ericsson fonctionnant en cycle ouvert. L'air comprimé à l'état  $T_{cr}$  est préchauffé dans l'échangeur à contre-courant ou récupérateur de chaleur R jusqu'à l'état  $T_{rh}$ . Il passe ensuite dans le réchauffeur H où il est chauffé. Le fluide chaud (état  $T_h$ ) pénètre dans le cylindre E où il est détendu jusqu'à une pression proche de la pression atmosphérique (état  $T_{er}$ ). Les gaz détendus passent ensuite dans l'échangeur R afin de chauffer l'air entrant dans H, avant d'être rejetés dans l'atmosphère à une température  $T_{rk}$  inférieure à  $T_{er}$ . Ainsi, la perte à l'échappement de la machine munie d'un récupérateur est réduite.

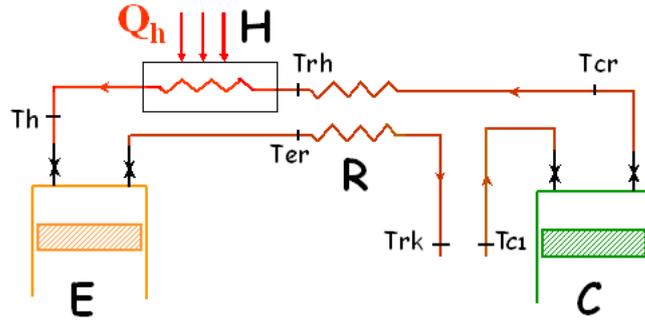


FIGURE 2.2 – Schéma de principe du moteur alternatif complet

Le travail moteur massique net de la machine est obtenu en faisant le bilan des variations d'enthalpie massique dans les cylindres de détente et de compression. Le travail (ou la puissance) indiqué(e) adimensionnel(le) s'écrit :

$$\Pi = \frac{W}{p_m V_C} = \frac{w}{r T_{C1}} \quad (2.1)$$

Avec  $p_m V_C = m r T_{C1}$  et  $w = c_{p,air} ((T_h - T_{er}) - (T_{cr} - T_{C1}))$ .

Où  $m$  est la masse de gaz aspirée par le compresseur à chaque cycle.

Ainsi, on a :

$$\Pi = \frac{w}{r T_{C1}} = \frac{c_{p,air}}{r} \left( \left( \frac{T_h}{T_{C1}} - \frac{T_{er}}{T_{C1}} \right) - \left( \frac{T_{cr}}{T_{C1}} - 1 \right) \right) \quad (2.2)$$

## 2.4. Analyse énergétique globale du cycle de Joule à récupération 27

Conformément aux hypothèses définies plus haut, les transformations dans les cylindres C et E (fig.2.2) sont assimilées à des évolutions isentropiques de l'air considéré comme un gaz parfait à chaleur massique constante. Les rapports de températures et les rapports de pressions sont liés par les relations suivantes :

$$\frac{T_h}{T_{C1}} = \theta \quad \frac{T_{er}}{T_{C1}} = \frac{\theta}{\beta^k} \quad \frac{T_{cr}}{T_{C1}} = \beta^k$$

Avec  $k = \frac{\gamma-1}{\gamma}$

L'expression finale du travail (ou la puissance) indiqué(e) adimensionnel(le) devient :

$$\Pi = \frac{1}{k} (\beta^k - 1) \left( \frac{\theta}{\beta^k} - 1 \right) \quad (2.3)$$

Le travail (ou la puissance) indiqué(e) est maximal pour une valeur particulière du rapport de pression  $\beta$  égale à :

$$\beta_{max}^k = \sqrt{\theta} \quad (2.4)$$

Quant au rendement thermodynamique (ou indiqué) du moteur Ericsson, il est donné par la relation :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{nette}}{\dot{Q}_H} = \frac{(\theta - \theta_{er}) - (\theta_{cr} - \theta_{C1})}{\theta - \theta_{rh}} \quad (2.5)$$

L'efficacité  $\varepsilon_R$  de l'échangeur-récupérateur R est exprimée par :

$$\varepsilon_R = \frac{\theta_{rh} - \theta_{cr}}{\theta_{er} - \theta_{cr}}$$

Cette efficacité représente l'écart relatif de température, supposé uniforme, entre la branche chauffante et la branche chauffée du récupérateur. Ainsi, en introduisant ce facteur dans la relation (2.5), on obtient l'expression du rendement thermodynamique ci-dessous :

$$\eta_{th} = \frac{\theta \left( 1 - \frac{1}{\beta^k} \right) - (\beta^k - 1)}{\theta \left( 1 - \frac{\varepsilon_R}{\beta^k} \right) - \beta^k (1 - \varepsilon_R)} \quad (2.6)$$

Nous avons représenté l'évolution de ce rendement thermodynamique  $\eta_{th}$  en fonction du rapport de pression  $\beta$ , pour différentes valeurs d'efficacité de l'échangeur-récupérateur (fig.2.2). La figure 2.3 montre que lorsque  $\varepsilon_R = 1$ ,

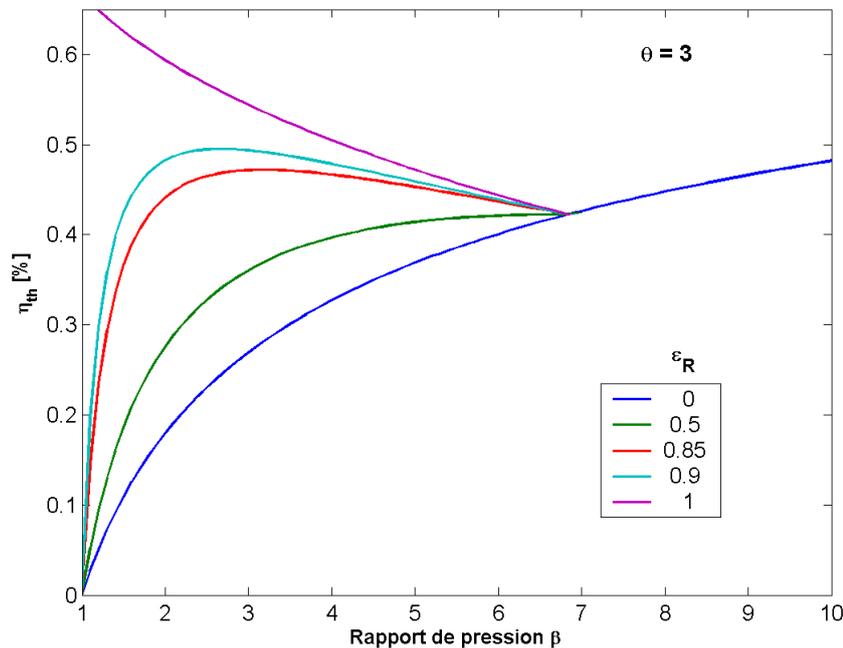


FIGURE 2.3 – Rendement thermique ou indiqué pour différentes valeurs  $\epsilon_R$  d'efficacité de récupérateur, avec  $\theta = 3$

le rendement baisse à mesure que la pression augmente. Lorsque l'efficacité  $\epsilon_R$  est inférieure à 1, il existe une pression pour laquelle le rendement est maximal. Par exemple, pour  $\epsilon_R = 0,85$  on a  $\eta_{th_{max}} = 47,2\%$  à  $\beta = 2,5$ . Au-delà de cette pression maximale, le rendement baisse, excepté pour la courbe correspondant à  $\epsilon_R = 0$  qui est toujours croissante.

Cette approche générale du cycle de Joule à récupération ne permet cependant pas de faire le lien entre les grandeurs géométriques du moteur volumétrique considéré et les performances de celui-ci. Nous développons donc ci-après une approche plus complète.

## 2.5 Modélisation détaillée de la compression

### 2.5.1 Fonctionnement du compresseur

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

Son fonctionnement peut être expliqué grâce au diagramme indicateur ( $p, V$ ) de la figure 2.1a :

- 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  $p_2$  devient égale à celle  $p_r$  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  $V_3$  compris entre le fond du cylindre et le piston à son PMH. A la fin de la détente, dès que la pression  $p_4$  atteint la pression  $p_a$  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.

Nous considérons que la phase de compression du gaz (1-2) et celle de détente du volume mort (3-4) sont isentropiques. Sur le diagramme indicateur (fig.2.1a) on a :

- $V_1$  : le volume total du cylindre de compression
- $V_C$  : volume balayé par le piston
- $V_3$  : volume mort

Le volume mort relatif est  $\mu_C = \frac{V_1 - V_C}{V_C} = \frac{V_3}{V_C}$ .

Ainsi, le volume total du cylindre est exprimé par  $V_1 = V_C(1 + \mu_C)$ , et le volume balayé par  $V_C = \frac{V_1}{1 + \mu_C}$ .

### 2.5.2 Calculs des différents paramètres du compresseur

Pour établir notre modèle, nous allons utiliser le diagramme ( $\beta, \varphi$ ) de la figure 2.4, qui découle du diagramme indicateur de la figure 2.1a.

Les hypothèses de cycle de compression constitué de deux transformations isentropiques et deux transformations isobares d'un gaz parfait à chaleur massique constante nous permettent d'établir facilement les valeurs des températures, volumes, pressions et masses (ou débits) adimensionnels à chaque état du cycle de compressions (tableau 3.1) :

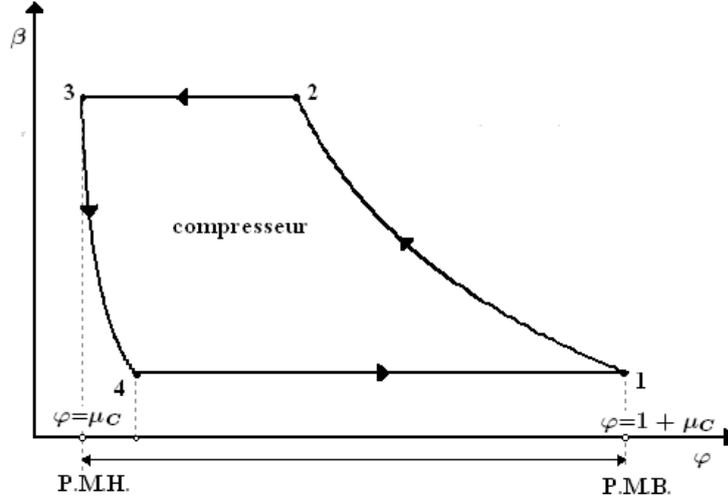


FIGURE 2.4 – Diagramme  $(\beta, \varphi)$  du compresseur

au point 1	au point 2	au point 3	au point 4
$\theta_{C1} = 1$	$\theta_{C2} = \beta^k$	$\theta_{C3} = \beta^k$	$\theta_{C4} = 1$
$\varphi_{C1} = 1 + \mu_C$	$\varphi_{C2} = \beta^{-\frac{1}{\gamma}} (1 + \mu_C)$	$\varphi_{C3} = \mu_C$	$\varphi_{C4} = \beta^{\frac{1}{\gamma}} \mu_C$
$\beta_{C1} = 1$	$\beta_{C2} = \beta$	$\beta_{C3} = \beta$	$\beta_{C4} = 1$
$\delta_{C1} = 1 + \mu_C$	$\delta_{C2} = 1 + \mu_C$	$\delta_{C3} = \beta^{\frac{1}{\gamma}} \mu_C$	$\delta_{C4} = \beta^{\frac{1}{\gamma}} \mu_C$

TABLE 2.1 – Grandeurs adimensionnelles correspondant aux différents points du diagramme  $(\beta, \varphi)$  de la figure 2.4

Le débit d'air adimensionnel dans le compresseur est donné par l'expression suivante :

$$\begin{aligned} \delta_C &= \delta_{C1} - \delta_{C4} \\ &= 1 - \mu_C \left( \beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \end{aligned} \quad (2.7)$$

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 points 1 et 2 du diagramme indicateur. Son expression adimensionnelle est donnée par :

$$\Pi_C = \frac{1}{k} \left( 1 - \mu_C \left( \beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \right) (\beta^k - 1) \quad (2.8)$$

Nous démontrons en annexe C que cette expression vaut également :

$$\Pi_C = \oint_C \beta d\delta \quad (2.9)$$

## 2.6 Modélisation détaillée de la détente

Nous considérons globalement le cylindre de détente comme un système ouvert en régime permanent. Ce système admet de l'air aux conditions  $p_{aE}$ ,  $T_{aE} = T_h$ , et le refoule aux conditions  $p_{rE}$  et  $T_{rE}$ .

Les différentes expressions qui vont être calculées dans cette section sont des expressions généralisées relatives à la machine de détente. Dans la section réservée à la modélisation du moteur complet, nous allons calculer les expressions correspondant à chaque cas de fonctionnement du détendeur. Nous en déduirons les performances du moteur complet dans le cas d'une recompression du volume mort du cylindre de détente et dans le cas sans recompression de ce volume.

### 2.6.1 Fonctionnement de la machine de détente

La machine de détente considérée est une machine volumétrique alternative (machine piston-cylindre). Son fonctionnement peut être expliqué à l'aide du diagramme d'indicateur de la figure 2.5a. Il s'agit du diagramme de WATT donnant l'évolution de la pression dans le cylindre en fonction du volume déterminé par la position du piston.

Notons que ce diagramme indicateur suppose, en vertu des hypothèses posées, que le réglage des soupapes est approprié pour le rapport de pression choisi.

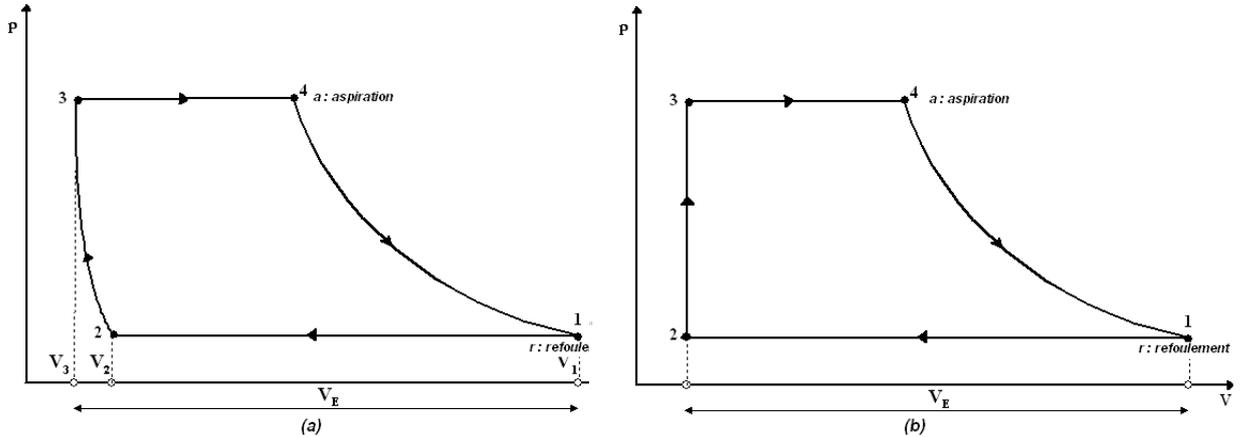


FIGURE 2.5 – Diagrammes indicateurs de la détente avec recompression du volume mort (a) et sans recompression du volume mort (b)

Conformément à ce diagramme, le cycle opératoire de la machine comporte les phases suivantes :

- Lors de sa course descendante du point mort haut (PMH) vers le point mort bas (PMB), de l'air comprimé chaud est admis dans le cylindre de façon isobare (étape 3-4). Ensuite, la soupape d'admission se ferme et le piston détend ce gaz chaud contenu dans le cylindre (étape 4-1). Dès que la pression atteint la valeur  $p_1$  égale à la pression atmosphérique (ou  $p_r$ ) régnant en aval de la soupape de refoulement, cette dernière s'ouvre et laisse le gaz s'échapper du cylindre de façon isobare (étape 1-2).
- La soupape de refoulement se ferme alors au point 2. Pendant le reste de la course montante du PMB vers le PMH, il y a compression du gaz restant dans le volume mort  $V_3$  compris entre le fond du cylindre et le piston de sorte que la pression  $p_3$  qui règne dans le cylindre lorsque le piston atteint le PMH soit égale à la pression d'aspiration  $p_a$  (étape 2-3). A cet instant, la soupape d'aspiration s'ouvre et permet ainsi le remplissage de façon isobare du cylindre par une nouvelle charge de gaz (étape 3-4).

Le diagramme indicateur est caractérisé par les grandeurs suivantes :

- $V_1$  : volume total du cylindre de détente
- $V_E$  : volume balayé par le piston
- $V_3$  : volume mort

Le volume mort relatif est  $\mu_E = \frac{V_1 - V_E}{V_E} = \frac{V_3}{V_E}$ .

Le volume total est exprimé par  $V_1 = V_E (1 + \mu_E)$ , et le volume balayé par

$$V_E = \frac{V_1}{1 + \mu_E}.$$

### 2.6.2 Calculs des différents paramètres du détenteur

La machine de détente est capable de fonctionner suivant deux modes opératoires, comme le montre la figure 2.5 :

- détente du gaz chaud sous pression avec recompression du volume mort du cylindre (fig. 2.5a);
- détente du gaz chaud sous pression sans recompression du volume mort du cylindre (fig. 2.5b).

Sur une machine réelle, il faut donc effectuer des réglages mécaniques au niveau de l'embellage afin qu'elle puisse fonctionner suivant l'un de ces modes opératoires. Dans le chapitre suivant, l'analyse des évolutions des différentes grandeurs nous permettra de savoir si les performances du moteur complet changent selon qu'il y a ou pas recompression du volume mort du cylindre de détente.

Pour modéliser la machine de détente et pour tenir compte de ses deux modes opératoires possibles, nous allons considérer que la détente du gaz chaud sous pression a lieu avec une recompression partielle du volume mort du cylindre. Le diagramme (p,V) décrivant cette transformation thermodynamique est donc celui de la figure 2.1b. En effet, les équations qui vont découler du modèle issu de ce diagramme, vont nous permettre de généraliser l'expression de la puissance indiquée de détente et de calculer ainsi les performances du moteur complet selon que le volume mort du cylindre de détente est recomprimé ou selon qu'il ne l'est pas.

Sur le diagramme (p,V) de la figure 2.1b, la recompression du volume mort a lieu uniquement durant l'étape (2'-2''), ce qui provoque un accroissement de pression et une élévation du niveau de température de ce volume. Durant l'étape (2''-3), le piston est immobile à son PMH et la soupape d'admission s'ouvre, ce qui provoque une élévation, supposée instantanée, de la pression jusqu'à la pression  $p_{aE}$  par remplissage du cylindre. Un nouveau cycle peut alors commencer.

Le diagramme ( $\beta, \varphi$ ) correspondant est représenté à la figure 2.6. Nous allons utiliser ce diagramme pour effectuer les différents calculs du modèle.

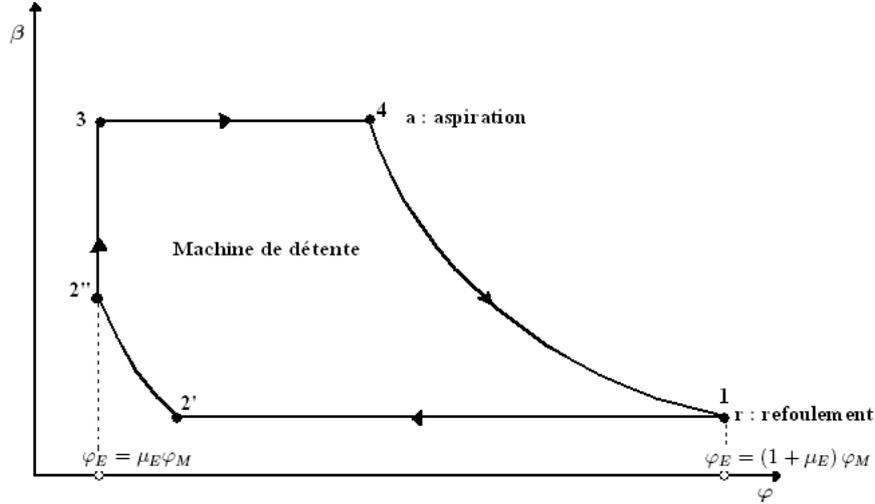


FIGURE 2.6 – Diagramme  $(\beta, \varphi)$  de la machine de détente avec recompression partielle du volume mort du cylindre

### Calcul des volumes adimensionnels

Les volumes adimensionnels des différents points du diagramme  $(\beta, \varphi)$  de la figure 2.6 sont :

$$\varphi_{E1} = (1 + \mu_E) \varphi$$

$$\varphi_{E2'} = \left[ \zeta \left( \beta_{E2'}^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) + 1 \right] \mu_E \varphi = \beta_{E2'}^{\frac{1}{\gamma}} \mu_E \varphi$$

Dans cette expression,  $\zeta$  désigne le taux de recompression du volume mort :

- Si  $\zeta = 0$ , il n'y a pas de recompression du volume mort (cas du diagramme de la figure 2.5b);
- Si  $\zeta = 1$ , il y a recompression totale du volume mort (cas du diagramme de la figure 2.5a).

Par ailleurs,  $\beta_{E2'}$  désigne la pression adimensionnelle au PMH, avant ouverture de la soupape d'admission de la machine de détente.

$$\varphi_{E2''} = \mu_E \varphi$$

$$\varphi_{E3} = \mu_E \varphi$$

$$\varphi_{E4} = \beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E) \varphi$$

### Calcul des pressions adimensionnelles

Les pressions adimensionnelles correspondant aux différents points du diagramme  $(\beta, \varphi)$  sont :

$$\beta_{E1} = 1$$

$$\beta_{E2'} = 1$$

$$\beta_{E2''} = \left[ \zeta \left( \beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) + 1 \right]^\gamma$$

$$\beta_{E3} = \beta$$

$$\beta_{E4} = \beta$$

### Calcul des masses d'air

A partir de la figure 2.6, on tire les relations suivantes :

$$m_E = m_4 - m_{2'}$$

$$m_4 = \frac{p_4 V_4}{r T_4} = \frac{p_M V_4}{r T_4}$$

$$m_3 = \frac{p_M \mu_E V_E}{r T_3}$$

$$m_{2'} = m_{2''} = \frac{p_{2''} \mu_E V_E}{r T_{2''}}$$

### Calcul des températures

On considère la figure 2.6. Les températures à calculer sont  $T_1$ ,  $T_{E2''}$ ,  $T_3$  et  $T_4$ . Sous forme adimensionnelle, cela équivaut à calculer  $\theta_{E1} = \theta_{E2'}$ ,  $\theta_{E2''}$ ,  $\theta_{E3}$  et  $\theta_{E4}$ .

## Chapitre 2. Modélisation du moteur alternatif à apport de 36 chaleur externe à cycle de Joule à récupération

La phase de détente (4-1) étant supposée isentropique, on peut poser la relation suivante entre  $T_1$  et  $T_4$  :

$$T_1 = T_4 \beta^{-k} \quad (2.10)$$

Bilan entre 2'' et 3 :

Entre l'état 2'' et l'état 3, il n'y a ni variation de volume, ni échange de chaleur. La variation d'énergie interne de l'air contenu dans le cylindre au PMH résulte donc de l'apport d'enthalpie dû à l'introduction de la masse ( $m_3 - m_{2''}$ ) d'air au moment de l'ouverture de la soupape d'admission. Le bilan d'énergie s'écrit donc :

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m} c_p T_M \quad (2.11)$$

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

$$\begin{aligned} U_3 - U_{2''} &= (m_3 - m_{2''}) c_p T_M \\ &= c_v m_3 T_3 - c_v m_{2''} T_{2''} \end{aligned} \quad (2.12)$$

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

$$\left( \frac{p_M \mu_E V_E}{r T_3} - \frac{p_{2''} \mu_E V_E}{r T_{2''}} \right) c_p T_M = c_v \left( \frac{p_M \mu_E V_E}{r T_3} T_3 - \frac{p_{2''} \mu_E V_E}{r T_{2''}} T_{2''} \right)$$

Cette expression se simplifie comme suit :

$$\left( \frac{p_M}{T_3} - \frac{p_{2''}}{T_{2''}} \right) \gamma T_M = p_M - p_{2''} \quad (2.13)$$

Bilan entre 3 et 4 :

Le bilan d'énergie interne entre les points 3 et 4 du diagramme indicateur donne :

$$-p_4 \frac{dV}{dt} = \frac{dU}{dt} - \dot{m} c_p T_M \quad (2.14)$$

En intégrant cette expression entre 3 et 4, on obtient :

$$-p_4(V_4 - V_3) = c_v m_4 T_4 - c_v m_3 T_3 - (m_4 - m_3) c_p T_M \quad (2.15)$$

En remplaçant dans cette expression les masses par les relations établies précédemment, et en utilisant la relation  $c_p - c_v = r$ , on obtient :

$$(V_4 - V_3) - \left( \frac{V_4}{T_4} - \frac{V_3}{T_3} \right) T_M = 0$$

Les volumes  $V_4$  et  $V_3$  sont tels que :

$$V_4 = \beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E) V_E$$

$$V_3 = \mu_E V_E$$

Ainsi on obtient l'équation suivante :

$$\beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E) - \mu_E - \left( \frac{\beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E)}{T_4} - \frac{\mu_E}{T_3} \right) T_M = 0 \quad (2.16)$$

A partir du diagramme (p,V) de la figure 2.6 et compte-tenu des hypothèses faites, on a l'égalité suivante :

$$\frac{T_{2''}}{T_1} = \left( \frac{p_{2''}}{p_2} \right)^k \quad (2.17)$$

Pour trouver les températures recherchées, il faut ainsi résoudre le système ci-dessous constitué des quatre équations (2.10), (2.13), (2.16) et (2.17).

$$\left\{ \begin{array}{l} T_1 = T_4 \beta^{-k} \\ \left( \frac{p_M}{T_3} - \frac{p_{2''}}{T_{2''}} \right) \gamma T_M = p_M - p_{2''} \\ \beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E) - \mu_E - \left( \frac{\beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E)}{T_4} - \frac{\mu_E}{T_3} \right) T_M = 0 \\ \frac{T_{2''}}{T_1} = \left( \frac{p_{2''}}{p_2} \right)^k \end{array} \right.$$

Ce système s'écrit sous forme adimensionnelle comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_{E1} = \theta_{E4} \beta^{-k} \\ \left( \frac{\beta}{\theta_{E3}} - \frac{\beta_{E2''}}{\theta_{E2''}} \right) \gamma = \beta - \beta_{E2''} \\ \beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E) - \mu_E - \left( \frac{\beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E)}{\theta_{E4}} - \frac{\mu_E}{\theta_{E3}} \right) = 0 \\ \frac{\theta_{E2''}}{\theta_{E1}} = \beta_{E2''}^k \end{array} \right.$$

En résolvant ce système, on obtient les expressions suivantes des quatre températures adimensionnelles inconnues  $\theta_{E1} = \theta_{E2'}$ ,  $\theta_{E2''}$ ,  $\theta_{E3}$  et  $\theta_{E4}$  :

$$\theta_{E1} = \theta \beta^{-k} \frac{\beta_{E2''}^k \beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta^k \beta_{E2''}}{\left( \beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left( k\beta + \frac{\beta_{E2''}}{\gamma} \right) \right) \beta_{E2''}^k}$$

$$\theta_{E2'} = \theta_{E1}$$

$$\theta_{E2''} = \theta_{E1} \beta_{E2''}^k = \theta \beta^{-k} \frac{\beta_{E2''}^k \beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta^k \beta_{E2''}}{\left( \beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left( k\beta + \frac{\beta_{E2''}}{\gamma} \right) \right)}$$

$$\theta_{E3} = \theta \frac{\beta_{E2''}^k \beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta^k \beta_{E2''}}{\left( \left( \beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E) - \mu_E \right) \beta_{E2''} \frac{\beta^k}{\beta_{E2''}^k} + \beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E) \frac{\beta - \beta_{E2''}}{\gamma} \right) \beta_{E2''}^k}$$

$$\theta_{E4} = \theta \frac{\beta_{E2''}^k \beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta^k \beta_{E2''}}{\left( \beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left( k\beta + \frac{\beta_{E2''}}{\gamma} \right) \right) \beta_{E2''}^k}$$

### Calcul des débits adimensionnels d'air

La connaissance des volumes, températures et pressions adimensionnels nous permet d'établir facilement les expressions des masses (ou débits) adimensionnels, à partir de l'expression adimensionnelle de la loi des gaz parfaits. Ainsi, les débits adimensionnels d'air correspondant aux différents points du diagramme  $(\beta, \varphi)$  sont :

$$\delta_{E1} = \frac{\beta_{E1} \varphi_{E1}}{\theta_{E1}} = (1 + \mu_E) \frac{\varphi}{\theta} \frac{\left( \beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left( k\beta + \frac{\beta_{E2''}}{\gamma} \right) \right) \beta_{E2''}^k}{\beta_{E2''}^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta_{E2''}}$$

$$\delta_{E2'} = \frac{\beta_{E2'} \varphi_{E2'}}{\theta_{E2'}} = \mu_E \varphi \beta_{E2''}^{\frac{1}{\gamma}} \frac{\varphi}{\theta} \frac{\left( \beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left( k\beta + \frac{\beta_{E2''}}{\gamma} \right) \right) \beta_{E2''}^k}{\beta_{E2''}^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta_{E2''}}$$

$$\delta_{E2''} = \frac{\beta_{E2''} \varphi_{E2''}}{\theta_{E2''}} = \mu_E \varphi \beta_{E2''}^{\frac{1}{\gamma}} \frac{\varphi}{\theta} \frac{\left( \beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left( k\beta + \frac{\beta_{E2''}}{\gamma} \right) \right) \beta_{E2''}^k}{\beta_{E2''}^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta_{E2''}}$$

On note bien que  $\delta_{E2''} = \delta_{E2'}$ .

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

$$\delta_{E3} = \mu_E \varphi \frac{\beta}{\theta} \frac{\left( \beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E) - \mu_E \right) \beta_{E2''} \frac{\beta^k}{\beta_{E2''}^k} + \beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E) \frac{\beta_{-E2''}}{\gamma}}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta_{E2''} \frac{\beta^k}{\beta_{E2''}^k}}$$

$$\delta_{E4} = \frac{\beta_{E4} \varphi_{E4}}{\theta_{E4}} = (1 + \mu_E) \frac{\varphi}{\theta} \frac{\left( \beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left( k\beta + \frac{\beta_{E2''}}{\gamma} \right) \right) \beta_{E2''}^k}{\beta_{E2''}^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta_{E2''}}$$

On note également que  $\delta_{E4} = \delta_{E1}$ .

### Calcul du débit adimensionnel d'air du détenteur

Les différents débits ci-dessus étant connus, on peut à présent calculer le débit adimensionnel d'air dans la machine de détente. Il est égal à la différence entre le débit au point 4 et celui au point 2' du diagramme  $(\beta, \varphi)$  de la figure 2.6. Ainsi, on a :

$$\begin{aligned} \delta_E &= \delta_{E4} - \delta_{E2'} \\ &= \frac{\beta^k \varphi}{\theta} \left( 1 + \mu_E - \mu_E \beta_{E2''}^{\frac{1}{\gamma}} \right) \frac{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left( k\beta + \frac{\beta_{E2''}}{\gamma} \right)}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta_{E2''} \frac{\beta^k}{\beta_{E2''}^k}} \end{aligned} \quad (2.18)$$

### Calcul de la puissance indiquée adimensionnelle de détente

La puissance indiquée de détente est fonction du débit massique de l'air et de la variation d'enthalpie massique entre l'admission et le refoulement de la machine de détente. A partir des grandeurs adimensionnelles, on a donc :

$$\Pi_E = \frac{1}{k} \delta_E (\theta - \theta_{E1}) \quad (2.19)$$

Nous démontrons en annexe C que cette expression vaut également :

$$\Pi_E = \oint_E \beta d\delta \quad (2.20)$$

Les relations (2.18) et (2.19) nous permettent de déterminer l'expression adimensionnelle suivante :

$$\begin{aligned} \Pi_E = \varphi \left[ \frac{1}{k} (1 + \mu_E) (\beta^k - 1) - \mu_E (\beta - 1) - \mu_E \left[ \frac{1}{\gamma - 1} \beta_{E2''} \right. \right. \\ \left. \left. - \left( \frac{1}{k} \beta_{E2''}^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \right] \quad (2.21) \end{aligned}$$

A noter que cette expression est formellement indépendante de  $\theta$ . La puissance produite par une machine de détente dépend de son rapport de détente mais pas de la température du gaz admis.

## 2.7 Moteur complet

Nous allons dans un premier temps établir les expressions générales des performances du moteur. Dans un second temps, nous calculerons ces performances pour chacun des cas de fonctionnement mentionnés plus haut : d'abord le cas avec recompression du volume mort du cylindre de détente et ensuite le cas sans recompression de ce volume mort.

### 2.7.1 Présentation et fonctionnement du moteur

Le modèle simplifié du moteur complet en cycle ouvert est représenté à la figure 2.2. C'est un moteur alternatif à apport de chaleur externe, à cycle de Joule à récupération. Il est composé des éléments suivants :

- un cylindre de compression C munis de deux clapets ou soupapes (aspiration et refoulement) ;

- un cylindre de détente E munis de deux soupapes (aspiration et refoulement) ;
- un échangeur-récupérateur de chaleur R de type tubes-calandre à contre-courant. Son rôle est de récupérer la chaleur des gaz d'échappement pour préchauffer l'air refoulé par le compresseur C ;
- un réchauffeur H dont le rôle est de chauffer l'air préchauffé sortant du récupérateur, jusqu'à un niveau de température désiré avant son admission dans le cylindre E.

Le fonctionnement de ce moteur peut être schématisé par la figure 2.7 qui montre le diagramme thermodynamique représentant la succession des états du fluide qui parcourt le circuit représenté par la figure 2.2. Le cycle thermodynamique de l'air dans le moteur (fig.2.7) peut être expliqué comme suit :

- Phase de compression isentropique de l'air dans le cylindre C (1-2) ;
- Chauffage isobare de l'air refoulé par le compresseur dans le réchauffeur H (2-3) ;
- Phase de détente isentropique du gaz chaud dans le cylindre E (3-4) ;
- Refoulement isobare de l'air dans le milieu ambiant (4-1).

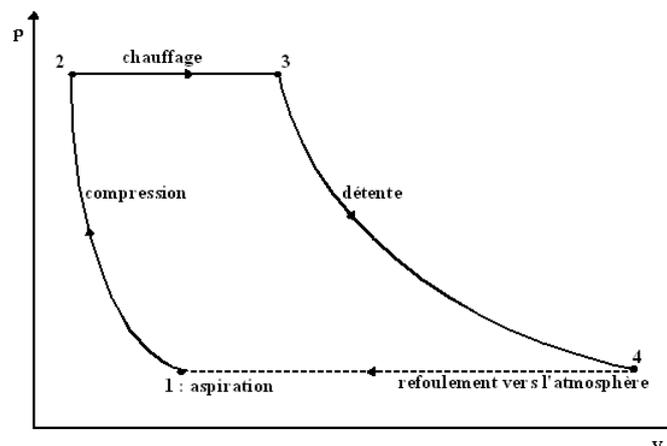


FIGURE 2.7 – Schéma du cycle thermodynamique de l'air dans le moteur

### 2.7.2 Calcul du rapport des volumes balayés des cylindres

Même si les cylindres de compression et de détente ont été considérés séparément pour les besoins de la modélisation et en vertu de la modularité du moteur alternatif à cycle de Joule à apport de chaleur externe, il y a égalité

des débits d'air des deux cylindres en régime permanent du fait de la continuité du flux d'air dans le moteur. On peut donc poser que :

$$\delta_E = \delta_C \quad (2.22)$$

Cette égalité permet de déterminer le rapport des volumes balayés dans les deux cylindres du fait de la relation qui existe entre ces volumes et les débits massiques d'air. Ainsi, en égalant les expressions (2.7) et (2.18) on obtient la relation :

$$\varphi = \frac{\theta}{\beta^k} \frac{1 - \mu_C \left( \beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right)}{1 + \mu_E - \mu_E \beta_{E2}^{\frac{1}{\gamma}}} \frac{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta_{E2} \frac{\beta^k}{\beta_{E2}^k}}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left( k\beta + \frac{\beta_{E2}}{\gamma} \right)} \quad (2.23)$$

### 2.7.3 Calcul des expressions générales des performances du moteur

#### Puissance nette

La puissance nette du moteur est la différence entre les puissances indiquées de détente et de compression qui sont respectivement exprimées par les équations (2.21) et (2.8) . Ainsi, on a :

$$\Pi_{net} = \Pi_E - \Pi_C \quad (2.24)$$

#### Puissance thermique fournie

Sur la figure 2.2, on considère les notations suivantes :

- $T_h$  : température de l'air admis dans le cylindre de détente
- $T_{cr}$  : température du gaz refoulé par le cylindre de compression
- $T_{er}$  : température du gaz refoulé par le cylindre de détente ou température à l'entrée du récupérateur
- $T_{C1}$  : température du gaz aspiré par le cylindre de compression
- $T_{rh}$  : température du gaz à l'entrée du réchauffeur

Conformément à la section §2.3, la puissance thermique adimensionnelle est exprimée par :

$$\begin{aligned} \Pi_{th} &= \frac{\dot{Q}_{60}^n}{p_m V_C} = \frac{\dot{m}_{60}^n c_p (T_M - T_{rh})}{p_m V_C} \\ &= \frac{\delta_{mot}}{k} (\theta - \theta_{rh}) \end{aligned} \quad (2.25)$$

Le calcul de la puissance thermique fait intervenir l'efficacité de l'échangeur-récupérateur R donnée par :

$$\begin{aligned}\varepsilon_R &= \frac{T_{rh} - T_{cr}}{T_{er} - T_{cr}} \\ &= \frac{\theta_{rh} - \theta_{C3}}{\theta_{E1} - \theta_{C3}}\end{aligned}\quad (2.26)$$

Cette relation permet de déterminer l'expression de la température  $\theta_{rh}$  à l'entrée du réchauffeur :

$$\begin{aligned}\theta_{rh} &= \theta_{C3} + \varepsilon_R (\theta_{E1} - \theta_{C3}) \\ &= \beta^k + \varepsilon_R \left[ \theta \beta^{-k} \frac{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta_{E2''} \frac{\beta^k}{\beta_{E2''}^k}}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left( k\beta + \frac{\beta_{E2''}}{\gamma} \right)} - \beta^k \right]\end{aligned}\quad (2.27)$$

Les relations (2.26) et (2.27) permettent de déterminer l'expression finale de la puissance thermique comme suit :

$$\begin{aligned}\Pi_{th} &= \frac{1}{k} \left( 1 - \mu_C \left( \beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \right) \left( \theta - \beta^k - \varepsilon_R \left[ \theta \beta^{-k} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \times \frac{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \beta_{E2''} \frac{\beta^k}{\beta_{E2''}^k}}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left( k\beta + \frac{\beta_{E2''}}{\gamma} \right)} - \beta^k \right] \right)\end{aligned}\quad (2.28)$$

### Rendement thermodynamique ou indiqué

Le rendement thermodynamique ou indiqué est le rapport de la puissance nette et de la puissance thermique ci-dessus. Il est donc obtenu en faisant le rapport des équations (2.24) et (2.28). Ainsi, on a :

$$\eta_{th} = \frac{\Pi_{net}}{\Pi_{th}}\quad (2.29)$$

#### 2.7.4 Calcul des performances du moteur en cas de recompression totale du volume mort du cylindre de détente

Le cylindre de compression n'étant pas concerné par cette recompression, les paramètres calculés à la section §2.5.2 restent inchangés. Les performances

du moteur vont donc dépendre des paramètres de la machine de détente. Le diagramme indicateur décrivant cette configuration est représenté à la figure 2.5a. Pour calculer les performances du moteur en cas de recompression du volume mort du cylindre de détente, nous allons poser que  $\zeta = 1$  ou encore que  $\beta_{E2''} = \beta$  dans toutes les expressions calculées aux sections §2.6 et §2.7. Les grandeurs relatives au cas où le volume mort du cylindre de détente est recomprimé seront désignées par un indice 'ARC' (Avec ReCompression).

### Températures

Pour  $\beta_{E2''} = \beta$ , on a :

$$\theta_{E1_{ARC}} = \theta\beta^{-k}$$

$$\theta_{E2'_{ARC}} = \theta_{E1_{ARC}} = \theta\beta^{-k}$$

$$\theta_{E2''_{ARC}} = \theta$$

$$\theta_{E3_{ARC}} = \theta$$

$$\theta_{E4_{ARC}} = \theta$$

### Débit d'air du détenteur

Pour  $\beta_{E2''} = \beta$ , le débit d'air adimensionnel de la machine de détente est donné par la relation :

$$\delta_{E_{ARC}} = \frac{\beta^k \varphi_{ARC}}{\theta} \left( 1 - \mu_E \left( \beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \right) \quad (2.30)$$

### Puissance indiquée de détente

Pour  $\beta_{E2''} = \beta$ , l'expression de la puissance indiquée de détente est la suivante :

$$\Pi_{E_{ARC}} = \frac{1}{k} \varphi_{ARC} \left( 1 - \mu_E \left( \beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \right) (\beta^k - 1) \quad (2.31)$$

### Rapport de volume

Pour  $\beta_{E2''} = \beta$ , l'expression du rapport des volumes balayés des cylindres de compression et de détente est :

$$\varphi_{ARC} = \frac{\theta}{\beta^k} \frac{1 - \mu_C \left( \beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right)}{1 - \mu_E \left( \beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right)} \quad (2.32)$$

### Puissance nette du moteur

Pour  $\beta_{E2''} = \beta$ , la relation donnant la puissance nette du moteur est :

$$\Pi_{net_{ARC}} = \frac{1}{k} \left[ \varphi_{ARC} \left( 1 - \mu_E \left( \beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \right) - \left( 1 - \mu_C \left( \beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \right) \right] \times (\beta^k - 1) \quad (2.33)$$

Il est également possible de calculer la puissance nette en ne faisant pas intervenir le rapport de volume  $\varphi_{ARC}$ . Dans ce cas, l'expression ci-dessus devient :

$$\Pi_{net_{ARC}} = \frac{1}{k} \left( 1 - \mu_C \left( \beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \right) \left( \frac{\theta}{\beta^k} - 1 \right) (\beta^k - 1) \quad (2.34)$$

Cette relation est à comparer avec la relation (2.3) établie dans l'analyse énergétique globale du cycle de Joule à récupération. On constate que l'expression (2.34) contient un facteur supplémentaire dépendant du volume mort du cylindre de compression.

### Puissance thermique fournie

Pour  $\beta_{E2''} = \beta$ , la température à l'entrée du réchauffeur est exprimée par :

$$\theta_{rh_{ARC}} = \beta^k + \varepsilon_R (\theta \beta^{-k} - \beta^k) \quad (2.35)$$

Connaissant cette température, on peut alors calculer l'expression de la puissance thermique. Elle est donnée par :

$$\Pi_{th_{ARC}} = \frac{1}{k} \left( 1 - \mu_C \left( \beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \right) (\theta - \beta^k - \varepsilon_R (\theta \beta^{-k} - \beta^k)) \quad (2.36)$$

### Rendement thermodynamique

Pour  $\beta_{E2''} = \beta$ , le rendement thermodynamique est égal à :

$$\begin{aligned}
 \eta_{th_{ARC}} &= (\beta^k - 1) \frac{\frac{\theta}{\beta^k} - 1}{\theta - \beta^k - \varepsilon_R (\theta \beta^{-k} - \beta^k)} \\
 &= \frac{\theta \left(1 - \frac{1}{\beta^k}\right) - (\beta^k - 1)}{\theta \left(1 - \frac{\varepsilon_R}{\beta^k}\right) - \beta^k (1 - \varepsilon_R)} \quad (2.37)
 \end{aligned}$$

Le rendement thermodynamique ou indiqué en cas de recompression du volume mort du cylindre de détente dépend uniquement de  $\gamma$ , du rapport de pression  $\beta$ , du rapport des températures d'entrée des cylindres  $\theta$  et de l'efficacité du récupérateur  $\varepsilon_R$ . Il est formellement indépendant des volumes morts  $\mu_E$  et  $\mu_C$ , et est identique à l'expression obtenue classiquement en considérant le cycle de Joule à récupération (Eq. (2.6)).

### 2.7.5 Calcul des performances du moteur dans l'hypothèse où le volume mort du cylindre de détente n'est pas recomprimé

Sur le diagramme indicateur de la figure 2.5a, on voit que durant la phase de refoulement (évolution 1-2), la soupape dédiée à cet effet se referme avant que le piston n'atteigne son point mort haut lors de la course montante. Cela entraîne la compression du volume mort compris entre le fond du cylindre et le piston à son point mort haut (évolution 2-3). Nous avons voulu comparer les performances du moteur calculées précédemment avec celles d'une situation dans laquelle le volume mort du cylindre de détente ne serait pas recomprimé. En effet, en cas de non recompression du volume mort, l'aire du diagramme indicateur de la détente semble plus grande (fig.2.5b), ce qui correspond à un travail (respectivement une puissance indiquée de détente) en apparence plus grand que celui calculé précédemment. En tenant compte des équations (2.24) et (2.29), on pourrait s'attendre à de meilleures performances dans ce cas. L'objectif est donc de voir laquelle des deux situations (fig.2.5a et fig.2.5b) est la plus avantageuse en termes de performances. Dans la partie expérimentale du présent travail, cette comparaison nous aidera à savoir quels réglages (début d'ouverture et de fermeture des soupapes, ainsi que leur durée d'ouverture) il faut mettre en œuvre sur le prototype de machine de détente Ericsson.

Pour calculer les performances du moteur lorsque le volume mort du cylindre de détente n'est pas recomprimé, nous allons cette fois-ci poser que

$\zeta = 0$  ou que  $\beta_{E2''} = 1$  dans toutes les expressions calculées aux sections §2.6 et §2.7. Les paramètres du compresseur calculés à la section §2.5.2 restent inchangés, nous n'allons donc pas les rappeler ici. Les grandeurs relatives au cas où le volume mort du cylindre de détente n'est pas recomprimé seront affectées de l'indice 'SRC' (Sans ReCompression).

### Températures

Pour  $\beta_{E2''} = 1$ , on a :

$$\theta_{E1_{SRC}} = \theta \frac{1}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left( k\beta + \frac{1}{\gamma} \right)}$$

$$\theta_{E2'_{SRC}} = \theta_{E1_{SRC}}$$

$$\theta_{E2''_{SRC}} = \theta_{E1_{SRC}}$$

$$\theta_{E3_{SRC}} = \frac{\beta\theta}{\beta^k (1 + \mu_E) - \beta\mu_E + (1 + \mu_E) \frac{\beta-1}{\gamma}}$$

$$\theta_{E4_{SRC}} = \frac{\beta^k \theta}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left( k\beta + \frac{1}{\gamma} \right)}$$

### Débit d'air du détenteur

Pour  $\beta_{E2''} = 1$ , le débit d'air adimensionnel de la machine de détente est donné par la relation :

$$\delta_{E_{SRC}} = \frac{\varphi_{SRC}}{\theta} \left[ \beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left( k\beta + \frac{1}{\gamma} \right) \right] \quad (2.38)$$

### Puissance indiquée de détente

Pour  $\beta_{E2''} = 1$ , l'expression de la puissance indiquée de détente est la suivante :

$$\Pi_{E_{SRC}} = \varphi_{SRC} \left[ \frac{1}{k} (1 + \mu_E) (\beta^k - 1) - \mu_E (\beta - 1) \right] \quad (2.39)$$

### Rapport de volume

Pour  $\beta_{E2''} = 1$ , l'expression du rapport des volumes balayés des cylindres de compression et de détente est :

$$\varphi_{SRC} = \frac{\theta \left(1 - \mu_C \left(\beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1\right)\right)}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left(k\beta + \frac{1}{\gamma}\right)} \quad (2.40)$$

### Puissance nette du moteur

Pour  $\beta_{E2''} = 1$ , la relation donnant la puissance nette du moteur est :

$$\begin{aligned} \Pi_{net_{SRC}} = \frac{1}{k} \left[ \varphi_{SRC} \left[ (1 + \mu_E) (\beta^k - 1) - \mu_E (\beta - 1) \right] \right. \\ \left. - \left(1 - \mu_C \left(\beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1\right)\right) (\beta^k - 1) \right] \end{aligned} \quad (2.41)$$

En ne faisant pas intervenir  $\varphi_{SRC}$  dans l'expression ci-dessus, on obtient une nouvelle écriture de la puissance nette donnée par :

$$\begin{aligned} \Pi_{net_{SRC}} = \frac{1}{k} \left(1 - \mu_C \left(\beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1\right)\right) \left[ \frac{\theta \left[ (1 + \mu_E) (\beta^k - 1) - \mu_E (\beta - 1) \right] k}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left(k\beta + \frac{1}{\gamma}\right)} \right. \\ \left. - (\beta^k - 1) \right] \end{aligned} \quad (2.42)$$

### Puissance thermique fournie

Pour  $\beta_{E2''} = 1$ , la température à l'entrée du réchauffeur est exprimée par :

$$\theta_{rh_{SRC}} = \beta^k + \varepsilon_R \left( \frac{\theta}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left(k\beta + \frac{1}{\gamma}\right)} - \beta^k \right) \quad (2.43)$$

Connaissant cette température, on peut alors calculer l'expression de la puissance thermique. Elle est donnée par :

$$\begin{aligned} \Pi_{th_{SRC}} = \frac{1}{k} \left(1 - \mu_C \left(\beta^{\frac{1}{\gamma}} - 1\right)\right) \left[ \theta - \beta^k - \varepsilon_R \right. \\ \left. \times \left( \frac{\theta}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left(k\beta + \frac{1}{\gamma}\right)} - \beta^k \right) \right] \end{aligned} \quad (2.44)$$

### Rendement thermodynamique

Pour  $\beta_{E2''} = 1$ , le rendement thermodynamique est égal à :

$$\eta_{th_{SRC}} = \frac{\frac{\theta [(1 + \mu_E) (\beta^k - 1) - \mu_E (\beta - 1) k] - (\beta^k - 1)}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left(k\beta + \frac{1}{\gamma}\right)}}{\theta - \beta^k - \varepsilon_R \left(\frac{\theta}{\beta^k (1 + \mu_E) - \mu_E \left(k\beta + \frac{1}{\gamma}\right)} - \beta^k\right)} \quad (2.45)$$

## 2.8 Conclusion

Nous avons établi les principales relations qui caractérisent le fonctionnement d'un moteur Ericsson, c'est-à-dire d'un moteur volumétrique alternatif à cylindres de compression et de détente distincts, à apport de chaleur externe et à cycle de Joule à récupération. 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.

Dans le chapitre suivant, nous exploiterons le modèle en traçant les évolutions des différentes grandeurs et commenterons les résultats obtenus. Nous allons également présenter les résultats de comparaison des performances du moteur dans le cas où le volume mort du cylindre de détente est recomprimé et dans le cas où il ne l'est pas.



# Résultats de la modélisation

---

## 3.1 Introduction

Dans un moteur Ericsson, il existe divers volumes (tubes, espaces tampons, échangeurs de chaleur) entre les cylindres de compression et de détente, permettant au premier de se remplir de fluide de travail lorsque le second se vide. En régime permanent, les débits d'air du compresseur et de la machine de détente sont égaux.

En cherchant les points de fonctionnement correspondant aux points d'intersection des courbes de débit des deux cylindres, on parvient à trouver les paramètres  $(\beta, \delta_C = \delta_E)$  d'un moteur capable de fonctionner correctement, pour un rapport de volume  $\varphi$  donné, et pour des volumes morts relatifs  $\mu_C$  et  $\mu_E$  donnés, dans chacun des deux cas suivants :

- cas avec recompression du volume mort du cylindre de détente ;
- cas sans recompression de ce volume mort.

En nous basant sur les caractéristiques du prototype du LaTEP, nous avons comparé les performances de ces deux cas afin de voir la configuration technique la plus avantageuse.

## 3.2 Cylindre de compression

La figure 3.1 présente l'évolution du débit adimensionnel du cylindre de compression en fonction du volume mort et du rapport de compression Éq.(2.7). 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 compresseur. En l'absence de volume mort, le débit d'air du compresseur et donc du moteur complet, va dépendre des paramètres d'aspiration de l'air dans le cylindre (pression et température ambiantes), du volume balayé par le piston et de la vitesse de rotation du moteur.

On note également que plus le rapport de pression est élevé, plus le débit est faible. Au regard des courbes de la figure 3.1, on peut se rendre compte qu'il vaut mieux minimiser autant que possible le volume mort.

L'expression de  $\delta_C$  montre que lorsque  $\mu_C$  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 3.1 sont concourantes en 1.

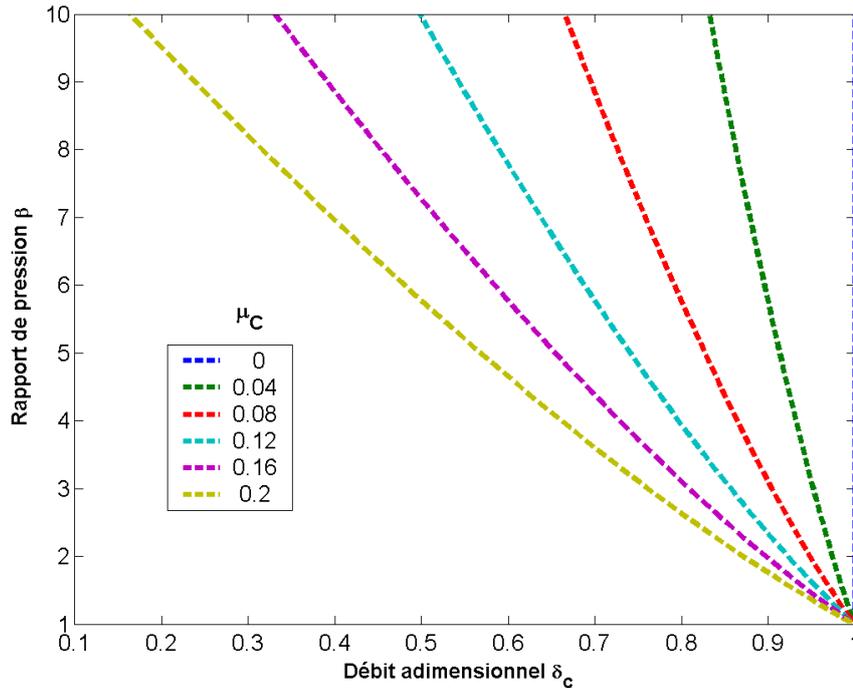


FIGURE 3.1 – Évolution du rapport de pression en fonction du débit adimensionnel d'air du cylindre de compression, pour différentes valeurs de  $\mu_C$

### 3.3 Cylindre de détente

#### 3.3.1 Avec recompression du volume mort

La figure 3.2 présente l'évolution du débit adimensionnel du cylindre de détente en fonction du volume mort et du rapport de compression. On considère que le volume mort du cylindre de détente est recomprimé à la fin de l'étape de refoulement sur le diagramme indicateur (fig.2.5a). Cela correspond donc à la relation (2.30). Dans son expression théorique,  $\delta_E$  est fonction du rapport  $\frac{\theta}{\varphi}$ . Nous avons choisi  $\frac{\theta}{\varphi} = 3$ , ce qui correspond à  $\delta_E = 0.33$  pour  $\beta = 1$ , comme on peut le voir sur la figure 3.2.

Le débit d'air de la machine de détente a tendance à augmenter quelle que soit la taille du volume mort et ce, pour les très faibles valeurs de rapport de pression. Lorsque  $\mu_E$  est nul ou très faible (inférieur ou égal à 4 %), on constate que plus le rapport de pression est grand, plus la valeur du débit est élevée. Pour des valeurs de  $\mu_E$  supérieures à 4 %, on a un faible débit pour des valeurs élevées de  $\beta$ . Il est donc primordial de chercher à réduire le plus possible le volume mort du cylindre de détente (idéalement une valeur de volume mort relatif inférieure ou égale à 4 %), surtout lorsqu'on souhaite réaliser un moteur travaillant avec un rapport de pression élevé (supérieur à 3 environ).

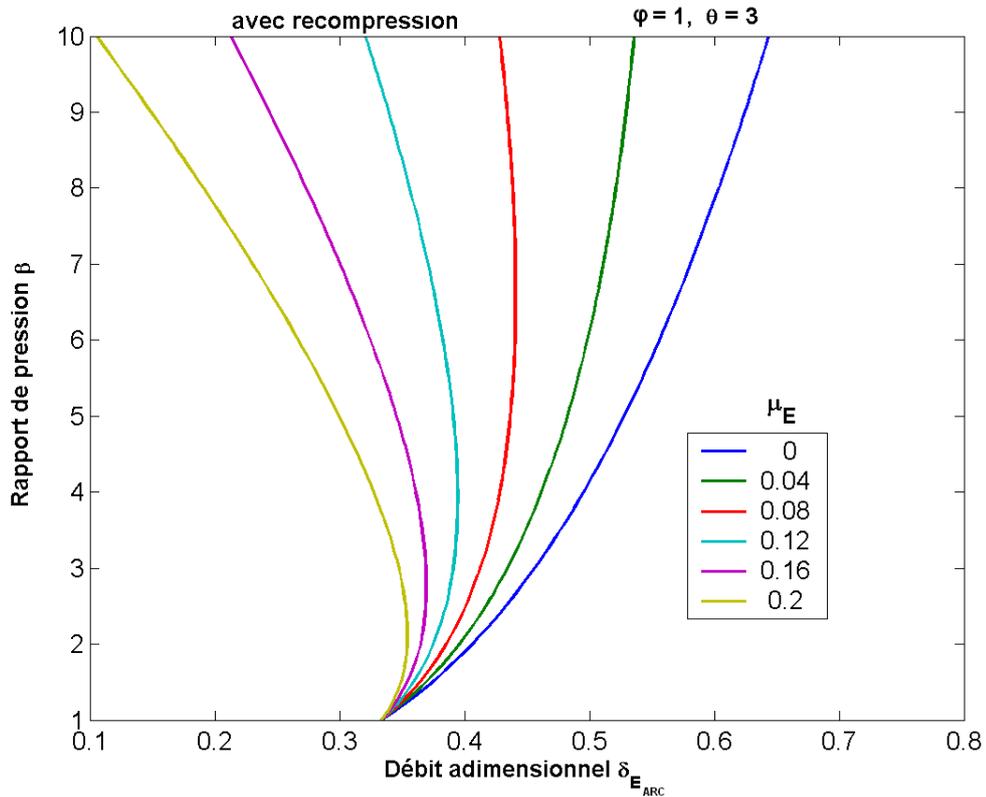


FIGURE 3.2 – Évolution du rapport de pression en fonction du débit adimensionnel d'air du cylindre de détente, pour différentes valeurs de  $\mu_E$ , avec recompression du volume mort

### 3.3.2 Sans recompression du volume mort

Dans le cas où le volume mort du cylindre n'est pas recomprimé à la fin de la phase de détente (Eq. (2.38)), on constate que le rapport de pression augmente avec l'accroissement du débit d'air, quelle que soit la valeur du volume mort dans la plage considérée (fig.3.3). Lorsque  $\mu_E$  est nul ou faible, on a un grand débit d'air pour une valeur élevée du rapport de pression. Plus le volume mort est grand, plus le débit est faible. Ce volume mort est donc préjudiciable aux performances de la machine de détente, et donc au moteur complet.

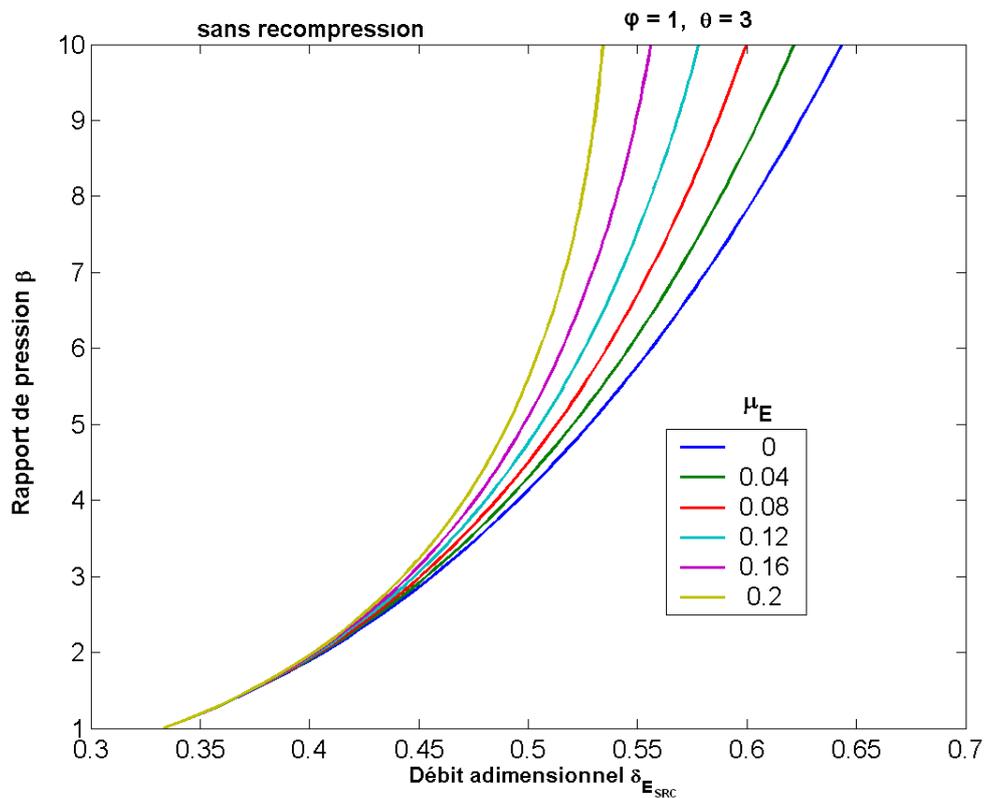


FIGURE 3.3 – Évolution du rapport de pression en fonction du débit adimensionnel d'air du cylindre de détente, pour différentes valeurs de  $\mu_E$ , sans recompression du volume mort

La figure 3.4 représente l'évolution de la température de l'air de travail à l'aspiration du détenteur (fig.2.1b), en fonction de  $\beta$ , sans recompression du volume mort.

Quelle que soit la valeur de  $\mu_E$ , on note que les courbes sont croissantes et

les températures  $\theta_{E3}$  sont supérieures à  $\theta$ . En effet, lorsque le volume mort n'est pas recomprimé, de l'air chaud en provenance du réchauffeur H (fig.2.2) s'introduit instantanément dans le cylindre lorsque la soupape d'admission s'ouvre au PMH. Cet air à la température adimensionnelle  $\theta$  comprime jusqu'à la pression adimensionnelle  $\beta$  l'air résiduel contenu dans le volume mort à la température adimensionnelle  $\theta_{E1}$  et la pression adimensionnelle  $\beta = 1$ . Le mélange qui en résulte est à une température adimensionnelle  $\theta_{E3}$  supérieure à  $\theta$ . On constate que  $\theta_{E3}$  est d'autant plus élevée que  $\beta$  est grand. On note également que  $\theta_{E3}$  est d'autant plus élevée que  $\mu_E$  est grand. Cela signifie que le volume mort, lorsqu'il n'est pas recomprimé, a une influence considérable sur la température d'admission du détenteur. Pour de faibles valeurs de  $\beta$ , notamment pour  $3 \leq \beta \leq 4$ , on a  $3,2 \leq \theta_{E3} \leq 3,35$  en fonction de la valeur de  $\mu_E$ .

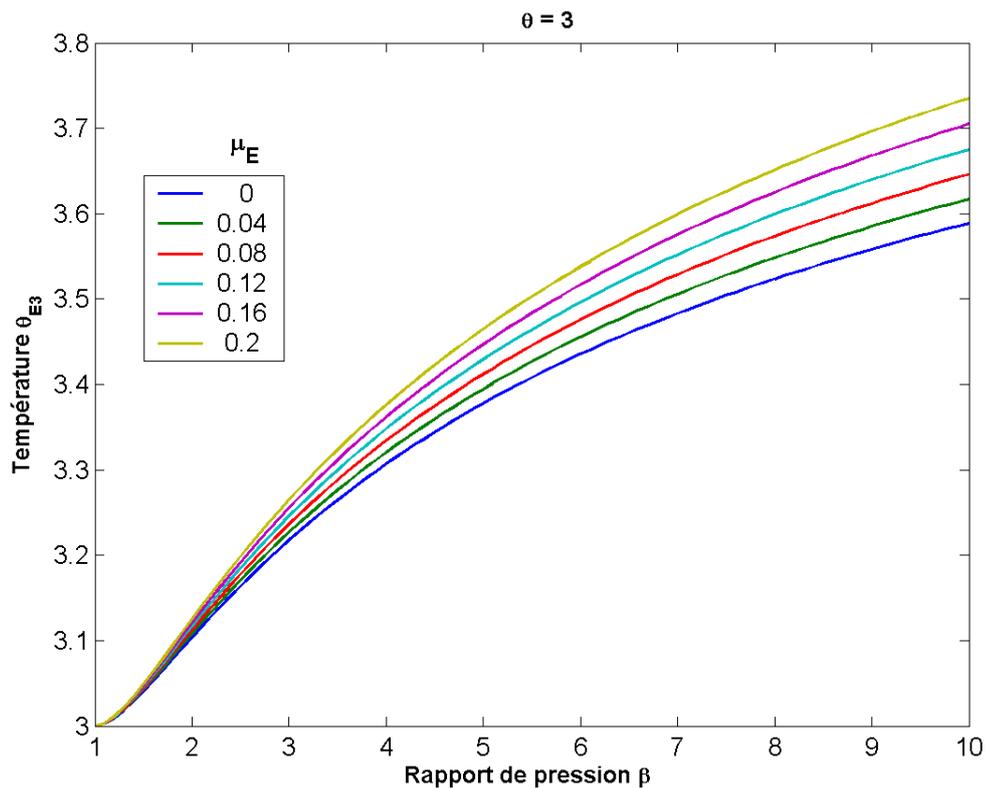


FIGURE 3.4 – Température adimensionnelle  $\theta_{E3}$  de l'air à l'aspiration du détenteur (fig.2.1b), sans recompression du volume mort

### 3.4 Plage de fonctionnement

En superposant les courbes de  $\delta_C$  et  $\delta_{E_{ARC}}$  (fig.3.5 à 3.7) d'une part et celles de  $\delta_C$  et  $\delta_{E_{SRC}}$  (fig.3.8 à 3.10) d'autre part, on détermine les couples de points  $(\delta, \beta)$  correspondant aux points de fonctionnement respectifs. Ces points sont constitués par les intersections de  $\delta_C$  et  $\delta_{E_{ARC}}$  et de  $\delta_C$  et  $\delta_{E_{SRC}}$ , pour différentes valeurs de  $\mu_C$  et  $\mu_E$ , pour un  $\beta$  donné et pour une valeur de  $\varphi$  fixée. Chaque point de fonctionnement correspond à un moteur ayant des caractéristiques bien déterminées, correspondant à l'équation (2.32) pour le cas où le volume mort du cylindre de détente est recomprimé, et à l'équation (2.40) dans le cas contraire.

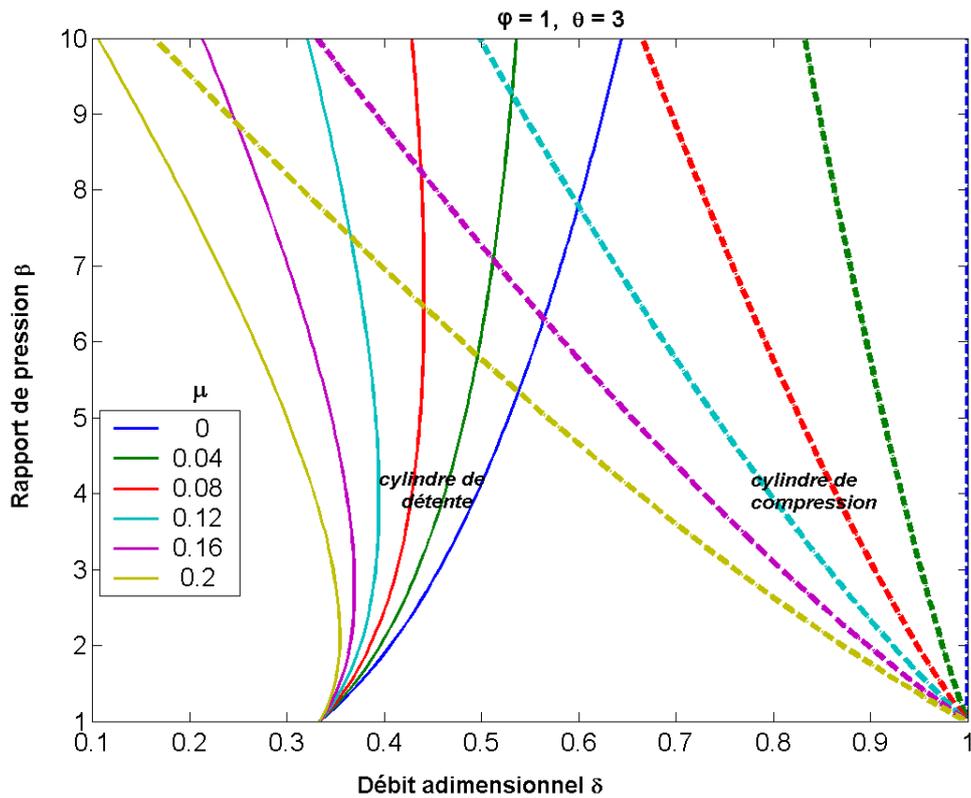


FIGURE 3.5 – Plage de fonctionnement pour  $\frac{\varphi}{\theta} = \frac{1}{3}$ , avec recompression du volume mort du cylindre de détente

Les courbes des figures 3.5 à 3.7 d'une part et 3.8 à 3.10 d'autre part, ont été tracées pour des valeurs de  $\frac{\varphi}{\theta}$  respectivement de  $\frac{1}{3}$ ,  $\frac{2}{3}$  et 1.

Ainsi, pour  $\frac{\varphi}{\theta} = \frac{2}{3}$ , la figure 3.6 montre que pour la grande plage des

valeurs constructives des volumes morts relatifs considérée, un point de fonctionnement peut être obtenu correspondant à des valeurs réalistes du débit adimensionnel et du rapport de pression.

Pour un rapport de volume  $\varphi$  égal à 1 ou 3 et quelle que soit la valeur de  $\mu_C$  et  $\mu_E$  dans la plage des valeurs considérées ici, il n'existe aucune possibilité de plage de fonctionnement pour des valeurs de  $\beta$  inférieures à 4 (fig.3.5, 3.7, 3.8 et 3.10), avec ou sans recompression du volume mort du cylindre de détente. Il n'est donc pas possible de construire un moteur capable de fonctionner dans ces conditions.

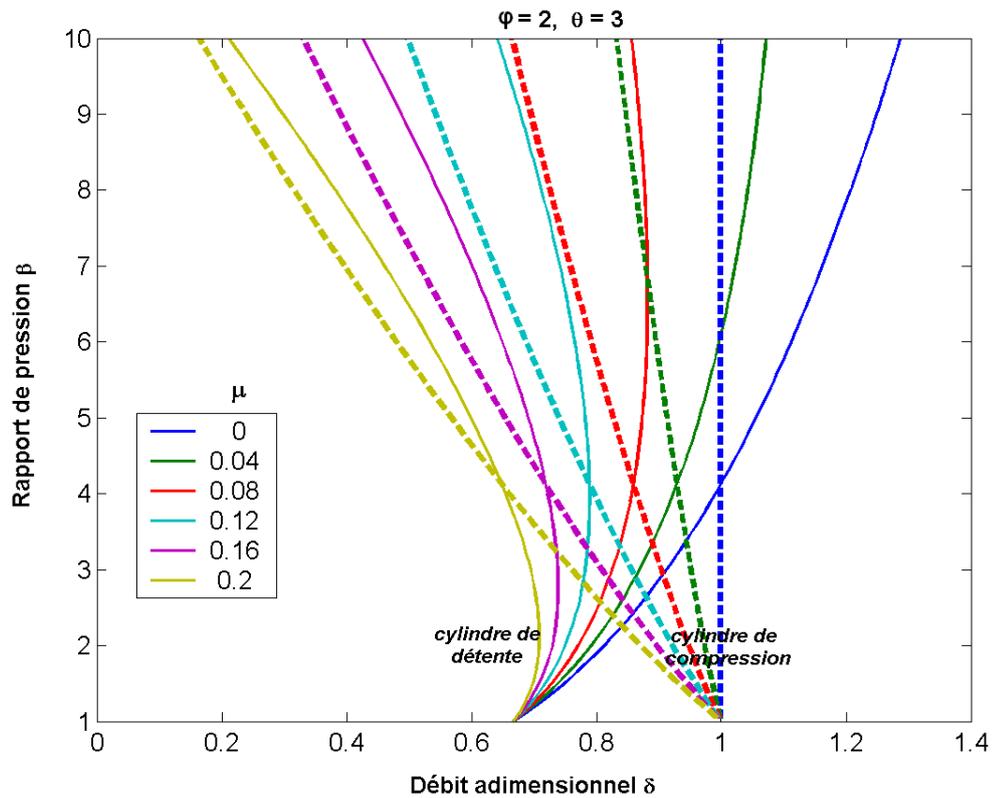


FIGURE 3.6 – *Plage de fonctionnement pour  $\frac{\varphi}{\theta} = \frac{2}{3}$ , avec recompression du volume mort du cylindre de détente*

Lorsque le volume mort du cylindre de détente n'est pas recomprimé, la figure 3.9 montre qu'il existe plusieurs points correspondant à autant de possibilités de moteurs capables de fonctionner, dans la plage de fonctionnement délimitée par  $\frac{\varphi}{\theta} = \frac{2}{3}$  et  $\beta = 3$ . A titre d'illustration, quelques-uns de ces

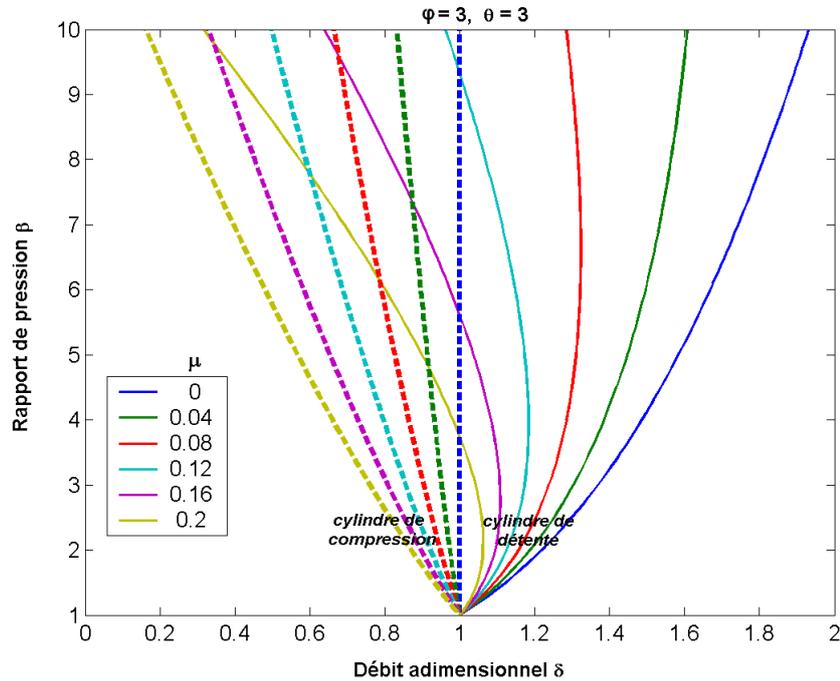


FIGURE 3.7 – Plage de fonctionnement pour  $\frac{\varphi}{\theta} = 1$ , avec recompression du volume mort du cylindre de détente

points sont recensés dans le tableau 3.1.

$\frac{\varphi}{\theta} = \frac{2}{3}$			
	$\beta = 3$	$\beta = 3$	$\beta = 3$
$\mu_C$	0.08	0.08	0.08
$\mu_E$	0	0.04	0.08
$\delta_C = \delta_E$	0.910	0.905	0.900

TABLE 3.1 – Points de la plage de fonctionnement en cas de non recompression du volume mort du cylindre de détente, pour  $\frac{\varphi}{\theta} = \frac{2}{3}$

Pour  $\frac{\varphi}{\theta} = \frac{1}{3}$ , le point de fonctionnement obtenu pour la plage des valeurs de volume mort considérée correspond à des débits faibles et des rapports de pressions élevés (fig.3.8). Cela conduit à des performances énergétiques médiocres du moteur. Ceci montre que le choix d'un rapport  $\frac{\varphi}{\theta} = \frac{1}{3}$  n'est pas adéquat pour un moteur Ericsson basé sur un cycle de Joule à récupération.

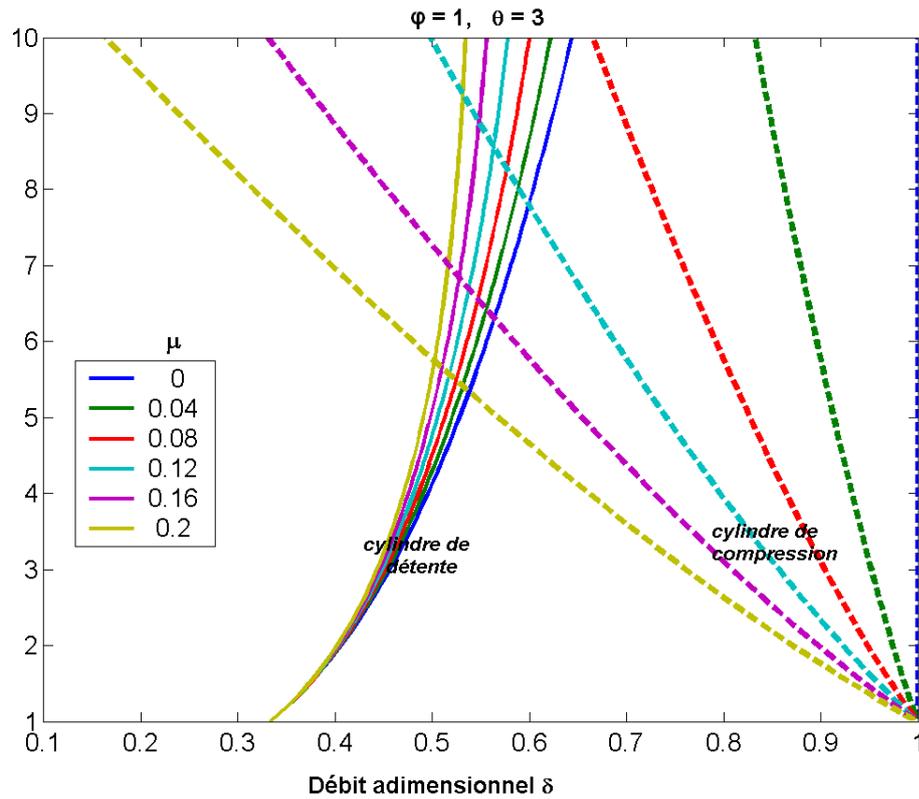


FIGURE 3.8 – Plage de fonctionnement pour  $\frac{\varphi}{\theta} = \frac{1}{3}$ , sans recompression du volume mort du cylindre de détente

Pour  $\frac{\varphi}{\theta} = 1$  (fig.3.10), le seul point de fonctionnement possible, pour toutes les valeurs des volumes morts relatifs possibles, correspond à un rapport de pression unitaire, et donc à une puissance nulle. Le rapport  $\varphi/\theta = 1$  est donc lui aussi inadéquat pour ce type de moteur.

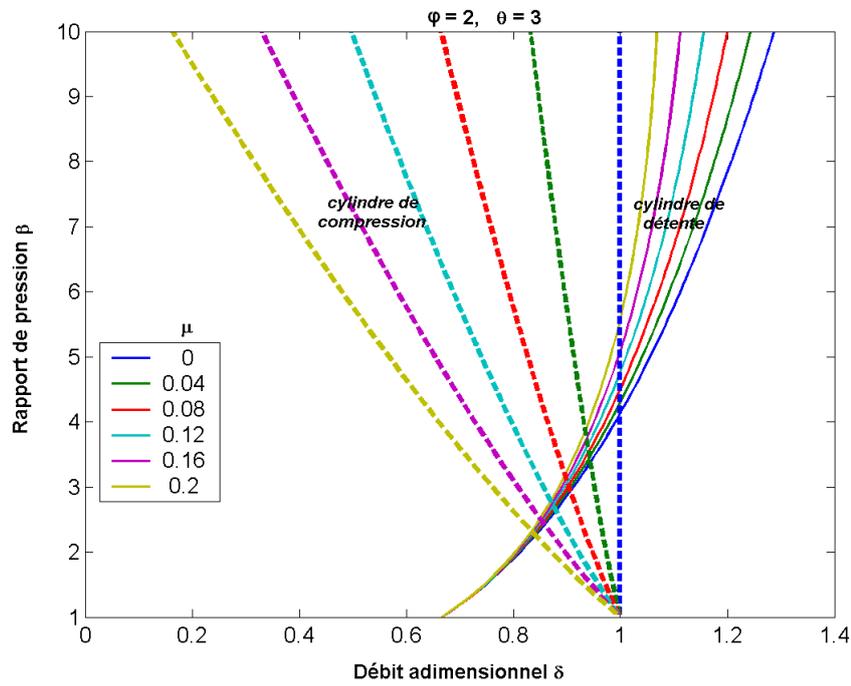


FIGURE 3.9 – Plage de fonctionnement pour  $\frac{\varphi}{\theta} = \frac{2}{3}$ , sans recompression du volume mort du cylindre de détente

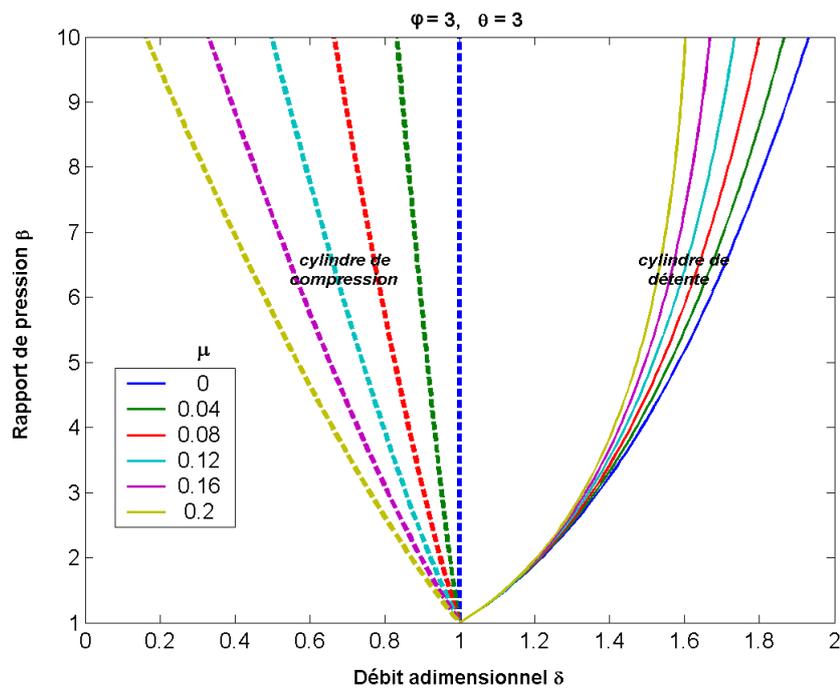


FIGURE 3.10 – Plage de fonctionnement pour  $\frac{\varphi}{\theta} = 1$ , sans recompression du volume mort du cylindre de détente

### 3.5 Étude des performances d'un moteur particulier

Nous avons voulu étudier les performances théoriques d'un moteur alternatif particulier à apport de chaleur externe, à cycle de Joule à récupération. Pour ce faire, nous considérons un moteur dont les caractéristiques sont très proches de celles du prototype de moteur Ericsson du LaTEP. Les caractéristiques choisies sont données par le tableau 3.2.

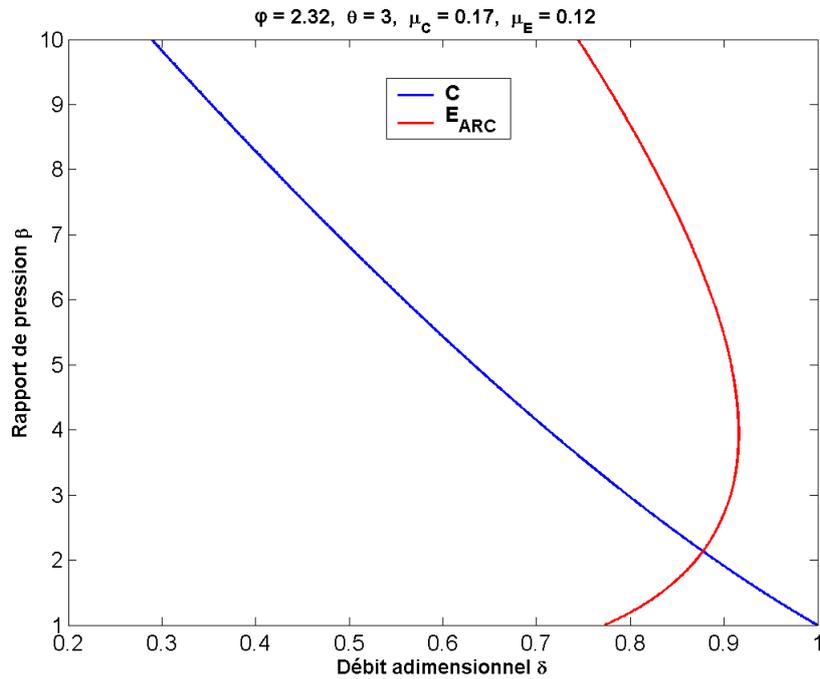


FIGURE 3.11 – Évolution des rapports de pression correspondant aux débits d'air adimensionnels des cylindres de compression et de détente, en cas de recompression du volume mort du détenteur, pour  $\frac{\varphi}{\theta} = 0,77$ ,  $\mu_C = 0,17$  et  $\mu_E = 0,12$

En cas de recompression du volume mort du cylindre de détente et pour  $\frac{\varphi}{\theta} = 2,32/3$ , la figure 3.11 montre que lorsque le rapport de pression augmente, le débit  $\delta_C$  fourni par le cylindre de compression diminue continûment. Par contre, le débit absorbé par le cylindre de détente  $\delta_{E_{ARC}}$  croît jusqu'à un rapport de pression de 3 environ, puis diminue pour des valeurs supérieures de  $\beta$ . On constate que le point de fonctionnement correspondant à l'intersection des deux courbes est atteint pour  $\beta_{fct} = 2,14$  et  $\delta_{C_{fct}} = \delta_{E_{fct_{ARC}}} = 0,88$ . Les

Caractéristique	Valeur
$\mu_C$	0,17
$\mu_E$	0,12
$\theta$	3
$\varepsilon_R$	0.85
$\varphi$	2,32

TABLE 3.2 – Caractéristiques du moteur étudié

caractéristiques du moteur correspondant sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi = 2,32 \\ \beta_{fct} = 2,14 \\ \delta_{C_{fct}} = \delta_{E_{fct_{ARC}}} = 0,88 \\ \mu_C = 0,17 \\ \mu_E = 0,12 \\ \theta = 3 \\ \varepsilon_R = 0,85 \end{array} \right.$$

Par rapport au prototype de moteur Ericsson du LaTEP, on peut avoir des valeurs différentes de celles ci-dessus car nous avons choisi  $\mu_E = 0,12$  dans le modèle, alors que la valeur correspondante n'est pas précisément connue pour le prototype. De plus, la valeur de l'efficacité du récupérateur n'est pas une constante :  $\varepsilon_R$  va dépendre de  $\theta$  et des niveaux de température à l'entrée et à la sortie de l'échangeur-récupérateur de chaleur.

Lorsqu'il n'y a pas recompression du volume mort, on constate que le rapport de pression augmente continûment avec le débit d'air de la machine de détente (fig.3.12). Le point de fonctionnement du moteur est atteint pour  $\beta_{fct_{SRC}} = 1,8$  et  $\delta_{C_{fct_{SRC}}} = \delta_{E_{fct_{SRC}}} = 0,91$ . Là encore, ces valeurs dépendent des caractéristiques du tableau 3.2.

En outre, on constate que  $\beta_{fct_{SRC}} < \beta_{fct_{ARC}}$  et  $\delta_{E_{fct_{SRC}}} > \delta_{E_{fct_{ARC}}}$ . On en déduit que le point de fonctionnement change selon que le volume mort du détenteur est recomprimé ou pas. Il correspond à une pression plus faible à l'intérieur du cylindre de détente en cas de non recompression de son volume mort. A l'inverse, le débit massique d'air est plus élevé qu'en cas de recompression.

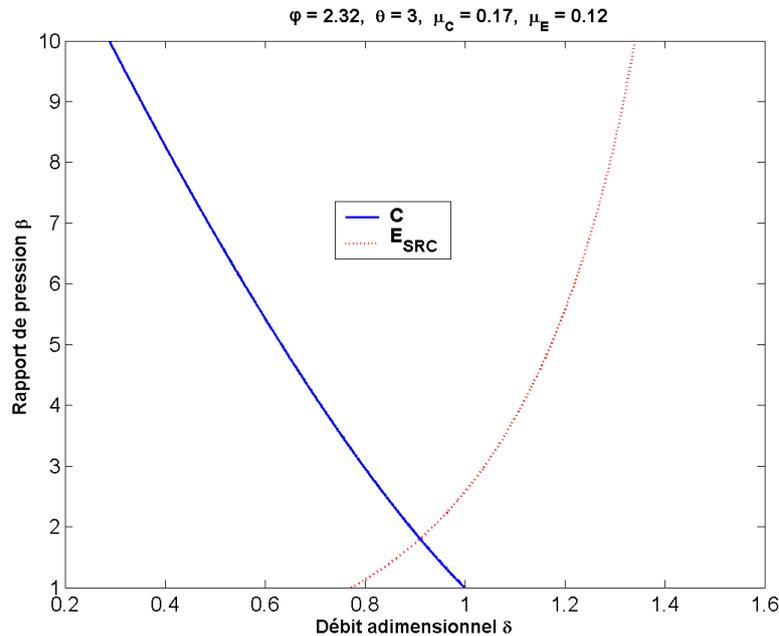


FIGURE 3.12 – Évolution des rapports de pression correspondant aux débits d'air adimensionnels des cylindres de compression et de détente, sans recompression du volume mort du détenteur, pour  $\frac{\varphi}{\theta} = 0,77$ ,  $\mu_C = 0,17$  et  $\mu_E = 0,12$

Sur la figure 3.13, nous avons comparé les évolutions du rapport de pression  $\beta_{E_{ARC}}$  et  $\beta_{E_{SRC}}$  en fonction du débit adimensionnel absorbé par le cylindre de détente selon que le volume mort est recomprimé ou non. Comme déjà mentionné précédemment, on constate qu'en cas de recompression du volume mort,  $\delta_{E_{ARC}}$  est croissante jusqu'à une valeur de rapport de pression environ égale à 3. Au-delà, on a une chute du débit.

En cas de non recompression du volume mort, le débit est continuellement croissant à mesure que le rapport de pression augmente. De plus, on note que pour une même valeur de rapport de pression, le débit d'air lorsque le volume mort n'est pas recomprimé est plus élevé que celui du cas avec recompression.

Les figures 3.14 et 3.15 présentent respectivement les puissances adimensionnelles de détente et nette en cas de recompression ou non du volume mort, en fonction du rapport de volume  $\varphi$ . Sur les mêmes figures, on a représenté les rapports de pression résultant des relations (2.32) pour le cas avec recompression et (2.40) pour le cas sans recompression.

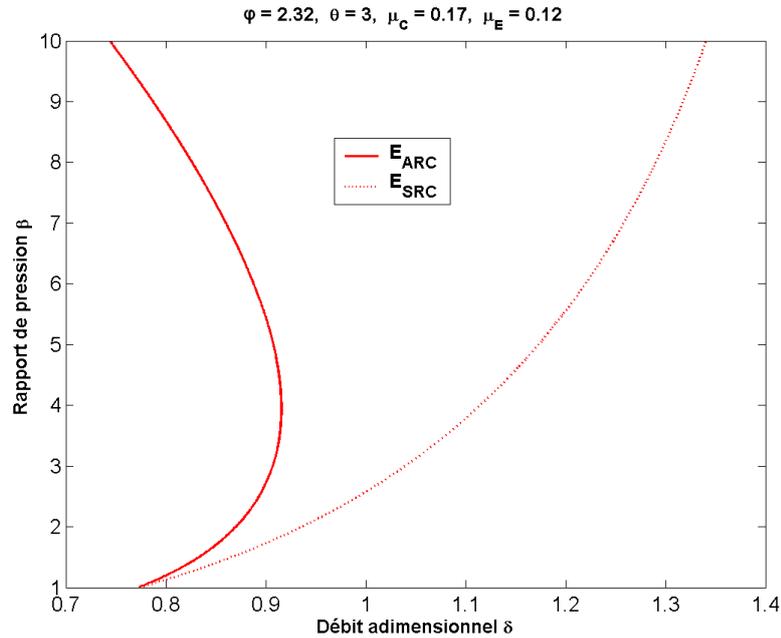


FIGURE 3.13 – Comparaison des rapports de pression correspondant aux débits d'air adimensionnels du cylindre de détente, avec et sans recompression du volume mort, pour  $\frac{\varphi}{\theta} = 0,77$ ,  $\mu_C = 0,17$  et  $\mu_E = 0,12$

On constate à la figure 3.14 que la puissance développée par le cylindre de détente en cas de recompression du volume mort est supérieure à celle obtenue en cas de non recompression pour la plage pertinente de valeurs de  $\varphi$  (soit  $\varphi > 1,4$ ). Ceci signifie que, pour une géométrie de machine fixée, le réglage des soupapes conduisant à la non recompression du volume mort du cylindre de détente n'est pas pertinent, car le gain obtenu sur la surface du diagramme indicateur dans sa partie inférieure autour du PMH ne compense pas la réduction de cette surface dans sa partie supérieure due à la chute du rapport de pression. Des conclusions similaires sont obtenues pour la puissance nette (fig.3.15).

Sur la figure 3.16, nous avons représenté les évolutions du rapport de pression et des puissances adimensionnelles en fonction du rapport de volume  $\varphi$ , en cas de recompression du volume mort du cylindre de détente. Pour des valeurs de  $\varphi$  inférieures ou égales à 1,8, les trois puissances sont légèrement croissantes, tandis que le rapport de pression décroît pour toutes les valeurs de  $\varphi$ . A partir de  $\varphi = 1,8$ , les puissances baissent jusqu'à s'annuler pour

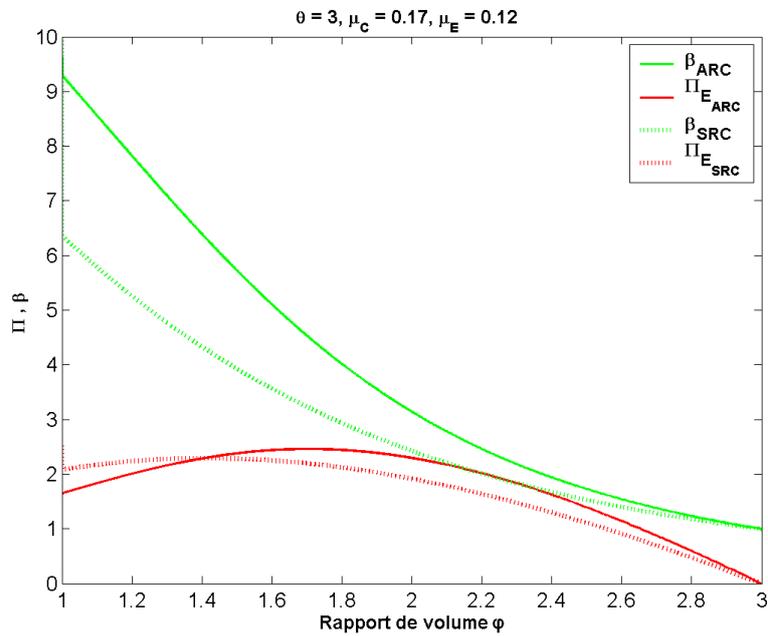


FIGURE 3.14 – Comparaison des puissances adimensionnelles de détente avec et sans recompression du volume mort, pour  $\theta = 3, \mu_C = 0,17$  et  $\mu_E = 0,12$

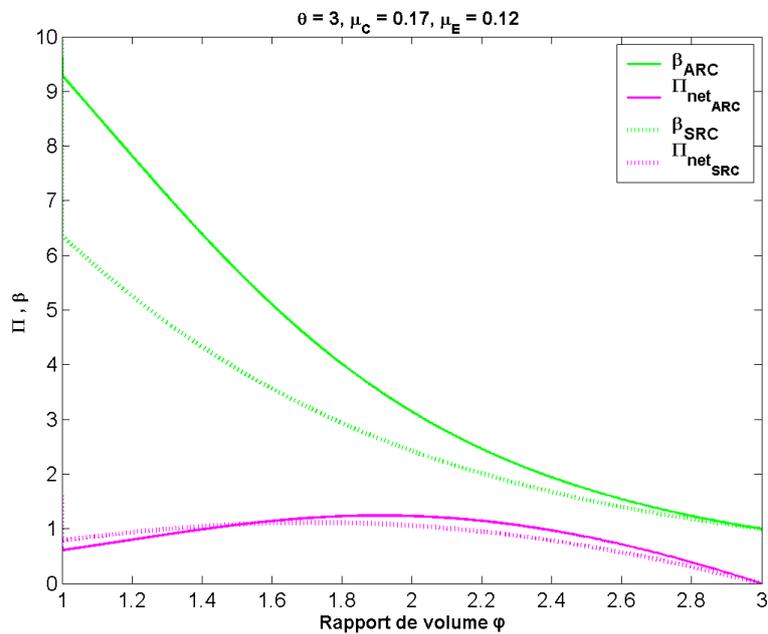


FIGURE 3.15 – Comparaison des puissances adimensionnelles nettes avec et sans recompression du volume mort, pour  $\theta = 3, \mu_C = 0,17$  et  $\mu_E = 0,12$

$\varphi = 3$ . Par conséquent, si  $\varphi = \theta$  alors  $\beta = 1$  et le moteur ne peut plus produire. Sur la figure 3.16, on note que, du point de vue de la puissance, la bonne plage de fonctionnement du moteur correspond à des valeurs de  $\varphi$  allant de 1,81 à 2,4, ce qui correspond à des  $\beta$  compris entre 2 et 4. Ces faibles valeurs du rapport de pression contribuent également à la réduction des frottements mécaniques, et donc à l'obtention d'un excellent rendement mécanique. On peut par ailleurs remarquer sur la figure 3.17 que la courbe du rendement indiqué du moteur atteint son maximum dans cet intervalle de rapports de volume. On a  $\eta_{ind_{max}} = 47,2\%$  pour  $\varphi = 2$ . La courbe du rendement indiqué croît pour  $\varphi \leq 2$  (fig.3.17). Au-delà, elle décroît rapidement jusqu'à s'annuler pour  $\varphi = 3$ .

Lorsque le volume mort n'est pas recomprimé, la figure 3.18 montre encore que le rapport de pression décroît sur toute la plage de valeurs de  $\varphi$ . Sur cette figure, les courbes de puissance montrent que, comme dans le cas avec recompression, la bonne plage de fonctionnement du moteur correspond à  $1,8 < \varphi < 2,4$  (respectivement  $2 < \beta < 4$ ).

La figure 3.19 montre que le rendement indiqué lorsque le volume mort du cylindre de détente n'est pas recomprimé est croissant pour  $1 \leq \varphi \leq 2$ . Au-delà de  $\varphi = 2$ , le rendement chute rapidement et s'annule pour  $\varphi = 3$ , lorsque le moteur ne peut plus produire de puissance. On constate que le rendement est croissant pour des valeurs de  $\beta$  élevées et diminue lorsque  $\beta$  est faible. On a  $(\eta_{th_{SRC}})_{max} \simeq 45\%$  pour  $\varphi = 1,85$  et  $\beta = 2,5$ .

La figure 3.20 compare les rendements obtenus avec et sans recompression du volume mort du cylindre de détente. On observe que  $\eta_{th_{ARC}} > \eta_{th_{SRC}}$ . L'écart entre les deux rendements est beaucoup plus prononcé lorsque  $\varphi \leq 2,4$  et pour des valeurs de  $\beta$  élevées. On constate que les deux rendements atteignent leur maximum dans les faibles valeurs de  $\beta$ , soit pour  $2 < \beta < 3,2$  et  $1,8 < \varphi < 2,4$ .

L'analyse des deux courbes figures 3.14 et 3.20 nous indique que pour avoir de bonnes performances, il vaut mieux recomprimer les volumes morts. En effet, la non recompression du volume mort du cylindre de détente s'accompagne d'une chute significative à la fois du rendement thermodynamique, et de la puissance adimensionnelle nette fournie par le moteur dans la plage acceptable des valeurs de  $\varphi$ .

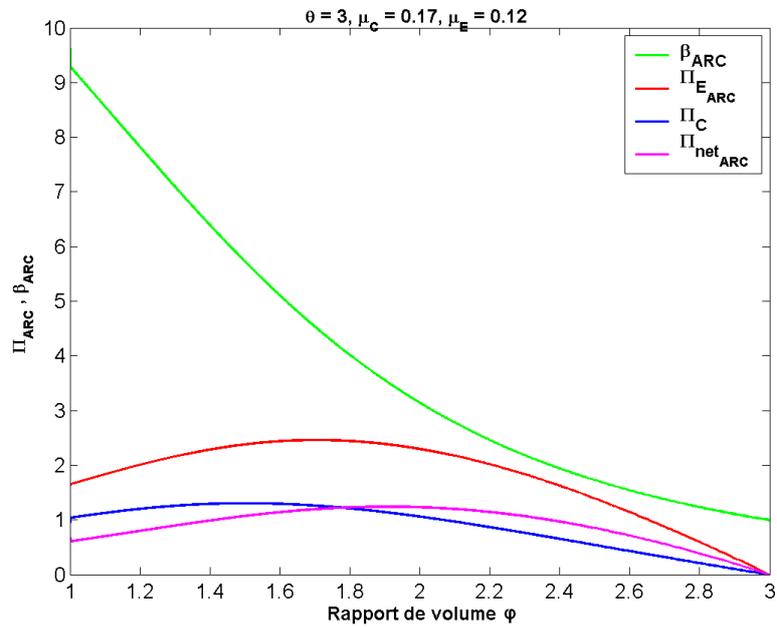


FIGURE 3.16 – Évolution du rapport de pression et des puissances adimensionnelles avec recompression du volume mort du cylindre de détente, en fonction du rapport de volume  $\varphi$ , pour  $\theta = 3$ ,  $\mu_C = 0,17$  et  $\mu_E = 0,12$

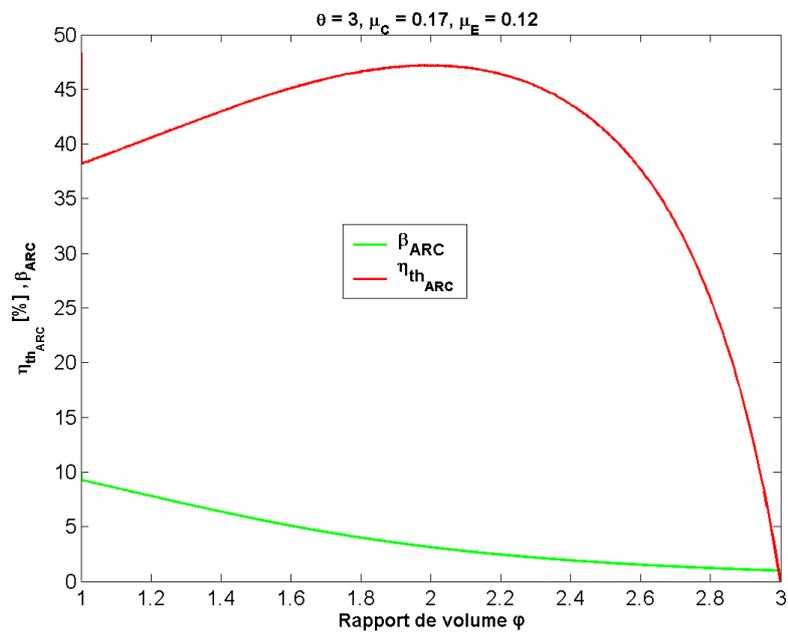


FIGURE 3.17 – Évolution du rendement thermodynamique du moteur en cas de recompression du volume mort du cylindre de détente, pour  $\theta = 3$ ,  $\mu_C = 0,17$  et  $\mu_E = 0,12$

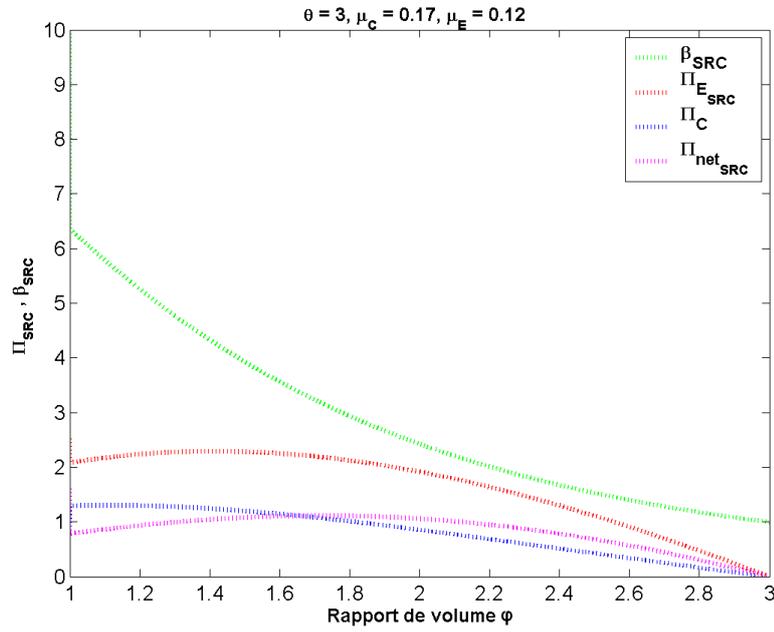


FIGURE 3.18 – Évolution du rapport de pression et des puissances adimensionnelles sans recompression du volume mort du cylindre de détente, en fonction du rapport de volume  $\varphi$ , pour  $\theta = 3$ ,  $\mu_{\text{C}} = 0,17$  et  $\mu_{\text{E}} = 0,12$

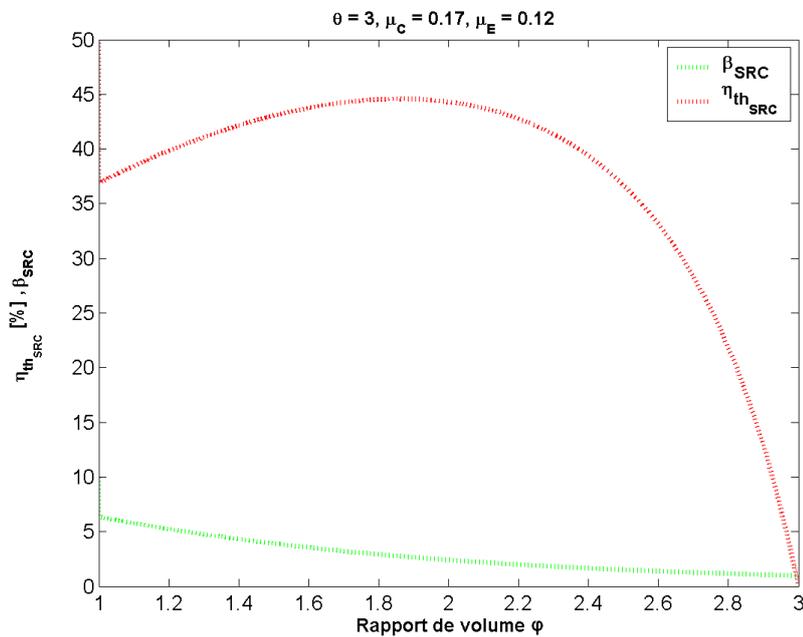


FIGURE 3.19 – Évolution du rendement thermodynamique du moteur en fonction du rapport de volume, sans recompression du volume mort du cylindre de détente, pour  $\theta = 3$ ,  $\mu_{\text{C}} = 0,17$  et  $\mu_{\text{E}} = 0,12$

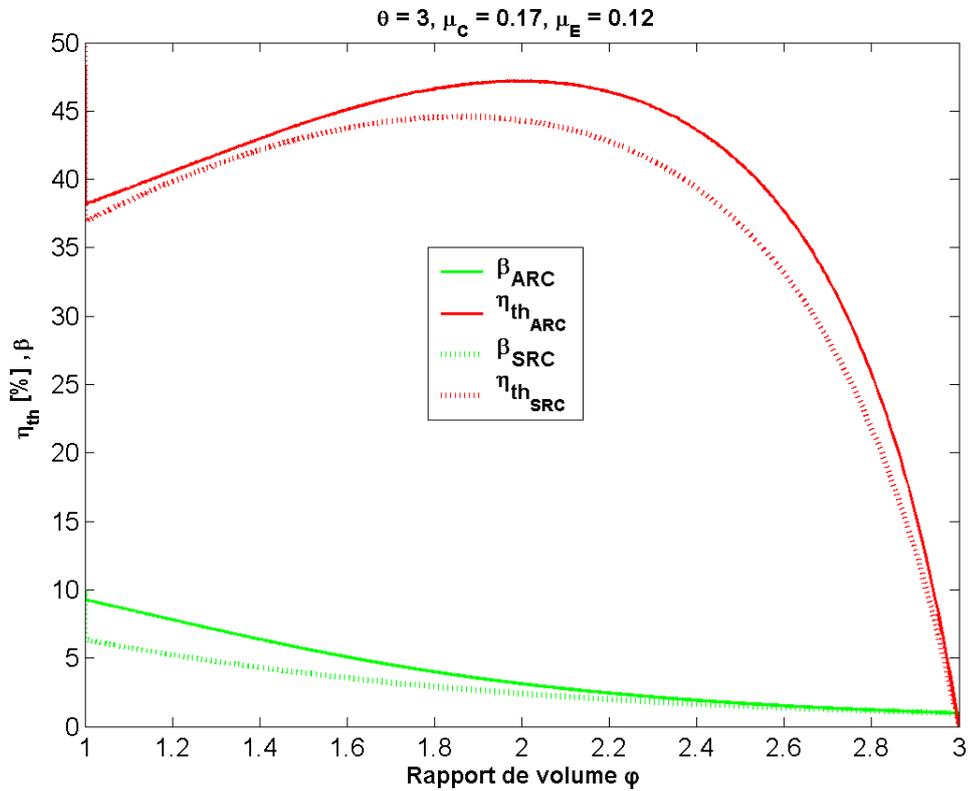


FIGURE 3.20 – Comparaison des rendements thermodynamiques avec et sans recompression du volume mort du cylindre de détente, pour  $\theta = 3$ ,  $\mu_C = 0,17$  et  $\mu_E = 0,12$

## 3.6 Réglage des ouvertures et fermetures des soupapes

Ces réglages sont très importants car les performances du moteur en dépendent.

### Réglage des soupapes du cylindre de compression

La figure 3.21 représente l'évolution des écarts  $\varphi_{Ci} - \mu_C$  des différents points du diagramme indicateur du cylindre de compression (fig.2.4), en fonction du rapport de pression  $\beta$ . La valeur  $\varphi_{Ci} - \mu_C = 0$  correspond au PMH, tandis que la valeur  $\varphi_{Ci} - \mu_C = 1$  correspond au PMB. Elle permet d'étudier le réglage des ouvertures et fermetures des deux soupapes (admission et refoulement) du

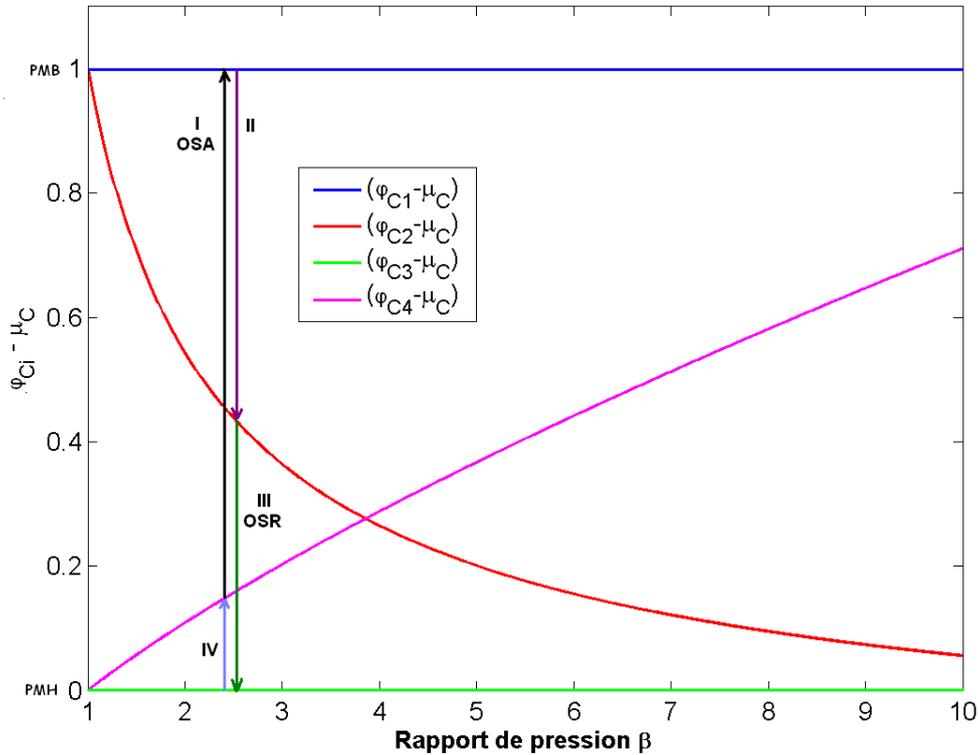


FIGURE 3.21 – Réglage des ouvertures et fermetures des soupapes du cylindre de compression (fig.2.2) pour  $\mu_C = 0,17$  et  $\mu_E = 0,12$

cylindre de compression en fonction du rapport de pression de la machine. Pour l'analyse, cette figure doit donc être mise en regard du diagramme indicateur de la figure 2.4.

Sur la figure 3.21 :

- La courbe en bleu correspond à la fermeture de la soupape d'aspiration. Quelle que soit la valeur de  $\beta$ , la courbe reste constante. Cela signifie que la soupape d'aspiration se ferme toujours au PMB.
- La courbe en rouge correspond à l'ouverture de la soupape de refoulement. On constate que lorsque  $\beta$  augmente, le point de fermeture de la soupape de refoulement se rapproche du PMH.
- La courbe en vert correspond à la fermeture de la soupape de refoulement. On remarque que quelle que soit la valeur de  $\beta$ , la courbe reste égale à 0. Ainsi, quelle que soit la valeur de  $\beta$ , la soupape de

refoulement se ferme toujours lorsque le piston arrive à son PMH.

- La courbe en rose correspond à l'ouverture de la soupape d'aspiration. Lorsque  $\beta$  augmente, le point d'ouverture de la soupape d'aspiration se déplace vers le PMB.

Pour  $2 < \beta < 3$  correspondant à l'optimum de rendement (fig.2.3), nous avons déterminé les durées d'ouverture et de fermeture des soupapes sur le cycle défini par le diagramme indicateur de la figure 2.4. Ainsi, sur la figure 3.21, l'étape I est la durée d'ouverture de la soupape d'aspiration. A l'étape II les deux soupapes sont fermées, c'est la phase de compression du fluide de travail. L'étape III correspond à la durée d'ouverture de la soupape de refoulement. Enfin, à l'étape IV les deux soupapes sont fermées, c'est la phase de détente du volume mort du cylindre.

#### Réglage des soupapes du cylindre de détente en cas de recompression totale du volume mort

La figure 3.22 représente l'évolution des écarts  $\frac{\varphi_{Ei}}{\varphi} - \mu_E$  des différents points du diagramme indicateur du cylindre de détente (fig.2.5a), en fonction du rapport de pression  $\beta$ . Elle permet d'étudier le réglage des ouvertures et fermetures des deux soupapes (admission et refoulement) du cylindre de détente en fonction du rapport de pression choisi. Cette figure doit donc être mise en regard du diagramme indicateur de la figure 2.5a pour faciliter l'analyse.

Sur la figure 3.22 :

- La courbe en bleu correspond à l'ouverture de la soupape de refoulement. La courbe reste constante quelle que soit la valeur de  $\beta$ . Cela signifie que la soupape de refoulement doit être ouverte uniquement lorsque le piston est à son PMH.
- La courbe en rouge correspond à la fermeture de la soupape de refoulement, le piston étant retourné à son PMH. On constate que lorsque  $\beta$  augmente, le point de fermeture de la soupape de refoulement se déplace vers le PMB.
- La courbe en vert correspond à l'ouverture de la soupape d'aspiration. On constate que sa valeur reste égale à 0 quelle que soit  $\beta$ . Donc, la soupape doit être ouverte uniquement lorsque le piston est à son PMH.

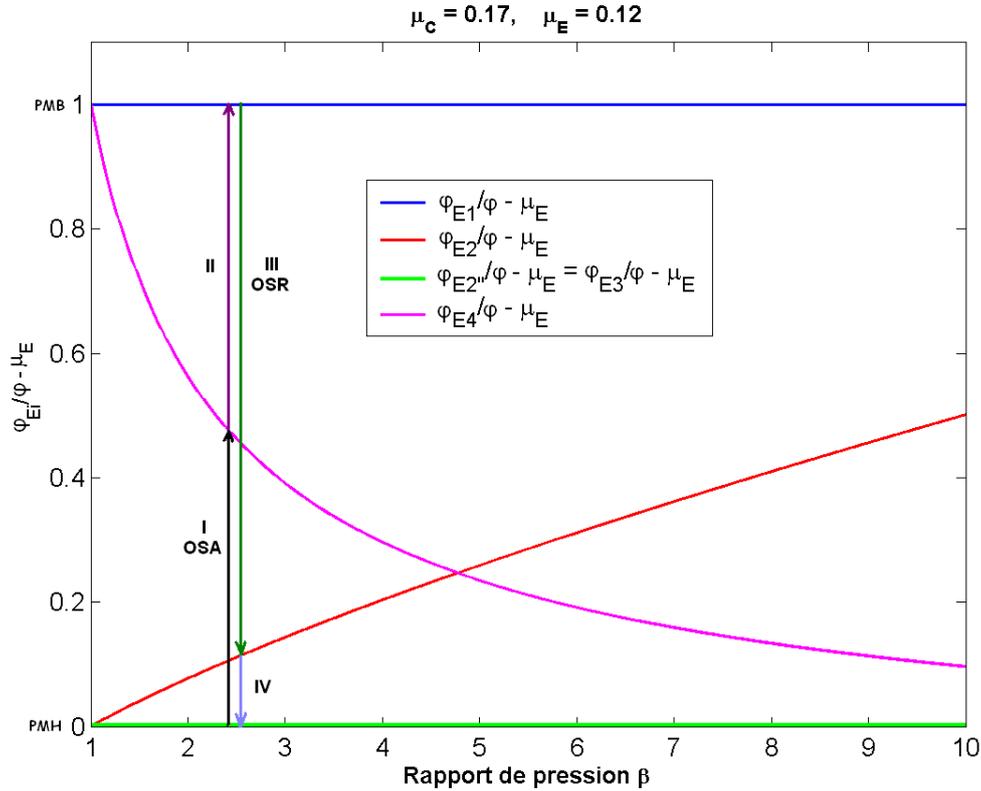


FIGURE 3.22 – Réglage des ouvertures et fermetures des soupapes du cylindre de détente (fig. 2.2) pour  $\mu_C = 0,17$  et  $\mu_E = 0,12$

- La courbe en rose correspond à la fermeture de la soupape d’aspiration. Cette soupape doit se fermer d’autant plus tôt, c’est-à-dire d’autant plus près du PMH, que le rapport de pression est élevé.

Pour  $2 < \beta < 3$  correspondant à l’optimum de rendement (fig. 2.3), nous avons déterminé les durées d’ouverture et de fermeture des soupapes sur le cycle défini par le diagramme indicateur de la figure 2.5a. Ainsi, sur la figure 3.22, l’étape I est la durée d’ouverture de la soupape d’aspiration. A l’étape II les deux soupapes sont fermées, c’est la phase de détente du fluide chaud sous pression. L’étape III correspond à la durée d’ouverture de la soupape de refoulement. A l’étape IV les deux soupapes sont fermées, c’est la phase de recompression du volume mort du cylindre de détente.

---

## 3.7 Conclusion

Nous avons exploité le modèle établi au chapitre 2 en traçant les évolutions des différentes grandeurs. Les résultats ont montré qu'il existe une plage de fonctionnement bien définie pour laquelle un moteur peut produire de l'énergie, en fonction des valeurs de  $\beta$ ,  $\varphi$ ,  $\mu_C$ ,  $\mu_E$ ,  $\theta$  et selon que le volume mort du cylindre de détente est recomprimé ou pas. Les résultats obtenus ont montré également que les performances d'un moteur Ericsson sont meilleures lorsque le volume mort du cylindre de détente est recomprimé. Dans le chapitre suivant, nous allons présenter le prototype de moteur Ericsson, le banc d'essai et les résultats expérimentaux.



Deuxième partie  
Étude expérimentale



# Le prototype de machine de détente de moteur Ericsson

---

## 4.1 Historique du projet

L'étude des moteurs thermiques à apport de chaleur externe, notamment Stirling et Ericsson, fait partie des axes principaux de recherche du LaTEP. Plusieurs travaux sur le moteur Ericsson ont été menés ([5, 7, 75]) qui ont contribué à sortir le moteur Ericsson de l'oubli dans lequel il était plongé pratiquement depuis le début du XX<sup>e</sup> siècle avec l'avènement de la technologie des moteurs à combustion interne, à mieux comprendre son fonctionnement et ont également aidé à pallier le manque de bibliographie récente sur cette machine.

Le projet de réalisation d'un prototype de moteur Ericsson a commencé avec la thèse de S. Bonnet [6]. Ce travail a permis d'évaluer les performances énergétiques d'un système de micro-cogénération basé sur un moteur Ericsson (fig.4.1). L'étude exergo-économique a montré que ce genre de système est performant, avec des rendements supérieurs à ceux de machines destinées à la micro-cogénération et disponibles actuellement dans le commerce (moteurs à combustion interne et certains moteurs Stirling). L'étude a également montré que grâce à l'apport de chaleur externe issue de la combustion de gaz naturel, le dispositif est capable de produire 11 kW électriques. De plus, le système qui a été dimensionné est techniquement réalisable, performant, de moindre coût et économiquement rentable, avec un prix du kWh inférieur à celui pratiqué par les entreprises françaises du secteur de l'énergie. Le système de micro-cogénération proposé s'est révélé très adapté à la production d'électricité de petite puissance pour site isolé. Ce travail de thèse a 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 dans sa thèse, M. Alaphilippe [4] a étudié la faisabilité du couplage d'un moteur Ericsson avec un concentrateur cylindro-parabolique (fig.4.2). A la demande de France Telecom R&D, l'étude a été menée pour cinq sites géographiques (Antananarivo à Madagascar, Gaborone au

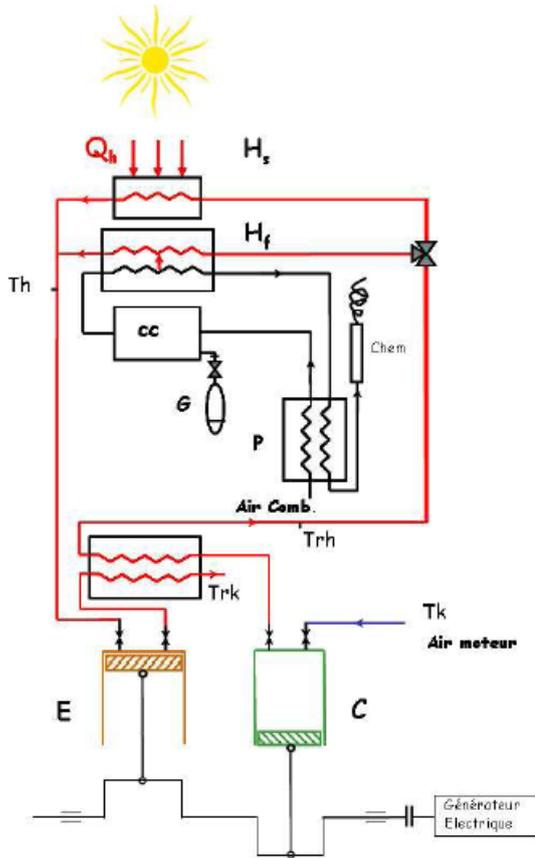


FIGURE 4.1 – Principe du moteur Ericsson de micro-cogénération [36]



FIGURE 4.2 – Concentrateur solaire utilisé dans l'étude [29]

Botswana, Saint Denis de la Réunion, Le Caire en Egypte et Lyon en France). Elle a montré qu'on obtient pour les journées de l'année les plus défavorables en termes d'ensoleillement, un rendement global journalier de 10,8 % avec une surface de captation du rayonnement solaire de 27 m<sup>2</sup> au Botswana et de 9,7 % avec une surface de captation de 36 m<sup>2</sup> à La Réunion, pour ne citer que ces sites. L'étude théorique réalisée a mis en évidence le fait que ces valeurs obtenues sont susceptibles d'être revues à la hausse. Si on fait une comparaison avec les performances de grandes installations solaires de production d'électricité, on se rend compte que les résultats obtenus par le LaTEP sont très satisfaisants. En effet, les grandes centrales solaires thermodynamiques implantées dans des localisations très ensoleillées ont des rendements annuels moyens voisins de 14 %. Quant aux installations photovoltaïques de plusieurs dizaines de m<sup>2</sup>, les rendements moyens observés sont voisins de 12 % en climat chaud.

Les résultats très encourageants des travaux de thèse de S. Bonnet et M. Alaphilippe, complétés par d'autres travaux [45, 46], ont conduit à la décision de concevoir, réaliser et tester un premier prototype de moteur Ericsson. Le travail expérimental de cette thèse été mené grâce au soutien financier de France Télécom, du Conseil Régional Aquitain et du Programme Interdisciplinaire Energie du CNRS. Dans un premier temps, n'a été réalisée que la partie la plus délicate, soit la partie 'chaude' du moteur Ericsson, comprenant le cylindre de détente avec son système de distribution, ainsi que le vilebrequin et l'arbre à cames. Le système a été conçu pour qu'il soit aisé d'ajouter le cylindre de compression dès que le fonctionnement correct du cylindre de détente est validé. La modularité du moteur Ericsson permet en effet de concevoir et tester les composants séparément, contrairement au moteur Stirling qui ne peut être conçu et testé que comme un tout.

Nous le verrons plus loin dans la suite du présent travail, les résultats obtenus à l'issue des tests du prototype de cylindre de détente sont satisfaisants et correspondent à ceux attendus. Aussi, a-t-il été décidé de réaliser et d'ajouter le cylindre de compression afin d'avoir un prototype de moteur complet. Ce nouveau prototype qui comprend en plus un échangeur-récupérateur de chaleur, doit être également testé et validé. Pour ce faire, un nouveau banc d'essai a été réalisé.

## 4.2 Le prototype

### 4.2.1 Présentation de la machine

Le prototype construit dans un premier temps n'est pas un moteur complet mais la partie 'chaude' du moteur Ericsson qui constitue la partie la plus délicate à concevoir. Il comprend non seulement les soupapes 'chaudes', mais aussi l'ensemble du cylindre de détente, le double vilebrequin et l'arbre à cames du système de distribution. La figure 4.3 présente une photo d'ensemble du prototype réalisé, prise pendant un essai à chaud. Les plans de fabrication et la construction du prototype ont été réalisés en concertation avec le LaTEP et conformément au cahier des charges par M. Luc DANDO, ingénieur-consultant en machines spéciales. Le banc d'essai a, quant à lui, été réalisé au sein du LaTEP au cours du présent travail de recherche.

Par rapport au moteur Ericsson complet, seul le cylindre de compression manque. Après que le prototype de la partie 'chaude' a été définitivement mis au point et validé, il a été aisé d'ajouter le cylindre de compression pour réaliser un prototype de moteur complet à tester.

Le découplage entre le cylindre de détente et le cylindre de compression est



FIGURE 4.3 – *Vue d'ensemble du prototype de la partie chaude du moteur Ericsson*

intéressant pour la phase de mise au point. Cela permet d'éviter d'avoir à affronter l'adaptation compresseur-détendeur dans la phase de test de la partie 'chaude'. A terme, l'objectif est de développer un prototype de moteur Ericsson permettant d'atteindre une puissance à l'arbre de 3 kW. Cependant, afin de réduire le coût du programme de réalisation et de test du prototype de la partie 'chaude' du moteur Ericsson, la taille en a été réduite.

Il n'est, en effet, pas nécessaire de tester d'emblée un cylindre de 257 mm d'alésage pour valider la technologie et les modèles. Un prototype de taille réduite permet, entre autres avantages, de recourir à des matériels déjà disponibles au LaTEP pour l'alimentation en air comprimé (air comprimé d'un compresseur dédié, dispositifs de mesure du débit et de réglage de la pression, . . .) et pour le frein (frein à poudre de 3 kW). Pour se placer dans les conditions les plus proches de la machine finale de taille réelle, il a été convenu de réaliser un prototype de partie 'chaude' qui a même vitesse de rotation et même vitesse linéaire moyenne du piston que la machine finale, et bien entendu, mêmes caractéristiques thermodynamiques du fluide de travail à l'entrée du cylindre de détente.

Le moteur n'est dès lors plus 'supercarré' mais 'long' en ce qui concerne le

cylindre de détente. Les caractéristiques du prototype réalisé sont donc :

- Cylindrée du cylindre de détente :  $V_E = 0,65 \text{ dm}^3$
- Alésage du cylindre de détente :  $D_E = 80 \text{ mm}$
- Course du piston :  $C = 129 \text{ mm}$
- Vitesse linéaire moyenne maximale du piston :  $u = 4,1 \text{ m/s}$
- Vitesse de rotation maximale du détendeur :  $n = 950 \text{ tr/min.}$

Ces dimensions conduisent aux performances attendues suivantes :

- Débit d'air :  $\dot{m} = 0,005 \text{ kg/s}$
- Puissance indiquée du cylindre de détente :  $1142 \text{ W}$
- Puissance à l'arbre du cylindre de détente :  $1028 \text{ W}$

### 4.2.2 Embiellage

La technologie à deux vilebrequins contrarotatifs (fig.4.4) a été retenue, elle offre deux extrémités d'arbres permettant d'y atteler différents éléments :

- volant d'inertie
- codeur angulaire
- arbre à came
- démarreur et/ou génératrice ou frein à poudre

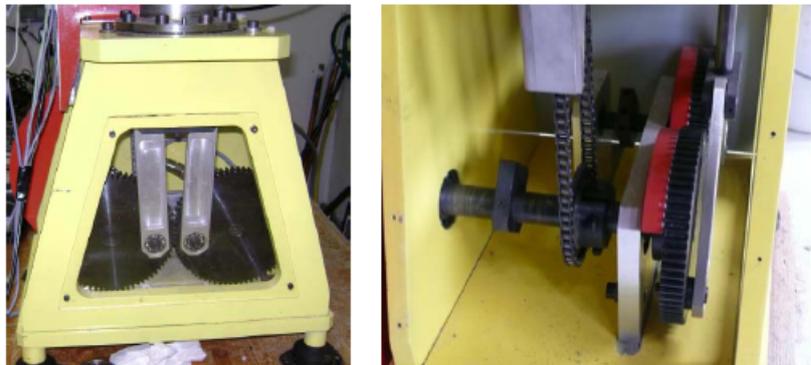


FIGURE 4.4 – Photos de l'embiellage du moteur

L'arbre primaire comprend le volant d'inertie (40 kg) et la chaîne de distribution. L'arbre secondaire est plus petit afin de réduire les frottements et c'est sur celui-ci qu'est fixé le codeur angulaire. Sur les deux arbres, des masses d'équilibrage ont été ajoutées afin de réduire les vibrations mécaniques de l'ensemble.

La figure 4.5 présente le déplacement du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

Le moteur est entièrement fermé par différents carters sauf en ce qui concerne le volant d'inertie et l'ouverture de la soupape de refoulement. Il n'y a donc aucune partie chaude accessible.

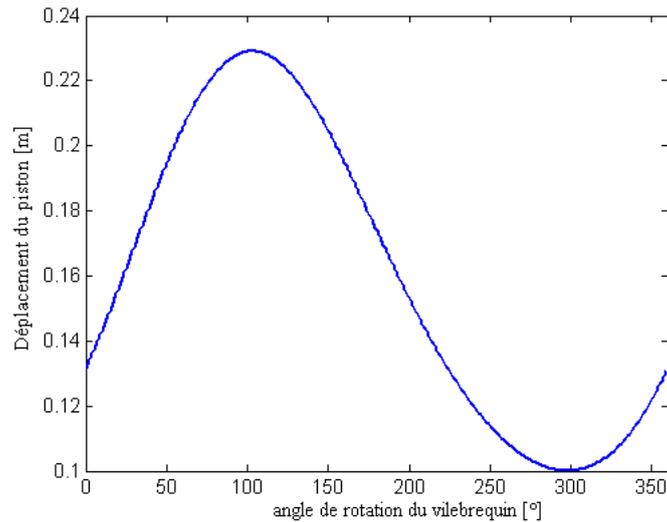


FIGURE 4.5 – *Déplacement du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin*

### 4.2.3 Cylindre de détente

Dans la partie inférieure du cylindre, une première chambre tenue froide (température inférieure à 150 °C) par circulation d'eau, permet le frottement de la segmentation. Dans la partie supérieure, la chambre est maintenue chaude par calorifugeage et résistance thermique par rapport à la chambre froide (fig.4.6). C'est dans cette zone que s'installera le gradient thermique 650 °C/150 °C.

Le piston est lui-même réalisé en deux parties, une chaude relativement longue équipée d'un écran anti-rayonnement à l'intérieur de sa tête, et une froide équipée de la segmentation. L'embase du piston est en aluminium et le reste en inox. La photo à droite sur la figure 4.6 présente le prototype dont on a retiré toute la partie supérieure, y compris la partie supérieure de la chemise du cylindre. On voit donc dépasser la partie supérieure du piston creux, terminée par son écran anti-rayonnement.

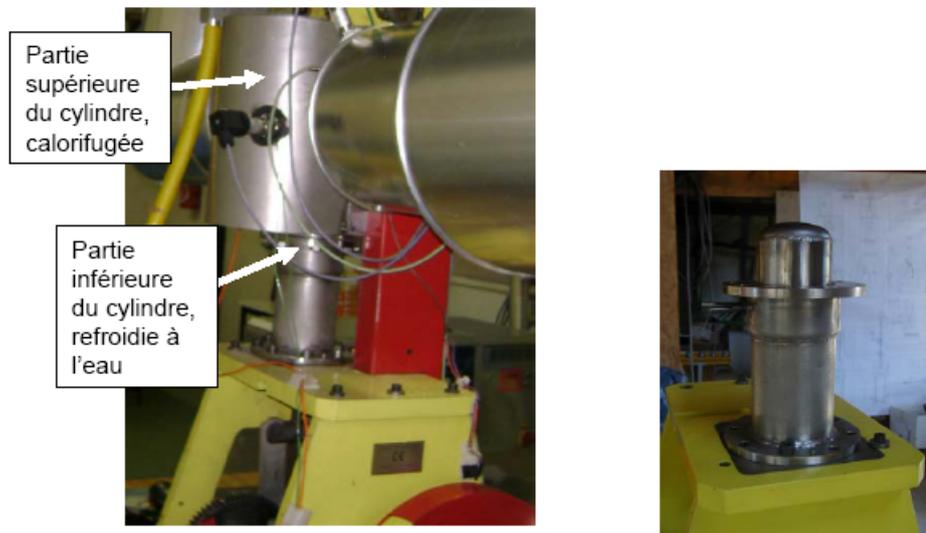


FIGURE 4.6 – *Respectivement : Les deux parties du cylindre et moteur ouvert, chemise et culasse déposées, la partie supérieure du piston dépassant la partie inférieure du cylindre*

La liaison entre l'embellage et l'espace de détente est facilement démontable pour permettre l'adjonction ultérieure du cylindre de compression.

#### 4.2.4 Soupapes et distribution

Les figures 4.7a et b présentent deux photos du système de distribution du moteur. Les soupapes chaudes représentent la partie innovante de la machine. Il s'agit d'assurer les fonctions d'ouverture et de fermeture à l'admission et à l'échappement dans les contraintes de température uniforme et constante de 650 °C avec des performances d'étanchéité et de durabilité suffisantes.

Il a été décidé de réaliser les soupapes en adaptant des soupapes disponibles commercialement, et dont le matériau devrait résister aux conditions thermiques particulières du prototype. Cependant, il s'agit de garantir que la liaison glissante tige de soupape/culbuteur s'opère à une température proche de l'ambiance. A cette fin, des rallonges de soupape sont assemblées aux tiges de soupapes. Ces rallonges de soupapes sont refroidies par une circulation d'eau (fig.4.9) afin de réduire la conduction thermique vers le culbuteur et les cames, due au fort gradient de température (fig.4.8).

La soupape d'échappement est équipée d'un système manuel de blocage en ouverture pour le gonflage de la machine : c'est le levier de la figure 4.7b. En effet, lorsque le cylindre de compression sera inséré dans le prototype, on pourra utiliser celui-ci pour mettre sous pression la ligne haute 'pression' du

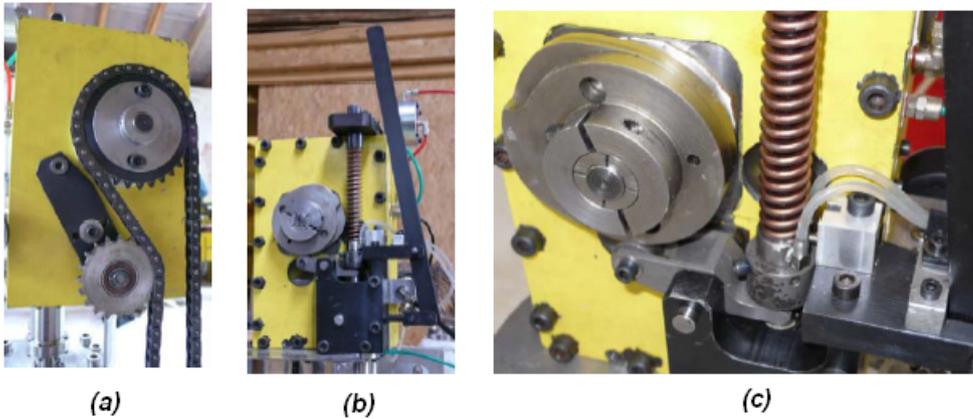


FIGURE 4.7 – *Distribution du moteur. (a) : Chaîne de distribution, tendeur de chaîne et pignon de l'arbre à came; (b) : Came, culbuteur, tige et ressort de la soupape de refoulement, levier d'ouverture manuelle de la soupape; (c) : Système des 2 demi-cames, culbuteur, et tête de rallonge de tige de soupape refroidie à l'eau*



FIGURE 4.8 – *Soupape et sa rallonge de tige refroidie à l'eau*

moteur Ericsson (échangeur récupérateur et échangeur réchauffeur). Il s'agira alors d'entraîner le moteur par un moteur électrique extérieur ou grâce à la génératrice en fonctionnement réversible. Une électrovanne à l'entrée du cylindre de détente empêchera l'alimentation de ce dernier tant que la pression nominale ne sera pas atteinte dans les échangeurs. Le cylindre de détente fonctionnera donc 'à vide'. Afin de réduire l'amplitude des variations de pression qui en résultent, la soupape d'échappement est donc bloquée manuellement en position ouverte.

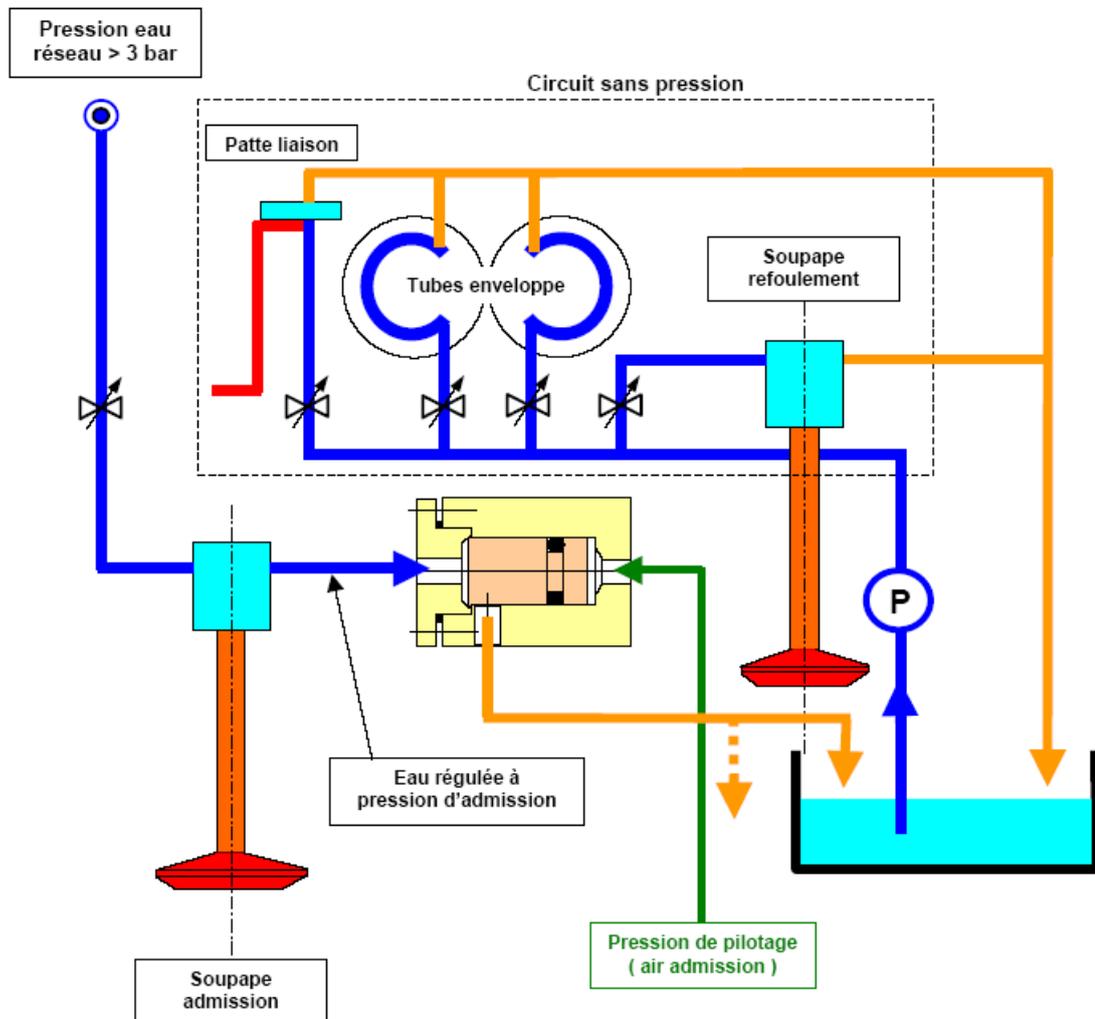


FIGURE 4.9 – Schéma du circuit d'eau de refroidissement de la machine de détente

Un système de demi-cames (fig.4.7c) a été réalisé afin de permettre le réglage des courses d'ouverture des soupapes. Chacune des deux cames possède deux réglages, le décalage angulaire global avec le vilebrequin et la durée d'ouverture de l'admission. Ces réglages sont effectués respectivement en faisant varier la position angulaire de la came sur l'arbre à cames (ou de l'arbre à cames par rapport au vilebrequin) ou en faisant varier la position angulaire relative des deux demi-cames.

Chacun de ces réglages peut être réalisé en moins de deux minutes.

Les soupapes sont positionnées avec une fermeture vers le bas, ce qui est moins

pertinent pour l'échappement mais présente l'avantage d'avoir un ensemble de distribution plus homogène. La faible surpression qui règne dans le cylindre de détente (pression maximale de 0,3 MPa) par rapport aux fortes pressions que l'on rencontre dans les moteurs à combustion interne autorise cette configuration. Les soupapes achetées dans le commerce ont été rectifiées.

### 4.3 Le banc d'essai moteur

Le schéma de principe du banc d'essai de la partie chaude du moteur Ericsson, que nous avons réalisé au cours de la présente thèse, est représenté sur la figure 4.10.

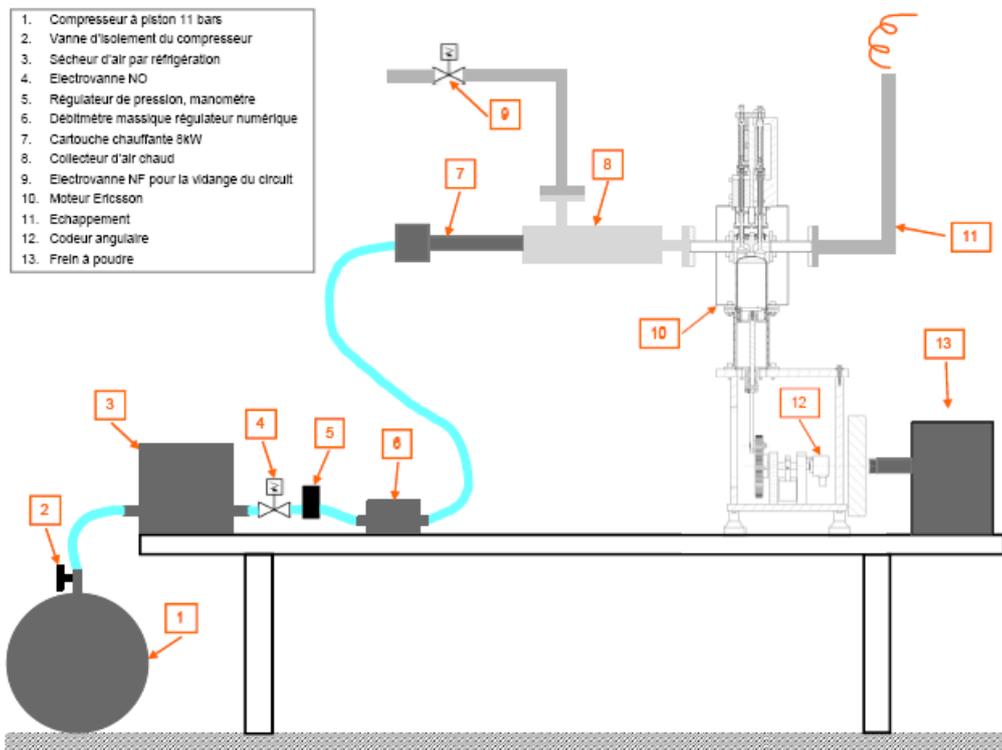


FIGURE 4.10 – Schéma de principe du banc d'essai de la partie chaude du moteur Ericsson

Le rôle et le détail de chaque sous-ensemble du banc sont définis dans les paragraphes ci-dessous. La figure 4.11 présente une vue du banc d'essai mis en place pour le test et la validation du prototype.

On peut y voir le prototype de machine de détente de moteur Ericsson, ainsi que les différents sous-ensembles et appareils composant le banc d'essai.

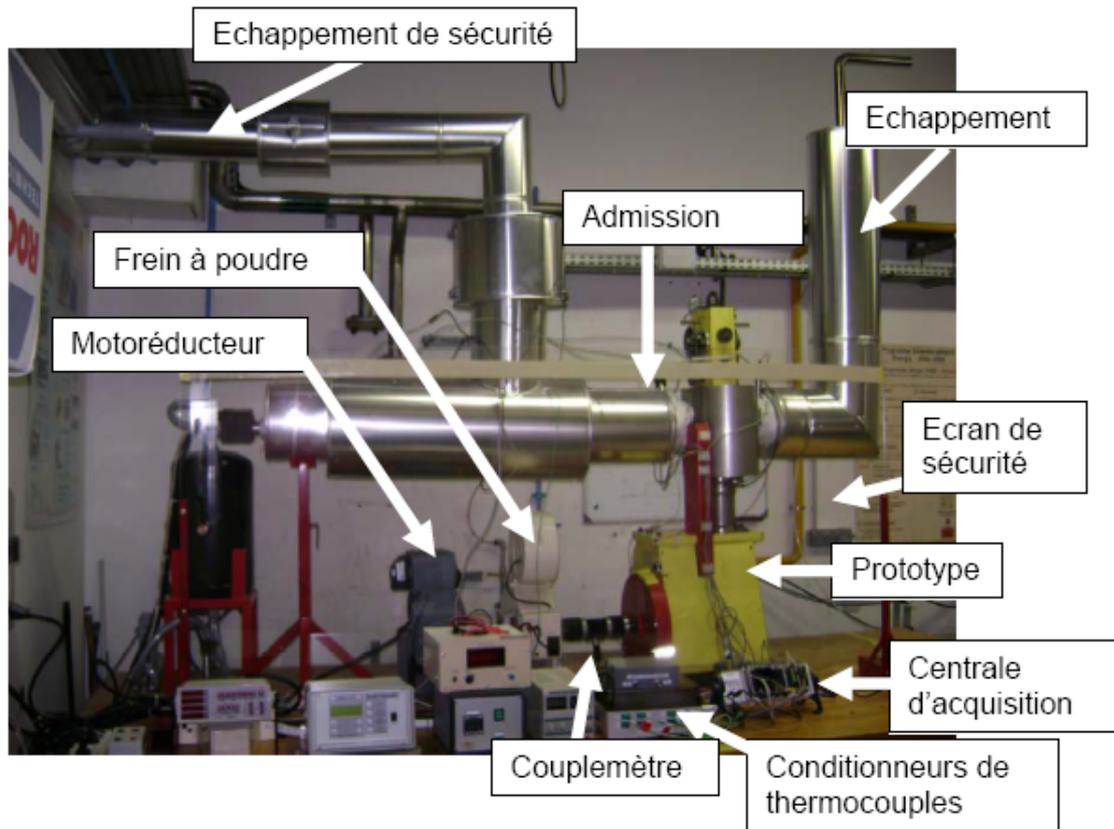


FIGURE 4.11 – Vue générale de l'ensemble du système

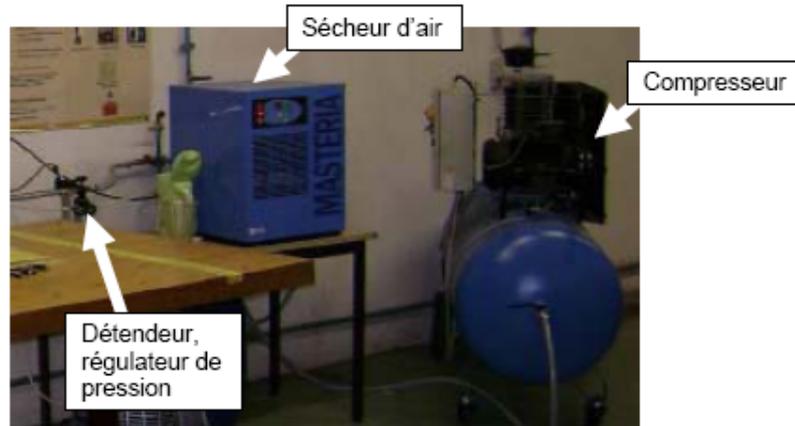
### 4.3.1 Système d'air comprimé

Bien qu'ayant à notre disposition un réseau d'air comprimé au sein du La-TEP, nous avons choisi un système autonome afin de nous affranchir d'éventuelles perturbations lors de nos essais. L'air comprimé de notre banc moteur est donc fourni par un compresseur à piston.

Un sécheur d'air par réfrigération est relié directement à la sortie du compresseur (fig.4.12). Il permet d'obtenir un air sec et d'éviter une éventuelle détérioration du matériel sensible à l'humidité comme le débitmètre massique. Un préfiltre et un filtre submicronique sont disposés respectivement à l'entrée et à la sortie du sécheur.

### 4.3.2 La régulation de pression

Comme cela a été déterminé lors des calculs de dimensionnement du moteur [45, 46], le prototype doit être alimenté par de l'air à une pression maxi-

FIGURE 4.12 – *Compresseur, sécheur, détendeur*

male de 0,3 MPa (3 bar). Ainsi à la sortie du sécheur d'air on a disposé un régulateur de pression (fig.4.12) avec son manomètre. Sur le circuit nous avons ajouté une électrovanne qui est normalement ouverte. En cas d'arrêt d'urgence du banc d'essai, elle se fermera et isolera le reste du circuit du compresseur.

### 4.3.3 La mesure de débit

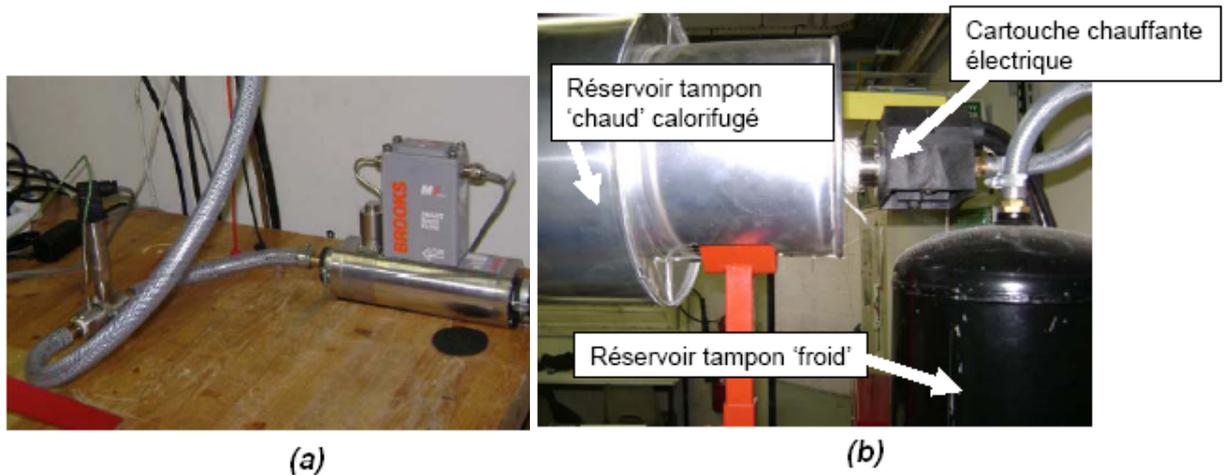


FIGURE 4.13 – (a) : *Débitmètre massique numérique et capteur de pression;*  
 (b) : *Cartouche chauffante et réservoirs tampons chaud et froid.*

La mesure du débit d'air dans le circuit se fait à l'aide d'un débitmètre massique numérique et de son boîtier de commande (fig.4.13a). Ce système

permet soit de réguler la pression et de mesurer le débit massique d'air correspondant, soit de réguler et de mesurer le débit massique d'air. Les essais ont été effectués en désactivant artificiellement la fonction de régulation du débitmètre.

#### 4.3.4 Le système de chauffage d'air

Pour tester le prototype de la partie 'chaude', il faut lui adjoindre un système de chauffage électrique. Nous avons choisi une cartouche chauffante d'une puissance de 8 kW (fig.4.13b). Cette puissance est suffisante pour atteindre la température d'admission dans le cylindre de détente soit  $T_h = 650$  °C. Une armoire de commande 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.

#### 4.3.5 Raccordement au moteur

La cartouche chauffante présentée ci-dessus comporte un thermocouple pour la régulation de température à son extrémité. Ce dernier pourrait être perturbé par les pulsations du flux d'air générées par l'ouverture périodique de la soupape d'admission si on fixait la cartouche directement sur la bride d'admission du moteur. De même, les filaments de la résistance électrique de chauffage pourraient subir une fatigue thermique trop importante, voire une surchauffe conduisant à leur détérioration.

Afin d'éviter ce problème, nous avons ajouté une pièce en inox qui sert de réservoir tampon entre la cartouche chauffante et le moteur. C'est le réservoir tampon calorifugé visible sur la figure 4.13b. Du côté de la bride de sortie du moteur, l'échappement est constitué d'un tube vertical qui permet d'expulser l'air détendu encore chaud (environ 200 °C).

Du fait des fortes températures considérées, toutes ces parties sont calorifugées par de la laine de roche.

#### 4.3.6 Accouplement du moteur

Le volant d'inertie de l'arbre de sortie du prototype est accouplé, par l'intermédiaire d'un couplemètre, soit à un frein à poudre permettant de charger le prototype lors des essais, soit à un motoréducteur, permettant de faire tourner le prototype en moteur entraîné pour étudier les pertes mécaniques.

### 4.3.7 L'acquisition des données

Outre les matériels de mesures déjà mentionnés, le banc d'essai est équipé de différents capteurs de température (thermocouples type K) et de capteurs de pression disposés à différents endroits du circuit.

Un premier thermocouple est positionné sur le circuit en amont de la cartouche chauffante, deux autres à l'admission et au refoulement du moteur. Un autre thermocouple mesure la température de la paroi extérieure de la culasse. Les capteurs de pression sont disposés aux mêmes endroits que les thermocouples du circuit d'air. Un capteur de pression supplémentaire, situé dans la culasse du moteur, permet de mesurer la pression instantanée dans le cylindre. La figure 4.14 présente le positionnement des capteurs à l'admission et dans la culasse du cylindre de détente.

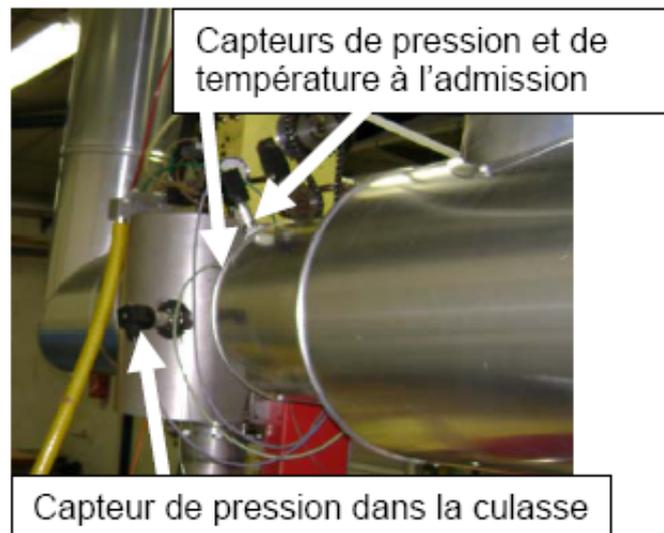


FIGURE 4.14 – *Positionnement de certains capteurs*

L'acquisition des températures et des pressions de tous les capteurs se fait à chaque degré de rotation du vilebrequin afin d'obtenir les variations précises de ces grandeurs au cours du cycle thermodynamique. Un codeur angulaire incrémental (fig.4.15) est positionné sur un arbre moteur et délivre une impulsion à chaque degré de rotation. C'est cette impulsion qui commande l'acquisition de toutes les mesures par la centrale.

L'ensemble des capteurs de température, de pression et le couplemètre ainsi que le codeur angulaire sont connectés à une centrale d'acquisition USB à châssis modulaire NI cDAQ 9172. Elle comporte cinq modules : deux pour

les thermocouples, deux pour les capteurs de pression et un module numérique pour le signal du codeur angulaire. Un wattmètre numérique ISW 8300 est branché sur le boîtier d'alimentation de la cartouche chauffante pour mesurer la puissance électrique fournie à l'air et permettre ainsi de faire un bilan énergétique complet du système.



FIGURE 4.15 – *Codeur angulaire (en bleu)*

La figure 4.16 montre une vue générale du principe d'acquisition de données qui a été mis au point.

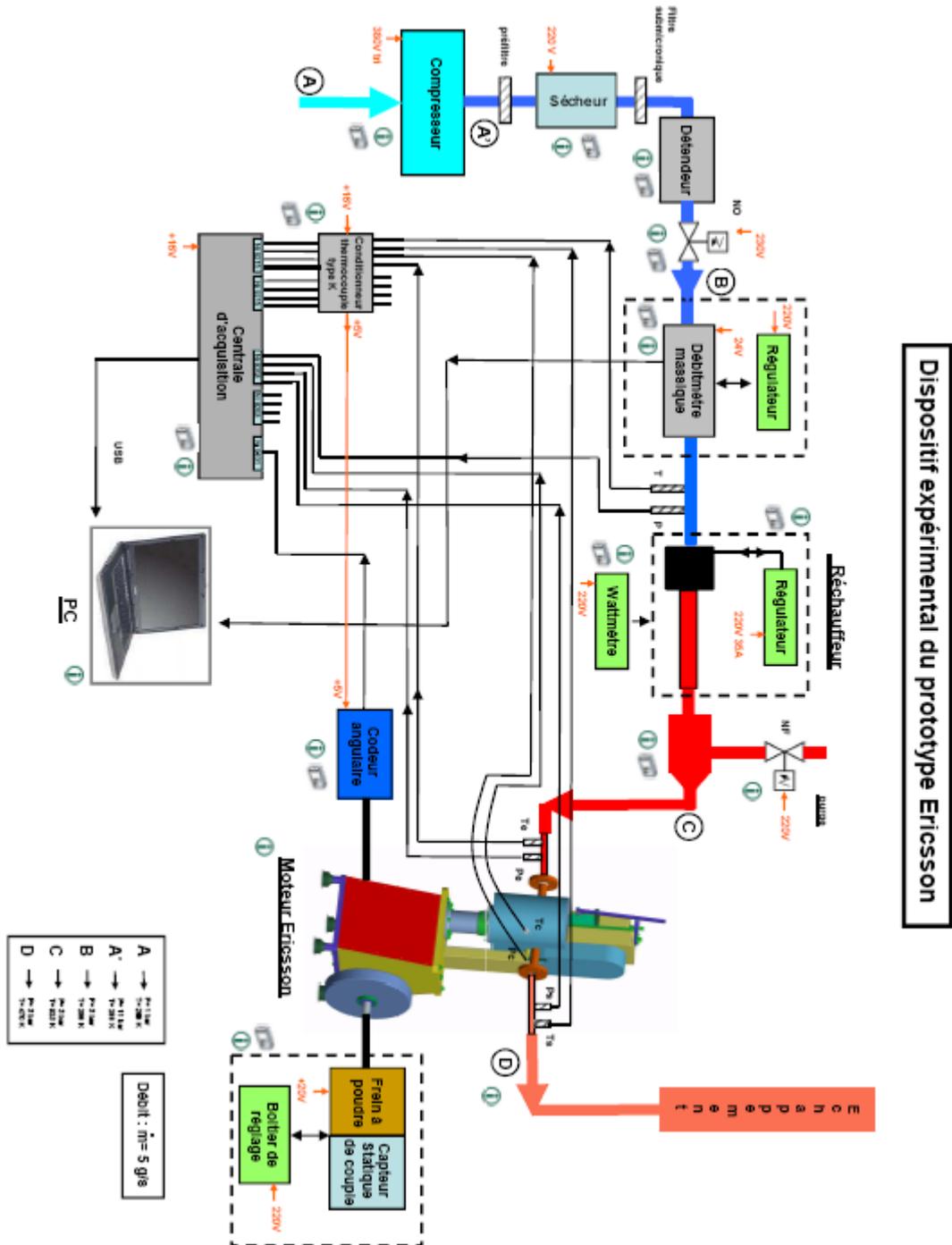


FIGURE 4.16 – Schéma du système d'acquisition de données

# Essais préliminaires pour la mise au point du dispositif

---

## 5.1 Mise au point mécanique

Dès la réception du prototype au LaTEP, il a immédiatement été mis en fonctionnement à partir d'une alimentation en air comprimé froid. Cet essai préliminaire a été tout à fait satisfaisant. Il a montré, d'une part, que la ligne d'alimentation en air comprimé permettait d'alimenter correctement le cylindre de détente, mais surtout, que celui-ci fonctionne correctement jusqu'à sa vitesse de rotation maximale de 950 tr/min.

Depuis sa réception, le prototype a tourné plusieurs dizaines d'heures, tant à froid qu'à chaud, tant en mode moteur qu'en mode entraîné. Les incidents mécaniques ont été très peu nombreux, prouvant que le prototype a été conçu et réalisé avec un très grand soin et une extrême compétence. Des essais en moteur entraîné ont été effectués dès la réception du prototype, puis après la campagne de mesures. Ces essais n'ont pas révélé de dégradation des performances mécaniques du prototype, le couple résistant en moteur entraîné n'ayant pas augmenté après la campagne de mesures. Les seuls petits incidents à signaler ont été :

- usure prématurée des roulements à rouleaux de l'axe des culbuteurs ; ces roulements ont été remplacés par des roulements plus robustes qui donnent entière satisfaction depuis lors ;
- déchirure d'un flexible d'eau de refroidissement des tiges de soupape ; tous les flexibles ont été remplacés par des tuyaux d'une autre nature ; le problème semble définitivement résolu ;
- défaillance d'un roulement d'un des deux vilebrequins contra-rotatifs ; les bagues d'étanchéité de ces roulements avaient été ôtées afin de réduire les pertes mécaniques, ce qui a malheureusement conduit à la destruction prématurée d'un de ces roulements ; le prototype a été muni de nouveaux roulements dont les bagues d'étanchéité ont été conservées ;
- enfin, il est arrivé qu'en fonctionnement le prototype émette parfois de petits couinements ; lorsqu'il est retourné dans les ateliers de M. Dando

pour y adjoindre le cylindre de compression, le prototype a été démonté et examiné avec soin pour y détecter les origines éventuelles de ces grincements occasionnels. Les bagues graphites qui assurent l'étanchéité autour de l'arbre à cames ont ainsi été modifiées.

## 5.2 Mise au point fluïdique et thermique

Comme on le verra ultérieurement, les mesures de débit ont révélé des fuites relativement importantes aux soupapes. Ces fuites sont particulièrement préjudiciables quand elles concernent la soupape de refoulement, qui s'ouvre vers l'extérieur du cylindre (et donc qui se ferme 'contre' la pression). Ces fuites sont probablement dues à des imperfections de l'usinage des sièges de soupapes. M. Dando a sous-traité la réalisation de ces pièces à une entreprise de fabrication mécanique qui a éprouvé des difficultés à usiner l'acier réfractaire très dur de ces pièces, ayant même cassé des outils au cours de cet usinage. Il a été décidé de vérifier l'origine de ces fuites et d'y remédier lors du démontage du prototype aux fins d'y adjoindre le cylindre de compression. Par ailleurs, lors des premiers essais de montée en température, il a pu être constaté que le refroidissement des tiges de soupape s'opère parfaitement, le point de contact entre la tête de tige et le culbuteur restant toujours à température ambiante. Par contre, il a été observé que le refroidissement par circulation d'eau de la partie inférieure du cylindre était insuffisant. Dès lors, il a été décidé de limiter les essais à haute température, pour éviter le risque de détérioration et de 'collage' du segment en Teflon du piston. Ce problème de refroidissement insuffisant a été résolu très facilement, après les essais lorsque le prototype a été démonté pour y adjoindre le cylindre de compression, en augmentant la surface de contact eau de refroidissement/paroi du cylindre à refroidir.

## 5.3 Calage du point mort haut (PMH)

La mesure des grandeurs physiques (couple, pressions, températures, etc.) est cadencée par un 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 mesurer ces grandeurs.

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.

Le 0° vilebrequin correspond au maneton (point A de la figure 5.1) sur

l'axe des abscisses. Partant dans le sens trigonométrique, le point mort haut correspond à l'angle  $102,9^\circ$  quand les points O,A,M sont alignés et le point mort bas à  $297,7^\circ$  quand A,O,M sont alignés.

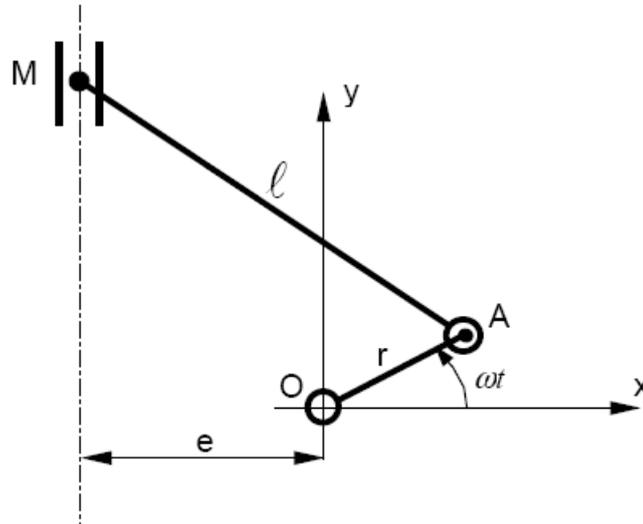


FIGURE 5.1 – *Références angulaires du vilebrequin*

Il est essentiel de connaître la position du PMH avant de procéder aux tests, car toutes les grandeurs physiques sont mesurées en fonction des angles de rotation du vilebrequin. Le PMH doit correspondre au  $0^\circ$  de la position du vilebrequin lors de l'acquisition des mesures. Sur le moteur, le PMH est repéré physiquement par brochage dans le mécanisme de la machine (fig.5.2).

Pour l'acquisition de l'angle de rotation du vilebrequin, un petit aimant a été fixé sur le volant d'inertie de la machine. Ainsi, lorsque le moteur tourne, la position du PMH est détectée par un capteur à effet Hall monté sur le capotage du moteur. Le signal d'impulsion est transmis à la centrale d'acquisition reliée à un ordinateur.

La synchronisation entre le PMH (donné par le capteur à effet Hall), le top tour du codeur, la mesure de l'angle de rotation du vilebrequin, les mesures des différentes grandeurs physiques pour chaque degré de vilebrequin, a été réalisée et validée (programme informatique en code CVI).

## 5.4 Protocole expérimental

Avant chaque essai, les différentes consignes (température du réchauffeur, pression d'air admis, débit, etc.) sont réglées aux valeurs souhaitées. Chaque essai réalisé correspond à 165 cycles de rotation du moteur, soit

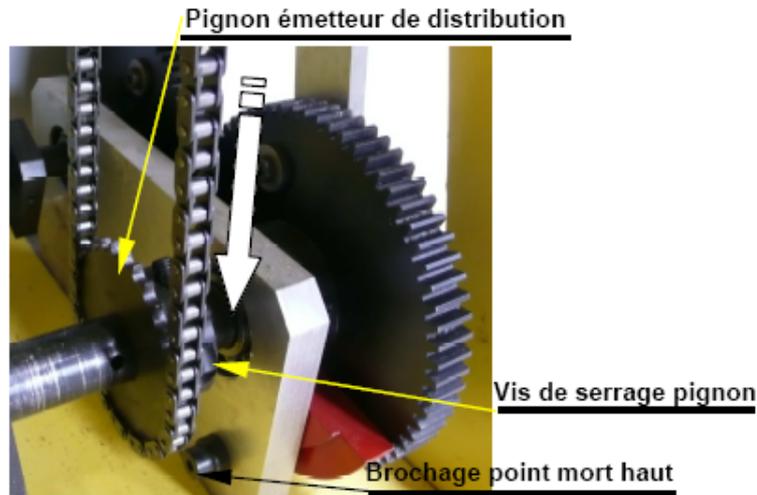


FIGURE 5.2 – Repérage du PMH

60.000 points acquis pour chaque grandeur mesurée et qui sont stockés sous format excel. Un traitement sous Matlab 6.5 permet d'effectuer des calculs de moyennes de phase pour obtenir 360 points (un cycle) pour chaque grandeur. Aucun traitement (filtrage ou lissage) n'est réalisé préalablement sur les mesures. L'analyse des résultats expérimentaux montre que les mesures de toutes les grandeurs sont très reproductibles d'un cycle à l'autre et que la dispersion est très faible.

La température du réchauffeur d'air est fixée grâce à un boîtier de commande et réglée. L'air sous pression est fourni par un compresseur à piston acheté dans le commerce. La valeur de consigne de pression est fixée par l'intermédiaire d'un mano-détendeur disposé à la sortie du sécheur d'air. Ainsi, la consigne de pression est parfaitement contrôlée et stable.

Nous avons testé le prototype suivant deux modes :

1. En mode moteur pour mesurer le diagramme indicateur et les performances de la machine. Pour évaluer les performances de la machine en charge, un frein à poudre est accouplé au prototype. La consigne de ce frein est ajustée de manière à obtenir la vitesse de rotation souhaitée. Avant de commencer les essais, il faut laisser le système chauffer jusqu'à ce que la tête extérieure du cylindre de détente soit à la même température que la consigne lue sur le boîtier de contrôle/commande de la cartouche chauffante. Il est facile de vérifier cela grâce à deux thermocouples placés sur la tête de cylindre côté enveloppe de soupape d'as-

## 5.5. Mise au point de la métrologie et de l'acquisition de données 97

---

piration et enveloppe de soupape de refoulement. Pour chaque consigne de température (300 °C, 400 °C, 500 °C) d'air admis dans le cylindre et sur la plage de vitesses de rotation allant de 100 à 950 tr/mn, des essais ont été réalisés et des mesures ont été faites.

2. En mode récepteur (moteur entraîné), le prototype est entraîné par un motoréducteur. Aucune pression d'air n'est fournie à la machine. Les essais ont été réalisés sur une plage de vitesses variant de 100 à 900 tr/mn. Les mesures effectuées (couple, diagramme pV à vide, etc.) ont permis de quantifier les frottements mécaniques pour chaque sous-ensemble de la machine (distribution, chaîne, etc.)

## 5.5 Mise au point de la métrologie et de l'acquisition de données

La phase de mise en place de toute la chaîne de mesures a nécessité un peu plus de temps que prévu initialement. Les points suivants ont normalement été abordés au cours de cette étape, sans difficultés notables :

- étalonnage des capteurs de pression ;
- étalonnage du couplemètre ;
- réalisation d'un préconditionneur pour les signaux des thermocouples et de certains capteurs de pression ;
- calage du PMH (point mort haut).

Par contre, les opérations suivantes ont été un peu plus problématiques :

- mesure précise du débit massique ; il a été constaté que le volume de l'espace tampon à l'admission du prototype avait été sous-estimé. Ceci avait deux conséquences négatives : la mesure du débit massique d'air admis dans le prototype n'était pas stable, et la pression de l'air admis dans le cylindre chutait fortement lors de l'ouverture de la soupape d'admission, du fait du 'dégonflage' de la ligne d'admission. Ces difficultés ont été en grande partie résolues par l'adjonction d'un nouveau réservoir tampon, en amont de la cartouche de chauffage électrique (réservoir tampon 'froid', figure 4.13b) ;
- récupération du 'top tour' du codeur angulaire ; il ne semblait pas possible d'acquérir directement le top tour du codeur angulaire avec les cartes dont nous disposions dans la centrale d'acquisition. Cette difficulté a été facilement contournée en doublant le top tour du codeur par un second signal obtenu par un capteur de déplacement électromagnétique ;

- pilotage de la centrale d'acquisition ; c'est le point qui nous a occupé le plus longuement. La centrale NI est prévue pour être pilotée à partir du logiciel LABVIEW. Or, après diverses tentatives, il est apparu clairement que LABVIEW ne permet pas de faire de l'acquisition avec la rapidité voulue par notre application (une acquisition des signaux de tous les capteurs tous les degrés de vilebrequin, pour une machine tournant à une vitesse maximum de 950 tr/min, soit une fréquence d'acquisition de l'ordre de 6 kHz). En pratique, les acquisitions réalisées à partir du pilotage de la centrale par LABVIEW nous fournissaient des résultats de mesure, mais nous constatons un déphasage aléatoire entre certaines mesures, notamment entre la mesure de la pression dans la culasse et le top tour. Ceci rendait donc complètement inexploitable ces mesures, le diagramme indicateur (p,V) que nous pouvions en déduire n'étant pas fiable. Il a donc finalement été décidé de développer un logiciel spécifique pour piloter la centrale d'acquisition, sous LabWindows/CVI. Ce nouvel outil est opérationnel et permet l'acquisition de manière synchrone de tous les signaux de mesure. Depuis lors, nous n'avons plus de difficultés pour nos acquisitions de données.

## 5.6 Calibration du matériel et fiabilité des mesures

Avant de procéder aux tests, le matériel de mesure a été vérifié, calibré et le calage du PMH du prototype a été réalisé.

Sur le banc d'essai, il y a 4 capteurs destinés à mesurer la pression à l'entrée du réchauffeur d'air, la pression à l'aspiration du moteur, la pression dans la culasse, la pression au refoulement de la machine. Pour calibrer ces capteurs de pression, nous avons choisi le capteur mesurant la pression dans la culasse comme référence. Les 4 capteurs ont été disposés à l'air libre et des mesures de pressions ambiantes ont été effectuées. Ensuite, les capteurs ont été montés sur un dispositif de calibration réalisé au LaTEP. La plage de variation de la pression de calibration va de  $10^5$  Pa à  $8 \times 10^5$  Pa. La ligne du dispositif de calibration a été chargée avec de l'air à différentes valeurs de pression réglées à l'aide du mano-détendeur d'un compresseur à piston acheté dans le commerce qui sert également à alimenter le banc d'essai du proto lors des essais en 'mode moteur'. Pour chaque consigne de pression réglée à l'aide du mano-détendeur, des mesures ont été faites (acquisition de données avec 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  $\pm 0,025$  bar.

Le couplemètre a été vérifié à l'aide d'un montage de mesure de couple statique réalisé au LaTEP. Les valeurs de mesure obtenues sont en conformité avec le certificat du fournisseur. L'incertitude de la mesure est égale à  $\pm 0,022$  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  $\pm 1,5$  °C de  $-40$  °C à  $375$  °C et de  $\pm 0,004 \times |T|$  de  $375$  °C à  $1000$  °C,  $T$  étant la température mesurée en degré celcius.

Pour le calage du PMH, deux moyens ont été utilisés :

- d'abord, une référence géométrique a été marquée sur le vilebrequin, permettant ainsi une calibration précise du codeur angulaire ;
- ensuite, un capteur à effet Hall a été monté sur le volant d'inertie de la machine, de sorte à détecter le passage du PMH géométrique référencé, à chaque rotation du vilebrequin. Ainsi, l'angle de rotation du vilebrequin est mesuré avec une précision absolue de  $\pm 1^\circ$ .

Pour le débitmètre massique thermique, nous avons utilisé le certificat du fournisseur comme référence. L'incertitude de mesure est égale à  $\pm 1\%$  de la pleine échelle au-delà de 1100 ln/min.

D'un cycle à l'autre et lorsque le prototype fonctionne en régime permanent, on observe une bonne répétabilité des différentes grandeurs physiques instantanées mesurées. Les résultats expérimentaux présentés plus loin dans ce document ont été obtenus sur une moyenne de 165 cycles.

D'un essai à l'autre, nous avons remarqué qu'il est difficile de reproduire des conditions opératoires strictement identiques du prototype, dû au fait qu'il n'est pas facile de replacer avec précision les quatre demi-cames dans les mêmes positions absolues à chaque fois. Cela est également imputable au fait que le détendeur manuel installé sur la ligne d'admission du banc d'essai ne permet pas un réglage fin de la pression d'air.



# Essais en 'mode moteur'

---

## 6.1 Méthodologie

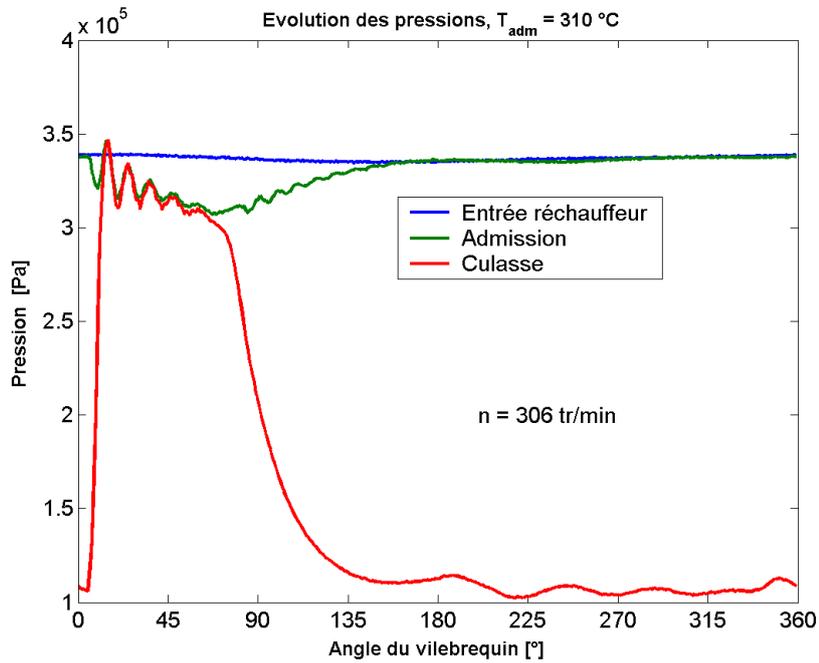
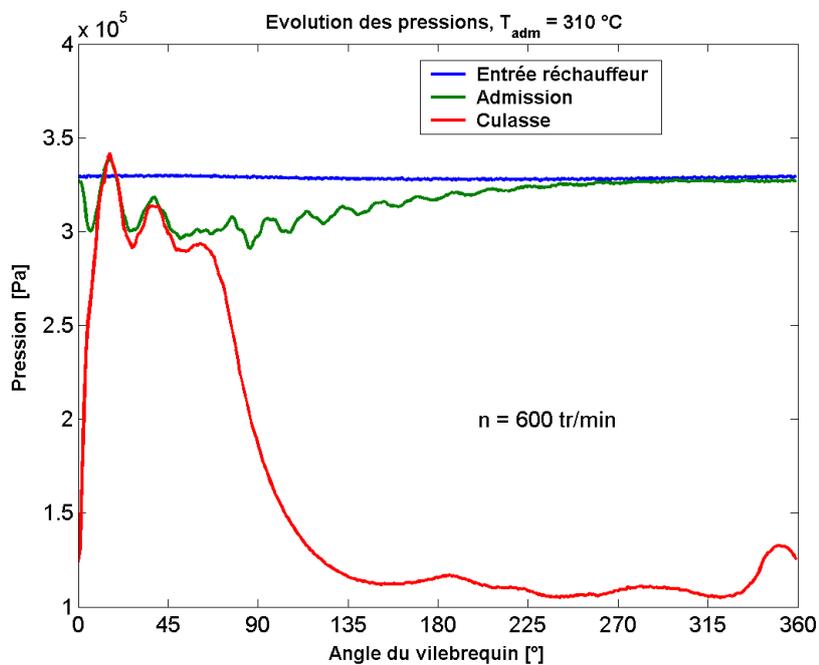
Nous présentons tout d'abord les résultats des essais effectués pour trois vitesses de rotation différentes (environ 300 tr/min, 600 tr/min et 900 tr/min) et trois niveaux de température d'admission différents (environ 300 °C, 400 °C et 500 °C). Tous les essais ont été menés en enregistrant 60 000 valeurs instantanées des capteurs de pression, de température et de couple, le cadencement des mesures étant imposé par le codeur angulaire, tous les degrés de vilebrequin. Les moyennes de phase de chacune de ces mesures sont ensuite effectuées, de sorte que les résultats présentés ci-dessous sont issus d'une moyenne effectuée sur 165 cycles successifs.

## 6.2 Essais pour une température d'admission de 310 °C

Les figures 6.1, 6.2 et 6.3 présentent les évolutions des pressions mesurées à l'entrée de la cartouche chauffante (en bleu), dans la pipe d'admission (en vert) et dans le cylindre (en rouge) pour trois vitesses de rotation différentes, et pour une température d'admission de 310 °C environ.

Différentes observations peuvent être faites à l'examen de ces courbes. Tout d'abord, on remarque que la différence de pression entre la pipe d'admission et le cylindre pendant la phase d'admission (soit du PMH = 0° vilebrequin jusqu'à 90° vilebrequin environ) est très faible, ce qui montre que la soupape d'admission génère peu de pertes de charge. Assez logiquement, on voit que cette différence augmente avec la vitesse de rotation, mais reste très faible (de l'ordre de  $0,1 \times 10^5$  Pa maximum) même à 900 tr/min. De même, la pression dans le cylindre pendant la phase de refoulement (soit de 180° à 330° vilebrequin environ) est faible, montrant que la soupape de refoulement génère de faibles pertes de charge, toujours inférieures là aussi à environ  $0,1 \times 10^5$  Pa.

On observe également d'importantes oscillations de pression dans la pipe d'admission et dans le cylindre durant la phase d'admission. Ces oscillations

FIGURE 6.1 – Évolution des pressions à 306 tr/min pour  $T_{adm} = 310\text{ °C}$ FIGURE 6.2 – Évolution des pressions à 600 tr/min pour  $T_{adm} = 310\text{ °C}$

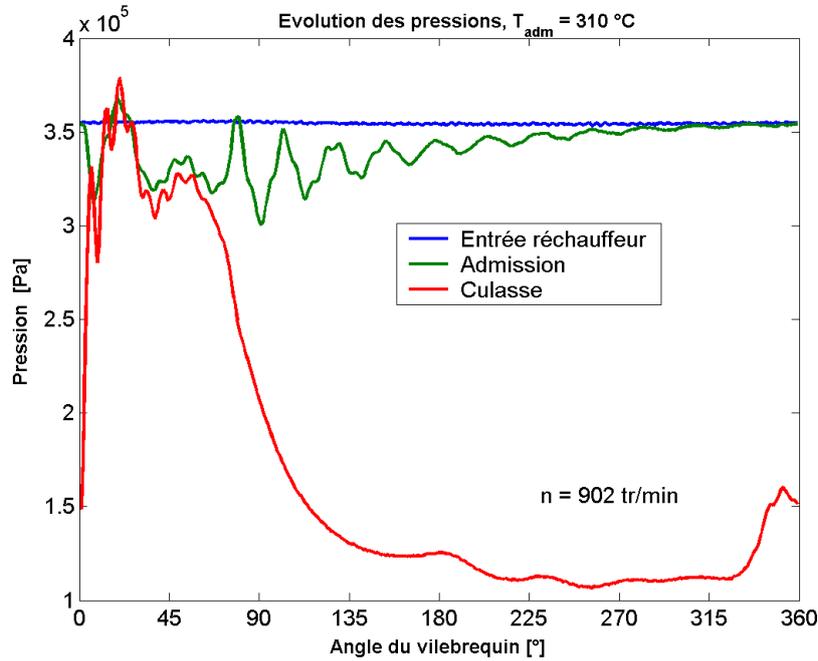


FIGURE 6.3 – Évolution des pressions à 902 tr/min pour  $T_{adm} = 310\text{ °C}$

de pression sont clairement dues à des phénomènes acoustiques dans la ligne d'admission. On constate en effet que l'amplitude de ces oscillations de pression est d'autant plus importante que la vitesse de rotation est élevée. On remarque par ailleurs que la fréquence de ces oscillations est constante, le nombre de pics de pression étant inversement proportionnel à la vitesse de rotation du moteur. Ce phénomène acoustique parasite est essentiellement dû à la configuration du réservoir tampon 'chaud' (voir figures 4.13 et 4.11) qui comporte plusieurs variations brutales de section. Dans la configuration complète du moteur, on veillera donc à ce que les éventuels phénomènes acoustiques ne soient pas préjudiciables pour les performances du moteur.

Enfin, on constate que malgré la présence des deux réservoirs tampons, la pression dans la pipe d'admission chute pendant l'admission. La pression amont (courbe bleue) reste bien constante, mais la pression dans la pipe d'admission (courbe verte) chute pendant l'admission, et sa remontée vers la pression d'admission est logiquement d'autant plus lente (en terme de degrés de vilebrequin) que la vitesse de rotation est élevée. Dans la configuration complète du moteur, cette chute sera réduite du fait du volume des échangeurs de chaleur, et de la quasi simultanéité du refoulement du compresseur et de

l'admission du cylindre de détente.

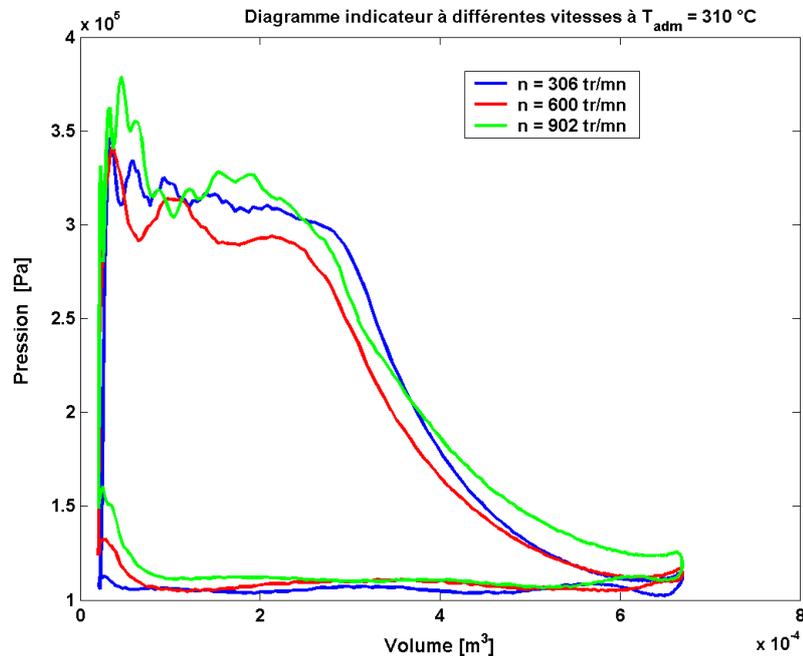


FIGURE 6.4 – Diagrammes indicateurs pour  $T_{adm} = 310 \text{ }^{\circ}\text{C}$

La figure 6.4 présente les diagrammes indicateurs déduits des mesures de pression et du calcul du volume de la cylindrée à partir de la mesure de la position angulaire du vilebrequin. Les diagrammes ne se superposent pas exactement pour les trois vitesses de rotation considérées, du fait de pressions d'admission et du réglage des cames pas exactement identiques dans les trois essais considérés, et du fait des phénomènes acoustiques. On constate cependant bien que l'allure de ces trois diagrammes est globalement indépendante de la vitesse de rotation, comme cela était attendu. Comme cela sera montré ultérieurement, l'étude fine de l'évolution thermodynamique de l'air dans le cylindre au cours de la détente ne pourra être effectuée que lorsque les débits de fuite aux travers des soupapes seront négligeables, ou, au moins, évaluables.

### 6.3 Essais pour une température d'admission de $400 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Les figures 6.5, 6.6 et 6.7 présentent les évolutions des pressions mesurées à l'entrée de la cartouche chauffante (en bleu), dans la pipe d'admission (en

vert) et dans le cylindre (en rouge) pour trois vitesses de rotation différentes, et pour une température d'admission de 400 °C.

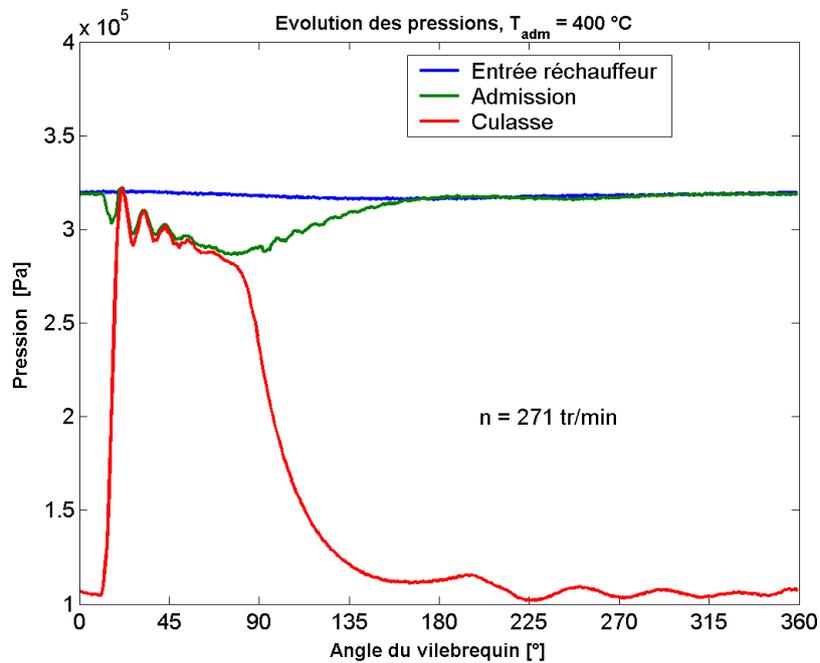
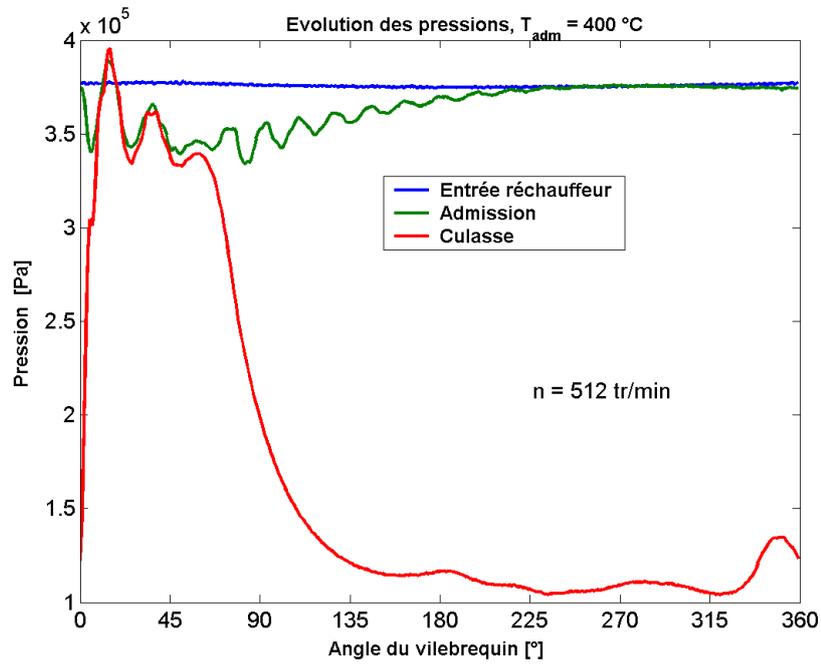
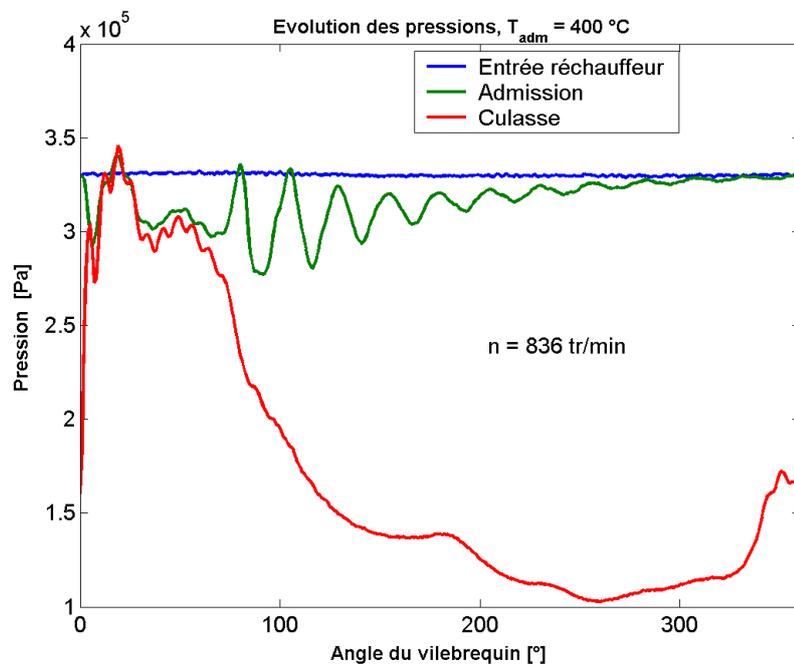
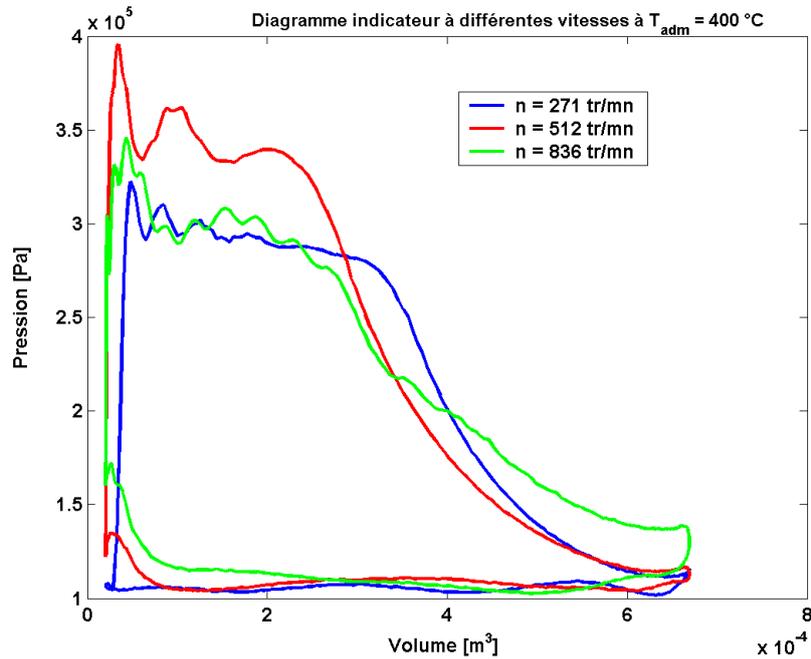


FIGURE 6.5 – Évolution des pressions à 271 tr/min pour  $T_{adm} = 400\text{ °C}$

La figure 6.8 présente les diagrammes indicateurs correspondants. Des commentaires similaires à ceux présentés pour les figures 6.1, 6.2 et 6.3 peuvent être proposés pour ces résultats à 400 °C environ.

FIGURE 6.6 – Évolution des pressions à 512 tr/min pour  $T_{adm} = 400\text{ °C}$ FIGURE 6.7 – Évolution des pressions à 836 tr/min pour  $T_{adm} = 400\text{ °C}$

FIGURE 6.8 – Diagrammes indicateurs pour  $T_{adm} = 400\text{ °C}$ 

## 6.4 Essais pour une température d'admission de 500 °C

Les figures 6.9, 6.10 et 6.11 présentent les évolutions des pressions mesurées à l'entrée de la cartouche chauffante (en bleu), dans la pipe d'admission (en vert) et dans le cylindre (en rouge) pour trois vitesses de rotation différentes, et pour une température d'admission de 500 °C environ.

La figure 6.12 présente les diagrammes indicateurs correspondants. Des commentaires similaires à ceux présentés pour les figures 6.1, 6.2 et 6.3 peuvent être proposés pour ces résultats à 500 °C.

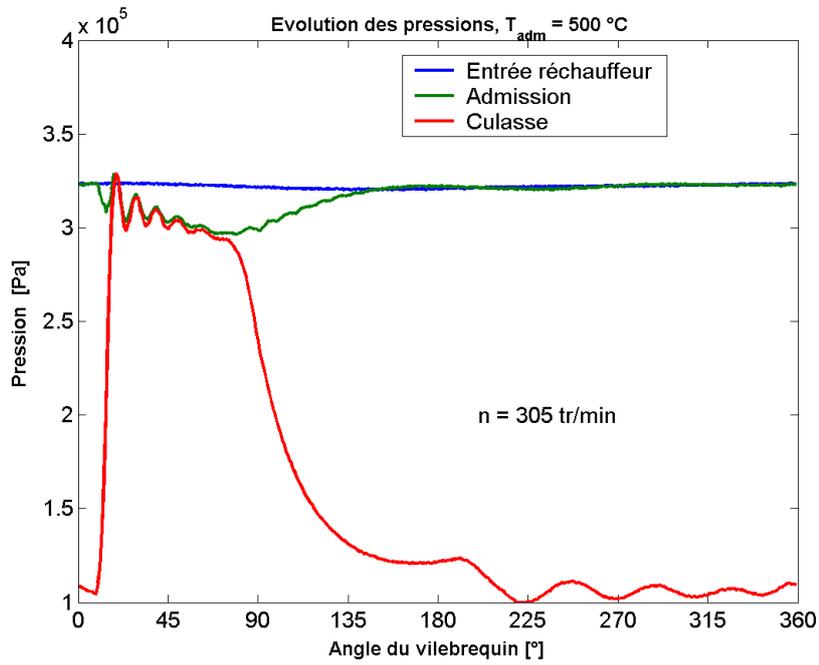


FIGURE 6.9 – Évolution des pressions à 305 tr/min pour  $T_{adm} = 500\text{ °C}$

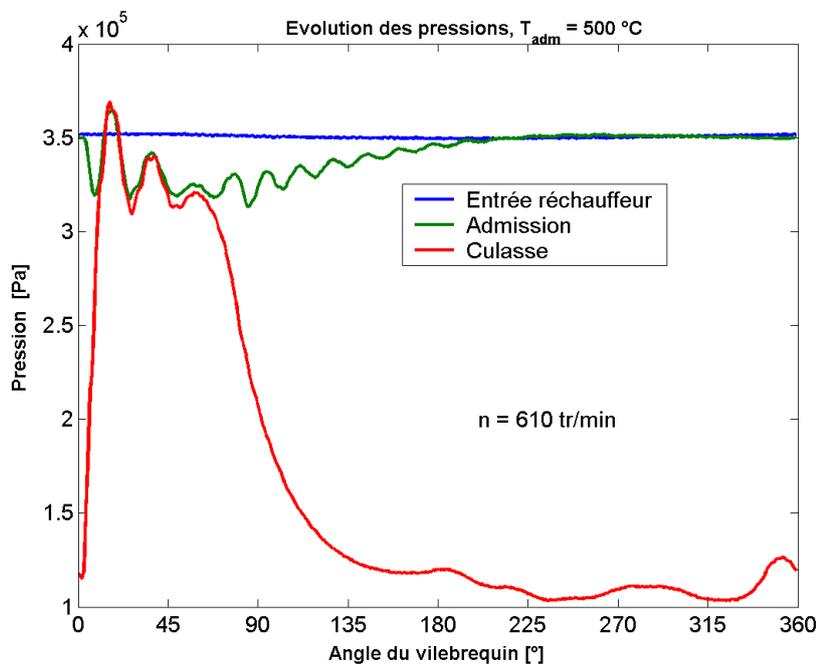
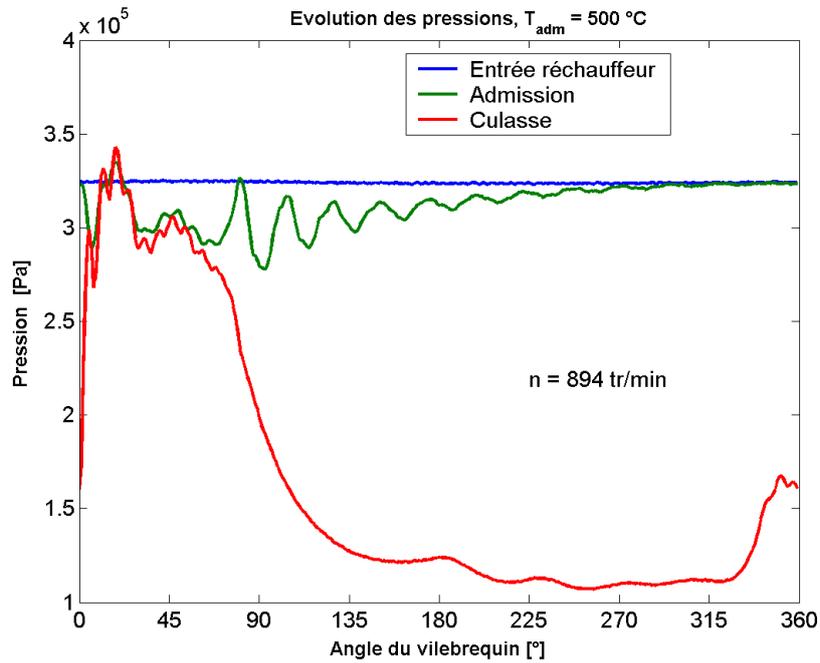
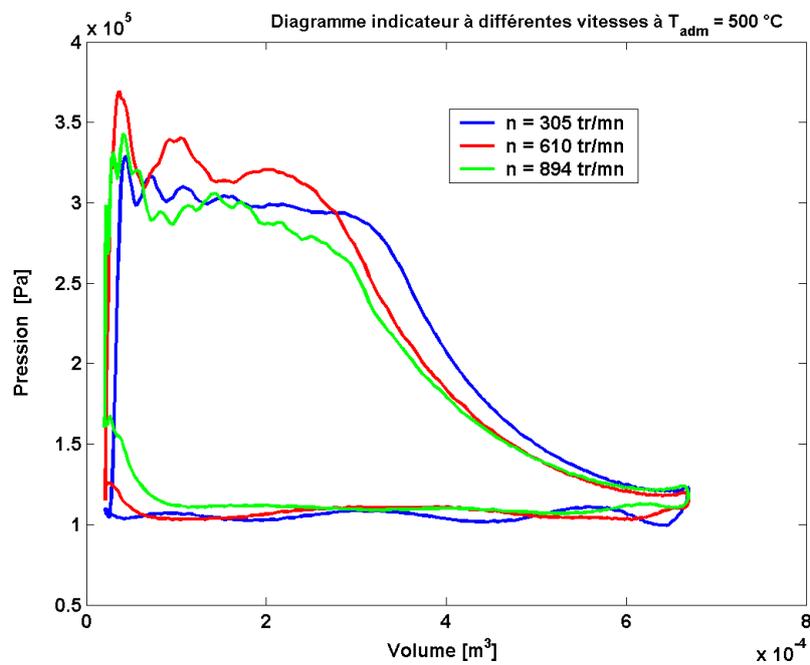


FIGURE 6.10 – Évolution des pressions à 610 tr/min pour  $T_{adm} = 500\text{ °C}$

FIGURE 6.11 – Évolution des pressions à 894 tr/min pour  $T_{adm} = 500\text{ °C}$ FIGURE 6.12 – Diagrammes indicateurs pour  $T_{adm} = 500\text{ °C}$

## 6.5 Températures de refoulement théoriques et expérimentales

Les figures 6.13, 6.14 et 6.15 présentent les températures mesurées dans chacun des cas. Le tableau 6.13 présente les valeurs moyennes obtenues pour chacune des trois températures d'admission. On constate que la température de paroi (mesurée sur la face extérieure de la culasse) est systématiquement comprise entre la température d'admission et la température de refoulement expérimentale. Proche de la moyenne entre ces deux températures pour une admission à 310 °C, elle a tendance à se rapprocher de la température de refoulement au fur et à mesure que la température d'admission s'élève. On constate également que la température de refoulement expérimentale est systématiquement plus élevée que la température de refoulement calculée à partir d'une évolution adiabatique réversible de l'air admis. Le tableau 1 montre que cet écart s'amenuise lorsque la température de l'air admis augmente. Les résultats de mesure montrent également qu'à température d'admission identique, cet écart décroît légèrement lorsque la vitesse de rotation augmente.

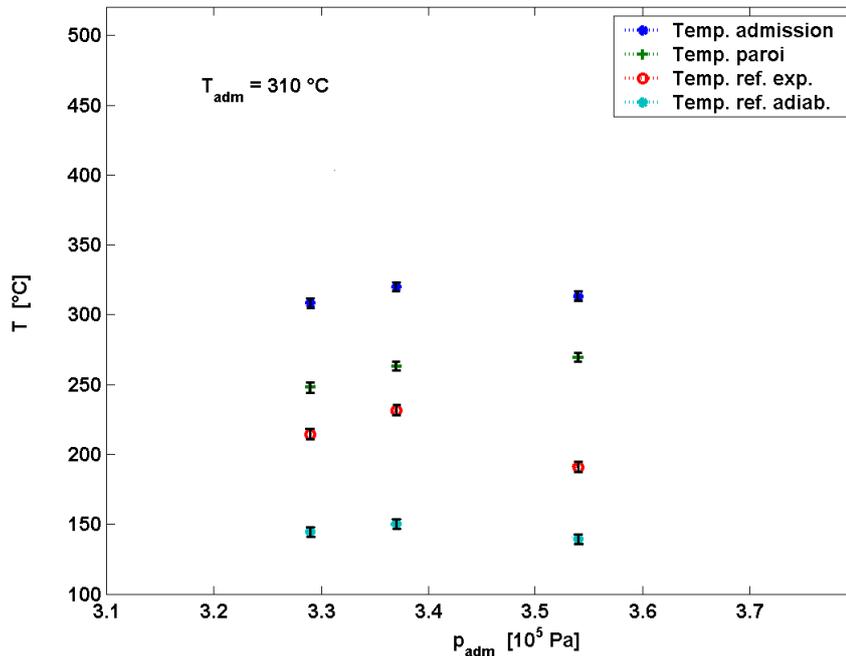


FIGURE 6.13 – Températures moyennes pour  $T_{adm} = 310$  °C

Différentes explications peuvent être données à l'écart de température observé entre la température de refoulement mesurée et la température adiabatique.

## 6.5. Températures de refoulement théoriques et expérimentales 111

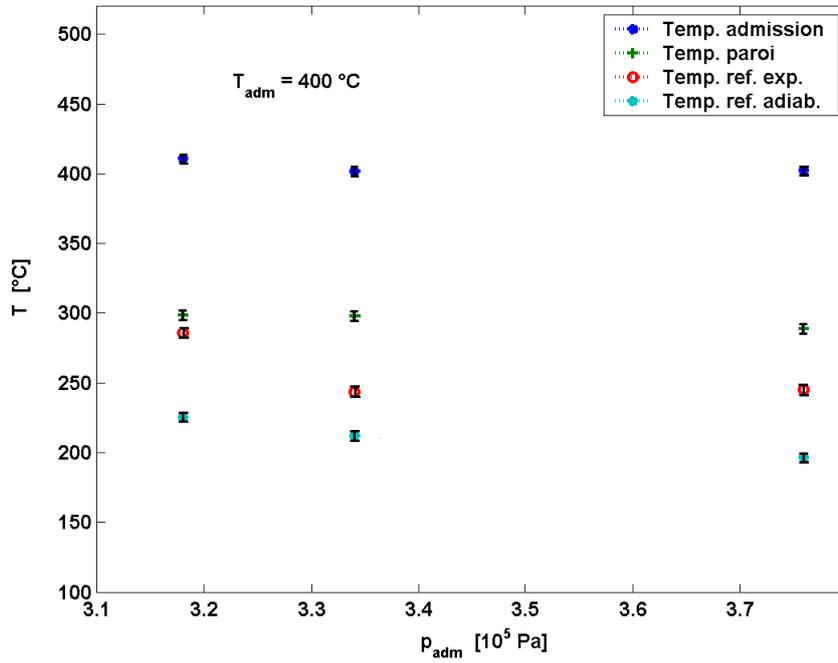


FIGURE 6.14 – Températures moyennes pour  $T_{adm} = 400 \text{ °C}$

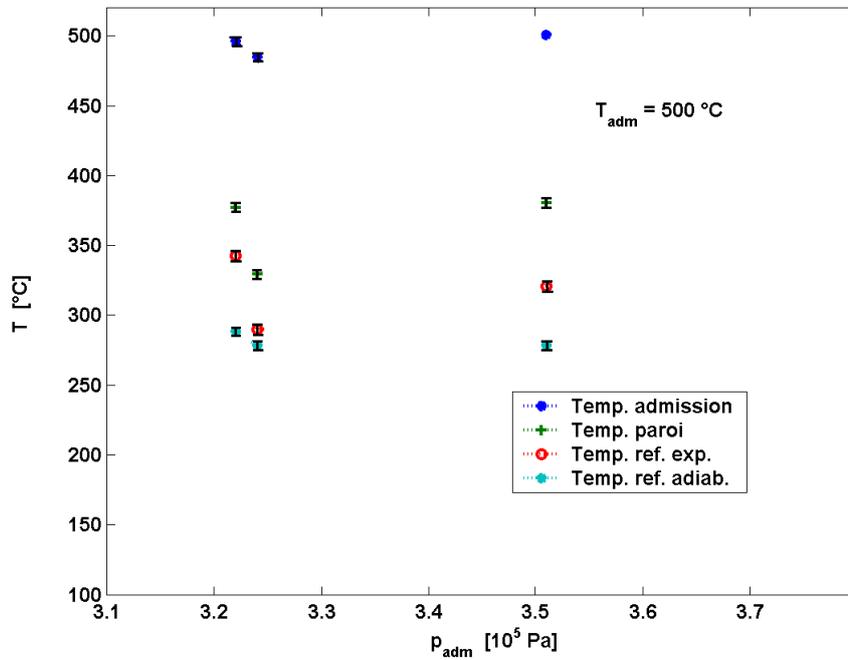


FIGURE 6.15 – Températures moyennes pour  $T_{adm} = 500 \text{ °C}$

	$T_{adm} = 310 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{adm} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{adm} = 500 \text{ }^\circ\text{C}$
Temp. adm.	314 °C	405 °C	494 °C
Temp. paroi	260 °C	295 °C	362 °C
Temp. refoul.	212 °C	258 °C	318 °C
Temp. adiab.	145 °C	211 °C	282 °C
Tref - Tadiab	67 °C	47 °C	36 °C

TABLE 6.1 – *Températures moyennes pour les trois températures d'admission*

tique. D'une part, la détente n'est pas adiabatique, dans la mesure où l'air dans le cylindre échange de la chaleur avec la paroi, qui le réchauffe en fin de détente. D'autre part, on peut suspecter que la fuite de la soupape d'admission introduit de l'air chaud en cours de détente. Enfin, on peut également penser que la soupape de refoulement, également fuyarde, laisse échapper de l'air chaud en cours de détente, la température mesurée au refoulement résultant donc d'une pondération entre la température du débit de fuite à soupape de refoulement fermée, et la température de l'air refoulé, lorsque cette soupape est ouverte. En l'absence d'une évaluation précise des débits de fuite des soupapes, il n'est pas possible à l'heure actuelle de préciser la part relative de l'écart de température due à chacun de ces phénomènes. Notons que du point de vue thermodynamique, le cycle envisagé pour le moteur complet étant un cycle à récupération, le fait que la température de refoulement est supérieure à la température adiabatique est bénéfique pour le rendement du moteur, si l'explication est le transfert thermique aux parois. Ce bénéfice est cependant très réduit, voire négatif, si cet écart est imputable à la fuite de la soupape d'admission. La fuite de la soupape de refoulement est, quant à elle, certainement préjudiciable pour le rendement global du moteur.

## 6.6 Performances globales du prototype

### 6.6.1 Introduction

L'enregistrement du diagramme indicateur nous permet de calculer le travail indiqué :

$$W_{ind} = \left| \oint p dV \right| \quad [J/cycle] \quad (6.1)$$

Le travail indiqué correspond au travail effectué par le fluide sur le piston. A partir du travail indiqué, on déduit la puissance indiquée :

$$\dot{W}_{ind} = W_{ind} \frac{n}{60} \quad [W] \quad (6.2)$$

où  $n$  est la vitesse de rotation exprimée en tour/min.

La mesure du couple par le couplemètre nous permet de calculer la puissance mécanique disponible à l'arbre du prototype :

$$\dot{W}_{arbre} = 2\pi \frac{n}{60} C \quad [W] \quad (6.3)$$

Des valeurs de la puissance indiquée et de la puissance à l'arbre de la machine, on déduit le rendement mécanique du prototype :

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{arbre}}{\dot{W}_{ind}} \quad [-] \quad (6.4)$$

Connaissant les conditions de température et de pression d'admission, on peut calculer la chute d'enthalpie  $h_s$  correspondant à une détente isentropique. En multipliant cette différence d'enthalpie par le débit massique mesuré, on obtient la puissance théorique que devrait donner la machine pour le débit expérimental :

$$\dot{W}_{theor,s} = \dot{m}_{mes} \Delta h_s \quad [W] \quad (6.5)$$

En rapportant la puissance indiquée à la puissance théorique isentropique, on obtient le rendement isentropique de détente du prototype :

$$\eta_{s,E} = \frac{\dot{W}_{ind}}{\dot{W}_{theor,s}} \quad [-] \quad (6.6)$$

Connaissant le volume maximum du cylindre de détente  $V_{max} = V_{cyl} + V_{mort} = 0,67 \text{ dm}^3$  et la pression de refoulement  $p_{ref} = 10^5 \text{ Pa}$ , on peut estimer le volume théorique du cylindre au moment où la soupape d'admission doit se refermer :

$$V_{adm} = \left( \frac{p_{ref}}{p_{adm}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} V_{max} \quad [m^3] \quad (6.7)$$

expression dans laquelle  $\gamma$  est le coefficient isentropique  $\frac{c_p}{c_v}$  aux conditions moyennes de la détente. Dans les calculs qui suivent, nous avons considéré  $V_{adm} = 0,28 \text{ dm}^3$  dans tous les cas.

Par ailleurs, la connaissance des conditions de température et de pression d'admission nous permet de calculer la masse volumique  $\rho_{adm}$  de l'air admis.

On peut alors évaluer le débit massique théorique qui devrait être aspiré par le prototype :

$$\dot{m}_{theor} = \rho_{adm} (V_{adm} - V_{mort}) \frac{n}{60} \quad \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (6.8)$$

Le rapport entre le débit massique mesuré et le débit massique théorique donne le coefficient de remplissage du cylindre de détente :

$$\varepsilon_E = \frac{\dot{m}_{mes}}{\dot{m}_{theor}} \quad [-] \quad (6.9)$$

### 6.6.2 Travail et puissance indiqués

La figure 6.16 présente le travail indiqué calculé à partir des résultats expérimentaux pour les trois niveaux de température en fonction de la vitesse de rotation.

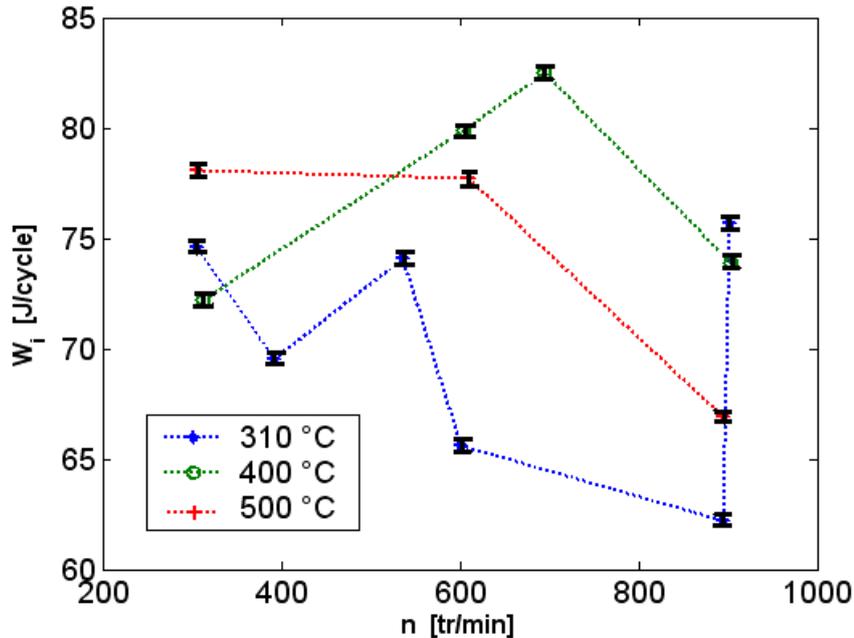


FIGURE 6.16 – Travail indiqué

On constate qu'on n'observe pas de tendance claire ni de la température à l'admission, ni de la vitesse de rotation sur l'évolution du travail indiqué, ce qui était attendu. La valeur moyenne du travail indiqué obtenue pour l'ensemble des essais est  $W_{ind} = 73,3 \pm 3,6$  J/cycle. La dispersion des valeurs expérimentales observées résulte de l'hétérogénéité des conditions

expérimentales, les pressions d'admission et les réglages de cames n'ayant pu être reproduits à l'identique d'un essai à l'autre.

La figure 6.17 présente la puissance indiquée calculée à partir des résultats expérimentaux pour les trois niveaux de température en fonction de la vitesse de rotation. On y a superposé la puissance indiquée calculée à partir du travail indiqué moyen  $W_{ind} = 73,3 \pm 3,6$  J/cycle.

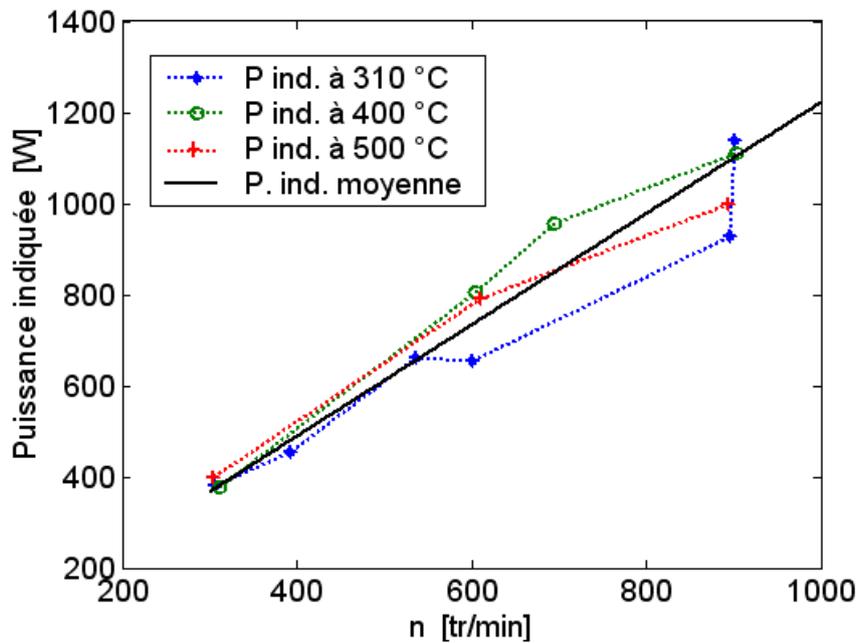


FIGURE 6.17 – *Puissance indiquée*

La valeur moyenne de la puissance indiquée obtenue pour la vitesse de rotation de 950 tr/min est de  $1160 \pm 58$  W. Cette valeur est à mettre en regard avec la valeur attendue de 1142 W. On voit qu'il y a accord parfait entre les résultats théoriques et expérimentaux.

### 6.6.3 Puissance à l'arbre

La figure 6.18 présente la puissance à l'arbre calculée à partir des résultats expérimentaux pour les trois niveaux de température en fonction de la vitesse de rotation. On y a superposé la puissance à l'arbre moyenne calculée à partir du travail indiqué moyen  $W_{ind} = 73,3 \pm 3,6$  J/cycle, du rendement mécanique moyen et de la vitesse de rotation. Pour une vitesse de rotation de 950 tr/min, la valeur ainsi obtenue pour la puissance à l'arbre est de  $1003 \pm 3$  W. Cette

valeur est à comparer à la valeur attendue de 1028 W, qui avait été estimée théoriquement à partir d'un rendement mécanique théorique considéré comme invariable et valant  $\eta_{mec,theor} = 0,9$ . On constate là encore un excellent accord entre la valeur de la puissance à l'arbre mesurée et la valeur théorique attendue.

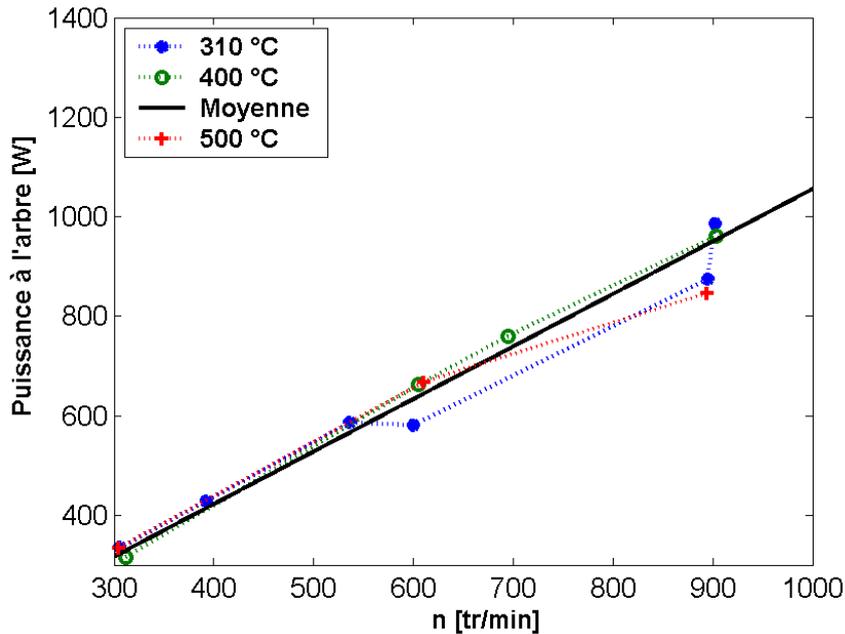


FIGURE 6.18 – Puissance à l'arbre

#### 6.6.4 Rendement mécanique

Une fraction de la puissance indiquée produite par le cylindre de détente est dissipée au sein même de la machine par les frottements mécaniques. Au sein de la chaîne cinématique du système, on distingue :

- Les dissipations résultant de frottement sec, ou plus précisément de frottement onctueux, c'est-à-dire avec contact immédiat des organes en mouvement relatif, éventuellement imparfaitement séparés par une couche mince de lubrifiant partiellement adsorbé.
- Les dissipations résultant de frottement visqueux obtenu en frottement hydrodynamique, c'est-à-dire sans contact entre organes en mouvement relatif, grâce à l'interposition d'un film épais de lubrifiant dont l'écoulement implique un effet de portance.

Dans un moteur à combustion interne traditionnel, on rencontrera le premier type de frottement au niveau du couple segment-cylindre et aux organes à faible vitesse de glissement, tandis que le deuxième type de frottement est caractéristique du fonctionnement des paliers et de la jupe de piston, ainsi que des organes à vitesse de glissement élevée.

Les pertes mécaniques relatives au premier type de frottement sont indépendantes de la vitesse de glissement entre les surfaces en frottement. Dans le cas du frottement hydrodynamique, les pertes par dissipation mécanique sont proportionnelles à la vitesse de glissement entre les surfaces.

Pour des raisons de simplicité et du fait des faibles contraintes mécaniques par rapport à un moteur à combustion interne, aucune lubrification n'a été prévue pour notre prototype de moteur Ericsson. On peut donc s'attendre à ce que les dissipations mécaniques soient essentiellement de type 'frottement sec', et donc, à ce qu'elles soient indépendantes de la vitesse de rotation.

La figure 6.19 présente le rendement mécanique calculé à partir des résultats expérimentaux pour les trois niveaux de température en fonction de la vitesse de rotation. On y a superposé la valeur du rendement mécanique expérimental moyen  $\eta_{mec,moy} = 0,87$ . On ne constate pas d'influence perceptible, ni de la température d'admission, ni de la vitesse de rotation, sur le rendement mécanique. Le rendement mécanique expérimental moyen  $\eta_{mec,moy} = 0,87$  est à comparer à la valeur qui avait été considérée dans les calculs théoriques  $\eta_{mec,theor} = 0,9$ , valeur qui avait été supposée comme constante et indépendante de la vitesse de rotation. Le rendement mécanique moyen expérimental est très légèrement inférieur au rendement considéré dans les calculs théoriques. Il faut cependant souligner que le rendement expérimental prend en compte la totalité des pertes mécaniques dues au double vilebrequin contrarotatif, qui ne devront être comptabilisées qu'une seule fois pour l'ensemble de la machine comprenant le cylindre de détente et le cylindre de compression. En outre, nous nous attendons à ce que le rendement mécanique du cylindre de compression soit légèrement meilleur que celui du cylindre de détente, alors qu'une valeur identique a été considérée dans les calculs théoriques. Nous avons donc toutes les raisons d'être confiants quant aux performances mécaniques que nous obtiendrons pour le moteur complet.

En outre, il faut rappeler que la configuration géométrique actuelle du prototype est inadéquate. En effet, toute la cinématique est conçue pour un moteur qui aurait un cylindre de détente d'un alésage de 257 mm et non de 80 mm comme actuellement. Les pertes mécaniques de la machine finale, avec un alésage de 257 mm, seront plus importantes, en valeur absolue, que les pertes

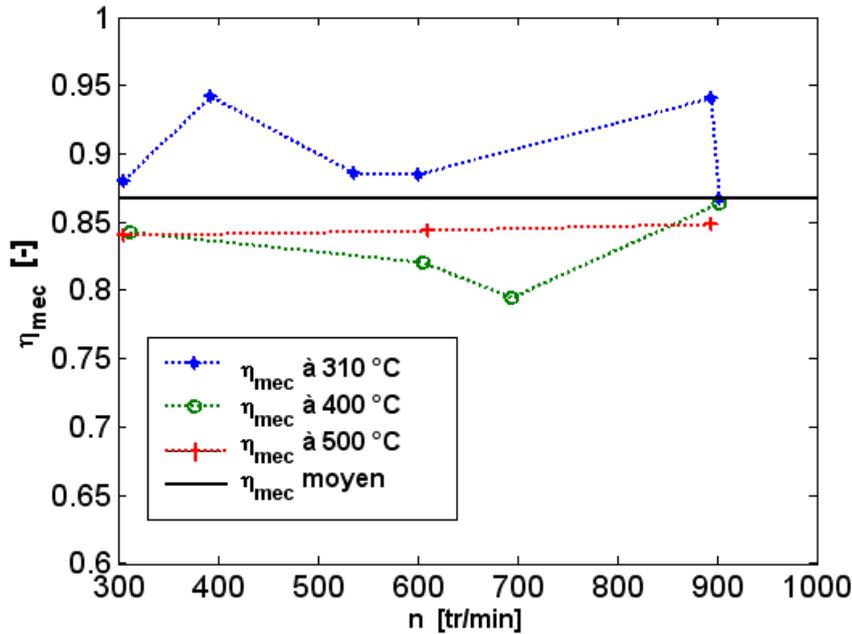


FIGURE 6.19 – Rendement mécanique

mécaniques du prototype actuel, car les pertes à la segmentation sont proportionnelles à l'alésage. En outre, sur la machine finale (moteur complet), les soupapes seront probablement plus larges, donc plus lourdes, ce qui conduira à des pertes mécaniques absolues plus élevées. Cependant, les pertes mécaniques rapportées au travail indiqué devraient être globalement plus faibles pour la machine de grand alésage, conduisant à un rendement mécanique globalement meilleur pour la machine finale par rapport au prototype actuel. Une étude plus détaillée des pertes mécaniques du prototype actuel sera présentée plus loin.

### 6.6.5 Coefficient de remplissage

La figure 6.20 présente le coefficient de remplissage  $\varepsilon$  calculé à partir des résultats expérimentaux pour les trois niveaux de température en fonction de la vitesse de rotation. On y constate qu'il ne semble pas dépendre de la température d'admission, mais qu'il décroît avec la vitesse de rotation. À partir des résultats expérimentaux, on peut déduire l'équation de la droite de régression équivalente donnée par la relation suivante :

$$\varepsilon = 3,51 - 0,139 \frac{n}{60} \quad (6.10)$$

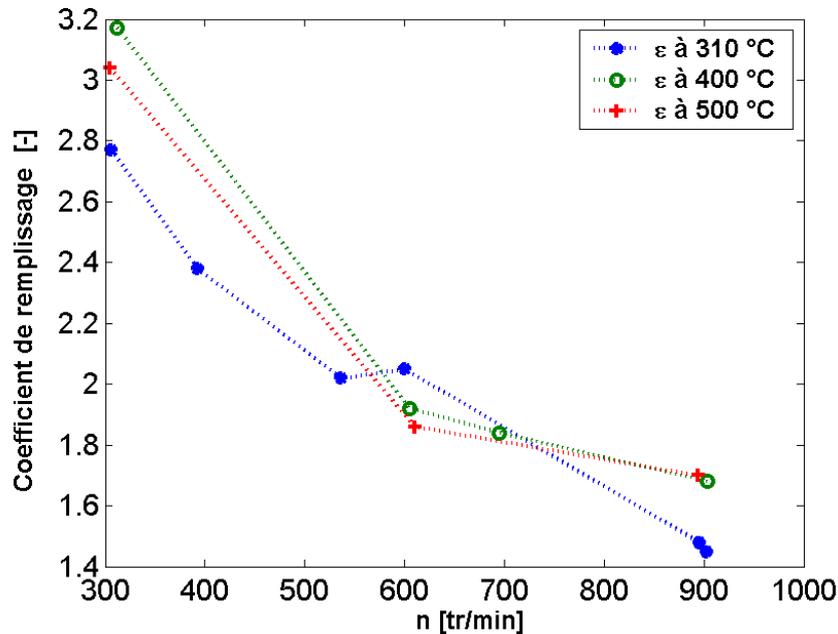


FIGURE 6.20 – Coefficient de remplissage

Les valeurs de ce coefficient de remplissage sont beaucoup plus élevées que prévu. Autour de 950 tr/min, le coefficient de remplissage vaut environ 1,5, ce qui conduit à un débit massique d'air aux alentours de 7,5 g/s au lieu des 5 g/s attendus. Cette valeur importante du coefficient de remplissage est très probablement imputable aux débits de fuite que nous avons observés au travers des soupapes d'admission et de refoulement. Ce débit de fuite étant constant pour une pression d'admission donnée, et indépendant de la vitesse de rotation, il est normal de voir le coefficient de remplissage décroître avec la vitesse de rotation. Nous avons montré précédemment que le travail indiqué est indépendant de la vitesse de rotation et de la température d'admission. Les fuites aux soupapes ne modifient pas sensiblement l'allure du diagramme indicateur ni la valeur du travail indiqué. La suppression de ces fuites devrait donc réduire fortement le débit d'air consommé par le prototype à vitesse de rotation donnée sans en affecter sensiblement la puissance mécanique produite.

### 6.6.6 Rendement isentropique de détente

La figure 6.21 présente le rendement isentropique de détente. Du fait de la définition que nous avons donnée de ce rendement de détente, celui-ci prend en compte les effets du remplissage, ce qui en explique les faibles valeurs et permet de comprendre pourquoi le rendement de détente s'améliore lorsque la

vitesse de rotation croît. Une analyse fine de ces rendements isentropiques est délicate et présente peu d'intérêt vu l'incertitude sur les débits de fuite aux soupapes et sur la mesure du débit massique. Ces rendements seront également mesurés à nouveau sur le prototype de moteur complet.

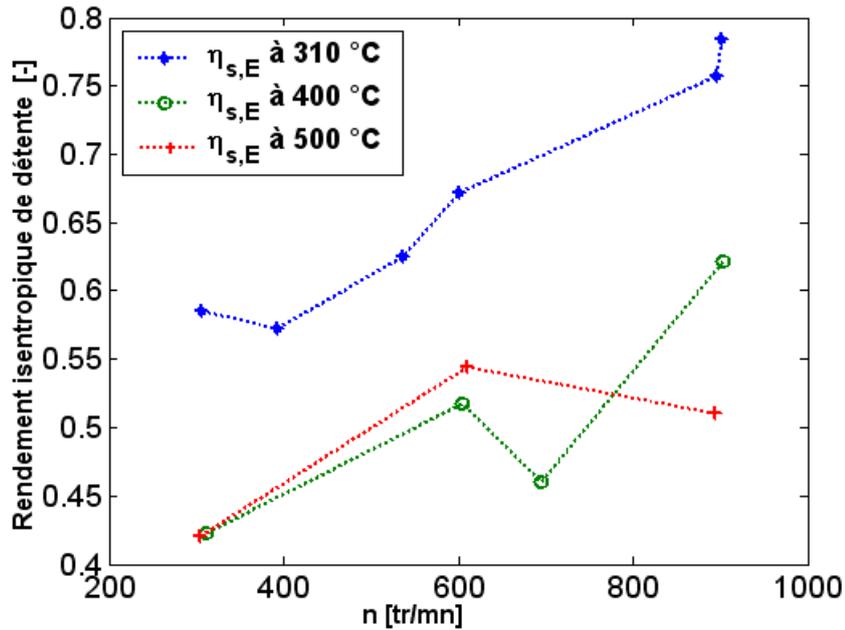


FIGURE 6.21 – Rendement isentropique de détente

### 6.6.7 Pertes de charge

L'objectif d'un système de distribution est de permettre l'admission et l'échappement du fluide de travail dans et hors du cylindre avec le moins de pertes de charge possible, et le moins de consommation d'énergie mécanique possible. Les résultats expérimentaux ont montré que la distribution par chaîne, arbre à cames et soupapes consomme assez peu d'énergie mécanique, puisque sur le prototype de cylindre de détente, le rendement mécanique global approche les 90 %. Les figures 6.9, 6.10 et 6.11 montrent qu'en outre cette distribution par soupapes génère peu de pertes de charge. Les courbes en vert présentent en effet l'évolution de la pression dans la pipe d'admission du cylindre de détente, alors que les courbes en rouge présentent la pression dans le cylindre. On voit que pendant toute la durée d'ouverture de la soupape d'admission, la différence de pression entre la tubulure d'admission et le cylindre est très faible, inférieure dans tous les cas à  $0,1 \times 10^5$  Pa.

Il en est de même pour les pertes de charge au droit de la soupape de refoulement, qui ont toujours été inférieures à  $0,1 \times 10^5$  Pa.

On peut donc dire de ce qui précède que, si les problèmes d'étanchéité des soupapes peuvent être résolus ce qui ne devrait pas poser de difficultés la distribution par chaîne, arbre à cames et soupapes refroidies s'est révélée très pertinente pour le cylindre de détente. Elle s'est bien comportée lors des essais à chaud, elle a généré peu de pertes de charge et consommé peu d'énergie mécanique.

## 6.7 Conclusion

Un prototype de cylindre de détente de moteur Ericsson a été conçu, réalisé et testé.

A l'issue de cette première campagne d'essais, les conclusions suivantes peuvent être exprimées :

- Le prototype a fonctionné tout à fait correctement pendant la campagne d'essais.
- Nous avons préféré ne pas réaliser d'essais de longue durée à la température maximale de  $650$  °C, car nous avons identifié un manque d'efficacité du refroidissement de la partie inférieure de la chemise du cylindre de détente ; ce refroidissement sera amélioré lorsque le cylindre de compression sera monté. Les essais réalisés jusqu'à une température maximale de  $550$  °C environ n'ont pas posé de problèmes particuliers.
- Après une phase de mise au point, l'instrumentation du prototype est maintenant opérationnelle.
- Le débit massique d'air mesuré semble sensiblement plus grand que le débit massique attendu (coefficient de remplissage supérieur à un). Ceci doit probablement être expliqué par l'inétanchéité des soupapes d'admission et de refoulement, dont on a pu observer qu'elles étaient fuyardes. Les sièges de ces soupapes ont été ré-usinés pour les rendre plus étanches.
- Les essais ont donné des résultats de mesure parfaitement conformes aux attentes en ce qui concerne les puissances indiquées, les puissances à l'arbre et les rendements mécaniques. Ceci nous conforte donc dans l'idée de l'intérêt de ce type de moteur et nous conduit à passer à l'étape de réalisation du moteur complet, par adjonction du cylindre de compression. Cette étape est actuellement en cours de réalisation.



# Essais en mode "moteur entraîné"

---

## 7.1 Introduction

Afin d'affiner l'étude des pertes mécaniques, des essais ont été réalisés en entraînant le prototype de cylindre de détente à vitesse constante grâce à un moto-réducteur électrique accouplé au prototype à la place du frein à poudre. Le couplemètre interposé entre le motoréducteur et le prototype permet la mesure du couple mécanique résistif. A noter que, lors de ces essais, les ressorts de tarage des soupapes d'admission et de refoulement étaient beaucoup plus comprimés que lors des essais en mode moteur, ce qui conduit, logiquement, à des pertes mécaniques plus importantes. Quatre cas ont été considérés :

1. **Cas 1** : le prototype est complet, les soupapes sont en fonctionnement 'normal' ;
2. **Cas 2** : le prototype est complet, la soupape de refoulement est bloquée en position ouverte grâce au levier prévu à cet effet ;
3. **Cas 3** : la soupape de refoulement est bloquée en position ouverte grâce au levier prévu à cet effet ; la came de refoulement a été ôtée ;
4. **Cas 4** : la soupape de refoulement est bloquée en position ouverte grâce au levier prévu à cet effet ; la came de refoulement a été ôtée ; la soupape d'aspiration est bloquée en position ouverte et la chaîne de distribution a été ôtée.

Lors de tous ces essais, la ligne d'aspiration est ouverte sur l'atmosphère afin d'éviter de 'tirer au vide' les réservoirs tampons situés à l'amont du prototype.

## 7.2 Évolution des pressions

Les figures 7.1 à 7.12 présentent l'évolution des pressions mesurées en amont de la tubulure d'alimentation au niveau de l'entrée du réchauffeur (courbes bleues), dans la tubulure d'admission (courbes vertes) et dans le cylindre (courbes rouges) pour les quatre cas d'essais mentionnés en mode moteur entraîné.

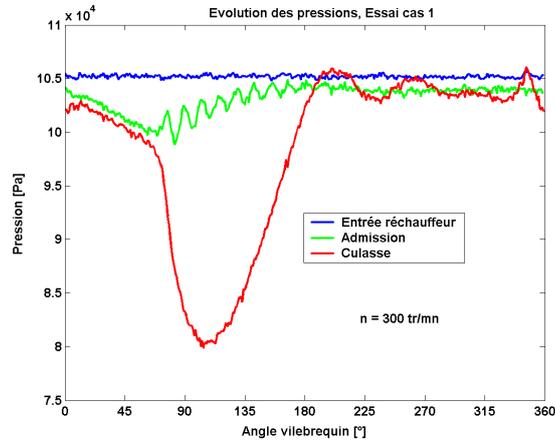
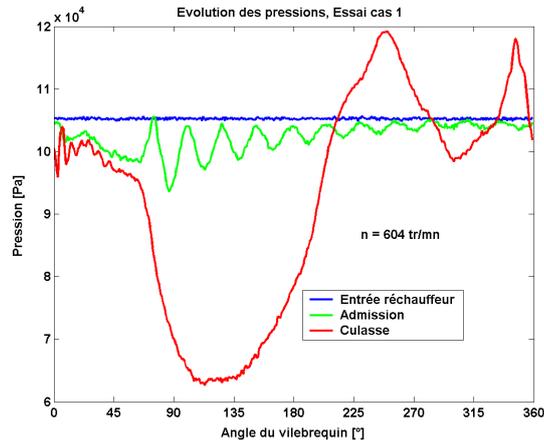
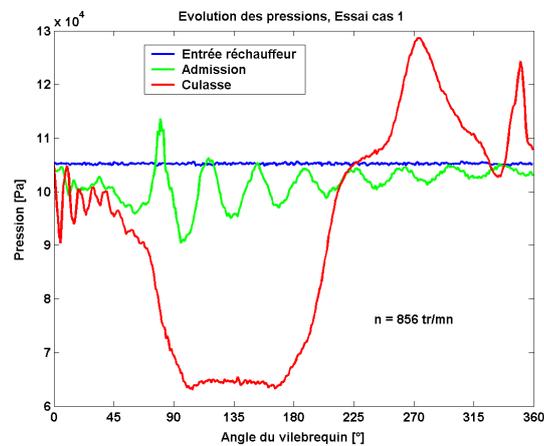
De manière générale, l'amplitude des variations de pression dans le cylindre de détente en mode 'moteur entraîné' est d'autant plus grande que la vitesse de rotation est élevée.

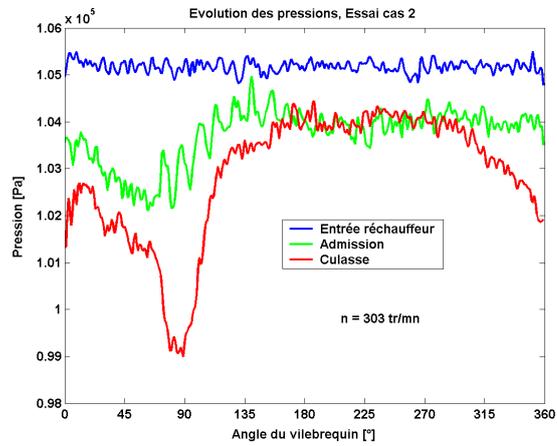
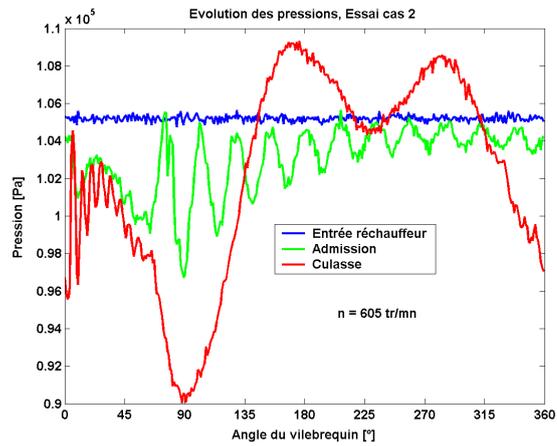
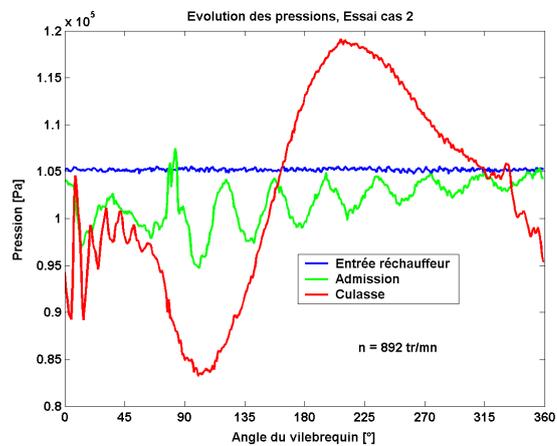
Dans le cas 1, on constate que la dépression dans le cylindre est assez importante pendant la course du piston vers son PMB, une fois la soupape d'aspiration fermée. On observe même qu'à 856 tr/min, le capteur de pression situé dans le cylindre est saturé, car il n'est pas prévu pour mesurer des pressions relatives négatives.

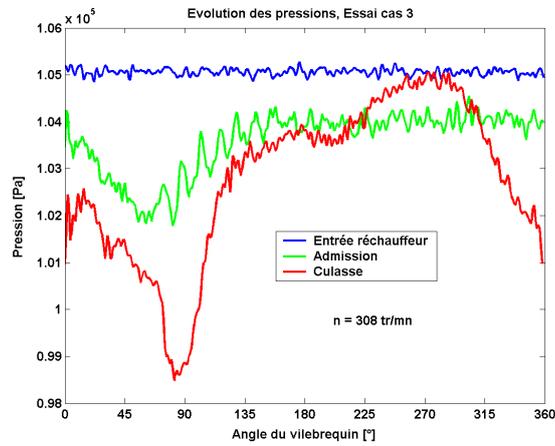
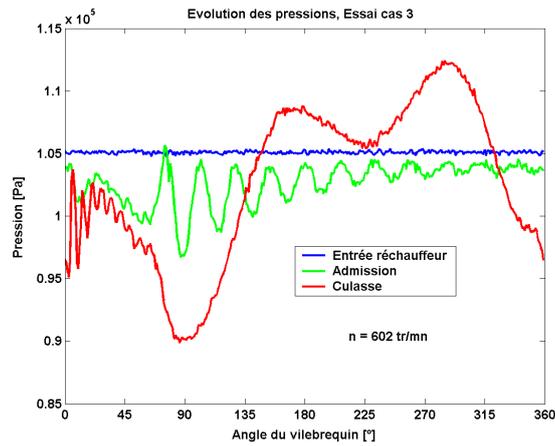
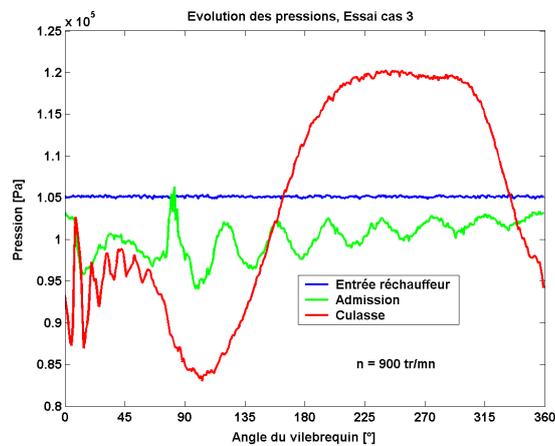
Dans le cas 2, la soupape de refoulement est bloquée en position ouverte. Le cylindre est donc toujours en communication avec l'atmosphère au travers de la soupape de refoulement. Les variations de pression dans le cylindre sont donc fortement réduites, par rapport au cas 1.

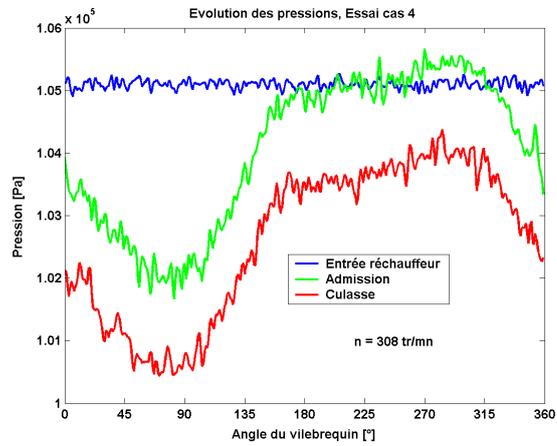
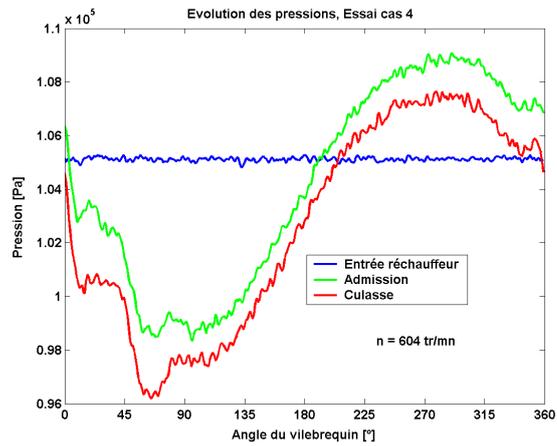
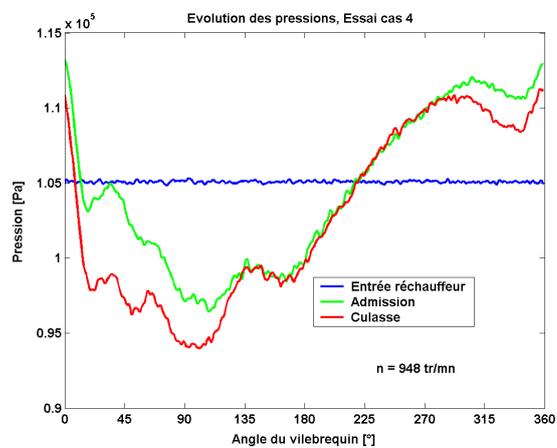
Les résultats du cas 3 sont très semblables à ceux du cas 2. Cependant, dans le cas 2, le levier de blocage de la soupape de refoulement ne maintient pas celle-ci à son ouverture maximale. Pendant quelques degrés de vilebrequin, la came de refoulement lève donc un peu plus haut la soupape de refoulement pour le cas 2, par rapport au cas 3 (voir §7.3).

Dans le cas 4, les deux soupapes sont bloquées en position ouverte et mettent en permanence le cylindre en communication avec l'atmosphère tant par la pipe d'admission que par la pipe d'échappement. L'amplitude des variations de pression dans le cylindre est donc encore plus faible que dans le cas 3.

FIGURE 7.1 – Évolution des pressions pour  $n = 300 \text{ tr/min}$ , essai cas 1FIGURE 7.2 – Évolution des pressions pour  $n = 604 \text{ tr/min}$ , essai cas 1FIGURE 7.3 – Évolution des pressions pour  $n = 856 \text{ tr/min}$ , essai cas 1

FIGURE 7.4 – Évolution des pressions pour  $n = 303 \text{ tr/min}$ , essai cas 2FIGURE 7.5 – Évolution des pressions pour  $n = 605 \text{ tr/min}$ , essai cas 2FIGURE 7.6 – Évolution des pressions pour  $n = 892 \text{ tr/min}$ , essai cas 2

FIGURE 7.7 – Évolution des pressions pour  $n = 308 \text{ tr/min}$ , essai cas 3FIGURE 7.8 – Évolution des pressions pour  $n = 602 \text{ tr/min}$ , essai cas 3FIGURE 7.9 – Évolution des pressions pour  $n = 900 \text{ tr/min}$ , essai cas 3

FIGURE 7.10 – Évolution des pressions pour  $n = 308$  tr/min, essai cas 4FIGURE 7.11 – Évolution des pressions pour  $n = 604$  tr/min, essai cas 4FIGURE 7.12 – Évolution des pressions pour  $n = 948$  tr/min, essai cas 4

## 7.3 Évolution de la pression culasse

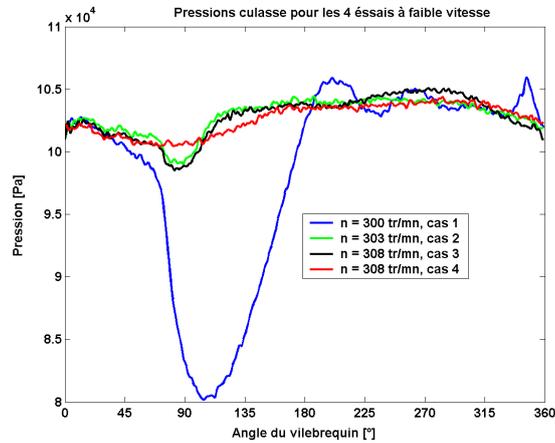
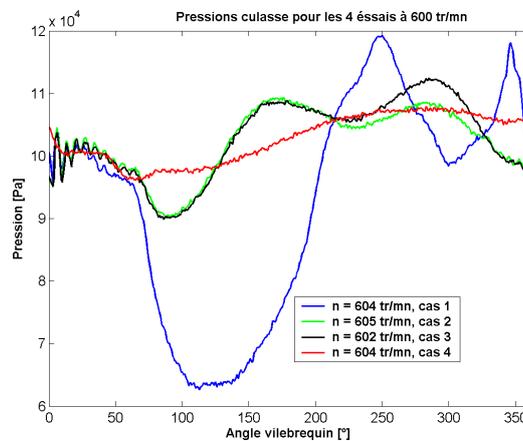


FIGURE 7.13 – Comparaison des pressions culasse des 4 essais à faible vitesse

FIGURE 7.14 – Comparaison des pressions culasse des 4 types d'essais à  $n = 600$  tr/min environ

Les figures 7.13, 7.14, 7.15 présentent, sur un même diagramme et pour une même vitesse de rotation, l'évolution de la seule pression dans le cylindre, pour chacun des 4 cas respectivement à 300, 600 et 900 tr/min. On y observe clairement ce qui a été déjà mentionné, à savoir que les variations de pression sont importantes pour le cas 1, beaucoup plus faibles et quasiment identiques entre elles pour les cas 2 et 3 (sauf lorsque la came de refoulement lève 'plus

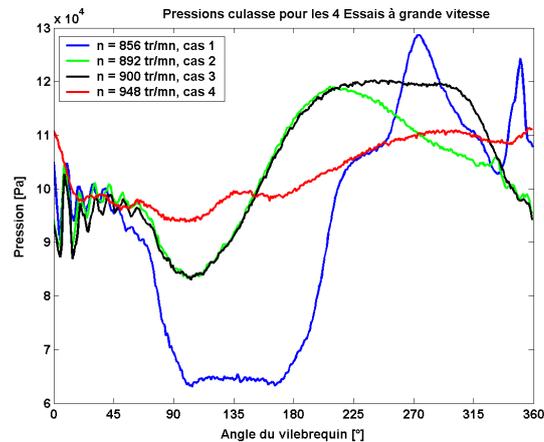


FIGURE 7.15 – Comparaison des pressions culasse des 4 types d'essais à grande vitesse

haut' la soupape de refoulement dans le cas 2 ce qui a pour effet de permettre à la pression de descendre plus vite vers la pression atmosphérique dans le cas 2) et que les variations de pression sont encore plus faibles dans le cas 4, les deux soupapes étant alors bloquées en position ouverte.

## 7.4 Diagrammes indicateurs enregistrés

Les diagrammes indicateurs déduits de ces mesures sont présentés aux figures 7.16, 7.17 et 7.18. Bien évidemment, puisqu'il s'agit ici de travail fourni par le piston, les diagrammes indicateurs correspondant sont parcourus dans le sens trigonométrique, et non dans le sens des aiguilles d'une montre comme lors des essais réalisés en mode 'moteur'.

Pour faciliter les comparaisons, on superpose d'abord, sur une même figure, les diagrammes obtenus pour chacun des 4 cas, à même vitesse de rotation. On superpose ensuite, sur une même figure, les diagrammes obtenus pour un même cas, aux trois vitesses de rotation différentes.

Même lorsque l'une ou les deux soupapes du cylindre de détente sont bloquées en position ouverte, les aires des diagrammes indicateurs correspondant, quoique faibles, ne sont pas tout à fait nulles. Un travail est donc fourni par le piston pour aspirer et refouler l'air par ces soupapes en mode 'moteur entraîné'. On verra que, même s'il est très faible, ce travail doit être pris en compte pour estimer correctement l'énergie consommée par les dissipations mécaniques dans le prototype.

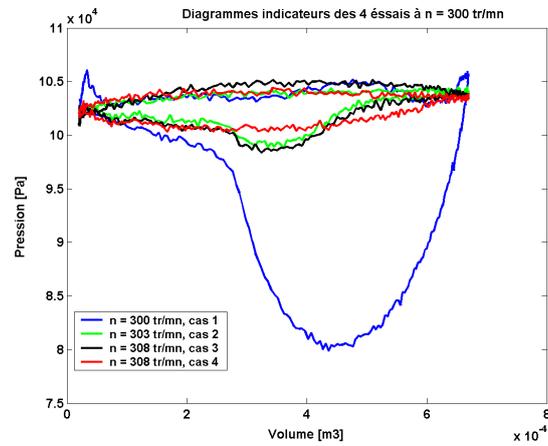


FIGURE 7.16 – Comparaison des diagrammes indicateurs des 4 types d'essais 300 à tr/min environ

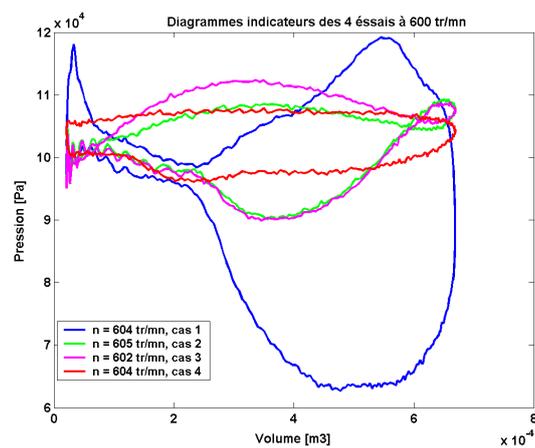


FIGURE 7.17 – Comparaison des diagrammes indicateurs des 4 types d'essais à 600 tr/min environ

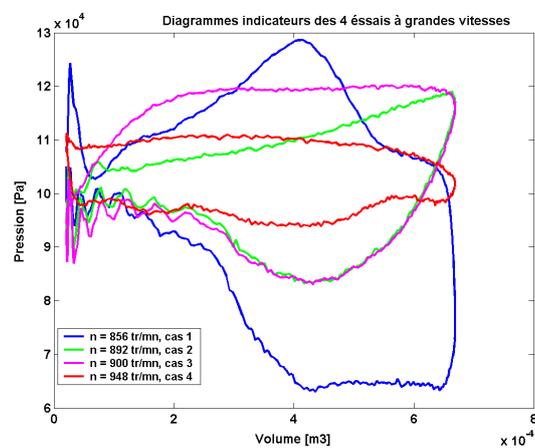


FIGURE 7.18 – Comparaison des diagrammes indicateurs des 4 types d'essais à 900 tr/min environ

Sur les figures 7.19 et 7.20 sont représentés les diagrammes indicateurs des essais cas 1 et cas 2. Et les figures 7.21 et 7.22 présentent les diagrammes indicateurs des essais cas 3 et cas 4. Contrairement aux figures précédentes, ces figures ont été tracées à partir des données mesurées sur un seul cycle et non pas à partir d'une moyenne de phase sur 165 cycles.

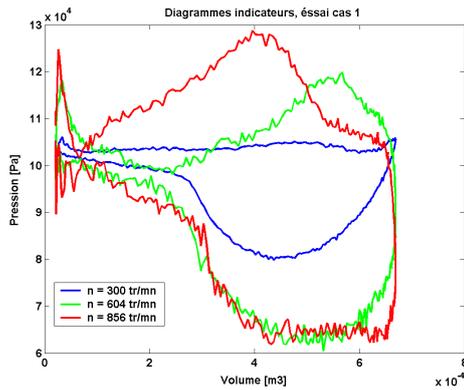


FIGURE 7.19 – Diagrammes indicateurs de l'essai cas 1

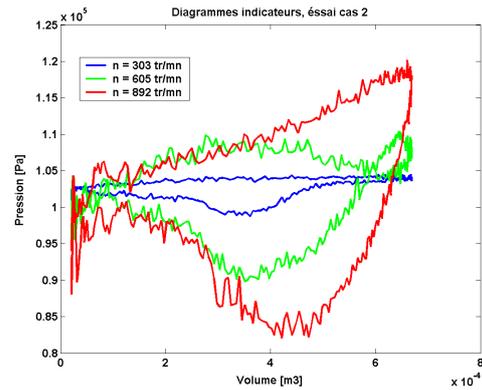


FIGURE 7.20 – Diagrammes indicateurs de l'essai cas 2

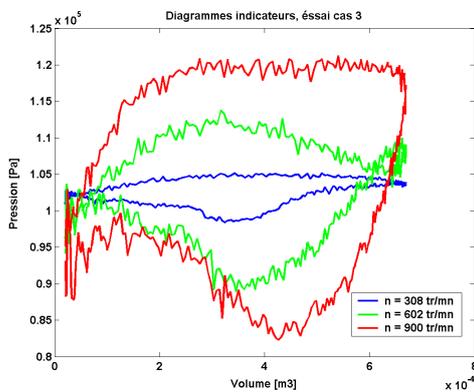


FIGURE 7.21 – Diagrammes indicateurs de l'essai cas 3

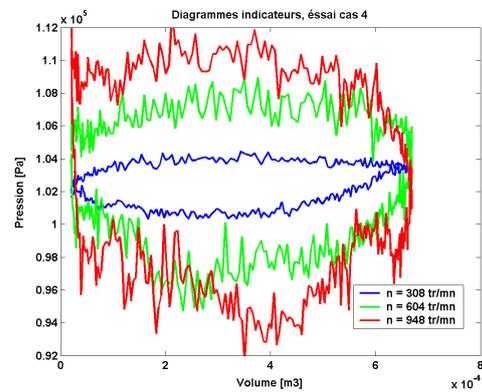


FIGURE 7.22 – Diagrammes indicateurs de l'essai cas 4

## 7.5 Performances mécaniques

### 7.5.1 Travail indiqué du cylindre de détente en mode 'moteur entraîné'

L'intégration des diagrammes indicateurs obtenus lors de chaque essai en moteur entraîné permet l'évaluation du travail fourni par le piston lors des

essais. La figure 7.23 présente les résultats obtenus. Chacun des points de cette figure résulte du calcul de l'intégration des diagrammes indicateurs moyens obtenus lors de l'essai. Sur la figure 7.23, les résultats relatifs au cas 2 ne sont pas présentés car ils sont très semblables à ceux du cas 3.

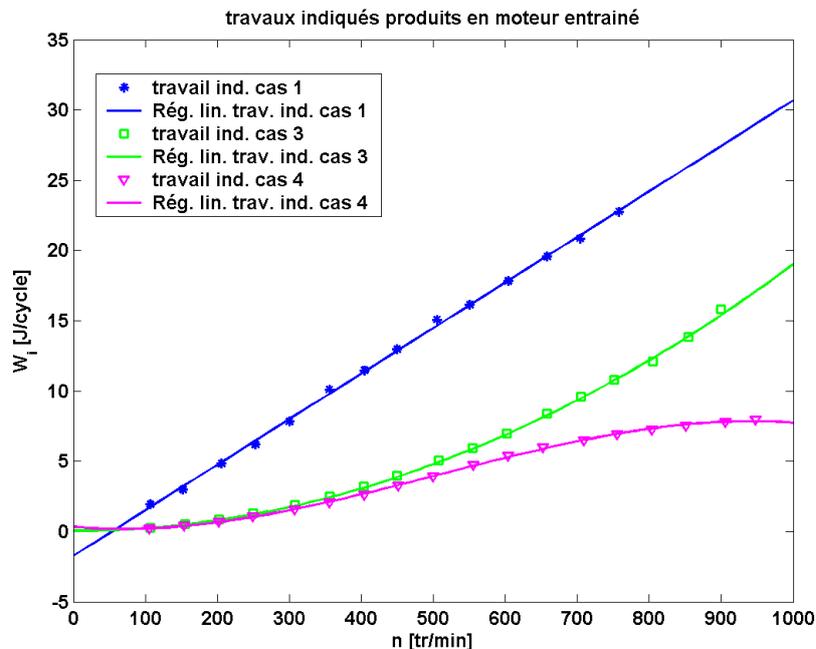


FIGURE 7.23 – Travail indiqué en mode 'moteur entraîné' des cas 1, 3 et 4

On constate que le travail indiqué est important dans le cas 1, du fait des variations importantes de pression dans le cylindre, en particulier de la dépression qui se crée à la fin de la phase d'admission, lorsque les deux soupapes sont fermées et que le piston descend vers son point mort bas. Le travail indiqué est plus faible pour les cas 3 et 4, les résultats obtenus pour ces deux cas étant quasiment identiques entre eux aux faibles vitesses de rotation. Ce n'est qu'aux grandes vitesses de rotation que le blocage en position ouverte de la soupape d'aspiration a un effet réducteur sur la consommation d'énergie mécanique en mode 'moteur entraîné'.

Rappelons que le travail indiqué fourni par le piston dans le cas 1 est légèrement sous-estimé aux grandes vitesses de rotation, du fait de la saturation du capteur de pression présent dans la culasse, celui-ci n'étant pas prévu pour mesurer des pressions différentielles négatives (voir §7.2).

Le tableau 7.1 donne les coefficients des relations polynomiales du travail indiqué fourni par le piston en fonction de la vitesse de rotation.

	$W_{ind} = a_3 n^3 + a_2 n^2 + a_1 n + a_0$			
Coefficients	$a_3$	$a_2$	$a_1$	$a_0$
Cas 1	0	0	0,0324	-1,725
Cas 3	0	$1,901 \times 10^{-5}$	$-4.89 \times 10^{-5}$	0,504
Cas 4	$-2,308 \times 10^{-8}$	$3,498 \times 10^{-5}$	-0,004493	0,3351

TABLE 7.1 – Coefficients des régressions polynomiales de  $W_{ind}$

Dans ce tableau, la vitesse de rotation  $n$  est donnée en tr/min et le travail indiqué  $W_{ind}$  en J/cycle.

## 7.5.2 Couple total et couple de frottement mécanique

La figure 7.24 présente l'évolution du couple transféré par le moto-réducteur au prototype entraîné, pour une vitesse de rotation donnée, en fonction des cas mentionnés ci-dessus. Ces résultats proviennent directement de la mesure donnée par le couplemètre interposé sur l'arbre d'accouplement entre le moto-réducteur d'entraînement et le prototype de cylindre de détente.

On constate que les couples transférés par le moto-réducteur d'entraînement évoluent de façon sensiblement linéaire avec la vitesse de rotation.

Le couple dû aux seuls frottements mécaniques se déduit du couple mécanique d'entraînement par le moto-réducteur en y soustrayant le couple provoqué par le travail effectué par le piston :

$$C_{frott} = C_{total} - \frac{W_{ind}}{2\pi} \quad (7.1)$$

La figure 7.25 présente les résultats obtenus pour le couple de frottement mécanique pour les différents cas. On constate que ces couples évoluent également sensiblement linéairement en fonction de la vitesse de rotation. Le tableau 7.2 donne les coefficients des régressions linéaires obtenus à partir des résultats expérimentaux pour les différents cas.

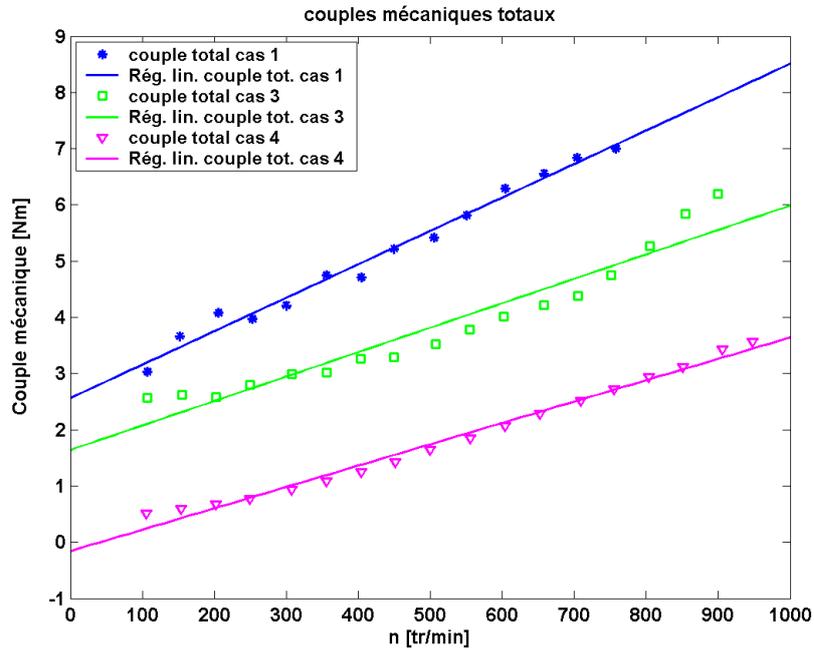


FIGURE 7.24 – Couple d’entraînement du cylindre de détente en mode ‘moteur entraîné’

	$C_{frott} = a n + b$	
Coefficients de la régression	a	b
Cas 1	0,000791	2,83
Cas 2	0,00144	2,82
Cas 3	0,00130	2,21
Cas 4	0,00215	0,0437

TABLE 7.2 – Coefficients des régressions polynomiales de  $C_{frott}$

L’influence de la vitesse de rotation sur le couple de frottement dans le cas 1 est quasiment imperceptible. Ceci est d’autant plus vrai que, rappelons-le, le couple de frottement est légèrement surévalué pour les grandes vitesses de rotation, à cause de la saturation du capteur de pression dans la culasse. On peut donc estimer que le couple de frottement est quasiment constant et vaut :

$$C_{frott} = 3,2 \pm 0,022 \text{ Nm}$$

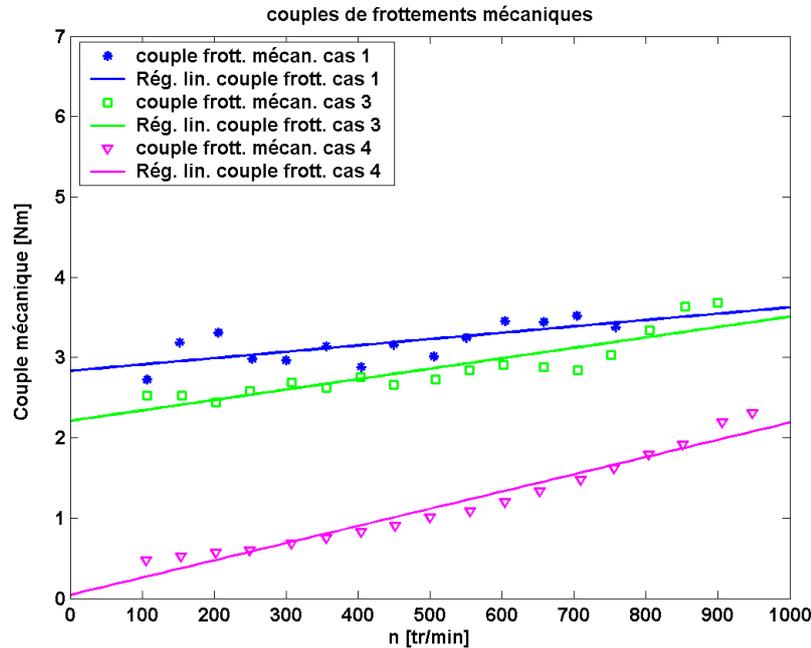


FIGURE 7.25 – Couple perdu par frottement mécanique du cylindre de détente en mode 'moteur entraîné'

### 7.5.3 Rendement mécanique

Un couple  $C_{frott} = 3,2$  Nm conduit à une puissance mécanique dissipée par frottement de 318 W à 950 tr/min. Rappelons que le travail indiqué mesuré en mode 'moteur' a été obtenu comme, lui aussi, indépendant de la vitesse de rotation et valant 73,3 J/cycle, ce qui conduit à un couple indiqué de 11,7 Nm. Si l'on compare le couple de frottement obtenu en mode moteur entraîné au couple indiqué obtenu en mode moteur, on obtient un rendement mécanique de l'ordre de :

$$\eta_{mec} = 1 - \frac{C_{frott}}{C_{ind}} = 1 - \frac{3,2}{11,7} = 73\%$$

Cette valeur est inférieure à celle obtenue par les mesures obtenues exclusivement en mode moteur, mais il faut rappeler que le tarage des ressorts des soupapes a été fortement augmenté pour les essais en mode 'moteur entraîné'.

### 7.5.4 Puissance mécanique totale d'entraînement

A partir du couple mécanique total, on peut déterminer la puissance nécessaire à l'entraînement du moteur. Ces deux grandeurs sont liées par la relation :

$$\dot{W}_{totale} = C_{total} 2\pi \frac{n}{60} \quad (7.2)$$

Comme pour les couples mécaniques, les puissances totales des configurations cas 1, 3 et 4 sont représentées respectivement par les courbes en bleu, vert et rose. La même analyse que celle tenue précédemment peut être faite. On constate que la puissance varie proportionnellement au carré de la vitesse.

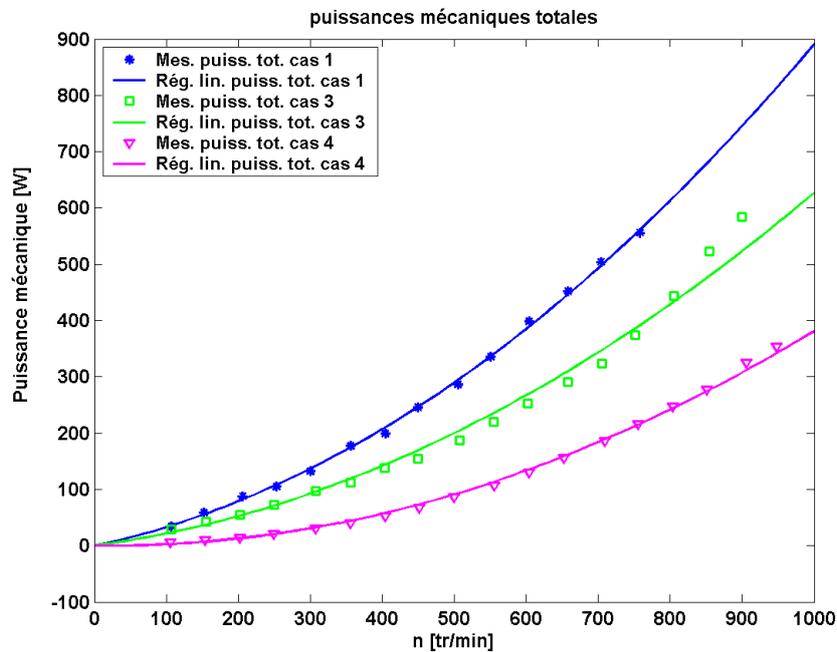


FIGURE 7.26 – *Puissance mécanique totale d'entraînement*

Par régression polynomiale, on établit les relations entre puissances et vitesses suivantes :

– puissance totale du cas 1 :

$$\dot{W}_{totale1} = (2,2480 \times 10^{-4} n + 0,0046) n \quad (7.3)$$

– puissance totale du cas 3 :

$$\dot{W}_{totale3} = (4,5548 \times 10^{-4} n + 0,1715) n \quad (7.4)$$

– puissance totale du cas 4 :

$$\dot{W}_{totale4} = (3,9785 \times 10^{-4} n - 0,0166) n \quad (7.5)$$

La puissance maximale atteinte est de 600 W à la vitesse de 950 tr/min.

### 7.5.5 Puissance de frottement mécanique

La puissance mécanique de frottement est déterminée par la relation :

$$\dot{W}_{frott} = C_{frott} 2\pi \frac{n}{60} \quad (7.6)$$

Sur la figure 7.27, on constate que cette puissance est croissante en fonction de la vitesse. Dans la configuration cas 1 du moteur, elle évolue de façon presque linéaire, le couple de frottement mécanique étant quasiment constant, comme on l'a vu précédemment, alors que dans les deux autres cas, les formes paraboliques des courbes sont beaucoup plus prononcées.

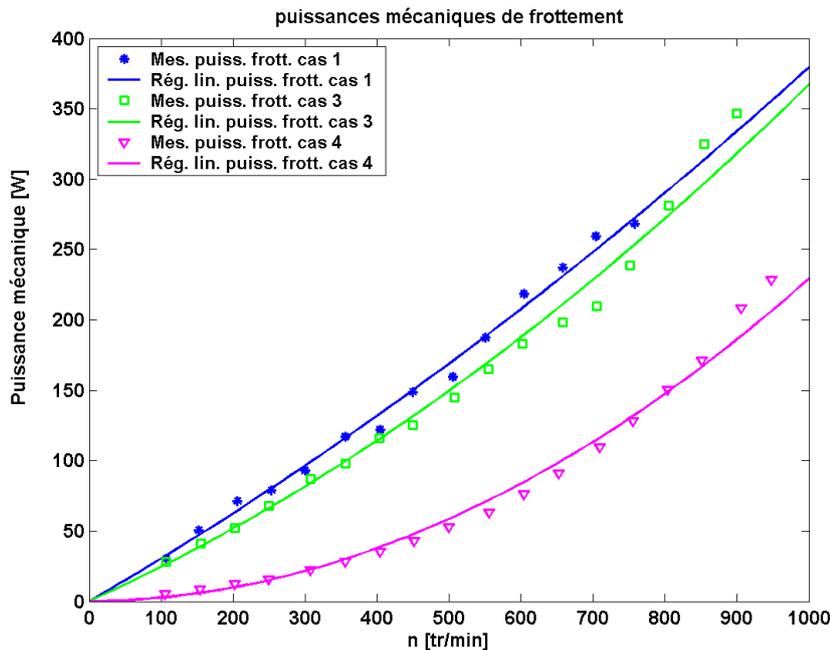


FIGURE 7.27 – Puissance de frottement mécanique

La puissance de frottement constitue l'énergie perdue dans le mécanisme de la machine. Elle permet donc d'avoir une bonne estimation du rendement mécanique du moteur. Dans la figure 7.27, on déduit que la puissance dissipée

par frottement mécanique à 950 tr/min vaut 350 W. A la même vitesse de rotation, la puissance indiquée obtenue expérimentalement en mode moteur vaut 1160 W. Le rendement mécanique estimé à partir de ces deux valeurs vaut 70 %.

Dans la configuration cas 4, la puissance de frottement maximale est de 225 W.

Par régression polynomiale, on établit les relations suivantes :

– puissance de frottement du cas 1 :

$$\dot{W}_{frott1} = (8,2865 \times 10^{-5} n + 0,2966) n \quad (7.7)$$

– puissance de frottement du cas 3 :

$$\dot{W}_{frott3} = (1,3595 \times 10^{-4} n + 0,2314) n \quad (7.8)$$

– puissance de frottement du cas 4 :

$$\dot{W}_{frott4} = (2,2480 \times 10^{-4} n - 0,2966) n \quad (7.9)$$

### 7.5.6 Répartition des pertes mécaniques

Pour déterminer la contribution aux frottements de chacun des sous-ensembles du moteur, on procède comme suit :

- En retranchant la courbe verte de la courbe en bleu (fig.7.27), on obtient les frottements dus à la soupape de refoulement ;
- En retranchant la courbe rose de la courbe verte, on obtient les frottements dus à la soupape d'aspiration et à la chaîne de distribution ;
- L'écart entre l'axe des vitesses et la courbe rose correspond aux frottements dus à l'embellage et à la segmentation ;
- Pour évaluer le frottement dû à l'embellage seul, il faut retirer le segment du piston et procéder à des essais sur toute la gamme de vitesses du moteur. Cela constituerait l'essai cas 5. En retranchant la courbe ainsi obtenue de la courbe en rose, on détermine les pertes par frottement dues à la segmentation seule. Nous n'avons pas pu effectuer cette étape d'expérimentation. Elle aurait nécessité de démonter tout le moteur, tâche qu'il ne nous était pas possible d'effectuer.

Par la démarche décrite ci-dessus, nous avons pu évaluer la contribution aux frottements des différents sous-ensembles de la machine.

La figure 7.28 illustre la méthode qui a été adoptée pour déterminer la répartition des pertes mécaniques dues aux différents sous-ensembles de la machine.

Au démarrage de la machine les frottements ne sont pas nuls, ce qui explique le fait que les courbes ne passent pas par l'origine du repère.

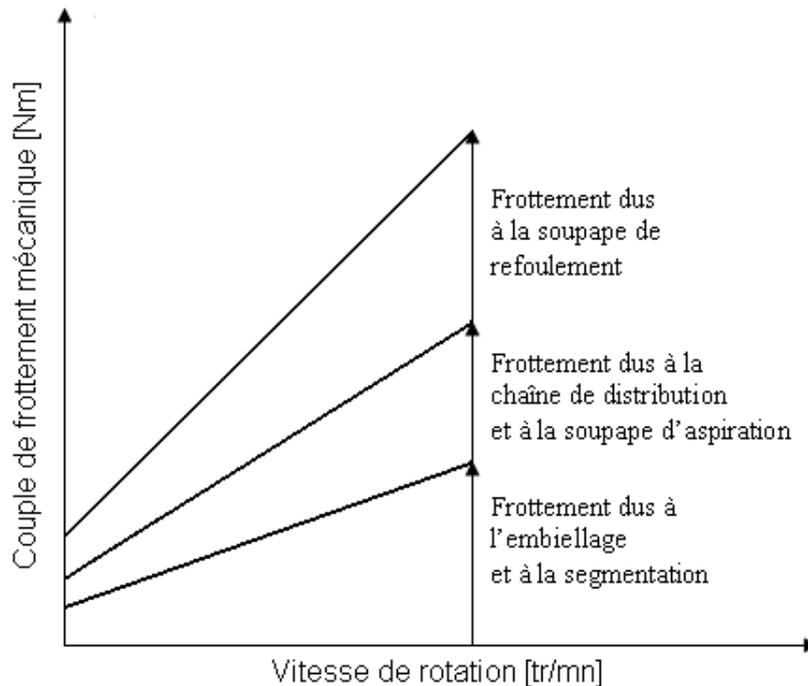


FIGURE 7.28 – Méthode de détermination de la répartition des frottements

La comparaison des résultats obtenus pour les quatre cas permet d'évaluer sommairement la répartition des pertes mécaniques. Ainsi, à 950 tr/min, à partir des régressions linéaires, on calcule les valeurs suivantes des couples de frottement :

- essai Cas 1 : 3,58 Nm
- essai Cas 3 : 3,44 Nm
- essai Cas 4 : 2,08 Nm

On en déduit que, pour cette vitesse de rotation, le couple résistif dû à l'embellage et à la segmentation vaut (cas 4) **2,08 Nm soit 58 % du couple résistif total**. En l'absence d'essai réalisé en moteur entraîné en ôtant le segment du cylindre de détente, il est difficile d'estimer quelle part de cette dissipation est due au double vilebrequin contrarotatif par rapport à celle due au frottement du segment. Cependant, lors de l'adjonction du cylindre de compression, il est prévu de modifier la segmentation actuelle du cylindre de détente, la segmentation totale (compression + détente) ne devant pas consommer beaucoup plus d'énergie mécanique que la segmentation

actuelle du seul cylindre de détente.

Le couple résistant dû à la chaîne de distribution et à la levée de la soupape d'aspiration vaut  $(3,44 - 2,08) = 1,36$  Nm, soit 38 % du couple résistant total. Enfin le couple résistant dû à l'actionnement de la soupape de refoulement vaut  $(3,58 - 3,44) = 0,14$  Nm soit 4 % du couple résistant total.

Les essais n'ont pas permis de mesurer séparément le couple mécanique de frottement dû à la chaîne de distribution et celui dû à la levée de soupape d'admission. Il semble néanmoins que ce dernier est très important, par rapport à celui dû à la levée de la soupape de refoulement. Ceci s'explique par la levée beaucoup plus rapide de la soupape d'admission, qui s'ouvre totalement en  $30^\circ V$ , alors que la levée totale de la soupape de refoulement s'effectue en  $60^\circ V$ .

On peut donc estimer que le couple résistant dû à l'ouverture et à la fermeture des soupapes du cylindre de détente représente 42 % au plus du couple résistant mécanique total. Il faut cependant rappeler que :

- Les ressorts des soupapes ont été tarés au maximum.
- Le travail indiqué du piston a été sous-estimé à haute vitesse de rotation (saturation du capteur de pression)
- Lors des essais en moteur entraîné, le couple résistant était peut-être légèrement plus élevé que la normale : un léger couinement se faisait entendre au niveau de la bague graphite de l'arbre à cames.

Dès lors, on peut estimer que la distribution par cames et soupapes est performante et répond bien à nos attentes. Nous nous sommes donc orientés vers un système similaire pour le cylindre de compression. On peut cependant espérer des performances supérieures pour ce dernier (moins d'énergie mécanique dépensée pour actionner les clapets) car :

- Les clapets seront plus légers, puisqu'il n'y aura pas de prolongateurs de tiges de soupapes comme c'était le cas pour le cylindre de détente pour assurer le refroidissement.
- Il n'y aura pas de transmission par chaînes et pignons, puisque les cames seront fixées directement sur le vilebrequin.

En outre, le couple mécanique qui transitera par le vilebrequin sera réduit, puisque seule la puissance mécanique nette sera reçue par le vilebrequin. On peut donc penser que le couple résistant total dû à l'embellage et la segmentation sera inférieur à la valeur de 2,08 Nm observée actuellement sur les essais en moteur entraîné.

## 7.6 Résultats des premiers essais réalisés en "moteur entraîné"

Une première série d'essais en mode "moteur entraîné" avait été réalisée juste après la réception du prototype, avant les essais en mode moteur. La procédure est la même que celle que nous avons présentée plus haut. Pendant cette campagne de mesure, les diagrammes indicateurs n'avaient pas été enregistrés, ce qui empêche de déterminer le couple mécanique dû aux seuls frottements. Nous avons donc voulu confronter ces résultats avec ceux présentés ci-dessus. Cette démarche devrait nous permettre de savoir si les frottements ont augmenté ou pas dans le prototype après plusieurs heures d'utilisation. La figure 7.29 présente les résultats qui avaient été obtenus précédemment.

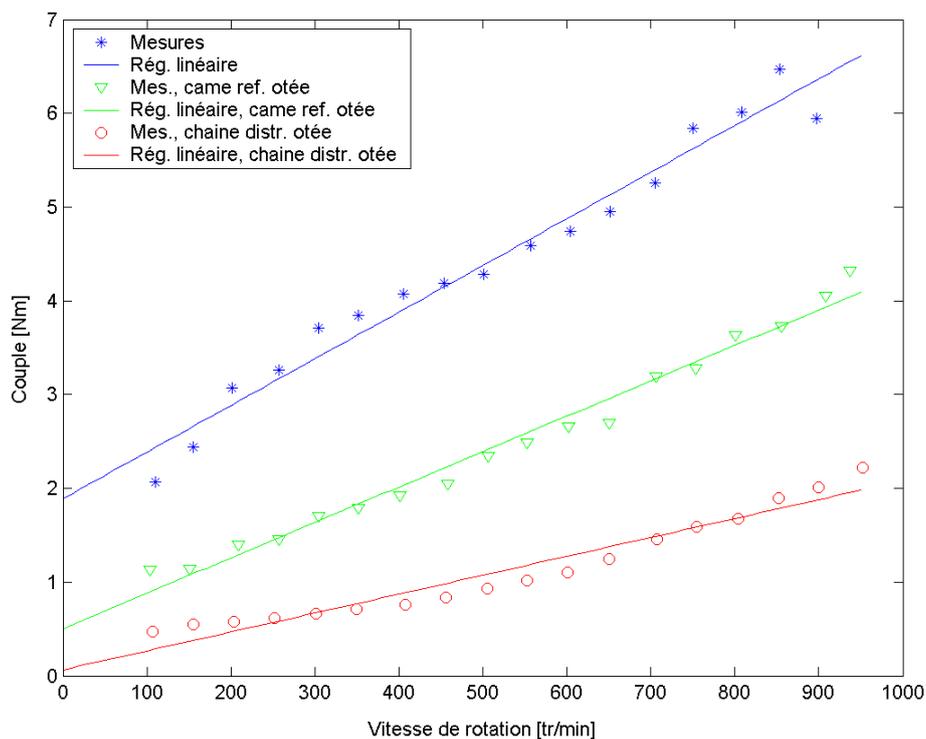


FIGURE 7.29 – Couple d'entraînement du cylindre de détente en mode 'moteur entraîné', obtenu à l'issue des premiers essais

Les coefficients des régressions linéaires sont donnés dans le tableau 7.3 suivant :

## 7.6. Résultats des premiers essais réalisés en "moteur entraîné" 143

	$C_{total} = a n + b$	
Coefficients de la régression	a	b
Cas 1	0,00498	1,89
Cas 3	0,00378	0,504
Cas 4	0,00202	0,0652

TABLE 7.3 – Coefficients des régressions polynomiales de  $C_{total}$

Il paraît raisonnable de supposer que le travail indiqué fourni par le piston en fonctionnement en moteur entraîné n'a pas varié entre les derniers essais effectués et les essais précédents. On peut donc estimer le couple de frottement à partir de la relation :  $C_{frott} = C_{total} - \frac{W_{ind}}{2\pi}$ .

Pour ce calcul, on prendra donc pour le couple total les régressions données par le tableau 7.3, et pour le travail indiqué, les régressions données par le tableau 7.1. Les résultats sont présentés à la figure 7.30.

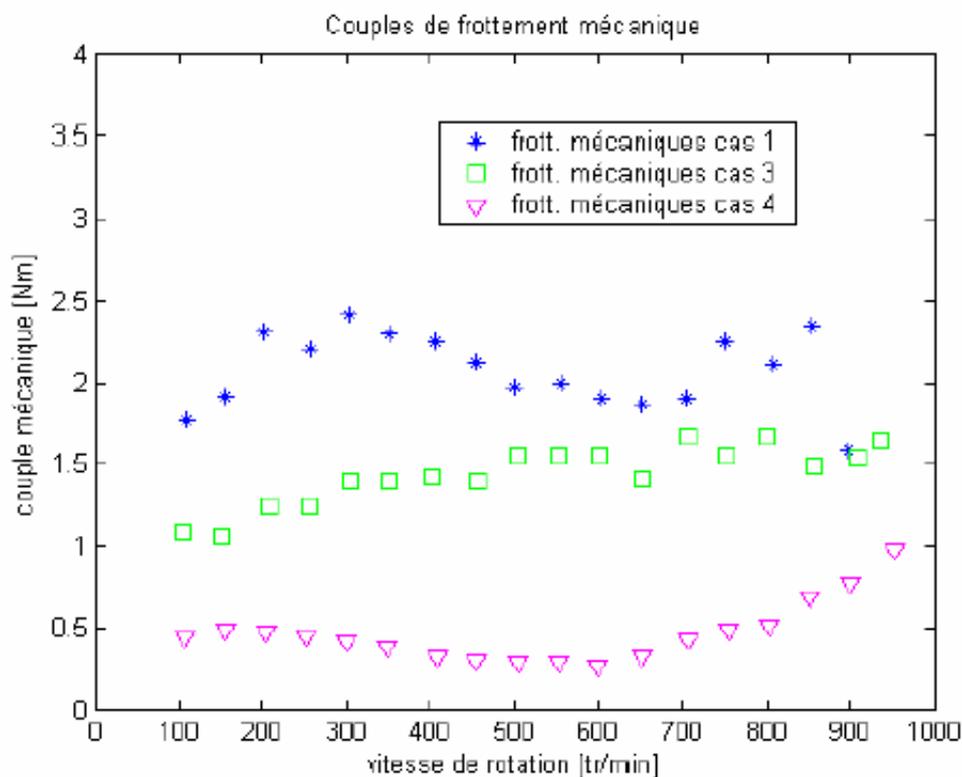


FIGURE 7.30 – Couple perdu par frottement mécanique lors des premiers essais du cylindre de détente en mode 'moteur entraîné'

On constate que le couple de frottement relatif au prototype complet est ici encore à peu près indépendant de la vitesse de rotation, avec une valeur de l'ordre de 2,1 Nm. Comme précédemment, si l'on compare le couple de frottement obtenu en mode moteur entraîné au couple indiqué obtenu en mode moteur, on obtient un rendement mécanique de l'ordre de :

$$\eta_{mec} = 1 - \frac{C_{frott}}{C_{ind}} = 1 - \frac{2,1}{11,7} = 82\%$$

Cette valeur est effectivement plus proche de la valeur de 87 % obtenue par les essais en mode 'moteur'. Lors de la première campagne de mesures effectuées en 'moteur entraîné', le tarage des ressorts des soupapes était plus faible que lors des derniers essais en mode 'entraîné', et donc plus conforme à celui des essais en mode 'moteur', pour lesquels le tarage était réduit au minimum. L'allure des courbes relatives aux cas 3 et 4 est sujette à caution, mais on peut néanmoins très grossièrement répartir comme suit les pertes mécaniques autour de 950 tr/min :

- essai Cas 1 : 2,1 Nm
- essai Cas 3 : 1,6 Nm
- essai Cas 4 : 0,9 Nm

On en déduit que, pour cette vitesse de rotation, le couple résistif dû à l'embellage et à la segmentation vaut (cas 4) 0,9 Nm soit 43 % du couple résistif total.

Le couple résistif dû à la chaîne de distribution et à la levée de la soupape d'aspiration vaut  $(1,6 - 0,9) = 0,7$  Nm, soit 33 % du couple résistif total. Enfin le couple résistif dû à l'actionnement de la soupape de refoulement vaut  $(2,1 - 1,6) = 0,5$  Nm soit 24 % du couple résistif total.

Bien entendu, tous ces résultats doivent être maniés avec beaucoup de précautions, mais on peut néanmoins observer qu'entre les deux campagnes de mesures, il semble que les pertes mécaniques dues à l'embellage et à la segmentation aient doublé, passant de 0,9 Nm à 2,1 Nm. La technologie de la segmentation a été revue lors de l'adjonction du cylindre de compression. En outre, on constate que le tarage des ressorts a une influence importante sur les pertes mécaniques, en particulier pour le ressort de la soupape d'admission qui a la raideur la plus élevée.

## 7.7 Conclusion

Au chapitre 6, les essais en mode "moteur" ont permis de montrer que les soupapes du cylindre de détente génèrent des pertes de charge très faibles et que l'énergie mécanique globale perdue dans l'embiellage, la segmentation et la distribution est 'raisonnable' (rendement mécanique global de 87 %). Les essais en mode "moteur entraîné" ont quant à eux, permis de confirmer que le couple mécanique perdu par frottement est quasiment indépendant de la vitesse de rotation. Ils ont permis également de quantifier grossièrement la part des pertes dues à l'embiellage et à la segmentation de celles dues à la distribution. Pour les premières, on suspecte une dégradation des performances entre les premiers essais et la dernière campagne de mesures. Pour les secondes, on a mis en évidence l'influence importante du tarage des ressorts sur la consommation d'énergie mécanique par la distribution. L'ensemble de ces résultats nous conduit à considérer comme approprié le choix de la distribution par des soupapes alternatives et à reconduire ce choix pour le cylindre de compression.



# Le prototype de moteur Ericsson complet

---

## 8.1 Choix du type de distribution du cylindre de compression

### 8.1.1 Soupapes commandées ou clapets automatiques ?

Alors que dans le cas du cylindre de détente, l'ouverture et la fermeture des soupapes doit nécessairement être commandée par un système de distribution, pour le cylindre de compression, celles-ci peuvent s'opérer automatiquement, sous l'effet des forces de pression, d'inertie, de raideur et d'amortissement qui s'exercent sur le clapet. C'est souvent le choix technologique retenu dans les compresseurs à piston. Le chapitre précédent a mis en évidence que le choix de soupapes alternatives refroidies était approprié pour le cylindre de détente, le seul problème majeur rencontré étant un manque d'étanchéité qui devrait être facilement résolu. En ce qui concerne le cylindre de compression, le choix pourrait se reporter sur des clapets automatiques. Néanmoins, on a vu pour le cylindre de détente que le choix de soupapes commandées n'entraîne pas de pertes mécaniques majeures et permet d'avoir de très faibles pertes de charge. On sait, au contraire, que, pour les clapets automatiques, l'inertie et la raideur du clapet entraînent d'importantes dépression lors de l'aspiration, et surpression lors du refoulement. Ce que l'on économise donc en énergie mécanique dépensée à commander le clapet, on le perd en travail indiqué à fournir par le piston de compression. Or, le rapport de pression à réaliser étant faible, ce surcoût de travail indiqué à fournir peut être proportionnellement très pénalisant.

Dès lors, et vu que la commande des soupapes du cylindre de compression devrait être nettement moins énergivore que celle des soupapes du cylindre de détente, le choix s'oriente prioritairement vers des soupapes commandées. La conception de ces soupapes laissera néanmoins ouverte la possibilité de les remplacer par des clapets automatiques aux fins de comparaison éventuelle.

### 8.1.2 Soupapes alternatives ou clapets pivotants ?

Afin de minimiser les pertes mécaniques, le choix technologique qui a été retenu est de monter le piston de compression sur la même tige que celle du piston de détente. Les courses des deux pistons sont donc identiques. Néanmoins, le volume actif balayé par le piston de compression doit être beaucoup plus petit que celui balayé par le piston de détente. Trois possibilités s'offrent alors, qui peuvent éventuellement être partiellement combinées :

- On garde même alésage et même diamètre de tige pour le cylindre de compression que pour le cylindre de détente. Ceci permet donc d'avoir un piston unique dont la face supérieure opère dans le cylindre de détente et la face inférieure opère dans le cylindre de compression. Afin de réduire la cylindrée efficace du cylindre de compression, il faut commander le clapet de compression de manière à le laisser ouvert sur la pipe d'admission pendant une fraction importante de la course du piston de compression autour de son PMB. Cette solution conduit à des pertes par pompage dues à l'aspiration et au refoulement à travers la soupape d'aspiration de l'air correspondant au surplus.
- On garde même diamètre de tige de piston et on réduit l'alésage du cylindre de compression. Ceci nécessite donc de placer deux pistons d'alésages différents. Or, le piston de détente est déjà assez long et lourd, puisque la segmentation en est placée dans une zone froide. L'attelage mobile sera donc globalement beaucoup plus lourd, conduisant à des contraintes mécaniques, notamment d'équilibrage, plus sévères.
- On garde même alésage pour le cylindre de compression que pour le cylindre de détente, mais on augmente fortement le diamètre de la tige de piston, pour réduire le volume de la cylindrée balayée par le piston. C'est cette dernière solution qui est retenue.

Du fait de l'importante course du piston adoptée pour le prototype (course adaptée au prototype de seconde génération d'un alésage de 257 mm et non de 80 mm pour le cylindre de détente), le diamètre de la tige de piston pour le cylindre de compression doit être très important, conduisant à ce que ce 'cylindre' soit en fait un espace annulaire de moins de 10 mm de largeur. Cette disposition particulière est bénéfique pour la compression, en ce qu'elle conduit à de grandes surfaces de contact entre l'air en cours de compression et les parois interne (tige creuse de piston) et externe (chemise refroidie par circulation d'eau). La compression pourra ainsi se rapprocher d'une compression isotherme et consommer donc moins d'énergie mécanique. Cependant, cette configuration conduit à l'impossibilité de placer des soupapes classiques sur la culasse même, l'espace annulaire dans lequel il faudrait placer ces soupapes

étant de largeur trop faible. Plutôt que de placer des soupapes alternatives déportées vers l'extérieur du cylindre, il a donc été décidé, par souci de simplicité et de légèreté, de placer des clapets pivotants dont le plan de fermeture est perpendiculaire à l'axe du cylindre.

## 8.2 Configuration générale du cylindre de compression et de sa distribution

Le cylindre de compression comporte une tige creuse de diamètre important. Cette tige est ouverte dans sa partie inférieure, de telle sorte que l'air qu'elle contient soit brassé avec de l'air atmosphérique, pour favoriser le refroidissement de la tige échauffée par l'air en cours de compression.

Les principales caractéristiques du cylindre de compression réalisé sont :

- cylindrée  $V_C = 0,28 \text{ dm}^3$
- volume mort  $V_{mC} = 48 \times 10^{-3} \text{ dm}^3$
- course du piston = 129 mm
- section  $S = 21,7 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

La répartition des  $48 \times 10^{-3} \text{ dm}^3$  de volume mort est la suivante :

- Canal de refoulement :  $30 \text{ cm}^3$
- Espace ouverture clapet aspiration :  $10 \text{ cm}^3$
- Espace sous le piston en fin de course :  $8 \text{ cm}^3$

L'embase du piston est refroidie par une circulation d'eau, amenée par des flexibles par l'intérieur de la tige creuse. Sur cette embase, deux segments à lèvres opposées assurent, en même temps qu'un faible frottement, une bonne étanchéité, le segment supérieur pour le cylindre de détente, et le segment inférieur, pour le cylindre de compression. Un autre segment, joint à lèvre, de diamètre plus faible, est placé dans la culasse du cylindre de compression, dans le plan de fermeture des clapets, pour assurer l'étanchéité autour de la tige creuse.

La chemise du cylindre est refroidie par une circulation d'eau sur toute la longueur léchée par la segmentation.

Les cames sont placées directement sur chacun des vilebrequins contrarotatifs. Elles sont conçues pour qu'il soit facile d'en modifier la position angulaire sur le vilebrequin, de manière à avancer ou à reculer le secteur d'ouverture. Ces cames sont démontables pour permettre leur remplacement par des cames de secteurs d'ouvertures différents. Chaque came actionne un

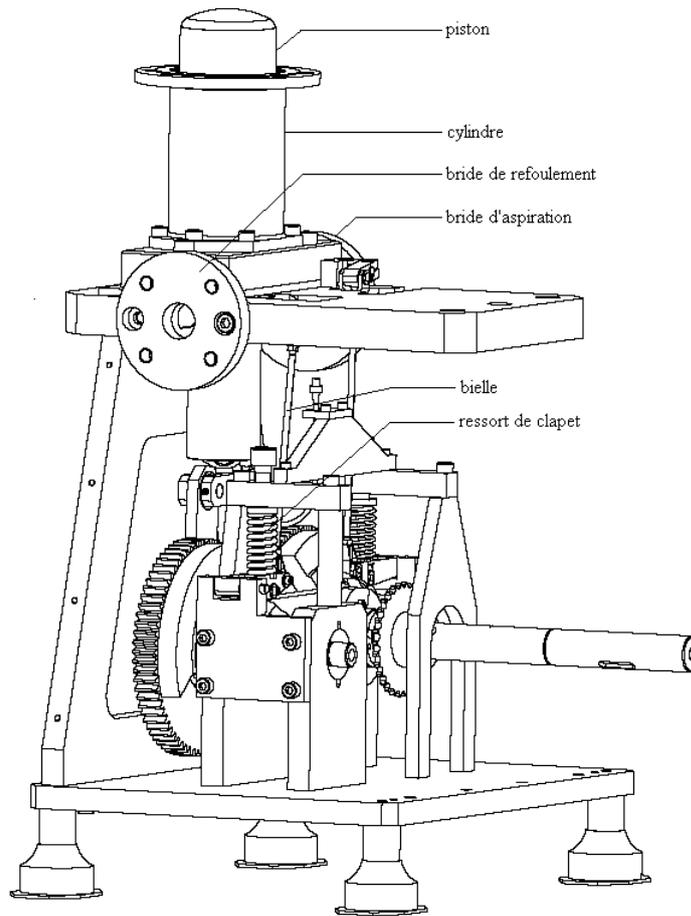


FIGURE 8.1 – *Vue partielle du moteur montrant les détails de la partie compression*

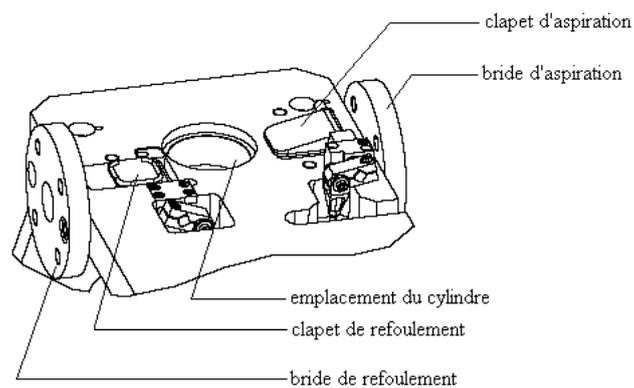


FIGURE 8.2 – *Emplacement des clapets du compresseur*

balancier, par l'intermédiaire d'un roulement. Sur ce balancier, une tige, de longueur réglable, permet d'actionner le clapet correspondant. Des ressorts de rappel agissant sur le balancier assurent la fermeture des clapets. Comme pour le cylindre de détente, le tarage de ces ressorts peut être réglé.

Les clapets se ferment dans le plan perpendiculaire à l'axe du cylindre, à l'extérieur de celui-ci. Cela conduit à des volumes morts assez importants, mais cette configuration a été préférée pour sa simplicité, mais aussi et surtout parce qu'elle permet une grande section de passage de l'air au droit des clapets, réduisant ainsi les pertes de charge associées aux écoulements à l'aspiration et au refoulement du cylindre de compression. Cet avantage est largement supérieur à la faible pénalité induite par la taille des volumes morts.

La pression agit toujours de façon à fermer le clapet : le clapet d'aspiration s'ouvre vers le cylindre, tandis que le clapet de refoulement s'ouvre vers la pipe de refoulement. L'ensemble restant à des niveaux de température proche de l'ambiance, en position fermée, les clapets reposent sur des joints élastiques pour assurer une étanchéité parfaite.

Un dispositif particulier est prévu pour permettre de caler le clapet d'aspiration en position ouverte, afin de faire fonctionner le moteur sur une source d'air comprimé extérieure.

Les choix technologiques et les plans de la partie compresseur ont été validés et les différents éléments ont été fabriqués. Le cylindre de compression a été ajouté au prototype de machine détente, de sorte que nous disposons désormais d'un prototype de moteur Ericsson complet.

### 8.3 Le prototype de moteur complet

Un prototype de cylindre de détente de moteur Ericsson avait été réalisé et validé. Par la suite, un cylindre de compression a été conçu et ajouté à ce premier prototype. Egaleme nt, un échangeur-récupérateur de chaleur a été ajouté au banc d'essai. Au final, on obtient un prototype de moteur Ericsson complet, pouvant être schématisé par la figure 8.3. Il s'agit d'un moteur alternatif à cycle de Joule à récupération, fonctionnant en cycle ouvert et auquel la chaleur est apportée de façon externe au moyen d'un réchauffeur électrique H. Le prototype de moteur Ericsson comporte les éléments suivants :

- le cylindre de compression C décrit au chapitre 8, muni de deux clapets (aspiration et refoulement) ;
- le cylindre de détente E décrit au chapitre 4, muni de deux soupapes

- (aspiration et refoulement);
- un échangeur-récupérateur de chaleur  $R$  de type tubes-calandre à contre-courant. Son rôle est de récupérer la chaleur des gaz d'échappement pour préchauffer l'air refoulé par le compresseur  $C$ ;
  - un réchauffeur  $H$  dont le rôle est de chauffer l'air préchauffé sortant du récupérateur, jusqu'à un niveau de température désiré avant son admission dans le cylindre  $E$ . A la place d'un réchauffeur réel de moteur Ericsson, nous utilisons une cartouche chauffante électrique sur le banc d'essai.

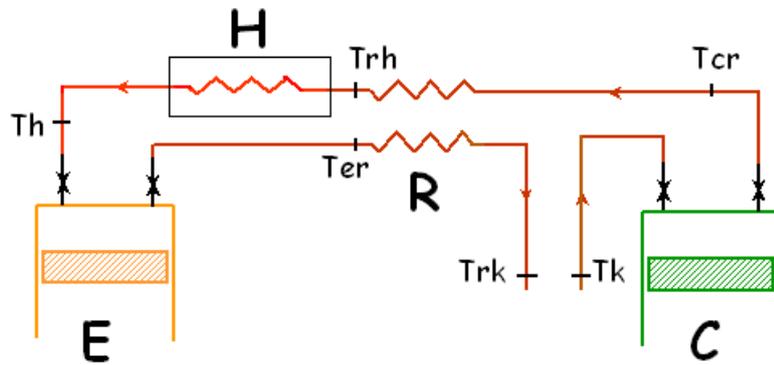


FIGURE 8.3 – Schéma de principe du prototype de moteur Ericsson complet

Pour faciliter les tests en laboratoire, il a été décidé de concevoir un prototype de moteur Ericsson non compact. Cette configuration a l'avantage de faciliter l'implantation des différents capteurs, la maintenance et offre une grande flexibilité quant à la disposition du matériel de métrologie.

## 8.4 Le banc d'essai du prototype de moteur complet

Pour tester le prototype de moteur Ericsson complet, nous avons réalisé un nouveau banc d'essai (fig.8.4), différent de celui mis au point pour la validation du prototype de la machine de détente. Le schéma de principe simplifié de ce nouveau banc est représenté à la figure 8.5. Hormis les équipements en vert et les lignes en bleu (parties froides), tout le reste du banc est calorifugé (parties chaudes). Sur ce schéma, nous n'avons pas représenté le système d'acqui-

tion de données, mais on peut observer qu'à différents points du circuit, des mesures de pression, de température et de débit sont faites. Egalement, des emplacements ont été prévus pour les capteurs de pression et de température instantanée dans les culasses des cylindres de compression et de détente du moteur. L'angle vilebrequin  $\theta$  et le couple mécanique instantané seront mesurés de la même manière que précédemment. Le même matériel de métrologie ayant servi à la validation du prototype de machine de détente Ericsson et qui a été décrit dans les chapitres précédents sera reconduit sur le nouveau banc d'essai. Sur la figure 8.5, on peut remarquer qu'il existe plusieurs vannes qui permettent différents modes de fonctionnement du banc. Ces modes de fonctionnement reflètent le caractère modulaire du moteur Ericsson. En effet, grâce au jeu de vannes, chaque partie du moteur peut être testée séparément. En cas de test d'étanchéité, les manomètres placés dans le circuit permettent de vérifier qu'il n'y a pas de fuites d'air sur la ligne amont.

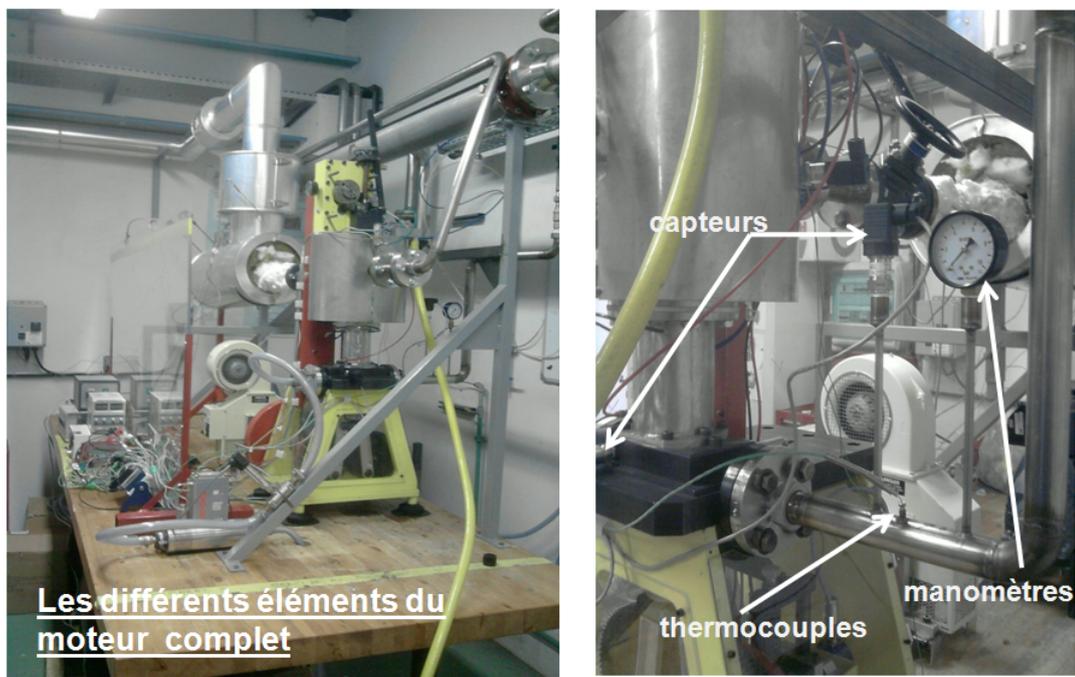


FIGURE 8.4 – Photo du prototype de moteur Ericsson complet et du nouveau banc d'essai

#### 8.4.1 Test du moteur complet

Le but principal du banc d'essai est de tester le prototype de moteur Ericsson complet, c'est donc le premier mode d'utilisation.

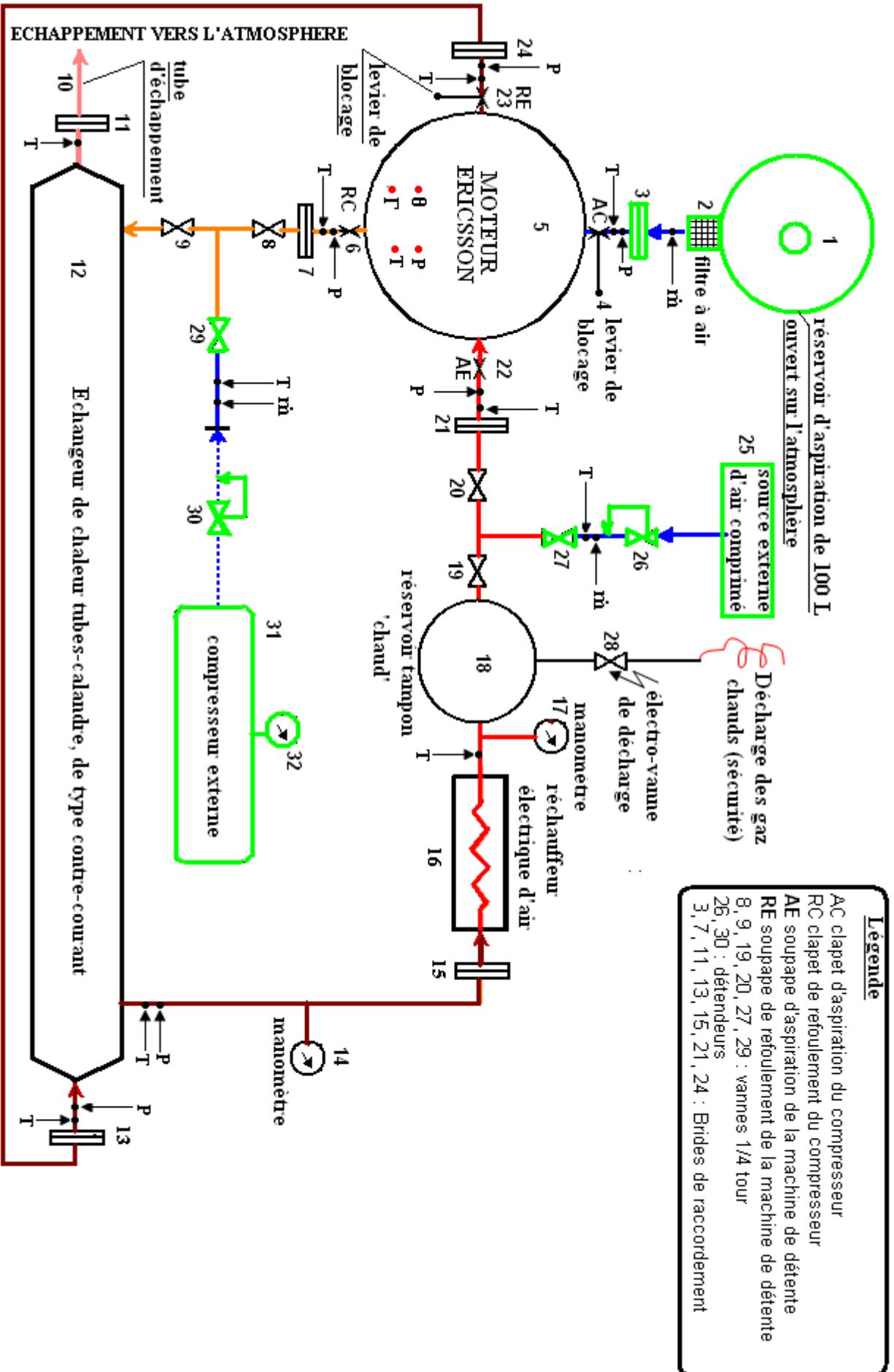


FIGURE 8.5 – Schéma du banc d'essai du prototype de moteur complet

Avant de tester le moteur complet, il faut d'abord gonfler la partie haute pression (HP) du circuit). Cette procédure peut se faire de deux façons différentes :

- A l'aide de la partie compresseur du moteur : On ouvre les vannes 8, 9 et 19, et on ferme les vannes 20, 27 et 29. Ensuite, on bloque ouverte la soupape de refoulement du cylindre de détente au moyen d'un levier dédié. Ainsi, la machine de détente fonctionne à vide. On entraîne la machine de compression grâce à un moteur électrique. Le cylindre de compression aspire de l'air aux conditions ambiantes à travers le clapet AC, et le refoule à travers le clapet RC dans le circuit HP du banc à une pression de 3 bar et une température d'environ 132 °C. On contrôle que la ligne HP est bien gonflée à l'aide des manomètres et capteurs de pression installés sur le banc d'essai.
  
- A l'aide d'une source externe d'air comprimé 31 par exemple. On bloque le clapet d'aspiration du cylindre de compression en position ouverte à l'aide d'un levier de blocage. On ferme les vannes 8, 20 et 27 et on ouvre les vannes 9, 19 et 29. En se servant du compresseur 31, on gonfle la ligne HP du circuit composée des principaux éléments 12, 16, 18 et 19.

Une fois cette procédure de gonflage réalisée, on démarre le moteur Ericsson par un moteur électrique de démarrage. Lorsque qu'il se met en rotation, on débloque la soupape de refoulement du cylindre de détente (éventuellement le clapet d'aspiration du cylindre de compression) pour permettre au cylindre de détente de produire de l'énergie mécanique. A l'ouverture du clapet AC d'aspiration, l'air ambiant est aspiré dans le cylindre de compression par l'intermédiaire du réservoir 1 et du filtre à air 2. L'air est comprimé, il s'ensuit une élévation de sa température. A l'ouverture du clapet RC, l'air sous pression est refoulé dans l'échangeur-récupérateur 12 où il est préchauffé par les gaz qui s'échappent du moteur à travers la soupape RE et qui traversent les tubes de l'échangeur. Cet air préchauffé passe dans le réchauffeur 16 où il est chauffé jusqu'à un niveau de température fixé. L'air chaud pénètre ensuite dans le réservoir 18 avant d'être aspiré dans le cylindre de détente via la soupape AE, la vanne 27 étant fermée.

#### 8.4.2 Test du cylindre de compression seul

Pour tester le cylindre de compression seul, il faut que le cylindre de détente fonctionne à vide. A cet effet, la soupape de refoulement RE doit être bloquée en position ouverte, grâce à un levier de blocage dédié. Ensuite, on ferme les vannes 20, 27 et 29, et on laisse toutes les autres ouvertes. Le compresseur est entraîné par un moteur électrique. A l'ouverture du clapet d'aspiration AC,

l'air ambiant est aspiré dans le cylindre de compression par l'intermédiaire du réservoir 1 et du filtre à air 2. Lorsque le clapet de refoulement RC s'ouvre, l'air comprimé est refoulé dans le circuit HP constitué des principaux éléments 12, 16 et 18. Grâce aux manomètres 14 et 17, on vérifie que la ligne HP est bien gonflée à la valeur de pression souhaitée. Ce procédé permet de vérifier le bon fonctionnement de la partie compresseur du prototype de moteur Ericsson.

### 8.4.3 Test du cylindre de détente seul

Pour tester le cylindre de détente seul, il faut avant tout bloquer le clapet d'aspiration AC du cylindre de compression en position ouverte à l'aide du levier de blocage dédié. Ainsi, la machine de compression fonctionne à vide.

#### Test avec de l'air 'froid'

Le cylindre de compression n'étant pas utilisé dans ce test, on se sert d'une source externe (25) d'air comprimé ou du compresseur externe 31 qui serait alors raccordé au détendeur 30. On ouvre les vannes 20 et 27 puis on ferme la vanne 19 et 29. L'air comprimé provenant de la source 25 est aspiré dans le cylindre de détente du moteur via la soupape d'aspiration AE. Cet air subit une détente et est refoulé dans l'atmosphère en passant par la soupape de refoulement RE, l'échangeur-récupérateur 12 et le tube d'échappement 10. Des capteurs de pression et des thermocouples disposés à l'admission et au refoulement du cylindre de détente, respectivement à l'entrée et à la sortie des soupapes AE et RE, vont permettre de vérifier son bon fonctionnement avec de l'air 'froid'.

#### Test avec de l'air chaud

Le cylindre de compression fonctionne à vide suivant la procédure décrite ci-dessus. Les vannes 8 et 27 sont fermées, et les autres sont ouvertes. On se sert du compresseur externe 31 qui envoie de l'air comprimé dans l'échangeur-récupérateur 12 où l'air est préchauffé par les gaz d'échappement refoulés du moteur via la soupape RE. L'air préchauffé passe ensuite dans le réchauffeur 16 où il est chauffé jusqu'à un niveau de température fixé. Cet air comprimé chauffé pénètre dans le réservoir 18 et est ensuite aspiré dans le cylindre de détente via la soupape AE. Il y est détendu et refoulé à travers la soupape RE à un niveau de pression égal à la pression atmosphérique, puis le même cycle recommence.

Il faut noter que ces deux types de tests du cylindre de détente que nous

venons de décrire permettent de valider de façon simultanée le bon fonctionnement de ce cylindre et celui de l'échangeur-récupérateur 12.

#### 8.4.4 Test d'étanchéité de la ligne amont

Le bon fonctionnement du prototype de moteur Ericsson est conditionné par une étanchéité irréprochable de la ligne en amont de la soupape d'aspiration AE du cylindre de détente. Pour tester cette étanchéité, il y a deux possibilités :

1. *En utilisant la source externe d'air comprimé 25 :*

Les vannes 9 et 20 sont fermées et les vannes 26 et 27 sont ouvertes. L'air comprimé est fourni par la source 25, et toute la ligne comprenant le réservoir 18, le réchauffeur 16 et l'échangeur 12 est mise sous pression. A l'aide des manomètres, on contrôle la bonne étanchéité de la ligne.

2. *En utilisant le compresseur externe 31 :*

Les vannes 8 et 19 sont fermées et les vannes 9 et 29 sont ouvertes. L'air comprimé est fourni par le compresseur 31, et toute la ligne comprenant l'échangeur 12, le réchauffeur 16 et le réservoir 18 est mise sous pression. A l'aide des manomètres, on contrôle la bonne étanchéité de la ligne.

#### 8.4.5 Sécurité du circuit

En cas de défaut quelconque sur le circuit d'air chaud ou de risque d'endommagement du moteur (survitesse incontrôlable, casse, etc), il est possible de mettre le banc d'essai hors service, par action sur un bouton d'arrêt d'urgence situé sur le tableau d'alimentation électrique. Dans ce cas, l'air chauffé à 650 °C circulant dans le circuit est évacué dans l'atmosphère, hors du local d'expérimentation, à l'ouverture de l'électrovanne de décharge 28.

## 8.5 Conclusion

Le cylindre de compression a été réalisé et ajouté au prototype de machine de détente, de sorte que nous disposons d'un prototype de moteur Ericsson complet. Le nouveau banc d'essai devra permettre de valider la partie compresseur, ainsi que le moteur complet. Une fois cette validation faite et compte tenu de l'expérience acquise, l'étape suivante sera la conception et la réalisation d'un prototype de moteur Ericsson de seconde génération de 3 kW dont les cylindres auront des alésages de dimensions beaucoup plus importantes.



# Conclusion générale et perspectives

---

Le moteur Ericsson était tombé en désuétude depuis le début du XX<sup>e</sup> siècle, de sorte qu'il n'existe pas aujourd'hui de machine moderne de ce type qui soit disponible dans le commerce. La recherche de nouvelles solutions performantes peu coûteuses de conversion thermodynamique d'énergie thermique en énergie mécanique et les avantages intrinsèques que possède le moteur Ericsson sur les moteurs à combustion interne et son concurrent de la famille, le moteur Stirling, ont entraîné un regain d'intérêt pour ce moteur.

La partie théorique de notre travail a porté sur le développement d'un modèle de moteur volumétrique alternatif à apport de chaleur externe à cycle de Joule, fonctionnant en cycle ouvert à récupération. L'originalité de ce modèle est de prendre en compte les volumes morts des cylindres de compression et de détente et permettre ainsi de prédire plus finement les conditions géométriques nécessaires pour permettre le fonctionnement du moteur, ainsi que la pression qui régnera dans le réchauffeur du moteur en régime permanent. Tout d'abord, nous avons modélisé la partie compresseur du moteur. Ensuite, pour la machine de détente, nous avons établi une forme généralisée des expressions des différentes grandeurs thermodynamiques. Cela a permis de faire les calculs spécifiques correspondant aux deux cas de fonctionnement : avec recompression du volume mort du cylindre de détente et sans recompression de ce volume mort. Les performances globales du moteur ont pu être calculées dans chaque cas. Les résultats de modélisation ont montré que les performances du moteur sont meilleures lorsque le volume mort du cylindre de détente est recomprimé. Le modèle établi peut servir d'outil d'aide à la conception d'un moteur Ericsson réel. Ainsi, lors du "design" du moteur, il faut prendre en compte le fait que les points de fonctionnement dépendent formellement du rapport  $\frac{\varphi}{\theta}$  choisi et des valeurs de volumes morts de chaque cylindre. Le rendement thermique ou indiqué en cas de recompression du volume mort du cylindre de détente dépend uniquement de  $\gamma$ , du rapport de pression, du rapport des températures d'entrée des cylindres et de l'efficacité du récupérateur. Il est formellement indépendant des volumes morts des cylindres et est identique à l'expression obtenue classiquement en considérant le cycle de Joule à récupération. Il

faut souligner cependant que le rapport de pression qui sera obtenu pour une machine donnée dépend du rapport  $\varphi$  des cylindrées des cylindres de détente et de compression et des volumes morts relatifs  $\mu_E$  et  $\mu_C$  des deux cylindres. Dans les conditions considérées pour notre étude, le rendement est optimal pour un rapport de volume autour de 2,3.

L'étude expérimentale du prototype de cylindre de détente de moteur Ericsson qui a été réalisé permet de tirer les conclusions suivantes :

1. *Fonctionnement en 'mode moteur' :*

- Le prototype a fonctionné tout à fait correctement pendant toute la campagne d'essais, ce qui montre sa robustesse et sa fiabilité ;
- Les essais réalisés jusqu'à une température maximale de 550 °C environ ont été très satisfaisants ;
- Le coefficient de remplissage est supérieur à 1, du fait de l'inétanchéité des soupapes d'admission et de refoulement, dont on a pu observer qu'elles étaient fuyardes. Les sièges de ces soupapes ont été ré-usinés pour les rendre plus étanches ;
- La distribution par chaîne, arbre à cames et soupapes refroidies s'est révélée très pertinente pour le cylindre de détente. Lors des essais à chaud, elle a généré très peu de pertes de charge au niveau des soupapes d'admission et de refoulement (toujours inférieures à  $0,1 \times 10^5$  Pa), et consommé peu d'énergie mécanique ;
- L'énergie mécanique globale perdue dans l'embiellage, la segmentation et la distribution reste dans des proportions acceptables, avec un rendement mécanique global de 87 %. Cette valeur est très proche de la valeur attendue de 90 % [4, 6].

2. *Fonctionnement en 'mode moteur entraîné'*

Les résultats obtenus permettent :

- De confirmer que le couple mécanique perdu par frottement est quasiment indépendant de la vitesse de rotation ;
- De quantifier grossièrement la part des pertes dues à l'embiellage et à la segmentation de celles dues à la distribution ;
- De mettre en évidence l'importante influence du tarage des ressorts des soupapes sur la consommation d'énergie mécanique par la distribution ;
- De considérer que le choix d'une distribution par des soupapes alternatives est pertinent.

Les résultats d'essai de la machine de détente en 'mode moteur' et en

'mode moteur entraîné' sont parfaitement conformes aux attentes, notamment pour les puissances indiquées, les puissances à l'arbre et les rendements mécaniques. Ceci confirme l'intérêt de ce type de machine et nous a permis de passer à l'étape suivante qui est la réalisation du moteur complet, par adjonction du cylindre de compression. Après étude des différentes options technologiques pour cette partie compresseur, une configuration particulière a été retenue, celle-ci a été réalisée et ajoutée au prototype de machine de détente. Nous disposons à présent d'un prototype complet de moteur Ericsson. Pour tester la partie compresseur et le prototype complet du moteur, un banc d'essai a été conçu et réalisé. Ces tests n'ont pas pu être effectués dans le cadre de cette présente thèse.

### Perspectives

A ce stade de notre travail, la priorité semble devoir être donnée à l'étude expérimentale approfondie du prototype de moteur complet. Les différents essais qui seront réalisés devront permettre :

- d'effectuer la mise au point de ce prototype et de résoudre les éventuels problèmes techniques qui apparaîtraient à cette étape ;
- de valider les choix retenus pour le cylindre de compression ;
- d'effectuer des mesures de performances de ce moteur et de les confronter avec les résultats de modélisation.

Lors de ces essais, une attention particulière devrait être portée aux transformations thermodynamiques dans les cylindres et au droit des soupapes. Ainsi, il serait souhaitable que les températures instantanées dans les cylindres de détente et de compression soient mesurées. Ceci nécessite le développement d'une instrumentation spécifique.

On disposera ainsi d'informations pertinentes pour affiner le modèle développé dans ce travail :

- les transformations thermodynamiques de compression et de détente pourront être modélisées beaucoup plus finement en tenant compte des éventuels transferts thermiques aux parois observés dans la phase expérimentale ;
- l'hypothèse d'aspiration et de refoulement isobares et isothermes peut être affinée, notamment en tenant compte si nécessaire des phénomènes acoustiques.

Par ailleurs, pour améliorer la précision du modèle, il serait opportun de

tenir compte de la dépendance de la chaleur massique de l'air avec la température. Enfin, il peut être utile de développer un modèle détaillé des pertes mécaniques.

L'ensemble de ces travaux devrait ainsi ouvrir des perspectives de développement industriel du moteur Ericsson.

# Bibliographie

- [1] W.B. Stine, R.B. Diver, 1994, A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology, Rapport SAND93-7026 UC-236, Sandia National Laboratories, Albuquerque ; updated versions available at [www.grc.nasa.gov](http://www.grc.nasa.gov). 2
- [2] K. Bancha, W. Somchai, 2003, A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 7, pp.131-134. 2
- [3] M. Alaphilippe, P. Stouffs, 2008, Instantaneous and yearly electric production of a low power thermodynamic solar energy conversion system : modeling results, Proceedings of the 21st ECOS, A. Ziebig, Z. Kolenda, W. Stanek, eds, Cracow-Gliwice, Poland, 3, pp. 1161-1168. 2
- [4] 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, 2007. 2, 77, 160
- [5] P. Stouffs, Does the Ericsson engine deserve more consideration than the Stirling engine ? In Proc. European Stirling Forum, ECOS GmbH, Osnabrück, Germany, 2002. 2, 7, 8, 14, 77
- [6] S. Bonnet, Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur Ericsson, Thèse de Doctorat de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2005. xiii, 2, 15, 77, 160
- [7] P. Stouffs, 2010, Machines thermiques, Ecole de Thermoacoustique, organisée par le GDR Thermoacoustique, 30 mai - 4 juin, Roscoff. xiii, 8, 77, 182
- [8] I. Kolin. Stirling motor : history, theory, practice. University Publications Ltd, Zagreb, 1991. 9, 11, 15
- [9] Th. Finkelstein, A.J. Organ, Air engines, Professional Engineering Publishing Ltd, London (2001). 9
- [10] A.J. Organ, The regenerator and the Stirling engine, Mechanical Engineering Publications, London (1997). 9, 15
- [11] S. Thiers, Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive, Thèse de Doctorat de l'Ecole des Mines de Paris, Nov. 2008. 9
- [12] P. Stouffs, Le moteur d'Ericsson, un moyen de valorisation de l'énergie thermique à réhabiliter ?, Entropie, Vol. 241, p. 26-32 (2002). 9

- 
- [13] G. Descombes, J.L. MAGNET, Moteurs non conventionnels, traité de Génie mécanique, Techniques de l'Ingénieur, BM 2593-3. 11
- [14] S. Bonnet, M. Alaphilippe, P. Stouffs, Etude expérimentale des transferts thermiques et des transformations thermodynamiques dans un petit moteur Stirling. In Actes du Congrès SFT 2002, Vittel, juin 2002, pages 763-768. 15
- [15] P. Stouffs, Cours de Thermodynamique Appliquée, Ecole Polytechnique de l'Université de Nantes, 2000-2001. xi, xvii, 15, 21, 173, 174, 175, 177
- [16] R.W. Moss, A.P. Roskilly, S.K. Nanda, Reciprocating Joule-cycle engine for domestic CHP systems, Applied Energy 80 (2005) 169-185 16
- [17] M.A. Bell, T. Partridge, Thermodynamic design of a reciprocating Joule cycle engine, Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 217, N°3 Part A : Journal of Power and Energy, pp 239-246, 2003. 17
- [18] J.C. Schlatter, Ultralow NOx via Catalytic Combustion, IMechE Seminar on 'Turbulent Combustion of Gases and Liquids-Leading Edge Technologies', 15-16 December 1998, Lincoln, UK. 17
- [19] A. Traverso, A. F. Massardo, R. Scarpellini, Externally Fired micro-gas Turbine : Modelling and experimental performance, Applied Thermal Engineering 26 (2006) 1935-1941. 18
- [20] J. Wojewoda, Z. kazimierski, Numerical model and investigations of the externally heated valve Joule engine, Energy 35 (2010) 2099-2108. 19
- [21] J. Hussey, The development of a Prototype of External Heat Engine Based on the Ericsson Cycle, Thesis of Master of Science in Mechanical Engineering, University of Cape Town, South Africa, 2000. 20
- [22] D.A. Blank, C. Wu, Finite-time power limit for solar-radiant Ericsson engines in space applications, Applied Thermal Engineering 18 (1998) 1347-1357. 20
- [23] D.A. Blank, C. Wu, Power limit of an endoreversible Ericsson cycle with regeneration, Energy Convers. Mgmt Vol, 37, No. I, pp. 59-66, 1996. 20
- [24] M. Golub, Power and efficiency of Ericsson motor, compared to modern engines, ISEC97065, 8th International Stirling Engine Conference and Exhibition, May 27-30, 1997 Ancona, Italy. 21
- [25] Delameter, Ericsson's New Hot Air Pumping Engine, Delameter Iron Works, New York 1890, 21 pp. 21
- [26] J. Chen, J.A. Schouten, The comprehensive influence of several major irreversibilities on the performance of an Ericsson heat engine, Applied Thermal Engineering 19 (1999) 555-564. 21

- [27] S.C. Kaushik, S. Kumar, Finite time thermodynamic evaluation of irreversible, Ericsson and Stirling heat engines, *Energy Conversion Management* 42 (2000) 295-312. 21
- [28] M. Alaphilippe, S. Bonnet, P. Stouffs, Moteurs ERICSSON : Intérêt, état de l'art, Journée SFT du 8 décembre 2004 : Machines thermiques exotiques. 21
- [29] M. Alaphilippe, D. Marquet, P. Stouffs, Production d'énergie électrique pour site isolé par système hybride de conversion d'énergie solaire, 13 èmes JITH, Albi, 28, 29 et 30 août 2007. xv, 21, 22, 78
- [30] AH. Epstein, Millimeter-Scale, MEMS Gas-Turbines, ASME GT-2003-38866.
- [31] G.B. Warren, J.W. Bjerklie, Proposed reciprocating internal-combustion engine with constant-pressure combustion, SAE 1969.
- [32] J. Harrison, S. Redford, Domestic CHP, What are the potential benefits ? Report for the Energy Savings Trust by EA Technology, Chester, June 2001.
- [33] T. Crozier-Cole, G. Jones, The potential market for micro-CHP in the UK. Report to the Energy Savings Trust by Energy for Sustainable Development Ltd, 2002.
- [34] S. Bonnet, M. Alaphilippe, P. Stouffs, Distribution of the heat transfer areas in a micro-cogeneration system based on an Ericsson engine : a case study. In Proceedings of the Heat Transfer in Components and Systems for Sustainable Energy Technologies Conference (Heat SET 2005), GRETh, CEA, Grenoble, France, pages 639-644, 2005. 21
- [35] M. Alaphilippe, S. Bonnet, J. Castaing-Lasvignottes, P. Stouffs, Dimensionnement d'un système de conversion thermodynamique de l'énergie solaire basé sur une machine alternative à cycle de Joule, 12<sup>mes</sup> Journées Internationales de Thermique, JITH 2005, Tanger, 15-17 novembre 2005. 22
- [36] S. Bonnet, M. Alaphilippe, P. Stouffs, Energy, exergy and cost analysis of a micro-cogeneration system based on an Ericsson engine, *International Journal of Thermal Sciences* 44 (2005) 1161-1168. xv, 22, 78
- [37] G.A. Yanlin, C.A. Lingen, S.A. Fengrui, C. Wu, Reciprocating heat-engine cycles, *Applied Energy* 81 (2005) 397-408.
- [38] Y. Ust, A. Safa, B. Sahin, Ecological performance analysis of an endoreversible regenerative brayton heat engine. *Applied Energy*, 80, N°3 : 247-260, March 2005.

- [39] G.A. Tsongas, T.J. White, A parametric analysis microcomputer model for evaluating the thermodynamic performance of a reciprocating Brayton cycle engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 111 :587-594, October 1989.
- [40] Y. Zhou, S.K. Tyagi, J. Chen, Performance analysis and optimum criteria of an irreversible Braysson heat engine. Elsevier Science, Avril 2004.
- [41] Site internet : [www.stirling-engine.de](http://www.stirling-engine.de)
- [42] Site internet : [www.whispergen.com](http://www.whispergen.com)
- [43] I. Kolin, The Evolution of the Heat Engines, *Thermodynamics Atlas 2*, longman Group 1972, 105 pp.
- [44] Site internet : [www.ulb.ac.be](http://www.ulb.ac.be)
- [45] P. Stouffs, Pré-dimensionnement d'un moteur Ericsson pour production d'énergie électrique pour station télécom. 79, 87
- [46] P. Stouffs, Dimensionnement d'un moteur Ericsson pour production d'énergie électrique pour station télécom en vue de la réalisation d'un prototype. 79, 87
- [47] B. Aoun, Micro-cogénération pour les bâtiments résidentiels fonctionnant avec des énergies renouvelables, Thèse de Doctorat de l'Ecole des Mines de Paris, Nov. 2008. xviii, 176, 179
- [48] R.E. Barber, D.E. Prigmore, Solar-powered heat engines, *Solar energy Handbook- Chap 22*, McGraw-Hill, New York, 1981 176
- [49] O. Badr, P. W. O'Callaghan, M. Hussein, S. D. Probert, Multi-vane expanders as prime movers for low-grade energy organic Rankine-cycle engines, *Applied Energy* 16 (1984) 129-46. 176
- [50] G. Lozza, E. Macchi, A. Perdichizzi, On the influence of the number of stages on the efficiency of axial-flow turbines, *ASME Paper 82-GT-43*, pp. 1-10. 176
- [51] G. Lozza, E. Macchi, A. Perdichizzi, Investigation on the Efficiency Potential of Small Steam Turbines of Various Configurations, *Proceedings of the 21st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, August 25-29, San Diego, California, 1986, Paper No. 869312, 1367-1373. 176
- [52] E. Macchi, A. Perdichizzi, Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with non conventional fluids, *Transaction of the ASME, Journal of Engineering for Power* 103 (1981) (October), pp. 718-724. 176
- [53] A. Mobarak, N. Rafat, M. Saad, Turbine selection for a small capacity solar-powered generator, *Solar energy international Progress, Proceedings of the international Symposium, Workshop on solar energy*, 16-22 June 1978, Cairo, Egypt, Vol. 3, pp. 1351-67.

- [54] O. Badr, S. Naik, P.W. O'Callagen, S.D. Probert, Expansion machine for a low power-output Steam Rankine-Cycle engine, *Applied Energy* 39 (1991) 93-116. 180
- [55] M. Kane, D. Larrain, D. Favrat, Y. Allani, Small hybrid solar power system, *Energy* 28 (2003) 1427-1443.
- [56] H.J. Kim, J.M. Ahn, I. Park, P.C. Rha, Scroll expander for power generation from a low-grade steam source, *Proceedings of the IMECHE, Journal of Power and Energy* 221 (2007) 705-711. 181
- [57] V. Lemort, I. Teodorese, J. Lebrun, Experimental study of the integration of a scroll expander into a heat recovery Rankine cycle, in : *The 18th International Compressor Engineering Conference, Purdue, USA, July 17-20, 2006* 181
- [58] G.F. Robertson, C.H. Wolgemuth, Experimental and analytical study of friction, leakage and heat transfer in a vane expander, in : *Proc. 12th IECEC, 1978*, pp. 1430-41. 180
- [59] R.F. Steidel, R.E. Berger, Performance characteristics of the Lyshlom engine as testes for geothermal applications, in : *Proc. 16th IECEC, 1981, Vol. 2*, pp. 1334-40. 180
- [60] J.D. Wade, R.M. Tompkins, R.M. Brown, G.A. Silvestri, Re1-11 rotary expander engine testing and analysis, in : *Proc. 18th IECEC (1983)* 636-41. 180
- [61] T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Arai, K. Mori, Design and testing of the Organic Rankine cycle, *Energy* 26 (2001) 239-251. 181
- [62] Site internet : [http :www.eneftch.com](http://www.eneftch.com) 181
- [63] S. Bonnet, M. Alaphilippe, P. Stouffs, Conversion Thermodynamique de l'Energie Solaire dans des Installations de Faible ou de Moyenne Puissance : Réflexions sur le Choix du Meilleur Degré de Concentration, *Rev. Energ. Ren. : 11èmes Journées Internationales de Thermique (2003)*73-80. 183
- [64] G. Manfrida, S. Padula, Model of a steam Wankel expander, *Proc. 23rd ECOS (2010)* paper 96. 181
- [65] G. Manfrida, L. Marraccini, Model of a steam/organic vapour volumetric reciprocating expander, *Proc. 23rd ECOS (2010)* paper 97. 182
- [66] J. Martin, Cours MECA 2220 Moteurs à combustion interne, Département de Mécanique, Faculté des Sciences Appliquées, Université Catholique de Louvain (Belgique). 194
- [67] C. F. Taylor, *The internal combustion engine in theory and practice*, Vol. 1, MIT Press 1989. 192, 194, 199, 200

- [68] J.R. Senft, General analysis of the mechanical efficiency of reciprocating heat engines, Mathematical Computer Systems Department, university of Wisconsin (RF), River Falls, WI 54022, USA, 1993. 192
- [69] A. Touré, P. Stouffs, First Test Results of a Small Joule Cycle Ericsson Engine Prototype for Solar Energy Conversion or for Micro-CHP Application, 23rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems ECOS2010, June, 14-17 2010, Lausanne, Switzerland. 200
- [70] J.R. Senft, Mechanical Efficiency of Kinematic Heat Engines, Mathematical Computer Systems Department, university of Wisconsin (RF), River Falls, WI 54022, USA, 1987. 191
- [71] J.B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988. xviii, 186, 200
- [72] G.Labreuche, Da Costa, A.Chamaillard, A. Charlet, P. Higelin, C. Perrier, Total friction effective pressure and torque estimator, International Workshop University of Salerno, Fisciano (SA), Italy September 9-10, 2001. 198
- [73] J.R. Senft, Force-linear mechanisms, Mechanism and Machine Theory 39 (2004) 281298. 191
- [74] J.F. Leone, Conception et réalisation d'une turbine à gaz de faible puissance destine à la conversion de l'énergie solaire. Thèse de Doctorat de l'INSA de Lyon, 1982.
- [75] P. Stouffs, Machines thermiques non conventionnelles : état de l'art, applications, problèmes à résoudre. Journées SFT, pp 1-15, Paris 1999. 77
- [76] J.R. Senft, An overview of mechanical efficiency theorem relevant to Stirling engine practice, ISEC97071, 8th ISEC, May 27-30, 1997, Ancona, Italy. 193
- [77] S. Thiery, Modélisation et compensation de Frottements dans un moteur linéaire, Institut National Polytechnique de Grenoble, 2005.
- [78] S. Thompson, S.Y. Duan, Modelling, parameter selection and simulation of a single cylinder four-cycle engine., ImechE, 1991. 196, 198
- [79] O. Grondin, Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic, Thèse de Doctorat de l'Université de Rouen, Décembre 2004.
- [80] S. Chen, S. A. Billings, W. Luo, Orthogonal least squares methods and their application to non-linear system identification, International Journal of Control 50 (1986), no.5, 1873-1896. 198

- [81] B.W. Millington, E.R. Hartles, Frictionnal losses in Diesel engines, SAE Paper (1968), no.680590. 195
- [82] SOLO Kleinmotoren GmbH, Postfach 60 01 52, D-71050 Sindelfingen.
- [83] Whisper Tech Ltd, Don Clucas Director, 224 Armagh Street, Box 13-705, Christchurch, New Zealand, Email clucasd@southern.co.nz
- [84] M. Pehnt, Micro Cogeneration : Towards Decentralized Energy Systems, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Germany, 2006.
- [85] H.I. Onovwiona, V.I. Ugursal, Residential cogeneration systems : review of the current technology, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 10, pp 389431, 2006.
- [86] S. Thiers, B. Aoun, B. Peuportier, Experimental characterization, modeling and simulation of a wood pellet micro-combined heat and power unit used as a heat source for a residential building, Energy and Buildings, Elsevier, 2010.
- [87] B. Kammerich, Heat and Electricity based on Wood : Short report of a field test with a micro-Stirling engine and a log boiler, Proc. International Stirling Forum, ISF 2008, ECOS GmbH, Osnabrück, Germany.
- [88] B. Sicre, K. Schüle, J. Wapler, T. Maurath, Development of a wood-fired micro-CHP-system with Stirling engine for residential applications, International Stirling Forum, ISF 2008, ECOS GmbH, Osnabrück, Germany, 2008.
- [89] D. Marquet, M. Aubrée, O. Foucault, Sollan-Dimsol RD Project, Solar and Renewable Energy in France Telecom, IEEE Intelec 2006, 10-14 sept 2006, Providence, USA.
- [90] Solarec, Solar Electricity Action, European Commission Joint Research Centre, [http : www.re.jrc.cec.eu.int](http://www.re.jrc.cec.eu.int), Ispra, Italie, 2006.
- [91] S. Bonnet, M. Alaphilippe, P. Stouffs, Thermodynamic solar energy conversion : Reflections on the optimal solar concentration ratio, International Journal of Energy, Environment and Economics, Vol. 12, N°3, pp.141-152, 2006.
- [92] M. Alaphilippe, S. Bonnet, P. Stouffs, Low power thermodynamic solar energy conversion : coupling of a parabolic trough concentrator and an Ericsson engine, International Journal of Thermodynamics, Vol. 10, 2007.
- [93] G. Flamant, Les systèmes énergétiques solaires à concentration « SESCO », Propositions pour un programme de recherche national sur les systèmes solaires à concentration, PROMES-CNRS, Odeillo, 2004.
- [94] A. Touré, S. Soubacq, M. Alaphilippe, P. Stouffs, Etude des performances thermodynamiques et mécaniques d'un moteur alternatif à cycle de Joule, 14èmes JITH, Djerba, 27, 28 et 29 mars 2009 (Tunisie).

- [95] A. Touré, S. Soubacq, M. Alaphilippe, D. Marquet, P. Stouffs, Experimental Joule cycle Ericsson engine prototype for solar energy conversion, Congrès CIERTA, 1-3 October 2008, Almeria (Espagne).
- [96] P. Stouffs, A. Touré, M. Alaphilippe, A Joule cycle Ericsson engine for low power sustainable energy conversion, the Dubrovnik Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems, SDEWES paper 2009.656, Dubrovnik, Sept. 29th - Oct. 3rd, 2009.
- [97] A. Touré, P. Stouffs, Essai d'un petit prototype de moteur Ericsson pour conversion thermodynamique d'énergie solaire ou pour micro-cogénération, Congrès CIFEM, Mai 2010, Ecole Polytechnique de Thiès, Sénégal.
- [98] A. Herléa, L'Energie solaire en France, Comité des Travaux Historiques et Scientifiques. CTHS ISBN 2-7355-0312-7, 1995.
- [99] A. Mouchot, La chaleur solaire et ses applications industrielles. Albert Blanchard Paris, 1869, rééd. 1980.
- [100] J. Ericsson, Moteur solaire et température du soleil. La Nature, n°566 : pp 289-290, 1884.
- [101] J.C. Lhomme, Les énergies renouvelables . Delachaux et Niestlé, 2004.
- [102] J.M. Chassériaux, Conversion thermique du rayonnement solaire, 1984.
- [103] J.A. Duffie, W.A. Beckman, Solar Engineering of thermal processes. John Wiley and Sons, 2006.
- [104] K. Scharmer, J. Greif, The European Solar Radiation Atlas. Ecole des Mines de Paris, 2000.
- [105] D. Mills, Advances in solar thermal electricity technology. Solar Energy, 76 : pp 19-31, 2004.
- [106] P. Stouffs, Design of a 1kWe Stirling engine for solar CHP. In Proceedings of the European Stirling Forum 2000, Osnabrück, Germany, pages 329-337, 2000.
- [107] M. Gradatour, Moteurs thermiques : introduction aux moteurs alternatifs. Techniques de l'Ingénieur, B2500 :pp 1-7.
- [108] J.J. Beziau et al, Un nouveau concept de centrale solaire thermodynamique basé sur un récepteur à lit fluidisé. In Proceedings IJTH 2007, Albi France, pages pp 346-350, 2007.
- [109] W. Sciel, D. Laing, Survey on Solare-Electric Dish/Stirling Technology. 10th International Stirling Engine Conference 2001 (10th ISEC), 24-26 September 2001, Osnabrück, Germany, pages pp 33-39, 2001.

- 
- [110] D.A. Renfroe, M. Counts, Model of TPTC Stirling Engine With Adiabatic Working Spaces. *Journal of Engineering For Gas Turbines and Power*, 110 :pp 658-663, 1988.
- [111] A. Romier, Small gas turbine technology. *Applied Thermal Engineering*, 24 : pp 1709-1723, 2004.
- [112] M. Alaphilippe, J. Castaing-Lasvignottes, Y. Zeraouli, P. Stouffs, Etude d'une machine à cycle de Joule couplée à un concentrateur solaire muni d'un système de stockage par sels fondus. In *Actes du Congrès Français de Thermique, SFT 2007, Île des Embiez*, pages pp -, 2007.
- [113] M. Alaphilippe, S. Bonnet, J. Castaing-Lasvignottes, and P. Stouffs, Design of a solar energy conversion system based on a parabolic trough concentrator and an Ericsson engine. In *Proceedings of the International Conference on Renewable Energies and Water Technologies, CIERTA 2006, Almeria, Espagne*, pages pp -, 2006.
- [114] A.J Organ, *Thermodynamics and Gas Dynamics of the Stirling Cycle Machine*. Cambridge University Press, 1992.



# Machines de compression et de détente

---

## A.1 Introduction

Il existe divers types de machines de compression et de détente. Nous commencerons par la présentation des compresseurs, ensuite nous aborderons les types de machines de détente. Une grande majorité des systèmes présentés dans ce chapitre sont pour la plupart très connus, les autres sont des machines issues des avancées technologiques actuelles. Une machine est un dispositif dans lequel un fluide peut échanger de l'énergie avec un organe mécanique en mouvement. Les machines de compression sont des machines réceptrices dans lesquelles le fluide de travail reçoit de l'énergie ( $W_m > 0$ ). Il faut distinguer les compresseurs (pour les gaz ou les vapeurs) des pompes (pour les liquides). Quant aux machines de détente, ce sont des machines motrices dans lesquelles le fluide de travail fournit de l'énergie à l'organe mobile (travail mécanique négatif,  $W_m < 0$ ). Dans cette famille, on distingue les turbines à gaz ou à vapeur et les turbines hydrauliques (généralement à eau liquide) des machines de détente volumétriques. Il existe des machines pouvant être alternativement motrices et réceptrices, en fonction du besoin. C'est le cas notamment des groupes de pompage-turbinage de certaines centrales hydro-électriques [15].

## A.2 Les machines de compression [15]

### A.2.1 Présentation

Le rôle d'une machine de compression est de réaliser un accroissement de pression d'un fluide à l'état gazeux (gaz pur, mélange gazeux, vapeur surchauffée ou saturée humide). En fonction de sa nature et des niveaux des pressions considérées, on peut parfois assimiler ce gaz à un gaz parfait. La figure A.1 présente les principaux types de compresseurs. Ces machines peuvent être classées de deux façons :

- en fonction de leur mode de fonctionnement ;
- en fonction de l'importance du travail moteur.

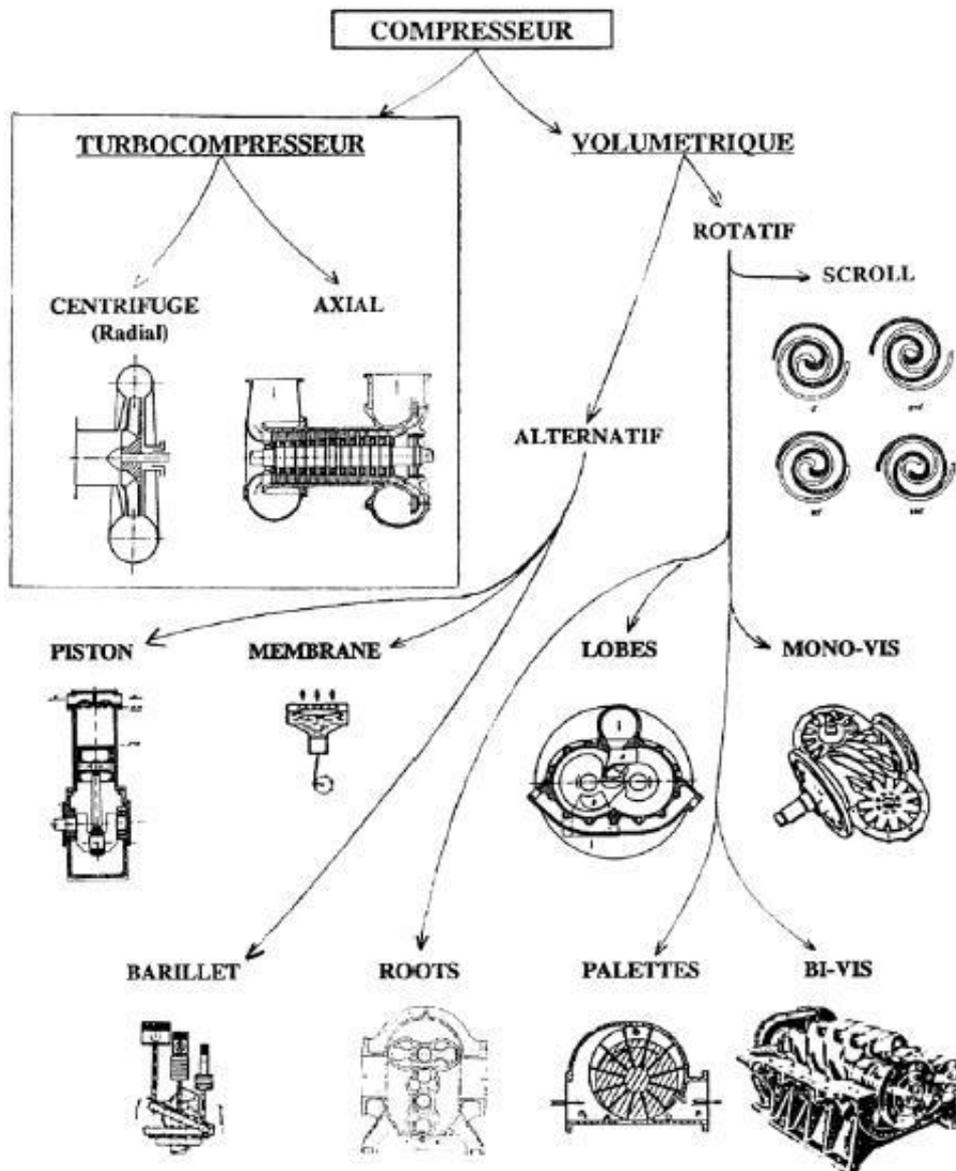


FIGURE A.1 – Les différents types de compresseurs [15]

## A.2.2 Classification en fonction du mode de fonctionnement

### A.2.2.1 Les compresseurs volumétriques

Dans ce type de compresseur, l'énergie consommée en vue de l'accroissement de pression est utilisée pour déplacer une paroi mobile faisant

partie d'une enceinte fermée de capacité variable et qui contient le fluide à comprimer. La paroi mobile peut être un piston se déplaçant dans un cylindre, le mouvement de la paroi étant alors rectiligne et alternatif; c'est le cas du compresseur à piston.

Si on imagine que la chambre de compression est munie de parois animées d'un mouvement de rotation continu, le même principe de fonctionnement peut être adopté. Les variations du volume de l'enceinte et par conséquent, les variations de la pression du fluide qu'elle contient, sont alors produites par les déplacements angulaires des parois. Un compresseur de ce type est appelé compresseur volumétrique rotatif.

### A.2.2.2 Les compresseurs de type dynamique

Dans les compresseurs de type dynamique encore appelés turbocompresseurs, l'énergie consommée en vue de l'augmentation de pression (travail mécanique du compresseur) est transformée en énergie cinétique du fluide à comprimer. Cette énergie est à son tour transformée en élévation de pression. L'accroissement de pression est donc dû à une action sur la vitesse de déplacement du fluide. On distingue :

- les turbocompresseurs centrifuges ;
- les turbocompresseurs axiaux ;
- les turbocompresseurs mixtes. Dans ces machines, la trajectoire du fluide est intermédiaire entre celles correspondant aux types centrifuges et axiaux.

### A.2.3 Classification en fonction de l'importance du travail moteur

Les machines de compression peuvent également être classées en fonction de leurs caractéristiques principales, notamment le débit et le rapport de compression. Ainsi, on distingue :

- *Les ventilateurs* dont le rapport de compression est compris dans la plage de valeurs suivante :  $1 \dots 1,05 \dots 1,1$  ( $\Delta p = 0 \dots 5000 \dots \text{Pa}$ ). Le débit-volume de ces machines peut être élevé et atteindre  $500 \text{ m}_N^3/\text{s}$ .
- *Les soufflantes* ayant un rapport de compression compris dans l'intervalle :  $1,1 \dots 2 \dots 2,5 \dots 3 \dots 3,5$ . Dans cette famille, il faut distinguer les surpresseurs dont le rapport de compression ne dépasse guère la valeur 2 et les soufflantes proprement dites. Le débit-volume  $\dot{V}$  est toujours inférieur à  $70 \text{ m}_N^3/\text{s}$ .
- *Les compresseurs* : selon la valeur du rapport de compression  $\beta$ , on a :

- les compresseurs dits de basse pression,  $\beta = 3, 5 \dots 10 \dots 20$  ;
- les compresseurs haute pression,  $\beta = 80 \dots 100$  ;
- les hypercompresseurs,  $\beta = 500 \dots 1000 \dots 2000$ .

## A.3 Les machines de détente

### A.3.1 Présentation

On peut classer les machines de détente en deux catégories principales :

- les turbines ;
- les machines à déplacement positif encore appelées machines de détente volumétriques.

Le choix d'un type d'organe de détente donné dépend des contraintes technologiques du système dans lequel il se trouve et de la nature du fluide de travail. Quatre paramètres principaux aident à la caractérisation d'un organe de détente : le nombre de Mach, le nombre de Reynolds à l'entrée, la vitesse spécifique  $N_{spec}$  et le diamètre spécifique  $D_{spec}$  [47].

Dans le cas des turbines, Barber [48] a montré que le nombre de Reynolds et le nombre de Mach du fluide de travail ont des effets négligeables sur les performances. Pour les nombres de Mach très inférieurs à l'unité, les effets de la compressibilité sont minimes et les performances de l'organe de détente sont uniquement fonction de  $N_{spec}$  et  $D_{spec}$  [50, 51, 52].

Dans la gamme des basses vitesses spécifiques, les machines de détente à déplacement positif ont des rendements supérieurs à ceux des turbines monoétages [49].

En outre, les turbines conventionnelles ne sont pas adaptées à la production d'énergie de petite puissance. Une des difficultés à surmonter est que la conception de certaines turbines exige plusieurs étages de détente, souvent de 5 à 10 étages, ce qui entraîne des difficultés supplémentaires de fabrication et des coûts additionnels. Les faibles diamètres des turbines de petite puissance conduisent aussi à la nécessité de recourir à des vitesses de rotation excessivement élevées.

### A.3.2 Les turbines

Une turbine est une machine motrice dans laquelle un fluide produit du travail moteur par le seul effet de son déplacement (détente du gaz sous pres-

sion). Les turbines peuvent être classées de deux façons :

- selon la direction principale d'écoulement du fluide. Ainsi, on distingue les turbines radiales et les turbines axiales ;
- selon la nature du fluide moteur : on parle ainsi de turbines à vapeur et de turbines à gaz.

La puissance fournie par une turbine radiale est supérieure à celle d'une turbine axiale, pour la même vitesse périphérique en tête d'ailette. Par contre, lorsque le débit volumique de fluide est très élevé, la turbine axiale s'impose comme étant plus efficace. Car dans ce cas, la difficulté réside en le fait que la largeur des ailettes à l'entrée du rotor de la turbine radiale ne permet pas de construire une machine à géométrie satisfaisante.

Les turbines radiales sont compactes, robustes, quasiment toujours monoétagées. Elles s'avèrent mieux adaptées lorsque les débits de fluide sont faibles et doivent subir de grands rapports de détente. C'est pourquoi ce type de turbine est généralement utilisé pour la suralimentation des moteurs à combustion interne et les moteurs auxiliaires de démarrage à air comprimé. Les turbines radiales sont généralement utilisées pour la détente de vapeur des fluides organiques.

Cependant, les machines les plus puissantes utilisées pour la détente de gaz sous pression et à haute température sont les turbines axiales [15].

#### A.3.2.1 Turbines à vapeur

Elles sont couramment utilisées pour entraîner un alternateur en vue de produire de l'électricité ou pour la production simultanée d'électricité et de chaleur utile (cogénération). Les turbines à vapeur peuvent également servir à l'entraînement de turbomachines réceptrices comme des pompes ou des compresseurs rotatifs. La pression initiale est très élevée (14 à 26 MPa) dans les turbines à vapeur de centrales électriques alimentées à partir d'un générateur de vapeur à combustible fossile. Le niveau de température cependant, est lié aux types de matériaux utilisés pour la construction de la partie chaude de la turbine. Lorsqu'il s'agit d'aciers ferritiques, la température de la vapeur est limitée à 540 °C [15].

#### A.3.2.2 Turbines à gaz

La turbine à gaz, encore appelée turbine à combustion ou parfois turbine à gaz de combustion (dénomination la plus précise), est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne.

Son rôle est de produire de l'énergie mécanique sous la forme de la rotation d'un arbre, directement à partir de l'énergie cinétique des gaz produits (qui subissent une détente dans une turbine) par la combustion d'un hydrocarbure (fuel, gaz combustible, ...). Le comburant, le plus souvent de l'air ambiant, est généralement comprimé avant de pénétrer dans la chambre de combustion, en utilisant un compresseur rotatif entraîné par le même arbre que la turbine. Les produits de combustion sont gazeux, d'où l'appellation "turbine à gaz" (la plus employée), par opposition aux turbines à vapeur dans lesquelles le fluide moteur (de la vapeur d'eau) se condense en liquide.

Au sein des turbines à gaz stationnaires, la détente du gaz s'effectue jusqu'à la pression atmosphérique à partir d'un état choisi de sorte à rendre optimum les paramètres thermodynamiques du cycle, vu les contraintes métallurgiques et technologiques de la machine. Dans le domaine des fortes puissances (production d'électricité), les turbines à gaz se démarquent par leur adaptabilité à des cycles combinés ou des cycles de cogénération très performants.

### A.3.2.3 Turbines hydrauliques

Une turbine hydraulique est une machine tournante qui produit de l'énergie mécanique à partir d'eau en mouvement. Elle constitue le composant essentiel des centrales hydroélectriques destinées à produire de l'électricité à partir de chutes d'eau. Il existe essentiellement deux types de turbines hydrauliques : *les turbines à action* et *les turbines à réaction*.

*Les turbines à action* transforment la pression hydraulique en énergie cinétique par un dispositif statique (injecteur), avant d'actionner la partie mobile. Dans cette famille on trouve :

- la turbine PELTON, adaptée aux hautes chutes, avec une roue à augets ;
- la turbine BANKI, au flux transversal : l'eau s'écoule au travers des pales de la turbine. Elle est adaptée aux basses vitesses ;
- la turbine TURGO, conçue pour des hauteurs de chute moyenne.

Dans *les turbines à réaction*, la partie mobile provoque au contraire une différence de pression entre l'entrée et la sortie. Dans cette famille de turbines on trouve :

- la turbine FRANCIS, plutôt adaptée aux chutes moyennes, voire hautes, avec une roue à aubes simple ou double ;
- la turbine KAPLAN à écoulement axial avec une roue de type hélice comme celle d'un bateau. Ses pales peuvent s'orienter en fonction des débits utilisables. Elle est parfaitement adaptée aux basses chutes et aux

forts débits.

Il faut remarquer que la *turbine WELLS* qui utilise le mouvement de l'air provoqué par le mouvement des vagues à travers un tube vertical, n'est pas à proprement parler une turbine hydraulique.

### A.3.3 Les machines de détente volumétriques

#### A.3.3.1 Les micro-turbines volumétriques

Dans les installations de micro-cogénération à cycle de Rankine (ORC), les fluides à basse température critique imposent d'utiliser comme organes de détente des turbines volumétriques de type turbines spiro-orbitales, à haut rendement car leurs vitesses et leurs diamètres spécifiques se situent dans une plage de fonctionnement adaptée aux ORC. Pour ces types d'installations, il est difficile en effet de développer des turbines axiales ou radiales de puissances mécaniques inférieures à 10 kW car ce sont des machines tournant généralement à très grande vitesse de rotation (parfois supérieures à 100 000 tr/mn).

Il est possible de développer une micro-turbine volumétrique à partir de la modification de compresseurs à spirales ou à palettes (fig.A.2).

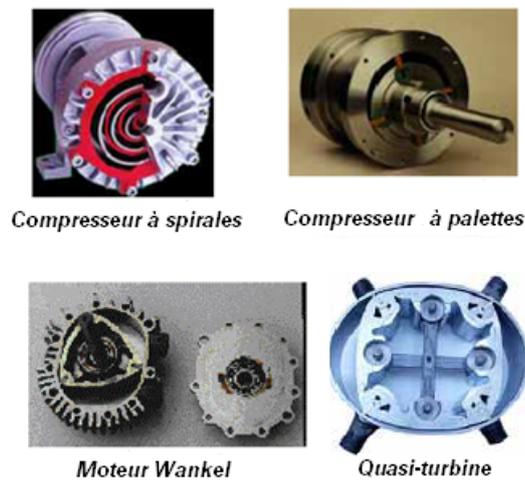


FIGURE A.2 – Technologie de compresseurs volumétriques, moteur Wankel et quasi-turbine [47]

La technologie quasi-turbine (fig.A.2) semble également être adaptée à cela et présente des taux de détente beaucoup plus élevés que ceux de tur-

bines obtenues par transformation des compresseurs précités. Des problèmes de lubrification restent cependant à résoudre.

### A.3.3.2 Les machines à déplacement positif

Il existe plusieurs types de machines volumétriques à déplacement positif :

- **Les machines de détente à vis (Screw expanders)**

Ces machines ont été largement utilisées comme organes de détente dans les systèmes à cycle de Rankine (ORC). Elles présentent l'avantage d'avoir une architecture simple comparée aux machines multi-étages. Par contre, elles requièrent un bon système de lubrification pour bien refroidir les parties métalliques en mouvement et il faut s'assurer qu'il n'y a aucune fuite interne en raison du jeu entre les vis et l'enveloppe. Ces organes de détente sont plus adaptés pour fonctionner avec des réfrigérants pour lesquels il est possible d'assurer une bonne lubrification à l'aide d'un lubrifiant totalement miscible avec les fluides de travail choisis. Certains organes de détente à vis sont utilisés dans les centrales électriques géothermiques. Steidel [59] a testé une machine de détente à vis hélicoïdale Lysholm et a obtenu un rendement isentropique supérieur à 32,4 % pour un rapport de pression égal à 7,1, et une puissance mécanique à l'arbre de 32,7 kW. En revanche, on ne trouve pas dans la littérature de données où ce type d'organe de détente est utilisé dans des applications de production de petite puissance (< 10 kW).

- **Organe de détente à palette rotative (Rotary vane expanders)**

Les organes de détente à palette ont l'avantage d'être simples à construire, fiables et compacts. Ces systèmes peuvent parfois avoir des rendements isentropiques supérieurs à 73 % à 3000 tr/mn, avec une puissance produite de 1,8 kW [54]. Il existe cependant des problèmes de lubrification à résoudre sur ces machines.

Robertson [58] a tenté de résoudre le problème de lubrification en utilisant des pièces auto-lubrifiées en carbone. Cependant, cela n'a pas diminué de beaucoup l'usure des palettes et du garnissage du stator.

- **Le moteur Wankel**

L'utilisation de moteurs Wankel comme organes de détente n'est pas encore une technologie mature. Wade [60] a testé un moteur à vapeur RE1-11 et a obtenu un rendement expérimental du cycle de 21 %. Cette valeur est largement inférieure aux valeurs théoriques qu'il avait obtenues par simulation numérique (de l'ordre de 60 à 63 %).

Les problèmes majeurs rencontrés sur ce type de machine sont des problèmes de lubrification et d'étanchéité. Très récemment, Manfrida [64] a développé un modèle de détenteur Wankel à vapeur.

- **Les machines de détente Scroll (Scroll expanders)**

Par le passé, plusieurs recherches ont été menées pour évaluer les performances des compresseurs Scroll fonctionnant en mode machines de détente. Yamamoto [61] a étudié un compresseur Scroll utilisé pour détendre de l'air. Pour un rapport de pression égale à 5, les rendements volumétrique et total étaient respectivement de 76 % et 60 %.

Kim [56] a également testé une machine de détente Scroll à vapeur. Les rendements volumétrique et total obtenus sont respectivement de 42,5 à 52,1 % et 34 %, pour un rapport de pression égal à 5,67 et une vitesse de rotation de 2317 tr/mn, avec une puissance produite évaluée à 15 kW.

V. Lemort [57] a testé trois types d'organes différents de détente adaptés aux cycles de Rankine. Les volumes balayés des trois compresseurs étaient respectivement de 148, 98, et 60 cm<sup>3</sup>, avec des rapports de volumes balayés de 4,1, 3,1 et 2,6. Les résultats ont montré que les meilleures performances sont obtenues pour la machine ayant le rapport de volumes balayés le plus élevé et fonctionnant à la vapeur. Son rendement isentropique a été de 55 % pour une puissance mécanique de 3 kW.

- **Les machines de détente HT Scroll**

La société EnefTech [62] en Suisse et l'Ecole Polytechnique de Lausanne (EPFL) ont développé une turbine de nouvelle génération appelée "*High Tech Scroll Turbine*" ou "*Turbine HT Scroll*" (fig.A.3). C'est une turbine volumétrique à spirales pouvant être utilisée au sein d'un mini système ORC, en fonctionnant à partir de sources thermiques à basse température (entre 90 et 250 °C). EnefTech propose également des turbines Scroll standards (compresseurs du marché convertis en turbines) pour des applications stationnaires ou mobiles :

- production combinée d'électricité et de chaleur par valorisation d'énergies renouvelables ou valorisation de rejets thermiques dans l'industrie ;
- production d'électricité à bord d'un véhicule automobile hybride par valorisation des rejets de gaz d'échappement du moteur.

Ce système simple et original a donné naissance à un nouveau procédé de micro-cogénération appelée micro-cogénération Scroll.

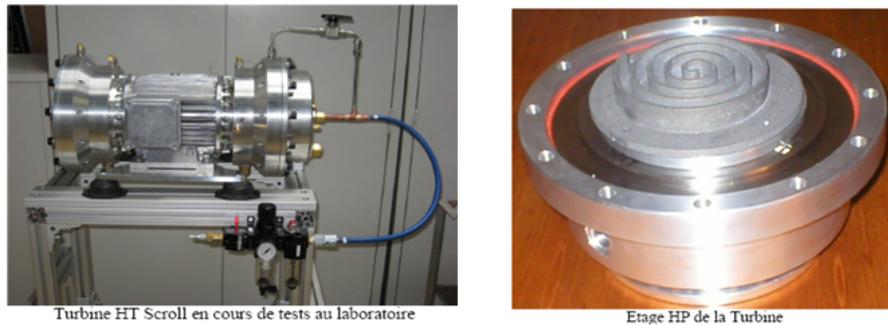


FIGURE A.3 – *Détails d'une machine de détente HT Scroll*

Les détails du système de cogénération sont :

- puissance électrique de 3 à 5 kW et puissance thermique absorbée de 25 à 30 kW ;
- température source chaude comprise entre 180 et 250 °C ;
- puissance thermique fournie comprise entre 22 et 25 kW et température de chauffage située entre 40 et 60 °C.

### A.3.3.3 Les machines de détente volumétriques alternatives

Les machines de détente volumétriques alternatives sont des systèmes pistons-cylindres. L'énergie mécanique échangée avec l'environnement résulte du déplacement d'un piston en mouvement à l'intérieur d'un cylindre de capacité variable, dans lequel se trouve le fluide à détendre. Le mouvement du piston est rectiligne et alternatif. La taille du cylindre est technologiquement limitée, de même que la vitesse de variation de son volume. Aussi, les machines de détente volumétriques alternatives sont-elles bien adaptées aux petits débits. Elles peuvent donc s'insérer aisément dans des systèmes à cycle moteur de petite puissance [7]. Le relevé expérimental du diagramme indicateur ( $p, V$ ) de ces machines est un diagramme mécanique dont l'aire représente le travail indiqué, c'est-à-dire le travail échangé entre le fluide de travail et le piston au cours d'un cycle. Ce diagramme indicateur renseigne également sur les transformations thermodynamiques subies par le fluide. Ainsi, on admet généralement l'hypothèse que l'état instantané du fluide de travail est uniforme dans le cylindre lorsque celui-ci est fermé. La masse de fluide contenue dans le cylindre peut généralement être déterminée à partir de la mesure du débit massique et de la vitesse de rotation de la machine. Cela permet de déterminer ainsi le volume massique  $v$  de fluide. Ainsi, à partir du diagramme indicateur ( $p, V$ ), on peut déduire le diagramme thermodynamique représentant la succession des états du fluide dans la machine.

Très récemment, Manfrida [65] a développé un modèle de machine de détente volumétrique alternative pour de la vapeur d'eau ou de fluide organique.

## A.4 Conclusion

On peut répertorier les machines de compression et de détente suivant trois grandes familles :

- les machines dynamiques ou turbomachines ;
- les machines volumétriques rotatives ;
- les machines volumétriques alternatives.

En ce qui concerne les machines de détente, qui constituent généralement l'élément le plus sensible des systèmes moteurs, les turbines conventionnelles sont adaptées à la production de grandes puissances. Les organes de détente à vis hélicoïdale et les machines de détente à déplacement positif constituent une bonne solution pour produire des petites puissances supérieures à 10 kW.

Grâce à leur technologie avancée, les machines de détente Scroll ont de bonnes performances dans la gamme des puissances comprises entre 1 et 10 kW, mais leur température maximale de fonctionnement n'excède guère 250 °C.

La technologie dérivée du concept de moteur Wankel est une technologie intéressante mais des travaux de recherche doivent être menés pour résoudre les problèmes de lubrification et d'étanchéité.

Dans la gamme de puissances comprises entre 1 et 10 kW, les machines volumétriques à piston font partie des systèmes pouvant supporter des températures de fonctionnement relativement élevées, tout en conservant de bonnes performances [63]. Le choix s'est porté sur ce type de machine pour fabriquer un premier prototype de machine de détente de moteur Ericsson.



# Rendement mécanique d'un moteur alternatif

---

## B.1 Introduction

L'estimation des frottements mécaniques dans les moteurs à "air chaud" de type Ericsson demeure non encore bien maîtrisée. Une bonne partie de notre travail a consisté à déterminer ces pertes afin de calculer le rendement mécanique. Car la connaissance de la puissance disponible à l'arbre du prototype de machine de détente de moteur Ericsson qui a été réalisé est essentielle pour se faire une idée de la possibilité d'ajouter un cylindre de compression dont le piston sera mis en mouvement par cette puissance mécanique disponible.

Pour ce faire, il est utile de savoir ce qu'est un moteur alternatif, son principe de fonctionnement, ses principales caractéristiques et la méthode la plus adaptée pour évaluer les pertes mécaniques.

## B.2 Caractéristiques principales d'un moteur alternatif

### B.2.1 Caractéristiques géométriques

La figure B.1 est la représentation schématique d'un système piston-cylindre. Sur cette figure, on peut voir les principaux paramètres de géométrie et de cinématique nécessaires à la description de ce type de machine :

- Le diamètre  $D$  du cylindre également appelé **alésage**, dont dépend la puissance du moteur. Le piston se déplace du point haut (PMH) au point mort bas (PMB). Lorsqu'il est au PMH, le volume du cylindre est minimal mais n'est pas nul : il existe un volume décrit principalement par le jeu entre le piston et le sommet du cylindre, appelé **volume mort**  $V_m$ . Lorsque le piston est au PMB, le volume est maximum.

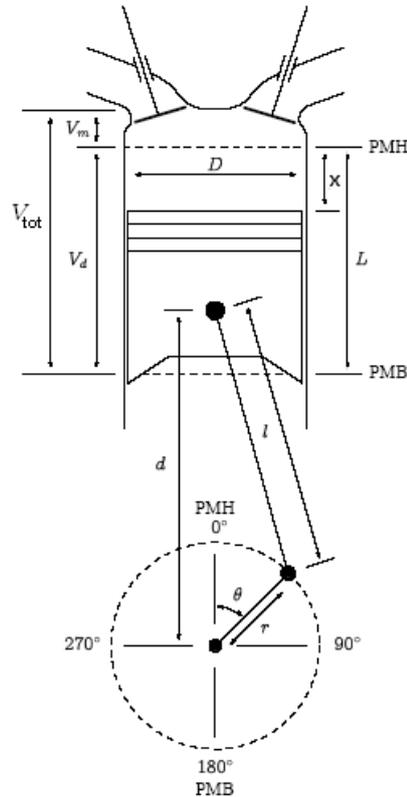


FIGURE B.1 – Représentation schématique d'une machine alternative [71]

- **La course  $L$**  représente la distance parcourue par le piston entre le PMH et le PMB.
- La course est liée au **rayon de bielle  $r$**  par la relation :

$$L = 2r \quad (\text{B.1})$$

- **Le volume déplacé** (ou cylindrée unitaire)  $V_d$  est **le volume balayé par le piston** entre le PMH et le PMB :

$$V_d = L \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{B.2})$$

- **Le volume total du cylindre** est égal à la somme du volume balayé par le piston et du volume mort :

$$V_{tot} = V_d + V_m \quad (\text{B.3})$$

- **Le rapport volumétrique  $r_{vol}$**  appelé aussi taux de compression, correspond au rapport du volume total au volume mort :

$$r_{cvol} = \frac{V_{tot}}{V_m} = \frac{V_d + V_m}{V_m} \quad (\text{B.4})$$

- **La cylindrée totale** de la machine  $V_c$  est obtenue à partir de la cylindrée unitaire et du nombre de cylindres  $n_{cyl}$  :

$$V_c = n_{cyl} V_d \quad (\text{B.5})$$

- **Le rapport course-alésage** informe sur l'encombrement en hauteur de la machine et sur la surface de transfert thermique entre le fluide de travail et les parois du cylindre :

$$R_{ca} = \frac{L}{D} \quad (\text{B.6})$$

- **Le rapport bielle-manivelle** intervient dans le calcul des efforts mécaniques appliqués à la bielle et dans la mise en équation du mouvement du piston :

$$R_{bm} = \frac{l}{r} \quad (\text{B.7})$$

- **L'angle de rotation du vilebrequin  $\theta$**  :

Pour étudier le fonctionnement de la machine, l'usage est d'exprimer l'évolution des différentes variables ou la position des parties mobiles en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin, plutôt qu'en fonction du temps.  $\theta$  est lui-même lié au temps et à la vitesse de rotation  $N$  par la relation :

$$\theta = \omega t = 2\pi N t \quad (\text{B.8})$$

Les positions du PMH et du PMB sont repérées en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin :

$\theta_{PMH} = 0^\circ V$  et  $\theta_{PMB} = 180^\circ V$ ,  $^\circ V$  désigne le degré vilebrequin.

- **La position du piston dans le cylindre** :

La position verticale du piston dans le cylindre peut être définie par la distance  $d$  (fig.B.1) qui sépare l'axe du vilebrequin de l'axe du piston :

$$d = r \cos \theta + \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta} \quad (\text{B.9})$$

Elle peut également être exprimée par rapport au PMH. Ainsi, la distance  $x$  entre le PMH et le sommet du piston est donnée par :

$$x = l + r - d \quad (\text{B.10})$$

- **La vitesse moyenne et la vitesse instantanée du piston :**

Les efforts de frottement et la turbulence de l'air dans le cylindre dépendent de la vitesse moyenne du piston  $\bar{v}_p$  et de sa vitesse instantanée  $v_p$ . Pour un tour de vilebrequin, le piston parcourt deux fois la distance entre le PMH et le PMB. La vitesse moyenne s'écrit donc :

$$\bar{v}_p = 2LN \quad (\text{B.11})$$

Quant à la vitesse instantanée, elle s'obtient en dérivant l'expression de  $x$ . On a donc :

$$v_p = \frac{dx}{dt} = r \sin \theta \left[ 1 + \frac{r \cos \theta}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta}} \right] \omega \quad (\text{B.12})$$

- **Le volume du cylindre :**

Lorsque le piston est au PMH, le volume du cylindre est égal au volume mort. Par conséquent, pour tout angle vilebrequin, le volume est égal à la somme du volume mort  $V_m$  et du produit de la surface du cylindre par la distance  $x$  :

$$V_{cyl} = V_m + \frac{\pi D^2}{4} x \quad (\text{B.13})$$

## B.2.2 Fonctionnement d'un moteur alternatif à quatre temps

Un moteur alternatif à quatre temps fonctionne suivant le cycle décrit ci-après. Un temps correspond à un demi tour de vilebrequin, c'est-à-dire le trajet du PMH au PMB (ou inversement). La figure B.2 représente ces quatre étapes qui constituent la période de fonctionnement du moteur. Chaque cycle d'un moteur alternatif à quatre temps correspond donc à deux tours de vilebrequin. Ces temps sont les suivants :

### 1<sup>er</sup> temps : Admission ou phase d'aspiration

C'est la première phase du cycle moteur. Le piston se trouve initialement au PMH, la soupape d'admission est ouverte et la soupape de refoulement est fermée. Pendant sa première course du PMH vers le PMB, le piston crée une dépression dans le cylindre. L'air frais est alors aspiré à la pression atmosphérique à travers la soupape  $S_{asp}$ . Lorsque le piston atteint le PMB, la phase d'aspiration s'achève par la fermeture de la soupape  $S_{asp}$ . La phase d'admission est une étape très importante du cycle moteur. En effet, la qualité de l'admission conditionne la puissance du moteur car la quantité de fluide de travail est intimement liée à la charge d'air dans le cylindre.

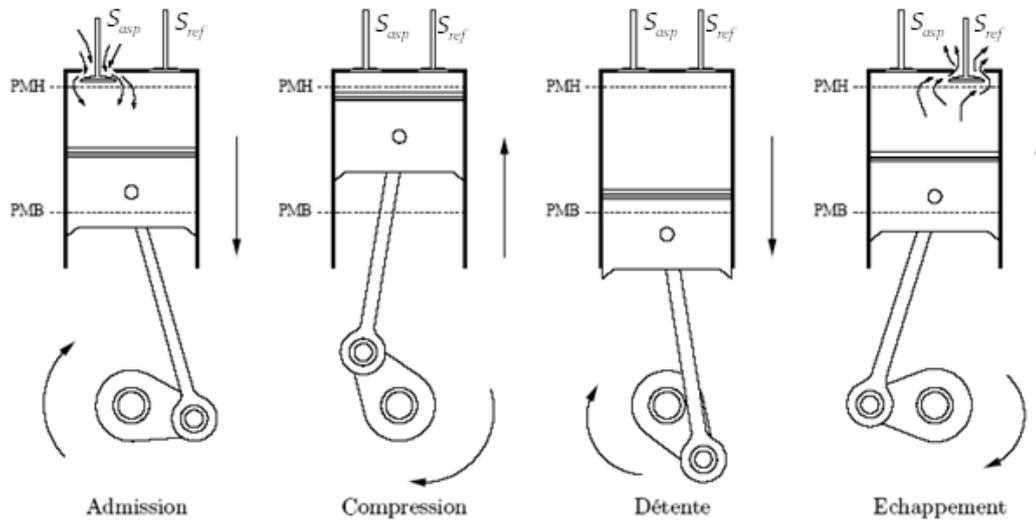


FIGURE B.2 – Représentation des quatre temps du fonctionnement d'un moteur alternatif,  $S_{asp}$  et  $S_{ref}$  représentent respectivement les soupapes d'aspiration et de refoulement.

### 2<sup>e</sup> temps : La phase de compression du fluide de travail

Durant cette phase, les deux soupapes sont fermées, le cylindre est donc hermétiquement clos. Le volume de la chambre du piston diminue à mesure que celui-ci se déplace du PMB vers le PMH. L'air admis durant la phase d'aspiration est alors comprimé, sa pression et sa température augmentent considérablement. Le taux d'accroissement de pression dans le cylindre dépend du rapport volumétrique.

### 3<sup>e</sup> temps : La phase de détente

A la fin de la phase de compression, le piston est revenu au PMH et les soupapes sont toujours fermées. La forte pression qui est appliquée à sa face supérieure le repousse jusqu'au PMB. C'est durant cette phase descendante que de l'énergie mécanique est transmise à l'arbre moteur via le piston et le système bielle-manivelle.

### 4<sup>e</sup> temps : Échappement ou phase de refoulement

Lorsque le piston atteint le PMB à la fin de la phase de détente, la soupape de refoulement s'ouvre laissant s'échapper le gaz sous l'effet de la pression et du déplacement du piston qui remonte vers le PMH. Une fois que le piston atteint le PMH, c'est la fin du cycle et un autre cycle peut alors

commencer. Tout comme chacune des trois phases précédentes du cycle moteur, l'échappement est une étape primordiale. En effet, si l'expulsion du gaz est incomplète, la quantité d'air frais admissible au cycle suivant sera moindre (le taux de remplissage du cylindre sera bas). Cela va entraîner la chute des performances du moteur.

Ces quatre temps élémentaires du cycle moteur peuvent être représentés dans un diagramme indicateur ( $p, V$ ) et les calculs de performance peuvent en être déduits.

### B.2.3 Caractéristiques de performance mécanique

De façon générale, les caractéristiques principales définissant les performances mécaniques d'un moteur alternatif sont les suivantes :

- **Le travail indiqué par cycle** pour chaque cylindre du moteur :  
Ce paramètre est calculé suivant le diagramme indicateur ( $p, V$ ) du cycle thermodynamique. Donc, si la pression du gaz à l'intérieur du cylindre est connue, on peut calculer le travail transféré du gaz au piston pour chaque cycle :

$$W_{ind} = - \oint p dV \quad (\text{B.14})$$

- **Le travail indiqué brut par cycle** :  
C'est le travail délivré au piston par le fluide, uniquement durant les phases de compression et de détente. Nous le notons  $W_{ibrut}$ .
- **Le travail de pompage** :  
C'est le travail absorbé lors des phases d'aspiration et de refoulement uniquement. Il est noté  $W_P$ . On a la relation :

$$W_{ibrut} = W_{ind} - |W_P| \quad (\text{B.15})$$

- **Le travail effectif** :  
C'est le travail disponible sur l'arbre moteur. Il est égal au travail indiqué auquel on retranche la quantité de travail perdue par frottement  $W_{fr}$ . Ce travail est lui-même composé du travail de friction mécanique  $W_{fric}$  entre les parties mobiles et les parties fixes du moteur, et du travail d'entraînement des accessoires  $W_{acc}$ .

$$W_e = W_{ind} + |W_{fr}| \quad (\text{B.16})$$

$$W_{fr} = W_{fric} + W_{acc} \quad (\text{B.17})$$

- **La puissance effective :**

C'est la puissance disponible sur l'arbre moteur. Elle est fonction du couple effectif  $\Gamma_e$  en Nm et de la vitesse de rotation du moteur  $\omega$  en rad/s :

$$P_e = \Gamma_e \omega \quad (\text{B.18})$$

- **La puissance perdue par frottement** respecte la relation :

$$P_{frott} = |P_{ind}| - |P_e| \quad (\text{B.19})$$

- **Les pressions moyennes :**

Le travail et la puissance d'un moteur dépendent de sa géométrie. Les pressions moyennes sont des grandeurs relatives que les motoristes utilisent pour comparer les performances de moteurs ayant des cylindrées différentes. Elles sont calculées en divisant le travail par le volume balayé par le piston. Une pression moyenne n'a bien évidemment pas de réalité physique puisqu'elle correspond théoriquement à la pression constante qu'il faudrait appliquer à la surface du piston tout au long d'une course motrice afin d'obtenir le même travail que celui fourni par le moteur. La pression moyenne indiquée  $p_{mi}$  et la pression moyenne effective  $p_{me}$  sont données par :

$$p_{mi} = \frac{\text{travail indiqué par cycle}}{\text{volume déplacé par cylindre}} = \frac{W_{ind}}{V_d} \quad (\text{B.20})$$

$$p_{me} = \frac{\text{travail effectif par cycle}}{\text{volume déplacé par cylindre}} = \frac{W_e}{V_d} \quad (\text{B.21})$$

- **Le rendement mécanique :**

Il représente le rapport de la puissance mécanique disponible à l'arbre moteur et de la puissance indiquée. Il peut également être exprimé comme le rapport des travaux correspondants. Ce paramètre donne une estimation des dissipations de puissance dues aux frottements mécaniques dans le moteur.

$$\eta_{mec} = \frac{W_e}{W_{ind}} \quad (\text{B.22})$$

Senft [70, 73] distingue le rendement mécanique instantané du rendement mécanique global. Pour un mécanisme donné, quelle que soit sa position angulaire et pour une force donnée appliquée à ce mécanisme,

le rapport de la force de sortie correspondante et de la force idéale (la force de sortie lorsque tous les frottements sont négligés), est appelé rendement instantané du mécanisme [68].

Pour Taylor [67], étant donné qu'il y a plusieurs sortes de pertes par frottement, la notion de rendement mécanique peut avoir plusieurs connotations. Elle est exprimée par :

$$\eta_{mec} = \frac{p_{me}}{p_{mi}} \quad (\text{B.23})$$

Le rendement mécanique dépend des choix de conception du moteur et des conditions de fonctionnement. Il est ainsi presque nul dans les conditions de ralenti.

Dans la pratique, la plage de variation du rendement mécanique peut parfois être très grande au point que des valeurs typiques ne peuvent être données dans certains cas, à moins que des précisions sur les choix de conception et les conditions de fonctionnement ne soient clairement spécifiées. Le rendement mécanique n'est donc pas un paramètre suffisant pour caractériser un moteur [67].

## B.3 Le frottement mécanique dans les moteurs

Quel que soit le type de moteur et le soin mis à le réaliser, il existe toujours des pertes par frottement mécanique lors du transfert d'énergie entre les différents organes tournants. Ce frottement est essentiellement dû au contact nécessaire entre les pièces mécaniques en mouvement.

Certains motoristes considèrent que ces pertes représentent environ 10 à 20 % du couple effectif maximal. Les pertes mécaniques étant une partie de la puissance indiquée, elles peuvent donc être exprimées en terme de pression moyenne effective.

Elles sont de divers types et ont lieu dans différents endroits du moteur.

### B.3.1 Frottement dans les paliers

Il regroupe tous les types de frottement dans le moteur, à l'exception de celui dû au piston. Dans les paliers des moteurs, les charges varient avec le temps. Elles peuvent être déterminées à partir d'un diagramme indicateur ou à partir des masses et dimensions des éléments en mouvement. Dans les paliers, il existe quatre grandes catégories de frottement :

- frottement hydrodynamique ou film-fluide ;

- frottement de film partiel ;
- frottement appliqué à un élément qui roule (exemple d'une pièce cylindrique ou sphérique qui roule sur une surface plane) ;
- frottement sec.

Dans les paliers graissés, lorsqu'il y a rupture du film lubrifiant, cela a pour conséquence l'augmentation du frottement qui se traduit par une usure prématurée des surfaces en contact.

Dans le cas du frottement sec, le coefficient de frottement n'est pas lié à la vitesse de déplacement [76].

### **B.3.2 Frottement dû aux pistons**

Dans l'assemblage piston-cylindre, les segments de piston doivent assurer l'étanchéité nécessaire afin d'éviter des pertes de pression à travers le jeu fonctionnel entre les segments et les parois internes du cylindre. Lorsque le piston est en mouvement, il y aura inévitablement frottement entre les segments et les parois du cylindre. En général, on rencontre deux sortes de segments sur les pistons :

- les segments de compression pour assurer l'étanchéité de la pression ;
- les segments d'huile pour limiter le passage de l'huile du carter vers la chambre de combustion (cas des moteurs à combustion interne).

Dans le cas des segments de compression, la force entre le segment de piston et la paroi du cylindre est due partiellement à l'élasticité du segment et partiellement à la pression du gaz qui s'écoule dans la rainure entre le segment et le piston.

Les segments d'huile ont généralement leur rainure aérée grâce à des trous percés à l'intérieur du piston, ce qui fait qu'aucune pression (il n'y a pas d'air) ne peut se créer dans ces rainures. Dans ce cas, la pression créée par le contact entre la surface du segment et la paroi du cylindre est entièrement due à l'élasticité du segment.

Du fait de leur action ressort, les segments de piston sont constamment maintenus serrés contre les parois du cylindre. Ce qui signifie qu'il n'y a pas d'instant sans charge. Théoriquement, dans ces conditions la lubrification hydrodynamique peut exister si et seulement si la surface de translation (glissement) du segment agit avec un certain angle par rapport à la paroi du cylindre ou bien si les extrémités du segment sont arrondies. Même si

les bouts du segment semblent en apparence tranchants, il y a un arrondi suffisant et courbé de sorte que les segments du piston agissent sans contact métal contre métal sauf au voisinage immédiat du point mort haut et du point mort bas.

Dans les moteurs alternatifs, une grande partie du frottement au démarrage est due aux pistons et aux segments. Taylor [67] a pu montrer expérimentalement que dans les moteurs à combustion interne, le frottement des segments représente 80 % du frottement global dû aux pistons.

J. Martin [66] quant à lui, fait la différence entre les dissipations dues aux segments et le frottement entre piston et cylindre.

Pour Taylor, la force de frottement varie en fonction de la position du piston. Ainsi :

- la force moyenne de frottement sur les courses de compression et de refoulement est à peu près la même ;
- la force moyenne de frottement sur la course motrice ("power stroke") est à peu près équivalente à deux fois celle de la course d'admission ;
- les forces ont tendance à être élevées juste après le PMH et le PMB. Ce sont les points où les segments de piston sont en contact métal contre métal avec les parois du cylindre (cas de segments métalliques) ;
- la force de frottement est non nulle au PMH et au PMB. Cela est probablement dû à la flexion des éléments du moteur de telle sorte que la vitesse linéaire du piston n'atteint pas zéro exactement aux points haut et bas de la position de la manivelle.

## B.4 Pression moyenne effective de frottement mécanique

Le développement des moteurs à combustion interne et les connaissances théoriques qui en ont découlé ont fait que la plupart des méthodes utilisées pour évaluer les pertes mécaniques dans un moteur sont basées sur ces machines.

Vu la difficulté qu'il y a à évaluer ces pertes, C.T. Taylor [67] pense que la meilleure façon de les quantifier est de les exprimer en termes de pression moyenne effective de frottement.

Pour Martin [66] également, les frottements mécaniques peuvent être rapportés à la cylindrée et s'exprimer sous forme d'un équivalent de pression moyenne effective, la  $p_{mf}$ , à déduire de la pression moyenne indiquée  $p_{mi}$  pour obtenir la pression moyenne effective  $p_{me}$ .

$$p_{me} = p_{mi} - p_{mf} \tag{B.24}$$

La puissance absorbée par le frottement mécanique dans un moteur est exprimée par :

$$P_m = F \bar{v}_p = W f \bar{v}_p \tag{B.25}$$

Pour les moteurs à quatre temps, la fraction de pression moyenne indiquée pour vaincre le frottement mécanique est donnée par :

$$p^* = \frac{4P_m}{A_p \bar{v}_p} = \frac{4W f}{A_p} \tag{B.26}$$

Avec :

$F$  : force qui, multipliée par la vitesse du piston, donne la puissance  $P_m$

$\bar{v}_p$  : vitesse moyenne du piston

$f$  : coefficient de frottement moyen

$W$  : charge moyenne telle que  $W = \frac{F}{f}$

$A_p$  : surface du piston

Il apparaît que la pression moyenne effective de frottement mécanique dans un moteur donné varie directement avec le produit  $W f$ .

Même si on ne peut pas évaluer séparément les grandeurs ci-dessus, les différentes relations mathématiques posées aident à mieux expliquer des résultats expérimentaux.

Il existe également des corrélations applicables aux moteurs à combustion interne qui sont basées sur la pression moyenne effective de frottement, et permettent de déterminer les pertes mécaniques. Elles établissent que les frottements dépendent de la vitesse de rotation du vilebrequin. Ainsi, on a la relation suivante :

$$p_{mf} = 0,383 + 0,21 \frac{n}{1000} \tag{B.27}$$

$p_{mf}$  est la pression moyenne effective de frottement exprimée en bar et  $n$  est la vitesse de rotation du moteur en tr/min.

Certaines corrélations font en général intervenir le régime moteur comme variable principale à laquelle on associe la vitesse moyenne du piston. C'est le cas de l'expression empirique proposée par Millington et Hartles [81] :

$$p_{mf} = \frac{r_{comp} - 4}{14,5} + 0,475 \times 10^{-3}n + 3,75 \times 10^{-3} \bar{v}_p \quad (\text{B.28})$$

Dans les moteurs munis d'un système de lubrification des organes mobiles, la  $p_{mf}$  du piston augmente avec l'augmentation de la viscosité de l'huile.

De façon générale, dans la plupart des moteurs alternatifs, la  $p_{mf}$  du piston augmente avec l'accroissement de la vitesse du piston et celle de la pression moyenne indiquée  $p_{mi}$ .

## B.5 Méthodes de détermination de la pression moyenne de frottement

Pour déterminer  $p_{mf}$ , il est nécessaire d'effectuer des essais spécifiques sur banc moteur. On recense quatre principales méthodes qui servent à déduire la valeur de cette grandeur [78] :

### B.5.1 La méthode de la droite de Willans

C'est une méthode assez simple à mettre en œuvre. On trace l'évolution du débit massique instantané du fluide de travail en fonction de  $p_{me}$ , pour un régime de rotation donné. La pression  $p_{mf}$  est obtenue par extrapolation. En effet, lorsque le débit est nul dans le moteur, la valeur de  $p_{me}$  mesurée n'est rien d'autre que la pression  $p_{mf}$  (au signe près). Cela est vérifié par la relation suivante dans laquelle la  $p_{mi}$  dépend du débit :

$$p_{me} = p_{mi} - p_{mf} \quad (\text{B.29})$$

### B.5.2 Le test de Morse

C'est une méthode expérimentale très adaptée aux moteurs à combustion interne multi-cylindres. Cette méthode étant peu pertinente pour la suite de notre travail, nous ne la détaillerons pas ici.

### B.5.3 La méthode par calcul direct

La pression  $p_{mf}$  peut être directement obtenue à partir de la valeur de  $p_{mi}$  calculée en se servant du diagramme de pression et de  $p_{me}$  mesurée en bout d'arbre. C'est une méthode fiable qui nécessite cependant une mesure expérimentale rigoureuse de la pression instantanée dans la chambre du piston.

## **B.5.4 Le test en moteur entraîné**

### **B.5.4.1 Présentation**

Actuellement, la méthode la plus utilisée par les motoristes pour mesurer le frottement dans un moteur est la méthode en moteur entraîné. Elle convient bien à la fois aux moteurs à combustion interne et ceux à apport de chaleur externe. Elle est donc celle que nous avons utilisée dans la partie expérimentale de notre travail.

Dans le cas des moteurs avec système de lubrification, on démarre la machine et on la laisse tourner un certain temps, puis on l'arrête. Cette procédure a pour but de faire en sorte que durant le test, les températures à l'intérieur du moteur soient voisines de celles des conditions de fonctionnement normal (lorsque le moteur tourne).

Il faut noter que les charges appliquées aux paliers et la température de l'huile en situation de moteur entraîné ne peuvent être égales à celles du fonctionnement normal.

Dans le cas des moteurs non lubrifiés, il n'est pas nécessaire de pré-chauffer la machine avant de procéder au test.

### **B.5.4.2 Procédure de mise en œuvre**

Le moteur n'étant pas démarré lors du test, on utilise une génératrice externe (motoréducteur par exemple) pour faire tourner ses organes mobiles.

Dans un premier temps, sans qu'aucun élément du moteur ne soit démonté, on effectue des essais afin de quantifier le frottement global.

Ensuite, on procède à des tests visant à quantifier la contribution aux frottements mécaniques de chaque organe du moteur. Cela consiste à démonter un seul organe à la fois, les autres restant en place, et à effectuer des essais. On répète la procédure et on effectue des tests jusqu'à ce que tous les organes susceptibles d'être des contributeurs aux frottements soient tous démontés un à un du moteur. Par soustractions successives des résultats d'essai, on détermine la part de frottement due à chaque sous-ensemble du moteur (piston, segments du piston, embiellage, chaîne ou courroie de distribution, etc.).

Si on compare les diagrammes des tests en moteur entraîné et ceux d'un moteur en fonctionnement normal, on constate que les diagrammes de course d'admission ("inlet stroke") sont sensiblement les mêmes, alors que ceux des courses d'échappement ("exhaust stroke") sont nettement différents. Cette différence est due à l'absence de chute de pression au refoulement et au fait que la température du gaz au refoulement est plus basse dans le cas du moteur entraîné.

## B.6 Couple de frottement mécanique

Le couple de frottement représente la partie du couple indiqué dépensée d'une part pour vaincre les frottements entre les parties mobiles (contact segments-chemise, paliers de bielle et du vilebrequin, etc.) et d'autre part, pour entraîner les accessoires. Ce couple représente ainsi l'ensemble des sources de résistance propres au moteur.

Dans la littérature, il existe plusieurs modèles permettant de calculer le couple de frottement, tous sont établis sur la base de corrélations tirées de l'étude des moteurs à combustion interne.

Chen et Billings [80] ont proposé une corrélation couramment utilisée pour le calcul de la  $p_{mf}$  et qui permet de déterminer le couple de frottement comme suit :

$$\Gamma_{frott} = \frac{V_d p_{mf}}{4\pi} \quad (\text{B.30})$$

Labreuche et al. [72] ont recensé les différentes méthodes empiriques de détermination des pertes mécaniques. Ils ont testé deux types de modèles de *Pression Moyenne Effective de Frottement Total (PMEFT)*, dans le but de déterminer avec précision le couple mécanique effectif d'un moteur. Ces modèles sont :

- les modèles physiques : Rezeka & Henein (1984) et Patton (1999) ;
- les modèles boîtes noires : Bidan (1989), Thompson & Duan (1991), Chaumerliac et al. (1994), Patton (1999), Arsie et al. (1999).

Le modèle de Bidan donne une estimation globale des pertes mécaniques. La seule variable est la vitesse de rotation  $n$  du moteur :

$$W_{frott} = V_{PMB} \left(1 - \frac{1}{\eta_{vol}}\right) \left[ a + b \frac{n}{1000} + c \left(\frac{n}{1000}\right)^2 \right] \times 10^5 \quad (\text{B.31})$$

Avec  $W$  en Joule,  $V$  en  $\text{dm}^3$  et  $n$  en  $\text{tr}/\text{min}$ . Les deux paramètres caractérisant le moteur sont le rendement volumétrique  $\eta_{vol}$  et le volume du cylindre au PMB,  $V_{PMB}$ .  $a$ ,  $b$  et  $c$  sont des paramètres à calibrer lors des essais sur banc moteur.

Parmi tous les modèles qui ont été testés numériquement, celui de Thompson & Duan [78] semble être le plus précis, donnant des résultats proches des valeurs expérimentales. Lors des essais expérimentaux, la pression instantanée dans le cylindre a été mesurée à l'aide d'un capteur et les variations de

volume ont été enregistrées grâce à la mesure de l'angle fournie par un encodeur optique. Cela a permis de déterminer la pression moyenne indiquée et partant, la pression moyenne effective de frottement. La connaissance de  $p_{mf}$  a ainsi permis de calculer le couple global instantané de frottement.

## B.7 Influence de la pression dans le cylindre

Il est intéressant de voir l'influence de la pression du cylindre sur le frottement mécanique. Taylor [67] a effectué une étude dans laquelle le frottement dans un moteur entraîné ayant six cylindres a été mesuré avec une pression constante appliquée sur les pistons. Pour cela, les soupapes ont été démontées et les ouvertures à l'atmosphère des admissions et refoulements ont été fermées de sorte qu'une pression constante d'air peut être appliquée dans l'espace au-dessus des pistons. Il a constaté que le frottement mécanique augmente avec l'élévation de la pression constante appliquée aux pistons. Puisque les maxima de pression dans un cycle moteur apparaissent aux alentours du point mort haut (PMH) où les mouvements des pistons sont lents, le frottement mécanique est influencé par la pression dans le cylindre lorsque celle-ci vaut au moins 1/4 de la pression moyenne effective.

## B.8 Influence du type de conception du moteur

Pour limiter le frottement mécanique dans un moteur, on peut faire les choix suivants [67] :

- rendre les éléments alternatifs du moteur légers, ce qui minimise les charges d'inertie ;
- conception de jeux importants entre pistons et cylindres, ce qui limite l'étendue du film d'huile (frottement hydro-dynamique) ;
- des pistons courts avec d'une part un jeu de segment de piston et une légère pression du segment et d'autre part, un rapport  $\frac{\text{diamètre}}{\text{jeu diamétral}}$  faible pour les paliers anti-friction.

Si on veut que le moteur soit silencieux, les jeux entre pistons et paliers doivent être minimisés. Par contre dans ce cas, il faut trouver un compromis entre le souci de réduire les frottements et celui d'avoir un moteur peu bruyant.

## B.9 Rapport course/alésage

Ce rapport a été réduit à 1, voire plus petit dans la plupart des moteurs (exemple de l'automobile) et il a été conclu que cela a pour effet de réduire la  $p_{mf}$ . Pour une même vitesse de rotation, la pression moyenne de frottement mécanique est plus grande lorsque la course du piston est plus longue [67]. Cette constatation est la base de l'affirmation selon laquelle les moteurs ayant un petit rapport  $\frac{\text{course}}{\text{alésage}}$  ont un niveau de frottement réduit.

## B.10 Influence de la taille du moteur

Des moteurs similaires ayant les mêmes vitesses de piston ont les mêmes pressions  $p_{mi}$  unitaires [67]. Partant de là, le rapport  $\frac{W}{A_p}$  dans l'équation (B.26) sera le même pour de tels moteurs.

Dans les moteurs avec système de lubrification, lorsque la viscosité du film d'huile est maintenue proportionnelle à l'alésage, le coefficient de frottement est constant pour une vitesse de piston constante. Les forces de frottement seront alors proportionnelles aux surfaces des paliers et la  $p_{mf}$  devrait être la même quelle que soit la taille du moteur.

## B.11 Influence du rapport de compression

Le frottement mécanique augmente lorsque le rapport de compression augmente [67, 71, 69]. C'est pour quoi, il faut concevoir un moteur à faible rapport de pression si l'on veut avoir un très bon rendement mécanique.

## B.12 Conclusion

Les méthodes actuellement utilisées pour le calcul des pertes mécaniques dans un moteur alternatif sont basées sur des corrélations applicables aux moteurs à combustion interne. Dans ces méthodes, les frottements mécaniques sont évalués en terme de pression moyenne effective,  $p_{mf}$ . La méthode du test en "moteur entraîné" est une technique qui permet de déterminer expérimentalement le couple de frottement mécanique. Elle convient bien à la fois aux moteurs à combustion interne et à ceux à apport de chaleur externe. C'est donc cette méthode que nous avons mise en œuvre dans la partie expérimentale de notre travail.

# Équivalence entre approche globale et approche volumétrique

La démarche de modélisation étant identique pour les deux cylindres E et C, nous avons choisi d'exposer ici celle relative à la machine de détente à piston E uniquement.

## C.1 Évaluation du débit massique d'air dans la machine de détente

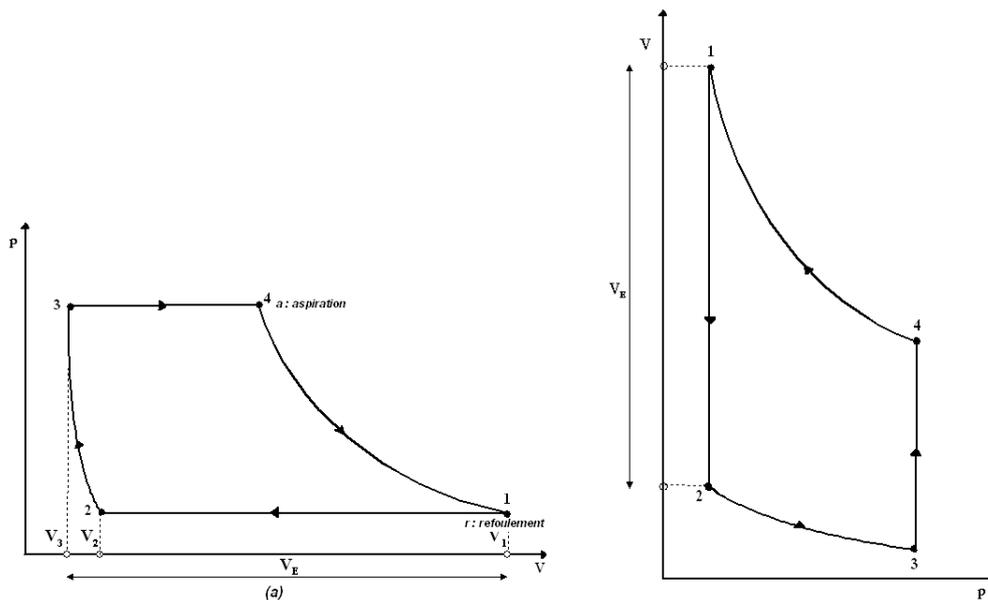


FIGURE C.1 – Diagramme indicateur  $(p, V)$  et diagramme  $(V, p)$  équivalent de la machine de détente à piston E

Par hypothèse, nous considérons que la détente (4-1) et la compression (2-3) (fig.C.1) sont isentropiques, les phases d'aspiration (3-4) et de refoulement (1-2) quant à elles sont supposées isobares et isothermes. Egalement, le fluide

de travail, l'air, est considéré comme un gaz parfait. Nous pouvons donc écrire les relations suivantes :  $pv = rT$  avec  $v = \frac{1}{\rho}$ ,  $\rho_1 = \rho_2$ ,  $\rho_3 = \rho_4$  et  $m_2 = m_3$ .

$$\begin{aligned} \frac{T_4}{T_1} &= \frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{V_1}{V_4}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_2}{V_3}\right)^{\gamma-1} \\ &= \left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \beta^k \end{aligned} \quad (C.1)$$

On en déduit que  $\frac{V_1}{V_4} = \frac{V_2}{V_3} = \beta^{\frac{1}{\gamma}}$ .

D'où :

$$V_4 = V_E (1 + \mu_E) \beta^{\frac{-1}{\gamma}}$$

$$\text{et } V_2 = V_E \mu_E \beta^{\frac{1}{\gamma}}.$$

Pour une vitesse de rotation donnée, le débit d'air entrant dans le cylindre de détente peut être obtenu à partir des masses d'air détendue et comprimée, ou à partir des volumes d'air aux points 3 et 4 du diagramme (p,V) ci-dessus :

$$\dot{m}_E = (m_4 - m_3) \frac{n}{60} = (\rho_4 V_4 - \rho_3 V_3) \frac{n}{60} \quad (C.2)$$

Ce débit peut également être exprimé à partir de la pression et de la température de l'air aux conditions d'aspiration de la machine de détente :

$$\begin{aligned} \dot{m}_E &= \frac{p_h}{rT_h} (V_4 - V_3) \frac{n}{60} = \frac{p_h V_1}{rT_h} \left( \beta^{\frac{-1}{\gamma}} - \mu_E \right) \frac{n}{60} \\ &= \frac{p_{C1}}{rT_{C1}} V_E \frac{\beta}{\theta} \left( \beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E) - \mu_E \right) \frac{n}{60} \end{aligned} \quad (C.3)$$

$$\text{Avec } \theta = \frac{T_h}{T_{C1}} \text{ et } \frac{V_E}{V_C} = \varphi.$$

Sous forme adimensionnelle, ce débit s'écrit comme suit (cfr (2.18)) :

$$\delta_E = \varphi \frac{\beta}{\theta} \left( \beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E) - \mu_E \right) \quad (C.4)$$

## C.2 Modélisation de la machine de détente E suivant l'approche globale

La figure C.1 présente le diagramme indicateur (p,V) et le diagramme (V,p) équivalent du cylindre de détente E. Le cylindre E admet de l'air aux

### C.3. Modélisation de la machine de détente E suivant l'approche volumétrique 203

conditions  $p_h, T_h = T_4$  et le refoule aux conditions  $p_{er} = p_{C1}, T_{er} = T_1$ . On considère le diagramme (p,V) de la figure C.1. La variation d'enthalpie massique durant la phase de détente (4-1) s'écrit :

$$\Delta h_s = c_p (T_4 - T_1) = c_p T_h \left( 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (C.5)$$

La puissance indiquée  $\dot{W}_{indE}$  est fonction du débit massique de l'air dans le moteur et de la variation d'enthalpie massique. Elle est donc exprimée par :

$$\dot{W}_{indE} = \dot{m} \Delta h_s = \frac{c_p}{r} p_h V_1 \left( \beta^{\frac{-1}{\gamma}} - \mu_E \right) \left( 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \frac{n}{60} \quad (C.6)$$

L'expression finale de la puissance indiquée de détente est donc :

$$\dot{W}_{indE} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_{C1} V_C \varphi \beta \left( \beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E) - \mu_E \right) \left( 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \frac{n}{60} \quad (C.7)$$

Sous forme adimensionnelle, cette puissance devient :

$$\Pi_E = \frac{1}{k} \varphi \beta \left( \beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E) - \mu_E \right) \left( 1 - \frac{1}{\beta^k} \right) \quad (C.8)$$

Avec  $k = \frac{\gamma-1}{\gamma}$

### C.3 Modélisation de la machine de détente E suivant l'approche volumétrique

Le calcul de la puissance indiquée de détente suivant l'approche volumétrique peut se faire à partir du diagramme (V,p) de la figure C.1. L'aire de ce diagramme est égale à celle du diagramme indicateur (p,V) situé à gauche de la même figure. Ainsi, on pose que :

$$\begin{aligned} \left| \oint p dV \right| &= \left| \oint V dp \right| = \int_1^4 V dp - \int_2^3 V dp \\ &= m_{det} \int_1^4 v dp - m_{comp} \int_2^3 v dp \end{aligned} \quad (C.9)$$

$m_{det}$  et  $m_{comp}$  sont les masses d'air détendue et comprimée respectivement équivalentes à  $m_4$  et  $m_3$ .

Le travail sur l'ensemble du cycle est donc la somme du travail moteur de la

détente et de celui nécessaire à la compression du volume mort. Il correspond au travail indiqué de la détente.

La température des gaz à la fin de la détente est à égale à celle des gaz refoulés, ainsi  $T_{er} = T_1 = T_2$ .

L'expression du travail sur l'ensemble du cycle devient donc :

$$\begin{aligned} \left| \oint V dp \right| &= \frac{\gamma}{\gamma - 1} r T_1 \left( \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) (m_{det} - m_{comp}) \\ &= \frac{\gamma}{\gamma - 1} r T_{er} \left( \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) (m_{det} - m_{comp}) \\ &= W_{indE} \end{aligned} \quad (C.10)$$

La puissance indiquée de la détente est fonction du travail indiqué et de la fréquence de rotation du moteur. Nous pouvons donc en déduire son expression par la relation suivante :

$$\begin{aligned} \dot{W}_{indE} &= W_{ind} \frac{n}{60} \\ &= \frac{\gamma}{\gamma - 1} r T_{er} (\beta^k - 1) \dot{m}_E \end{aligned} \quad (C.11)$$

En remplaçant  $\dot{m}_E$  par son expression donnée par l'équation (C.3), on peut écrire celle de la puissance indiquée de détente comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{W}_{indE} &= \frac{\gamma}{\gamma - 1} r T_{er} \left( \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \frac{p_h}{r T_h} V_1 \left( \beta^{\frac{-1}{\gamma}} - \mu \right) \frac{n}{60} \\ &= \frac{1}{k} p_{C1} V_C \varphi \beta \left( \beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E) - \mu_E \right) \left( 1 - \frac{1}{\beta^k} \right) \frac{n}{60} \\ \Pi_E &= \frac{1}{k} \varphi \beta \left( \beta^{\frac{-1}{\gamma}} (1 + \mu_E) - \mu_E \right) \left( 1 - \frac{1}{\beta^k} \right) \end{aligned} \quad (C.12)$$

On remarque que les équations (C.7) et (C.12) sont égales. Ainsi, nous avons montré que les deux expressions de la puissance indiquée obtenues suivant les approches globale et volumétrique sont strictement équivalentes.

## C.4 Modélisation de la machine de compression C

Le diagramme indicateur (p,V) et le diagramme (V,p) équivalent du compresseur à piston C sont représentés respectivement à gauche et à droite sur la figure C.2. Ces deux diagrammes ont évidemment les aires.

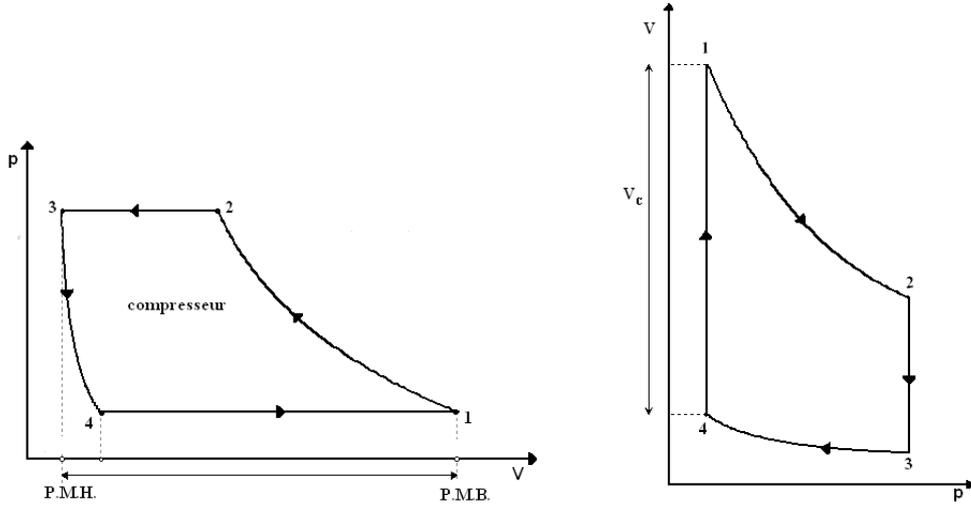


FIGURE C.2 – Diagramme indicateur  $(p, V)$  et diagramme  $(V, p)$  équivalent du cylindre de compression C

Nous considérons que la phase de compression du gaz (1-2) et celle de détente du volume mort (3-4) sont isentropiques.

En suivant la même démarche que celle adoptée à la section §C.2, on établit les expressions du débit massique de l'air à l'intérieur du cylindre et de la puissance indiquée de compression.

Le débit massique d'air dans le cylindre C vaut :

$$\dot{m}_C = \frac{p_{C1}}{rT_{C1}} V_C \left( 1 + \mu_C - \beta^{\frac{1}{\gamma}} \mu_C \right) \frac{n}{60} \quad (\text{C.13})$$

La forme adimensionnelle de ce débit s'écrit (cfr (2.7)) :

$$\delta_C = 1 + \mu_C - \beta^{\frac{1}{\gamma}} \mu_C \quad (\text{C.14})$$

La puissance indiquée de compression est fonction du débit massique  $\dot{m}_C$  et de la différence d'enthalpie massique entre les points 1 et 2 du diagramme indicateur. Son expression est donnée par :

$$\dot{W}_{indC} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_{C1} V_C \left( 1 + \mu_C - \beta^{\frac{1}{\gamma}} \mu_C \right) (\beta^k - 1) \frac{n}{60} \quad (\text{C.15})$$

Sous forme adimensionnelle, cette puissance s'écrit :

$$\Pi_C = \frac{1}{k} \left( 1 + \mu_C - \beta^{\frac{1}{\gamma}} \mu_C \right) (\beta^k - 1) \quad (\text{C.16})$$

Comme pour la machine de détente, les expressions de la puissance indiquée de compression calculées suivant les approches globale et volumétrique sont strictement équivalentes.

