



Moteurs thermiques à apport de chaleur externe: étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON

Sébastien Bonnet

► To cite this version:

Sébastien Bonnet. Moteurs thermiques à apport de chaleur externe: étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON. Énergie électrique. Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2005. Français. <tel-00110117>

HAL Id: tel-00110117

<https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00110117>

Submitted on 26 Oct 2006

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

SÉBASTIEN BONNET

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR

Spécialité : Énergétique

Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON

Soutenue le 22 Novembre 2005

Après avis de :

| | | |
|------------------|--|------------|
| MM. LALLEMAND A. | Professeur – CETHIL–INSA, Villeurbanne | Rapporteur |
| PONS M. | Chargé de recherches – CNRS–LIMSI, Orsay | Rapporteur |

Devant la commission d'examen formée de :

| | | |
|-----------------|---|-------------|
| MM. ROCHELLE P. | Professeur – IUT Ville d'Avray | Président |
| DUMAS J.P. | Professeur – LaTEP, Université de Pau et des Pays de l'Adour | Examinateur |
| STOUFFS P. | Professeur – LaTEP, Université de Pau et des Pays de l'Adour | Examinateur |
| Mme STRUB F. | Maître de Conférences – LaTEP, Université de Pau et des Pays de l'Adour | Examinateur |

Remerciements

Ce travail a été mené au sein du Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés (LATEP) et en particulier au sein du département Génie, Thermique et Energie de l'IUT des Pays de l'Adour.

Je tiens tout d'abord à remercier Monsieur le Professeur Jean-Pierre DUMAS pour m'avoir accueilli au sein du laboratoire et Monsieur Vincent LALANNE, pour m'avoir accueilli au sein de l'IUT.

Je suis sensible à l'honneur que m'ont fait Monsieur le Professeur André LALLEMAND du CETHIL-INSA et Monsieur Michel PONS, Chargé de recherches au LIMSI d'Orsay pour avoir accepté d'examiner ce travail, d'en être les Rapporteurs, et de me faire part de leurs observations constructives.

J'exprime toute ma gratitude au Professeur Pascal STOUFFS pour la confiance qu'il m'a témoigné en me donnant ce sujet de thèse, ses conseils et sa disponibilité durant ces trois années.

Je remercie également Monsieur le Professeur Pierre ROCHELLE de l'IUT de Ville d'Avray pour avoir accepté de présider mon jury de thèse.

Je remercie également Monsieur le Professeur Jean-Pierre DUMAS et Madame Françoise STRUB pour avoir accepté de participer au jury.

Je tenais aussi à dire un grand merci à toute l'équipe du département GTE de l'IUT des Pays de l'Adour (enseignants et non-enseignants), en particulier M. ALAPHILIPPE, Christine CELLIER, J.-L. SAUBATTE et L. YVARS, pour leur aide et leur soutien.

Enfin, je remercie mon amie ainsi que toute ma famille pour m'avoir soutenu et encouragé pendant toutes ces années.

Résumé

Dans le contexte énergétique actuel, nous assistons au développement de technologies de production d'énergie "propre". Ainsi, de nouvelles perspectives comme la conversion thermodynamique de l'énergie solaire ou la valorisation des déchets sont offertes à la recherche sur les "énergies renouvelables". Dans ce cadre, nous nous intéressons aux moteurs thermiques à apport de chaleur externe : les moteurs Stirling et Ericsson.

Cette thèse porte tout d'abord sur l'étude d'un petit moteur Stirling sur lequel nous avons mesuré la température instantanée et la pression instantanée en différents points. Les résultats tout à fait originaux obtenus ont été confrontés aux résultats issus de deux analyses différentes. Nous avons conclu à l'inadéquation de ces modèles.

Ensuite, nous avons étudié un système de micro-cogénération basé sur un moteur Ericsson couple à un système de combustion de gaz naturel. Un moteur Ericsson est une machine alternative fonctionnant selon un cycle thermodynamique de JOULE. L'objectif de ce système est de produire 11 kW de puissance électrique ainsi que de la chaleur utile. Dans le but de dimensionner ce système, nous avons réalisé des études énergétique, exergétique et exergo-économique de cet ensemble.

Abstract

In the current energy context, we attend the development of technologies of production of "clean" energy. Thus, news prospects like thermodynamic solar energy conversion or waste energy conversion are offered to research on "renewable energies". Within this framework, we are interested in hot air engines : Stirling and Ericsson engines.

First of all, this thesis concerns the study of a small Stirling engine on which we measured the fluid instantaneous temperature and pressure in various points. The original results obtained are compared to results from two different analyses. We conclude that these models are not suitable to explain the experimental results.

Then, we study a micro-cogeneration system based on an Ericsson engine coupled with a system of natural gas combustion. An Ericsson engine is a reciprocating engine working on a JOULE cycle. The objective of this plant is to produce 11 kW of electric output as well as useful heat. In order to design this system, we carried out energetic, exergetic and exergo-economic studies.

Table des matières

| | |
|---|-----------|
| Principales notations de la partie "moteur Stirling" | 19 |
| Principales notations de la partie "moteur Ericsson" | 21 |
| Introduction | 25 |
| I LE MOTEUR STIRLING | 27 |
| 1 Historique et présentation des moteurs Stirling | 29 |
| 1.1 Historique | 29 |
| 1.2 Atouts et applications du moteur Stirling | 30 |
| 1.3 Cycle de Stirling | 33 |
| 1.4 Les différents types de moteur | 35 |
| 1.4.1 Le moteur alpha | 35 |
| 1.4.2 Le moteur bêta | 36 |
| 1.4.3 Le moteur gamma | 36 |
| 1.5 Fonctionnement du moteur | 38 |
| 2 Expérimentation d'un petit moteur STIRLING : le ST05G de Viebach | 41 |
| 2.1 Présentation du banc expérimental | 41 |
| 2.2 Expérimentation et résultats | 44 |
| 2.2.1 Calage du point mort haut | 44 |
| 2.2.2 Diagramme indicateur | 46 |
| 2.2.3 Variations de pression et de température | 46 |
| 3 Modélisation du moteur Stirling | 51 |
| 3.1 Instationnarité de l'écoulement dans les échangeurs de chaleur . | 51 |
| 3.2 Analyse adiabatique idéale | 54 |

| | | |
|-----------|---|------------|
| 3.3 | Modèle adiabatique à transfert de chaleur imparfait ou modèle dit "Quasi Steady Flow" | 58 |
| 3.3.1 | Mise en équation | 58 |
| 3.3.2 | Méthode de résolution | 64 |
| 3.3.3 | Technique d'accélération | 64 |
| 3.4 | Résultats de la modélisation | 64 |
| 3.4.1 | Deux divisions dans le régénérateur | 65 |
| 3.4.2 | Division du régénérateur | 68 |
| 4 | Conclusion de la partie Stirling | 73 |
| II | LE MOTEUR ERICSSON | 75 |
| 5 | Présentation du moteur ERICSSON | 77 |
| 5.1 | Historique et présentation du moteur ERICSSON | 77 |
| 5.2 | Différences entre le moteur STIRLING et le moteur ERICSSON | 81 |
| 5.3 | Cycle du moteur Ericsson | 83 |
| 6 | Etude énergétique d'un moteur Ericsson de cogénération | 85 |
| 6.1 | Présentation du système énergétique étudié | 85 |
| 6.2 | Etude énergétique du système | 88 |
| 6.2.1 | Propriétés thermodynamiques des gaz | 88 |
| 6.2.2 | Le moteur ERICSSON | 89 |
| 6.3 | Calcul des températures et des surfaces d'échange | 95 |
| 6.3.1 | Calcul du coefficient d'excès d'air et de la température en sortie du préchauffeur | 95 |
| 6.3.2 | Calcul des différentes températures | 95 |
| 6.3.3 | Calcul des surfaces d'échange des échangeurs de chaleur . | 97 |
| 6.4 | Calcul des pertes de charges dans les échangeurs | 101 |
| 6.5 | Condensation des fumées | 102 |
| 6.6 | Recirculation des fumées | 102 |
| 6.6.1 | Bilan de composition | 103 |
| 6.6.2 | Bilan d'énergie | 104 |
| 6.7 | Organigramme du programme | 105 |
| 7 | Résultats de l'analyse énergétique | 107 |
| 7.1 | Détermination des diamètres des tubes de chaque échangeur . . | 107 |
| 7.1.1 | Cas du réchauffeur | 108 |
| 7.1.2 | Cas du récupérateur | 110 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 7.1.3 | Cas du préchauffeur d'air | 113 |
| 7.1.4 | Cas du refroidisseur intermédiaire | 115 |
| 7.1.5 | Conclusion | 116 |
| 7.2 | Analyse de sensibilité aux efficacités de chaque échangeur | 117 |
| 7.2.1 | Evolution des paramètres en fonction de l'efficacité du réchauffeur | 117 |
| 7.2.2 | Evolution des paramètres en fonction de l'efficacité du récupérateur | 121 |
| 7.2.3 | Evolution des paramètres en fonction de l'efficacité du préchauffeur | 126 |
| 7.2.4 | Conclusion | 130 |
| 7.3 | Evolution du rendement net et de la surface d'échange en fonc- tion des efficacités du réchauffeur et du récupérateur | 130 |
| 7.4 | Evolution du prix de la matière première de chaque échangeur en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur . . | 135 |
| 7.5 | Conclusion | 139 |
| 8 | Etude d'autres types d'échangeurs de chaleur | 143 |
| 8.1 | Etude d'un échangeur en épingle pour le réchauffeur | 143 |
| 8.2 | Etude d'un échangeur en épingle pour le récupérateur | 144 |
| 8.3 | Etude d'un échangeur à plaques pour le préchauffeur | 145 |
| 9 | Analyse exergétique du système | 149 |
| 9.1 | Définition de l'exergie | 149 |
| 9.2 | Exergie physique et exergie chimique | 149 |
| 9.3 | Efficacités exergétiques et destructions d'exergie | 150 |
| 9.3.1 | Chambre de combustion | 150 |
| 9.3.2 | Préchauffeur d'air | 151 |
| 9.3.3 | Réchauffeur | 151 |
| 9.3.4 | Récupérateur | 152 |
| 9.3.5 | Compresseur | 152 |
| 9.3.6 | Détendeur | 153 |
| 9.3.7 | Organes mécaniques de compression et de détente | 153 |
| 9.3.8 | Système complet | 154 |
| 9.3.9 | Nombre de destruction d'exergie | 154 |
| 9.4 | Résultats de l'analyse exergétique | 154 |

| | |
|---|------------|
| 10 Etude exergo-économique du système | 159 |
| 10.1 Bilans de coût | 159 |
| 10.1.1 Chambre de combustion | 159 |
| 10.1.2 Préchauffeur d'air | 159 |
| 10.1.3 Réchauffeur | 160 |
| 10.1.4 Récupérateur | 160 |
| 10.1.5 Refroidisseur intermédiaire | 160 |
| 10.1.6 Premier étage de compression | 161 |
| 10.1.7 Second étage de compression | 161 |
| 10.1.8 Détendeur | 161 |
| 10.1.9 Arbre de compression | 161 |
| 10.1.10 Arbre de détente | 161 |
| 10.2 Détermination du prix des différents éléments du système | 162 |
| 11 Conclusion de la partie Ericsson | 169 |
| Conclusion générale | 171 |
| Bibliographie | 177 |

Table des figures

| | | |
|-----|--|----|
| 1.1 | Robert STIRLING | 29 |
| 1.2 | Diagramme indicateur d'un moteur STIRLING théorique | 33 |
| 1.3 | Diagramme indicateur d'un moteur STIRLING réel | 34 |
| 1.4 | Coupe d'un moteur Stirling de type alpha | 35 |
| 1.5 | Coupe d'un moteur Stirling de type bêta | 36 |
| 1.6 | Coupe d'un moteur Stirling de type gamma | 37 |
| 1.7 | Le moteur ST05G de type gamma | 37 |
| 1.8 | Fonctionnement théorique d'un moteur idéal | 38 |
| 2.1 | Vue d'ensemble du moteur, du banc et du système d'acquisition de données | 42 |
| 2.2 | Partie supérieure, "froide", du moteur <i>ST05G</i> , ouverte et cap- teurs de p_C et de T_C | 43 |
| 2.3 | Partie inférieure, du moteur <i>ST05G</i> , démontée, et capteurs de températures T_{KR} et T_{RH} | 44 |
| 2.4 | Evolution de la pression et de la température dans le cylindre de compression pour le calage du point mort haut | 45 |
| 2.5 | Diagrammes indicateurs suivant le calage du point mort haut . . | 46 |
| 2.6 | Variation de la pression dans le cylindre de compression au cours d'un cycle | 47 |
| 2.7 | Evolution de la température dans le cylindre de compression sur un cycle | 48 |
| 2.8 | Evolution de la température à l'interface refroidisseur-régénérateur au cours d'un cycle | 48 |
| 2.9 | Evolution de la température à l'interface régénérateur-réchauffeur au cours d'un cycle | 49 |
| 3.1 | Modèle de transition de GLIMPS | 52 |
| 3.2 | Profil des vitesses en écoulement laminaire incompressible établi à faible fréquence | 53 |

| | | |
|------|---|-----|
| 3.3 | Schéma de principe d'un moteur Stirling | 55 |
| 3.4 | Variations théoriques et expérimentales des différentes températures au sein du moteur | 57 |
| 3.5 | Variations théorique et expérimentale de la température dans le cylindre de compression | 57 |
| 3.6 | Evolutions de la pression expérimentale et de la pression calculée | 65 |
| 3.7 | Evolutions des températures expérimentale et calculée au niveau du cylindre de compression | 66 |
| 3.8 | Diagrammes indicateurs expérimental et calculé | 67 |
| 3.9 | Evolution de la température calculée à l'interface refroidisseur-régénérateur pour différentes divisions | 67 |
| 3.10 | Evolution de la température calculée à l'interface régénérateur-réchauffeur pour différentes divisions | 68 |
| 3.11 | Evolution des températures expérimentale et calculée à l'interface refroidisseur-régénérateur | 70 |
| 3.12 | Evolution des températures expérimentale et calculée à l'interface régénérateur-réchauffeur | 70 |
| 3.13 | Evolution de la température calculée T_{KR} à l'interface refroidisseur-régénérateur pour différentes divisions | 72 |
| 3.14 | Evolution de la température calculée T_{RH} à l'interface régénérateur-réchauffeur pour différentes divisions | 72 |
| 5.1 | Moteur thermique de Joule (1851/1852) | 77 |
| 5.2 | John Ericsson (1803-1889) | 78 |
| 5.3 | Premier moteur d'Ericsson, 1833 | 79 |
| 5.4 | Moteur thermique d'Ericsson pour propulsion navale, 1853 | 79 |
| 5.5 | Moteur thermique d'Ericsson, 1855-1860 | 80 |
| 5.6 | Configuration typique d'un moteur ERICSSON | 81 |
| 5.7 | Configuration typique d'un moteur STIRLING | 82 |
| 5.8 | Cycle de Brayton-Joule | 84 |
| 5.9 | Cycle de Ericsson | 84 |
| 6.1 | Configuration du système énergétique étudié | 87 |
| 6.2 | Rendement interne d'une machine d'Ericsson en fonction de $\beta = \frac{p_{max}}{p_{min}}$ | 91 |
| 6.3 | Configuration du système de combustion modifié | 103 |
| 6.4 | Structure du programme | 106 |

| | | |
|------|---|-----|
| 7.1 | Evolution de différents débits en fonction de l'efficacité du réchauffeur | 117 |
| 7.2 | Evolution de différentes températures en fonction de l'efficacité du réchauffeur | 118 |
| 7.3 | Evolution du coefficient d'excès d'air en fonction de l'efficacité du réchauffeur | 119 |
| 7.4 | Evolution des rendements thermique, mécanique et net en fonction de l'efficacité du réchauffeur | 119 |
| 7.5 | Evolution de la surface d'échange de chaque échangeur en fonction de l'efficacité du réchauffeur | 120 |
| 7.6 | Evolution des différents débits en fonction de l'efficacité du récupérateur | 122 |
| 7.7 | Evolution de différentes températures en fonction de l'efficacité du récupérateur | 122 |
| 7.8 | Evolution du coefficient d'excès d'air en fonction de l'efficacité du récupérateur | 123 |
| 7.9 | Evolution de la surface d'échange des différents échangeurs en fonction de l'efficacité du récupérateur | 124 |
| 7.10 | Evolution des différents rendements en fonction de l'efficacité du récupérateur | 124 |
| 7.11 | Evolution des différents débits en fonction de l'efficacité du préchauffeur | 126 |
| 7.12 | Evolution de différentes températures en fonction de l'efficacité du préchauffeur | 127 |
| 7.13 | Evolution du coefficient d'excès d'air en fonction de l'efficacité du préchauffeur | 128 |
| 7.14 | Evolution des différents rendements en fonction de l'efficacité du préchauffeur | 128 |
| 7.15 | Evolution de la surface d'échange de chaque échangeur en fonction de l'efficacité du préchauffeur | 129 |
| 7.16 | Evolution de la surface d'échange totale en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur | 131 |
| 7.17 | Evolution de la surface d'échange pondérée en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur | 132 |
| 7.18 | Evolution du rendement net en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur | 133 |
| 7.19 | Courbes d'iso-rendement net et d'iso-surface d'échange totale en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur . . . | 134 |

| | | |
|------|--|-----|
| 7.20 | Courbes d'iso-rendement net et d'iso-surface d'échange pondérée en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur | 135 |
| 7.21 | Evolution du prix de la matière première du réchauffeur en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur | 136 |
| 7.22 | Evolution du prix de la matière première du récupérateur en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur | 137 |
| 7.23 | Evolution du prix de la matière première du préchauffeur en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur | 138 |
| 7.24 | Evolution du prix de la matière première du récupérateur et du réchauffeur en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur | 138 |
| 9.1 | Flux et destruction d'exergie | 157 |

Liste des tableaux

| | | |
|------|--|-----|
| 7.1 | Evolution de différents paramètres en fonction du diamètres des tubes pour le réchauffeur, l'air circulant dans les tubes | 108 |
| 7.2 | Evolution de différents paramètres en fonction du diamètres des tubes pour le réchauffeur, les fumées circulant dans les tubes . . | 109 |
| 7.3 | Evolution de différents paramètres en fonction du diamètres des tubes pour le récupérateur, l'air froid circulant dans les tubes . | 111 |
| 7.4 | Evolution de différents paramètres en fonction du diamètres des tubes pour le récupérateur, l'air chaud circulant dans les tubes . | 112 |
| 7.5 | Evolution de différents paramètres en fonction du diamètres des tubes pour le préchauffeur, l'air circulant dans les tubes | 113 |
| 7.6 | Evolution de différents paramètres en fonction du diamètres des tubes pour le préchauffeur, les fumées circulant dans les tubes . | 114 |
| 7.7 | Caractéristiques dimensionnelles des échangeurs | 116 |
| 7.8 | Puissances thermiques | 140 |
| 7.9 | Puissances mécaniques | 140 |
| 7.10 | Rendements | 140 |
| 7.11 | Cylindres | 141 |
| 7.12 | Caractéristiques dimensionnelles et pertes de charge des échangeurs | 141 |
| 8.1 | Evolution de différents paramètres en fonction du diamètres des tubes pour le réchauffeur dans le cas d'un échangeur en épingle et l'air circulant dans les tubes | 144 |
| 8.2 | Evolution de différents paramètres en fonction du diamètres des tubes pour le récupérateur dans le cas d'un échangeur en épingle et l'air circulant dans les tubes | 145 |
| 8.3 | Evolution de différents paramètres en fonction de l'espace entre les plaques pour le préchauffeur dans le cas d'un échangeur à plaques de largeur 1 m | 146 |

| | | |
|------|---|-----|
| 8.4 | Evolution de différents paramètres en fonction de l'espace entre les plaques pour le préchauffeur dans le cas d'un échangeur à plaques de largeur 0,5 m | 147 |
| 8.5 | Evolution de différents paramètres en fonction de l'espace entre les plaques pour le préchauffeur dans le cas d'un échangeur à plaques de largeur 0,3 m | 147 |
| 9.1 | Flux exergétiques | 155 |
| 9.2 | Efficacité et destruction exergétiques | 156 |
| 10.1 | Prix d'appareils connus et valeur de l'exposant α | 162 |
| 10.2 | Prix des différents éléments constitutifs du système | 164 |
| 10.3 | Coût des différents courants exergétiques | 166 |

Principales notations de la partie "moteur Stirling"

| Symbole | Description |
|-------------|---|
| cmr | Capacité calorifique du régénérateur, $J.K^{-1}$ |
| c_V, c_P | Chaleur spécifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$ |
| D_t | Diamètre de tube, m |
| m | Masse de fluide de travail, m |
| \dot{m} | Débit massique, $kg.s^{-1}$ |
| p | Pression, Pa |
| \dot{Q} | Puissance calorifique, W |
| r | Constante massique des gaz parfaits, $J.kg^{-1}.K^{-1}$ |
| Re_ω | Fréquence adimensionnelle |
| Re | Nombre de Reynolds |
| T | Température, K |
| u_m | Vitesse moyenne du piston, $m.s^{-1}$ |
| V | Volume, m^3 |

Symboles grecs

| | |
|----------|-------------------------------------|
| ω | Vitesse angulaire, $rad.s^{-1}$ |
| ν | Viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$ |

Indices

| | |
|------|--|
| C | Espace de compression |
| CK | Interface espace de compression– refroidisseur |
| E | Espace de détente |
| H | Heater ou réchauffeur |

| | |
|-------|---|
| HE | Interface réchauffeur–espace de détente |
| K | Cooler ou refroidisseur |
| KR | Interface refroidisseur–régénérateur |
| R | Régénérateur ou récupérateur |
| RH | Interface régénérateur–réchauffeur |
| T | Total |
| exp | Résultat expérimental |
| max | Valeur maximale |
| mod | Résultat de la modélisation |

Principales notations de la partie "moteur Ericsson"

| Symbole | Description |
|------------------|--|
| C | Course du piston, m |
| c | Vitesse du fluide, $m.s^{-1}$ |
| c_i | Courant exergétique du courant i , $€.J^{-1}$ |
| c_P | Chaleur massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$ |
| D | Diamètre, m |
| D_h | Diamètre hydraulique, m |
| $\dot{E}x_i$ | Flux exergétique du constituant i , W |
| \bar{e}_k^{ch} | Exergie molaire standard du constituant k , $J.mol^{-1}$ |
| ex | Exergie massique, $J.kg^{-1}$ |
| \bar{ex} | Exergie molaire, $J.mol^{-1}$ |
| EGR | Taux de recirculation des fumées |
| h | Enthalpie massique, $J.kg^{-1}$ |
| \bar{h} | Enthalpie molaire, $J.mol^{-1}$ |
| h | Coefficient d'échange par convection, $W.m^{-2}.K^{-1}$ |
| k | Coefficient d'échange global, $W.m^{-2}.K^{-1}$ |
| L_t | Longueur des tubes, m |
| L_{pl} | Longueur des plaques, m |
| m | Masse de fluide, kg |
| \dot{m} | Débit massique, $kg.s^{-1}$ |
| \dot{n} | Débit molaire, $mol.s^{-1}$ |
| N_{pl} | Nombre de plaques |
| N_P | Nombre de passes |
| N_t | Nombre de tubes |
| NUT | Nombre d'unités de transfert |
| Nu | Nombre de Nusselt |
| P | Prix, $€$ |

| | |
|-------------|---|
| p | Pression, Pa |
| P_m | Périmètre mouillé, m |
| Pr | Nombre de Prandtl |
| \dot{Q} | Puissance thermique, W |
| R | Rendement global (Fig. 7.19, 7.24) |
| \bar{R} | Constante universelle des gaz, $J.mol^{-1}.K^{-1}$ |
| r | Constante des gaz parfaits, $J.kg^{-1}.K^{-1}$ |
| Re | Nombre de Reynolds |
| s | Entropie massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$ |
| S | Surface d'échange, m^2 |
| T | Température, K |
| u | Vitesse linéaire des pistons, $m.s^{-1}$ |
| \dot{W} | Puissance mécanique, W |
| \dot{Z}_i | coût par unité de temps du constituant i , $€.s^{-1}$ |

Symboles grecs

| | |
|-------------|--|
| β | Rapport de compression $\frac{p_{max}}{p_{min}}$ |
| ϵ | Efficacité des échangeurs de chaleur |
| η | Rendement |
| θ | $\frac{T_h}{T_k}$ |
| λ_a | Conductivité de l'acier, $W.m^{-1}.K^{-1}$ |
| λ | Coefficient d'excès d'air |
| μ | Viscosité dynamique, $Pa.s$ |
| ξ | Coefficient de perte de charge |
| ρ | Masse volumique, $kg.m^{-3}$ |
| ψ | Coefficient de perte de charge des soupapes |

Indices ou exposants

| | |
|-------|---|
| a | Comburant à l'entrée de la chambre de combustion (figure 6.3) |
| amb | Air ambiant pour la combustion |
| AC | Arbre de compression |
| AE | Arbre de détente |
| C | Cylindre de compression |

| | |
|---------------|--|
| <i>CC</i> | Chambre de combustion |
| <i>ce</i> | Entrée côté chaud |
| <i>cs</i> | Sortie côté chaud |
| <i>ch</i> | Chimique |
| <i>chim</i> | Cheminée |
| <i>cr</i> | Fluide de travail entre <i>C</i> et <i>R</i> |
| <i>cyc</i> | Relatif au cycle |
| <i>D</i> | Détruit (exergie) |
| <i>E</i> | Cylindre de détente |
| <i>e</i> | Gaz de combustion émis, entre <i>CC</i> et <i>H</i> |
| <i>ec</i> | Fumées recirculées (figure 6.3) |
| <i>elec</i> | Electrique |
| <i>entre</i> | Entrée de l'échangeur |
| <i>ep</i> | Gaz de combustion émis, entre <i>H</i> et <i>P</i> |
| <i>er</i> | Fluide de travail, entre <i>E</i> et <i>R</i> |
| <i>ext</i> | Extérieur |
| <i>fe</i> | Entrée côté froid |
| <i>fs</i> | Sortie côté froid |
| <i>g</i> | Combustible |
| <i>H</i> | Réchauffeur (Heater) |
| <i>h</i> | Fluide de travail, en sortie du réchauffeur |
| <i>IC</i> | Refroidisseur intermédiaire (Inter-cooler) |
| <i>ind</i> | Indiqué (travail ou rendement) |
| <i>int</i> | Intérieur |
| <i>intcal</i> | Intérieur de la calandre |
| <i>K</i> | Refroidisseur (Cooler) |
| <i>k</i> | Fluide de travail, à l'entrée du 1 ^{er} étage de <i>C</i> |
| <i>k1</i> | Fluide de travail, entre <i>C1</i> et <i>IC</i> |
| <i>k2</i> | Fluide de travail, entre <i>IC</i> et <i>C2</i> |
| <i>max</i> | Maximum |
| <i>mec</i> | Mécanique |
| <i>min</i> | Minimum |
| <i>mot</i> | Air dans le moteur |
| <i>net</i> | Net |
| <i>P</i> | Préchauffeur d'air de combustion |
| <i>pa</i> | Air de combustion préchauffé, entre <i>P</i> et <i>CC</i> |

| | |
|---------------|--|
| <i>ph</i> | Physique |
| <i>pond</i> | Pondéré |
| <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>sortie</i> | Sortie de l'échangeur |
| <i>tot</i> | Total |
| <i>vap</i> | Vaporisation |
| 0 | Etat de référence, standard |
| 1 | Conditions stœchiométriques |

Introduction

Dans les contextes énergétique et environnemental actuels (tension sur les marchés énergétiques, effet de serre, pollution,...), l'intérêt de développer des technologies de production d'énergie "propre" est relancé. Ainsi, de nouvelles perspectives comme le solaire ou la valorisation des déchets sont offertes à la recherche sur les "énergies renouvelables".

Il existe plusieurs types de moteurs capables de transformer l'énergie thermique en énergie mécanique. Les moteurs thermiques utilisés le plus fréquemment sont les moteurs alternatifs à combustion interne, les turbines à gaz et les installations à cycle de Rankine à vapeur d'eau. Malheureusement, aucun de ces systèmes n'est bien adapté à la valorisation de certains types de "source chaude" (énergie solaire, biomasse, effluents gazeux à haute température,...).

Les moteurs à air chaud, à apport de chaleur externe par échangeur, avec ou sans échangeur récupérateur, à machines de compression et de détente alternatives distinctes, à cycle monophasique ouvert ou fermé, avec ou sans soupapes ou clapets, sont en revanche très appropriés à la valorisation d'énergie renouvelable. En effet, l'apport de chaleur peut être d'origine diverse comme le solaire, le bois,...

Par ailleurs, dans le domaine des faibles puissances électriques ($500\text{ We} \dots 50\text{kWe}$), la cogénération ne semble pas avoir le même développement que pour les grandes puissances. Ce manque de succès, alors que le domaine résidentiel et tertiaire pourrait être porteur, est dû au manque de système adaptés à ce créneau : pour ces niveaux de puissance, les machines les plus utilisées sont les moteurs à combustion interne qui génèrent beaucoup de bruit et de vibrations. Peu de particuliers sont prêts à installer un moteur à combustion interne chez eux en lieu et place de leur chaudière à gaz, même si certains constructeurs proposent des systèmes de cogénération domestique bien isolés du point de vue phonique et vibratoire. Le marché semble donc plus prometteur pour les

systèmes basés sur des moteurs thermiques à combustion externe. Parmi ces derniers, les systèmes de cogénération basés sur des moteurs Stirling cinématiques ou à pistons libres font l'objet de nombreux développements, voire sont, pour certains d'entre eux, déjà commercialisés.

Nous nous intéressons donc aux moteurs thermiques à apport de chaleur externe que sont les moteurs STIRLING (1816) et ERICSSON (1833). Notre travail de recherche s'est scindé en deux parties. Tout d'abord, nous avons procédé à l'étude d'un petit moteur Stirling dans lequel nous avons relevé la température et la pression en différents points du moteur. Les résultats obtenus sont tout à fait originaux et une modélisation a été développée pour pouvoir expliquer ces résultats. Tout d'abord, nous avons appliqué l'analyse adiabatique idéale de Schmidt sur notre moteur. Les résultats obtenus grâce à cette modélisation n'étant pas acceptables, nous avons effectué une analyse dite "Quasy Steady Flow", modèle développé sur un autre moteur Stirling par l'Université Catholique de Louvain (Belgique).

D'autre part, nous avons étudié un système de micro-cogénération basé sur un moteur Ericsson couplé à un système de combustion de gaz naturel. L'objectif de ce système est de produire 11 kW de puissance électrique ainsi que de la chaleur utile. Dans le but de dimensionner ce système, nous avons procédé à des études énergétique, exergétique et exergo-économique de cet ensemble.

Première partie

LE MOTEUR STIRLING

Chapitre 1

Historique et présentation des moteurs Stirling

1.1 Historique



FIG. 1.1 : *Robert STIRLING*

Le XIXe siècle a donné lieu à de nombreuses découvertes scientifiques et techniques. C'est peut-être toute cette activité qui a poussé le Pasteur Robert Stirling (figure 1.1) à inventer le " moteur à air chaud " dont le brevet fut déposé en 1816. Le Pasteur Stirling est né en 1790 dans le comté de Perthshire en Ecosse et est décédé en 1878. Robert Stirling a imaginé un moteur sans chaudière soumise à de fortes pressions à cause, probablement, du nombre de chaudières qui explosaient à cette époque.

Le principe de ce moteur est assez simple. On a une combustion externe

et le fluide de travail est de l'air à faible pression. Ce fluide est soumis à quatre transformations : chauffage, détente, refroidissement et compression. En parallèle, Robert Stirling eu l'idée d'un régénérateur de chaleur permettant d'améliorer le rendement global de l'installation. C'est son frère James qui industrialisa ce moteur en 1843 pour une utilisation dans l'usine où il était ingénieur. Cette invention fut beaucoup utilisée dans les fermes et les industries jusqu'en 1922, par exemple pour pomper de l'eau ou entraîner des machines. Mais, dès le début du XXe siècle, ce moteur eut beaucoup de mal à s'imposer face à la concurrence nouvelle des moteurs à combustion interne et des moteurs électriques.

Ensuite, il a fallu attendre 1938 pour que la société Philips donne un coup de pouce à cette invention que l'on appelle désormais "moteur Stirling". Durant la seconde moitié du XXe siècle, différents moteurs, fortement pressurisés, et utilisant soit de l'hélium, soit de l'hydrogène, ont été conçus et réalisés. Certains de ces moteurs ont des rendements globaux remarquables, en comparaison des moteurs à combustion interne de puissance comparable. Citons par exemple le moteur cinématique USAB 4-275, d'une puissance de 50 kW, avec un rendement global de 42 % [1]. Pour différentes raisons qu'il n'est pas opportun de développer ici, les moteurs Stirling ne connaissent pas encore d'industrialisation à grande échelle à l'heure actuelle.

Robert Stirling n'a pas la renommée qu'il mérite. Peut-être qu'avec les problèmes d'énergie et d'écologie, on assistera au développement de ce type de moteur et à la réparation de l'injustice subie par cet inventeur.

1.2 Atouts et applications du moteur Stirling

Les moteurs Stirling possèdent, par rapport à d'autres types de moteurs thermiques, un certain nombre d'atouts parmi lesquels on peut citer les suivants :

- le moteur Stirling accepte tout type de source de chaleur, et en particulier :
 - la chaleur provenant de la combustion de tout type de combustible : solide, liquide, gazeux, biomasse,...
 - l'énergie solaire, concentrée ou non

- l'énergie nucléaire
- la chaleur provenant d'un stockage thermique, la chaleur géothermique,...
- en cas de combustion à la source chaude, celle-ci est externe et continue ; elle peut donc être correctement maîtrisée et les rejets de gaz polluants peuvent être réduits considérablement ;
- les moteurs Stirling actuels ont des performances énergétiques comparables à celles des meilleurs moteurs Diesel de même puissance ;
- il n'y a ni explosions, ni combustion interne :
 - le fonctionnement est donc extrêmement silencieux
 - le couple produit est très régulier et les pièces mécaniques sont moins sollicitées
 - le moteur a une très grande durée de vie
 - le lubrifiant n'est pas contaminé par des résidus de combustion, il n'est donc pas nécessaire de procéder à des vidanges périodiques
 - les besoins en maintenance sont très réduits.
- un coût de fabrication en grande série potentiellement du même ordre de grandeur, voire légèrement plus faible qu'un moteur à combustion interne de puissance comparable.

Il existe une multitude de machines appelées moteur Stirling. Cette multitude se retrouve donc au niveau du champ d'application de ce moteur : il s'étend du cœur artificiel alimenté par un petit réacteur nucléaire implanté dans un corps humain au gros moteur de sous-marin en passant par les installations de récupération sur des effluents gazeux à basse température ou les systèmes de conversion de l'énergie solaire ...

Les atouts du moteur Stirling lui donnent un avantage dans certains domaines sur ses concurrents et il pourrait y connaître un bel essor. Parmi ces domaines d'applications les plus crédibles, il convient de citer :

- la propulsion des navires et des sous-marins. Plusieurs sous-marins actuellement en service, tant civils que militaires, sont propulsés par des moteurs Stirling cinématique. Outre qu'il est silencieux, le moteur Stirling possède en effet un autre avantage déterminant sur le moteur à combustion interne pour ce type d'application : la chaleur peut être fournie

par combustion continue de fuel et d'oxygène sous pression. La chambre de combustion étant pressurisée, les gaz de combustion peuvent être directement rejetés dans l'eau de mer sans devoir être comprimés au préalable, ce qui accroît considérablement l'autonomie en plongée ;

- la production d'électricité à partir de biomasse en zone rurale. Il y a actuellement un créneau important pour la conversion énergétique de combustible peu noble dans un domaine de puissance de l'ordre de 0,5 kWe–1MWe à partir de charbon, de combustible industriel, de déchets commerciaux et agricoles ainsi que de la biomasse (bois ou carburant d'origine végétale) ;
- la production d'électricité à basse puissance à partir de combustible fossile pour besoins locaux : campings, bâtiments isolés, marchés, travaux publics, bateaux de plaisance... Les concurrents immédiats du moteur Stirling pour de telles applications sont les moteurs à combustion interne, les éoliennes ou encore le photovoltaïque. Ils ont tous des désavantages comme le bruit, les mauvaises conditions météorologiques ou l'encombrement ;
- la production d'électricité pour véhicules hybrides, le moteur Stirling étant une alternative intéressante à la turbine à gaz ou au moteur à combustion interne pour cette application ;
- la production d'électricité à partir d'énergie solaire pour application stationnaire ; cette application a été particulièrement développée aux Etats-Unis et a bénéficié d'un support important de la NASA. De telles installations peuvent être munies de brûleurs de combustible fossile d'appoint permettant de garantir la production d'électricité quelles que soient les conditions climatiques ainsi que la nuit ;
- la production d'électricité à partir d'énergie solaire pour application spatiale, très étudiée aux Etats-Unis et au Japon. Les satellites artificiels sont de plus en plus gourmands en électricité. Or, la conversion de l'énergie solaire en électricité par cellules photovoltaïques s'effectue avec un mauvais rendement, conduisant à de grandes surfaces de captation. Ces panneaux solaires posent un double problème : il est délicat d'assurer un pointage précis vers le soleil de ces grandes surfaces. En outre, ces surfaces augmentent la traînée du satellite dans l'atmosphère résiduelle, et donc diminuent sa durée de vie. Il est donc important de trouver des systèmes de conversion d'énergie plus performants. Le moteur Stirling est un candidat potentiel, grâce à ses bonnes performances énergétiques et parce qu'il peut être parfaitement équilibré. A cet égard, il possède

un avantage sur les cycles de Rankine à vapeur organique, également étudiés pour ce type d'application, car l'effet gyroscopique provoqué par la rotation de la turbomachine pose problème ;

- la cogénération dans le secteur tertiaire et résidentiel ; les qualités intrinsèques de propreté, de fiabilité, d'absence de besoin de maintenance mais surtout de silence autorisent l'utilisation du moteur Stirling comme élément de cogénération à l'échelle de l'habitat individuel, ce qui n'est pas possible avec les moteurs à combustion interne.

1.3 Cycle de Stirling

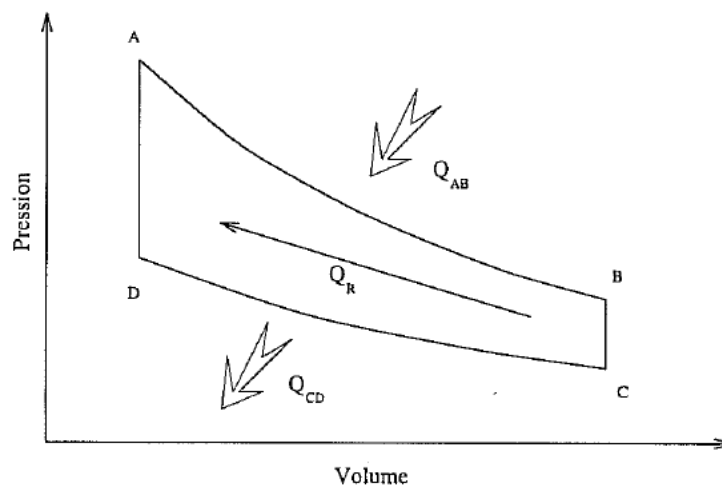


FIG. 1.2 : *Diagramme indicateur d'un moteur STIRLING théorique*
[2]

Le diagramme indicateur théorique (figure 1.2) montre les quatre transformations subies par le gaz :

- une détente isotherme (transformation A-B) : transfert de chaleur d'une source de chaleur extérieure vers le fluide de travail ; le moteur produit le travail utile du cycle ;
- une détente isochore (transformation B-C) : le fluide de travail cède de la chaleur au régénérateur interne à la machine ;
- une compression isotherme (transformation C-D) : le fluide de travail cède de la chaleur à la source froide ;
- une compression isochore (transformation D-A) : le régénérateur interne à la machine cède de la chaleur au fluide de travail.

Si la quantité de chaleur cédée par le fluide de travail au régénérateur durant la détente isochore est la même que celle reçue par le fluide lors de la compression isochore, c'est-à-dire si le régénérateur est parfait, alors le seul transfert de chaleur entre le moteur et l'environnement est :

- l'apport de chaleur à la température de la source chaude T_{max}
- le rejet de chaleur à la température de la source froide T_{min}

Cet apport et ce rejet de chaleur à températures constantes permettent au cycle de Stirling théorique d'avoir un rendement identique à celui du cycle de Carnot défini par :

$$\eta = 1 - \frac{T_{froid}}{T_{chaud}} \quad (1.1)$$

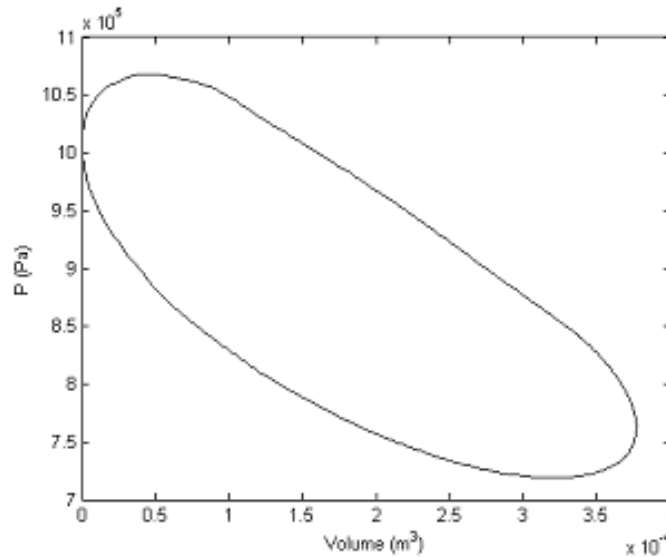


FIG. 1.3 : *Diagramme indicateur d'un moteur STIRLING réel*

En réalité, le diagramme indicateur relevé expérimentalement sur un moteur Stirling (figure 1.3) sera très sensiblement différent du diagramme théorique présenté précédemment. Il a une forme plus arrondie que ce dernier. Ceci est dû essentiellement aux mouvements continus des pistons, différents des mouvements théoriques, aux grandes hétérogénéités de température instantanée dans le moteur et aux nombreuses irréversibilités présentes lors du fonctionnement du moteur [3]. Du fait de la non-uniformité du champ de température instantanée dans un moteur Stirling réel, on ne peut pas parler d'un cycle thermodynamique réel : le travail mécanique produit résulte d'une infinité de cycles thermodynamiques différents subis par les particules fluides

présentes dans le moteur. On remarque que l'aire du diagramme indicateur réel est plus petite que celle du diagramme indicateur théorique. Cette diminution a pour conséquence de réduire la puissance fournie par le moteur car le travail est représenté par l'aire du diagramme fermé.

1.4 Les différents types de moteur

Il existe une très grande diversité de moteurs Stirling. On les classe généralement en fonction de leur configuration géométrique. Selon ce critère, il y a trois types principaux de moteur Stirling : le moteur alpha, le moteur bêta et le moteur gamma.

1.4.1 Le moteur alpha

Le moteur bicylindre ou alpha (figure 1.4) est un moteur dans lequel un cylindre est associé à la source froide et un autre est associé à la source chaude. Le couplage cinématique des deux pistons permet au fluide de passer d'un cylindre à l'autre tout en traversant un récupérateur d'énergie (régénérateur) et de faire varier le volume selon les phases s'approchant de celles décrites dans le diagramme indicateur théorique de Stirling.

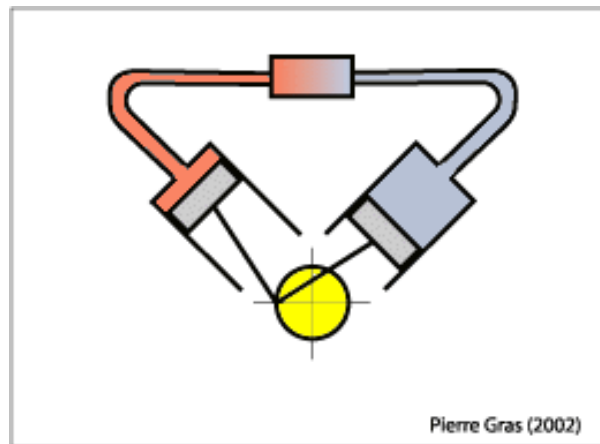


FIG. 1.4 : Coupe d'un moteur Stirling de type alpha
[4]

1.4.2 Le moteur bêta

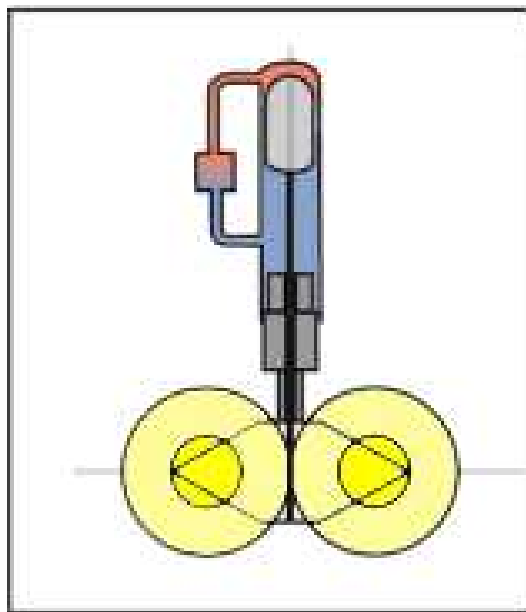


FIG. 1.5 : Coupe d'un moteur Stirling de type bêta
[4]

Le moteur bêta (figure 1.5) est un moteur monocylindre constitué de deux pistons :

- un piston de travail (gris foncé) utile pour la compression et la détente,
- un piston 'déplaceur' (gris clair) pour mettre successivement le gaz en contact avec la source froide puis la source chaude.

1.4.3 Le moteur gamma

Enfin, le moteur que nous avons utilisé dans nos manipulations est le moteur de type gamma (figure 1.6). Ce moteur ressemble beaucoup au type bêta car il a aussi un piston de travail et un piston déplaceur. La seule différence réside dans le fait que les deux pistons se meuvent dans des cylindres distincts.

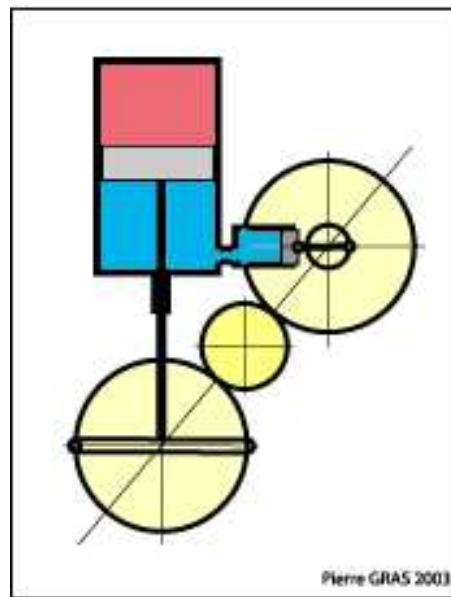


FIG. 1.6 : Coupe d'un moteur Stirling de type gamma [4]

Le moteur présent sur le banc d'essai est le moteur ST05G [5] conçu par Viebach dont la coupe est représentée à la figure 1.7.

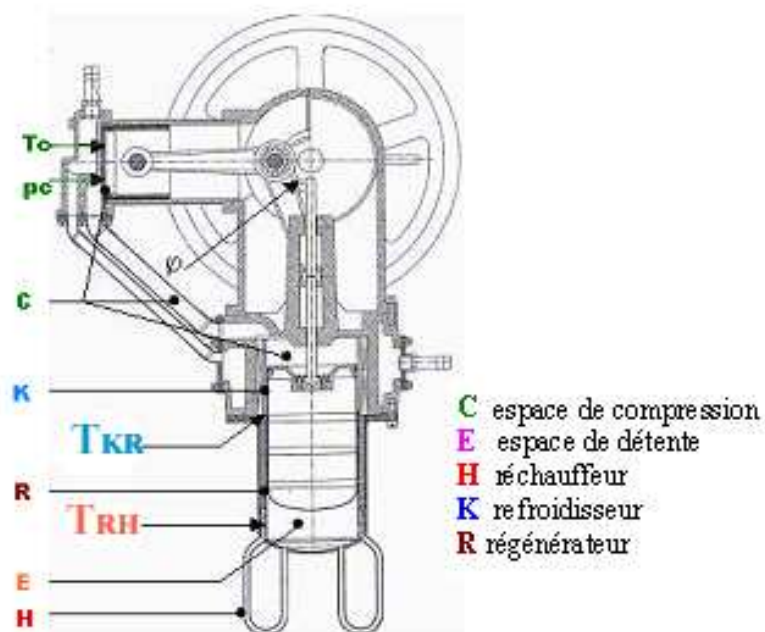


FIG. 1.7 : Le moteur ST05G de type gamma

1.5 Fonctionnement du moteur

Pour expliquer le fonctionnement de ce type de moteur, nous allons utiliser un moteur de type alpha dont le cylindre de détente E est maintenu à la température de la source chaude par un système de chauffage approprié et le cylindre de compression C est maintenu à la température de la source froide par un système de refroidissement approprié.

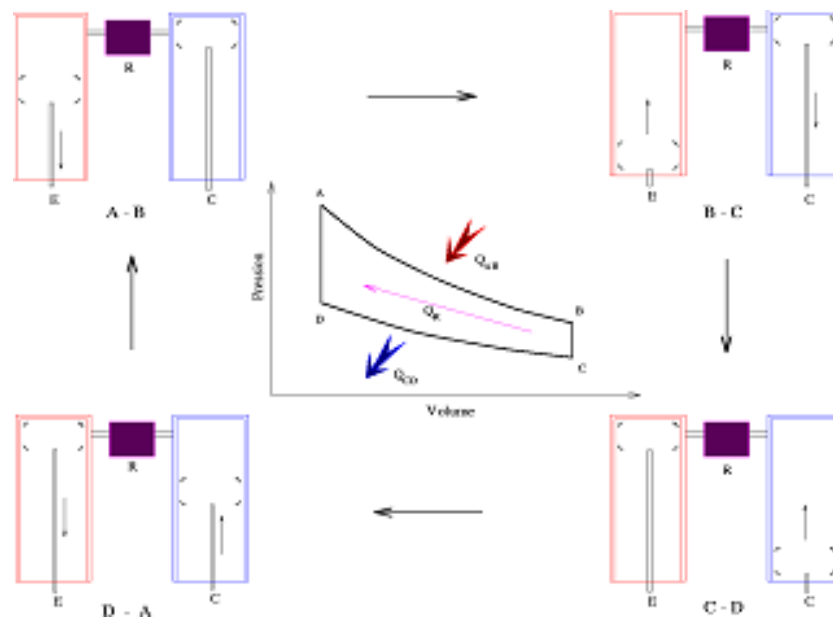


FIG. 1.8 : *Fonctionnement théorique d'un moteur idéal*
[2]

Au départ, la position des pistons est celle que l'on a représentée sur la figure 1.8. Le piston du cylindre de compression (partie droite), que nous appellerons pour simplifier le piston C, est à son point mort haut alors que le piston du cylindre de détente (partie gauche), le piston E, est au milieu de sa course descendante ; le piston E descend alors que le piston C reste immobile. C'est le temps moteur : la source chaude cède de la chaleur au fluide de travail et la descente du piston E entraîne le vilebrequin. Ceci correspond au processus A-B. Comme le volume augmente et que sa température est constante, la pression du fluide de travail dans le cylindre de détente diminue.

A partir du point B, le couplage mécanique entre les deux pistons est tel que le piston C commence à descendre vers son point mort bas tandis que le

piston E remonte vers sont point mort haut ; lors de ce double mouvement, le fluide travail passe de la partie chaude vers la partie froide en cédant de la chaleur au régénérateur. Comme le volume du fluide de travail reste constant et que sa température diminue, la pression diminue (processus B–C).

Lors du processus C–D, le couplage entre les deux pistons permet que le piston E soit immobile alors que le piston C remonte vers sont point mort haut. Le fluide de travail est comprimé, mais sa température n'augmente pas car la compression a lieu dans le cylindre relié à la source froide. De la chaleur est rejetée vers la source froide et la compression est isotherme.

Le dernier temps achève le cycle et nous ramène à l'état initial A : le piston E descend vers sont point mort bas et le piston C remonte vers sont point mort haut, ce qui permet de faire passer le fluide de travail de la partie froide vers la partie chaude du moteur sans changer de volume. En traversant le régénérateur, le fluide de travail récupère la chaleur qui s'y trouvait stockée et, du même coup, redonne à cet élément sa température initiale. Le moteur est revenu au point de départ, le régénérateur est prêt à absorber à nouveau de la chaleur et un nouveau cycle peut recommencer.

La très grande majorité des moteurs Stirling testés jusqu'ici utilisent un fluide pur monophasique gazeux. C'est aussi le cas du moteur que nous avons étudié. Il serait intéressant pour compléter cette étude de travailler avec un fluide polyphasique comme l'on fait Renfroe et Counts [6] ou Gu et Sato [7].

Chapitre 2

Expérimentation d'un petit moteur STIRLING : le ST05G de Viebach

Les expérimentations que nous avons menées sur le moteur Stirling portaient sur la mesure de température et de pression à l'intérieur du moteur. Cette étude est différente de celle menée par Cinar et Karabulut [8]. Pour pouvoir justifier ces résultats, nous avons tenté de développer un modèle dynamique du moteur ST05G de Viebach à partir de l'analyse adiabatique idéale et un autre modèle dynamique dit "Quasi steady flow model", en collaboration avec l'Université Catholique de Louvain.

2.1 Présentation du banc expérimental

Le moteur Stirling étudié est un moteur de configuration gamma, utilisant de l'air comprimé comme fluide de travail. Il s'agit du moteur Viebach ST 05 G, dont la pression maximale de gonflage est de 1 MPa. Le cylindre de compression a un alésage de 80 mm et le piston de travail, une course de 75 mm. La vitesse de rotation nominale est de 600 tr/min. Ce moteur peut fournir une puissance mécanique à l'arbre de 500 W. La figure 1.7 présente une coupe de ce moteur, sur laquelle on a fait apparaître les symboles désignant les cinq espaces élémentaires de tout moteur Stirling.

Le moteur est monté sur chassis. Il est accouplé par courroie à une dynamo-starter 12V permettant le démarrage ou la charge du moteur. Cette dynamo-starter est montée en balance, ce qui permet la mesure du couple transmis par la courroie. La figure 2.1 présente une vue de l'ensemble du banc d'essai. Le

moteur testé est de type cinématique, c'est-à-dire que les deux pièces mobiles sont accouplées à l'aide d'un mécanisme rigide. La figure 2.2 montre que le mécanisme utilisé ici est simplement un système bielle-manivelle ; le moteur tourne dans le sens des aiguilles d'une montre (figure 2.2), le mouvement du piston de travail (horizontal) étant en avance de 90° sur celui du déplaceur (vertical). La figure 2.3 présente la partie inférieure du moteur, désolidarisée du carter supérieur. On y aperçoit clairement la tige de commande du déplaceur, et l'enveloppe de son cylindre, qu'entourent, de haut en bas, le refroidisseur K et le régénérateur R . On distingue encore le raccord entre la partie supérieure du cylindre du déplaceur et le cylindre de travail, ces enceintes formant, ensemble, l'espace de compression dans la configuration gamma des moteurs Stirling. On voit, enfin, les tubes du réchauffeur H dans le bas de la figure 2.3.



FIG. 2.1 : Vue d'ensemble du moteur, du banc et du système d'acquisition de données

Un codeur angulaire incrémental *IVO GI-355* est accouplé à l'arbre de sortie du moteur. Un capteur de pression Druck *PMP 317-2489* est inséré dans la culasse du cylindre de compression (figures 1.7 et 2.2). Son temps de réponse est suffisamment court pour mesurer la pression instantanée p_C régnant dans ce cylindre. Trois sondes de température par thermocouples de type K ont été implantées, respectivement dans la culasse du cylindre de compression, pour la mesure de la température instantanée T_C (figures 1.7 et 2.2), à l'interface entre le refroidisseur et le régénérateur, pour la mesure de la température ins-

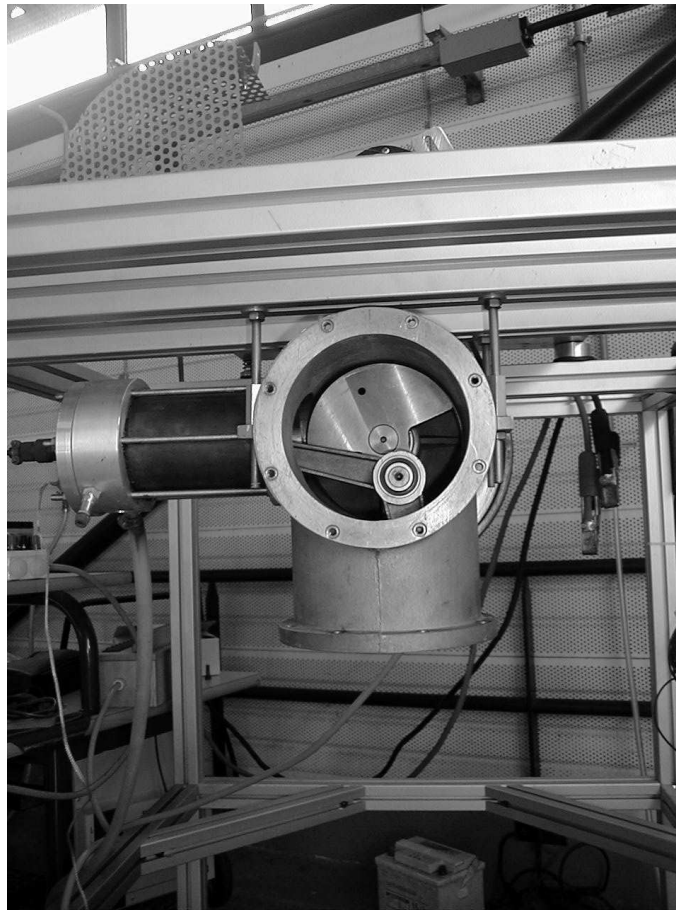


FIG. 2.2 : Partie supérieure, "froide", du moteur ST05G, ouverte et capteurs de p_C et de T_C

stantanée T_{KR} (figures 1.7 et 2.3), et à l'interface entre le régénérateur et le réchauffeur, pour la mesure de la température instantanée T_{RH} (figures 1.7 et 2.3). Ces sondes, immergées dans le circuit du fluide de travail, sont réalisées en fil de $25,4 \mu\text{m}$. Le support sur lequel est monté le thermocouple est tel que la soudure est maintenue dans le fluide à une distance faible de la paroi grâce à deux fins tubes en céramique fixés sur le support et dans lesquels passent les fils du thermocouple. Une étude préalable, dans laquelle ont été testés des thermocouples Ni et Cr-Ni avec un diamètre respectif de $12,7 \mu\text{m}$ et $25,4 \mu\text{m}$, a montré que ce diamètre est suffisamment petit pour que l'inertie thermique des thermocouples n'entache pas d'erreur les mesures de températures instantanées [9]. A noter qu'une nouvelle culasse, visible sur la figure 2.2, a dû être réalisée pour le cylindre de compression, les chambres d'eau assurant le refroidissement de la culasse originale n'autorisant pas l'implantation des capteurs de température et de pression. L'acquisition de données est effectuée grâce à un



FIG. 2.3 : *Partie inférieure, du moteur ST05G, démontée, et capteurs de températures T_{KR} et T_{RH}*

système ADWIN-PRO (figure 2.1), permettant une acquisition rapide. Dans notre cas, le codeur incrémental placé sur le vilebrequin du moteur commande l'acquisition des grandeurs p_C , T_C , T_{KR} et T_{RH} tous les degrés de vilebrequin.

2.2 Expérimentation et résultats

A partir de l'acquisition de la réponse de chaque capteur effectuée sur plusieurs tours de vilebrequin, nous avons moyenné les différents résultats sur un cycle.

2.2.1 Calage du point mort haut

Les premières expériences concernaient le calage du point mort haut, c'est-à-dire, la détermination précise de la position angulaire du vilebrequin correspondant au point mort haut du piston de travail. Les relevés géométriques ne permettent pas de déterminer cette position avec une précision suffisante. Dès lors, nous avons travaillé en moteur entraîné à froid. Nous espérons déterminer précisément la position du point mort haut, correspondant au volume minimal du moteur, en relevant la position angulaire du vilebrequin correspondant aux maxima de température et de pression dans le cylindre. Cette méthode a été utilisée avec succès dans le domaine des moteurs à combustion interne [10]. Les évolutions de la pression et de la température dans le cylindre de compression ont été relevées dans deux cas, l'un avec le déplaceur connecté et l'autre

sans déplaceur (déconnecté de la bielle) en condition de moteur entraîné. Ces variations sont représentées à la figure 2.4.

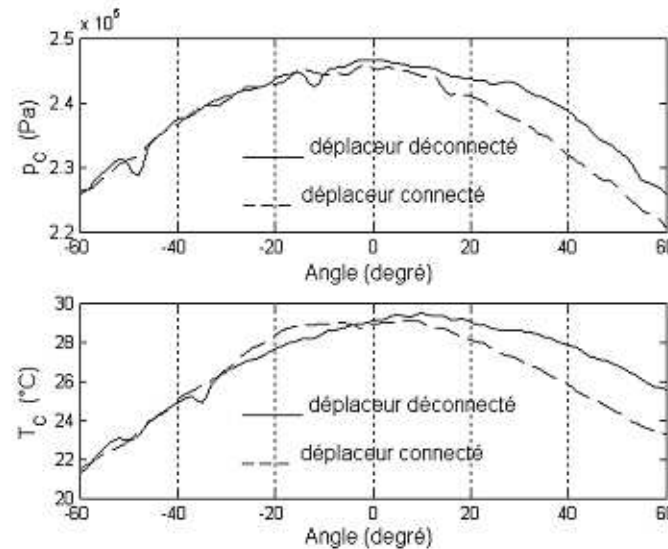


FIG. 2.4 : Evolution de la pression et de la température dans le cylindre de compression pour le calage du point mort haut

Autour du point mort haut du piston de travail, le déplaceur a sa vitesse maximale. Suspectant que le débit généré par le mouvement du déplaceur pouvait, de par les pertes de charge dans les échangeurs, influencer l'évolution de la pression, nous avons complété les mesures en moteur entraîné par des mesures en moteur entraîné avec déplaceur immobile, la tige étant découplée de sa bielle. Les résultats présentés à la figure 2.4 montrent peu de différence pour la pression, selon que le déplaceur est connecté ou non, mais une différence sensible en ce qui concerne l'évolution de la température. On remarque que les maxima de température sont situés notablement après les maxima de pression, laissant supposer qu'il y a transfert de chaleur de la paroi vers l'air autour du point mort haut, et non l'inverse. En effet, les très grands volumes morts des moteurs Stirling rendent les variations de pression et de température faibles dans le cylindre en condition de moteur entraîné. Il est donc possible que la température des parois soit toujours supérieure à la température de l'air du fait des frottements du piston sur le cylindre. Le calage du point mort haut actuel, effectué sur le maximum de pression, est encore insatisfaisant. D'autres méthodes plus précises devront être trouvées pour affiner ce calage.

2.2.2 Diagramme indicateur

Le diagramme indicateur est tracé à partir de la mesure de la pression et de la position angulaire du vilebrequin, pour un fonctionnement en régime nominal du moteur. Ce diagramme est représenté à la figure 2.5.

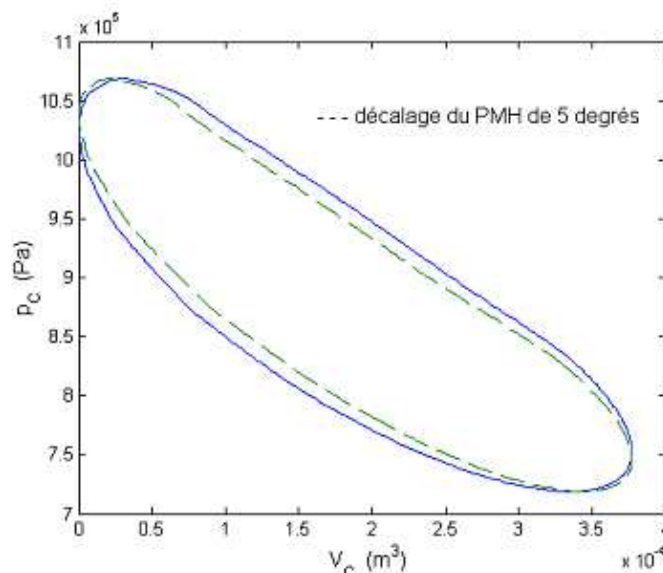


FIG. 2.5 : Diagrammes indicateurs suivant le calage du point mort haut

Deux diagrammes indicateurs ont été tracés selon que le point mort haut du piston est calé sur le maximum de pression ou de température, en condition de moteur entraîné. Les deux diagrammes sont très différents. Pour le calage actuel, le travail indiqué est de 56,1 J/cycle. Si nous le décalons de 5° , ce travail passe à 48,5 J/cycle. Même si les variations de pression sont beaucoup moins sévères dans un moteur Stirling que dans un moteur à combustion interne, le calage correct du point mort haut est donc indispensable pour calculer le travail indiqué avec précision.

2.2.3 Variations de pression et de température

La figure 2.6 présente l'évolution de la pression dans le cylindre de compression. Cette mesure a été ramenée sur un cycle, c'est-à-dire 360° de vilebrequin. Cette évolution n'est pas tout à fait sinusoïdale car la courbe est plus large au niveau du minimum de pression qu'au niveau du maximum. La pression varie

de 0,72 MPa à 1,07 MPa environ avec un maximum au niveau du 30^{ème} degré et un minimum au niveau du 230^{ème} degré.

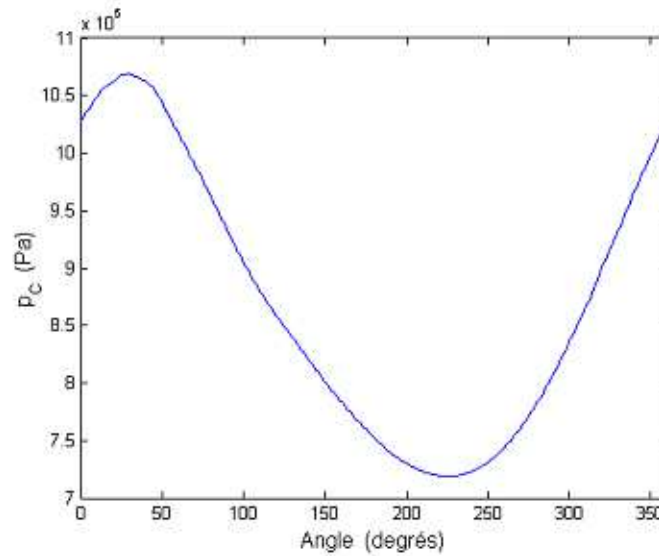


FIG. 2.6 : Variation de la pression dans le cylindre de compression au cours d'un cycle

La plupart des modèles du moteur Stirling prévoient des températures constantes en tout point. Mais le graphique de la figure 2.7 montre que ces modèles ne sont pas totalement valables.

L'évolution de la température dans le cylindre de compression T_C suit à peu près l'évolution de la pression, excepté quelques pics dont nous ne pouvons pas expliquer la présence avec les modèles actuels. L'amplitude des variations de cette température est de l'ordre de 30 ° C.

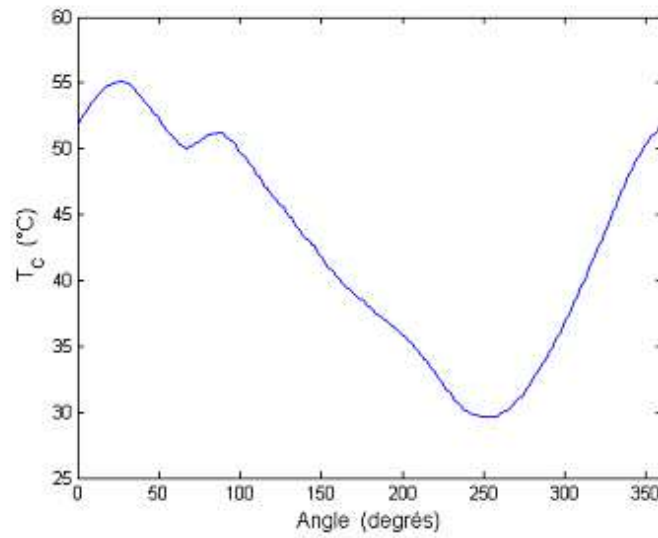


FIG. 2.7 : Evolution de la température dans le cylindre de compression sur un cycle

A l'interface refroidisseur-régénérateur, la température n'est pas constante. Nous l'appellerons par la suite T_{KR} . Son évolution est représentée par la courbe de la figure 2.8.

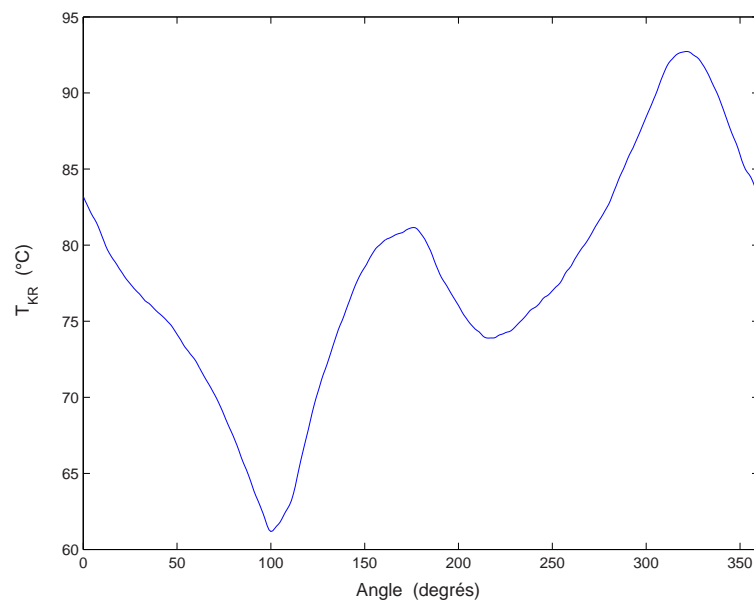


FIG. 2.8 : Evolution de la température à l'interface refroidisseur-régénérateur au cours d'un cycle

Contrairement à la température régnant dans le cylindre de compression, la température T_{KR} ne suit pas l'évolution de la pression. Son amplitude est d'environ 30°C . Les différents modèles de moteur Stirling prennent généralement pour hypothèse que la température à cet endroit est constante et qu'elle est égale à la température de la source froide.

Nous avons aussi relevé la température au niveau de l'interface régénérateur-réchauffeur. Nous appellerons cette température T_{RH} . Son évolution est présentée dans le graphe de la figure 2.9.

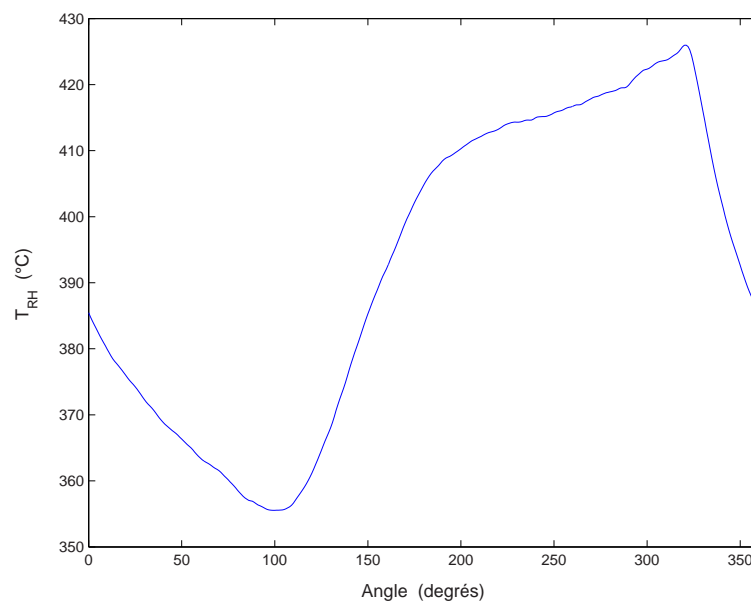


FIG. 2.9 : Evolution de la température à l'interface régénérateur-réchauffeur au cours d'un cycle

Là encore, la température n'est pas constante et elle ne suit pas l'évolution de la pression. L'amplitude de cette variation est d'environ 70°C . La température maximale est de 425°C environ alors que la température de la paroi du réchauffeur atteint $550\text{--}600^\circ\text{C}$. Malheureusement, aucun modèle n'existe aussi pour expliquer cette variation.

Chapitre 3

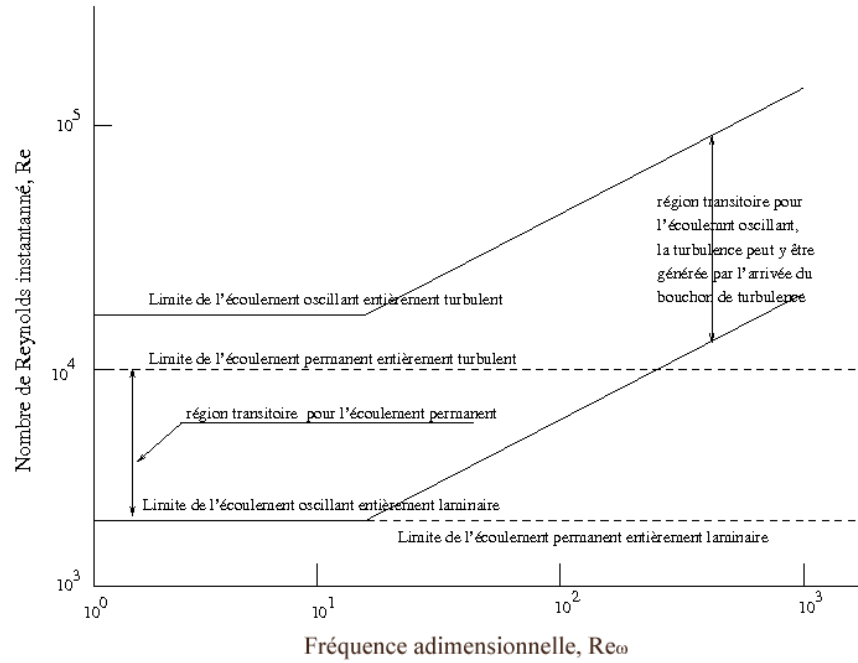
Modélisation du moteur Stirling

3.1 Instationnarité de l'écoulement dans les échangeurs de chaleur

Le principe même qui définit les moteurs Stirling impose que l'écoulement dont ces moteurs sont le siège est un écoulement périodique alternatif dit "écoulement oscillant". En normalisant l'équation de conservation de la quantité de mouvement, ou bien à l'aide de mesures expérimentales, on peut notamment mettre en évidence les paramètres de similitude caractéristiques de l'écoulement oscillant suivants [11] :

- . une fréquence adimensionnelle $Re_\omega = \frac{\omega \cdot D_t^2}{4 \cdot \nu}$, qui caractérise l'instationnarité de l'écoulement ; ce nombre est parfois appelé nombre de Valensi ;
- . un nombre de Reynolds maximal $Re_{max} = \frac{u_{m,max} \cdot D_t}{\nu}$, équivalent au nombre de Reynolds défini en écoulement permanent.

Le critère de transition entre l'état laminaire et l'état turbulent est encore très mal connu en écoulement oscillant [12]. Le critère le plus communément utilisé est basé sur le diagramme de Glimps, développé par Gedeon [13]. Des résultats expérimentaux récents montrent cependant que ce critère n'est pas toujours vérifié dans la pratique [14].

FIG. 3.1 : *Modèle de transition de GLIMPS*

Des études réalisées par Iguchi et al. [15], Sergeev [16], Grassman et Tuma [17], Ohmi et al. [18], Park et Baird [19], Von Kerczerk et Davis [20] et Seume et al. [21], montrent que les lignes dans le plan (Re_{max}, Re_ω) (figure 3.1) séparant les domaines de transition des domaines entièrement turbulents ou entièrement laminaires sont croissantes avec la fréquence adimensionnelle Re_ω . T.W. Simon [22] s'est appuyé sur ces travaux pour essayer de déterminer la température du fluide.

Le réchauffeur du moteur Stirling étudié est constitué de tubes de 6 mm de diamètre intérieur. La vitesse maximale de l'air dans ces tubes est de $u_{m,max} = 30 \text{ m/s}$. Compte tenu que le fluide de travail est de l'air à une pression moyenne de 0,85 MPa et à une température moyenne d'environ 400°C , cela conduit à des valeurs de $Re_{\omega,H} = 60$ et $Re_{max,H} = 19000$. Le refroidisseur est, quant à lui, constitué d'un espace annulaire dans lequel sont insérées des ailettes radiales, censées conduire la chaleur de l'air vers la paroi extérieure de cet espace, refroidie par une circulation d'eau. Cette disposition particulière conduit, compte tenu du grand nombre d'ailettes, à une faible valeur du diamètre hydraulique du refroidisseur, soit 1,4 mm. Cela amène, pour le refroidisseur, à des valeurs de $Re_{\omega,K} = 15$ et $Re_{max,K} = 3200$. Pour de telles valeurs

des nombres adimensionnels Re_ω et Re_{max} , tous les critères de transition, y compris celui de Glimps (figure 3.1), prédisent que l'écoulement reste laminaire durant tout le cycle.

Par ailleurs, la solution analytique pour le profil de vitesse d'un écoulement laminaire établi de fluide incompressible est connue [23]. On peut montrer que pour d'aussi faibles valeurs de la fréquence adimensionnelle Re_ω , les profils de vitesse sont quasiment paraboliques. Ainsi, à titre d'exemple, la figure 3.2 présente les profils de vitesse adimensionnels calculés pour une fréquence adimensionnelle de $Re_\omega = 1$, tracé tous les 30° de phase. Les profils y sont bien quasiment paraboliques.

Dans le cas du moteur étudié, l'écoulement peut donc être considéré comme "quasi-stationnaire" laminaire dans le refroidisseur, c'est-à-dire que les lois de transfert issues des études en écoulement permanent laminaire sont applicables, pourvu qu'on considère la valeur instantanée de la vitesse. Vu la grande valeur de la fréquence adimensionnelle $Re_{\omega,H}$ dans le réchauffeur, l'approche quasi-stationnaire n'est, en principe, pas valable pour cet espace. Il n'existe malheureusement pas encore de modèle pertinent adapté à ces conditions.

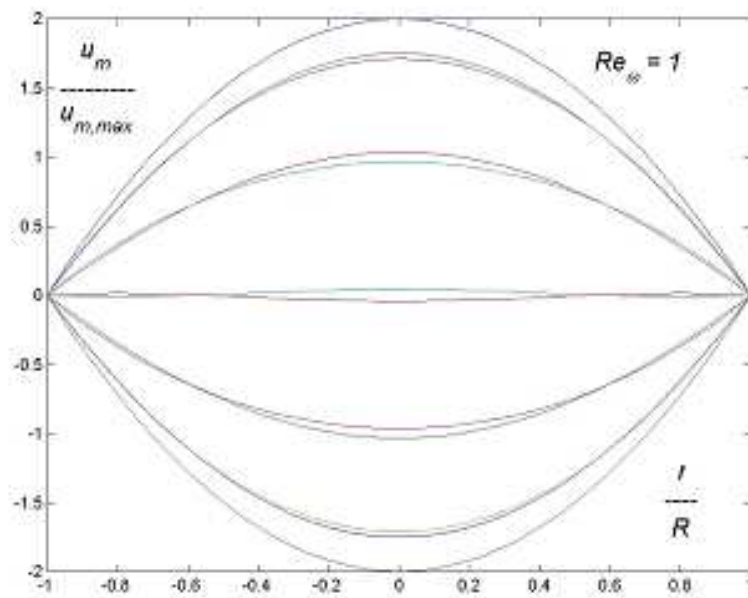


FIG. 3.2 : Profil des vitesses en écoulement laminaire incompressible établi à faible fréquence

3.2 Analyse adiabatique idéale

Le moteur possédant trois échangeurs de chaleur H, R, K de taille finie, nous retrouvons le fluide de travail partout dans le moteur et à différentes températures comprises entre les températures extrêmes du cycle T_H et T_K . Le champ de température est donc fondamentalement non-uniforme dans ces moteurs : à n'importe quel moment du cycle, il y a toujours des quantités non négligeables de fluide froid dans la partie froide du moteur et de fluide chaud dans la partie chaude de la machine ; par conséquent, au cours du cycle, c'est la distribution de fluide de travail entre les différents niveaux de température qui varie. Il est inutile de comparer toute étude du fonctionnement du moteur Stirling à un cycle thermodynamique théorique à cause de cette non-homogénéité spatio-temporelle du fluide de travail. Nous ne pouvons pas appliquer cette approche sur ce moteur, même si cela fonctionne dans le cas des moteurs à combustion interne (cycle de Beau de Rochas,...), des turbines à gaz (cycle de Joule,...), des turbines à vapeur (cycle de Rankine-Hirn,...) : chaque particule du fluide de travail subira un cycle thermodynamique différent selon sa position initiale dans le moteur. En 1871, Schmidt [24] a proposé une analyse, connue sous le nom d'analyse idéale, qui a inspiré les modèles développés ultérieurement. Plus récemment, Finkelstein [25] a regroupé l'analyse de Schmidt et une représentation de la répartition instantanée du fluide de travail dans le moteur, permettant d'évaluer simplement la pertinence de sa conception. L'analyse idéale repose sur la division du moteur en ses cinq espaces élémentaires. On considère le fluide de travail comme un gaz parfait, et on suppose qu'on peut définir une température caractéristique de chacun des cinq espaces élémentaires. Dès lors, la pression instantanée, supposée uniforme dans le moteur, s'obtient par la relation :

$$p = m_T \cdot r \cdot \left(\frac{V_E}{T_E} + \frac{V_H}{T_H} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_K}{T_K} + \frac{V_C}{T_C} \right)^{-1} \quad (3.1)$$

Les volumes V_H , V_R , et V_K sont fixes et connus. Les volumes instantanés V_E , et V_C sont déterminés à partir des données géométriques sur les cylindres et la cinématique utilisée. Comme la masse totale de gaz m_T contenue dans le moteur est constante et est déterminée lors du remplissage du moteur, l'évolution de la pression peut être calculée, si on connaît les températures dans les espaces élémentaires. Les différentes hypothèses rencontrées considèrent que les températures T_H et T_K sont constantes (ce sont les températures extrêmes

du cycle), ainsi que la température T_R du régénérateur qui vaut la moyenne logarithmique des températures T_H et T_K . Les températures T_E et T_C peuvent être évaluées en supposant une évolution isentropique du fluide dans les cylindres. On peut alors calculer la pression instantanée p et déterminer le travail indiqué, les répartitions de masse et les débits dans le moteur.

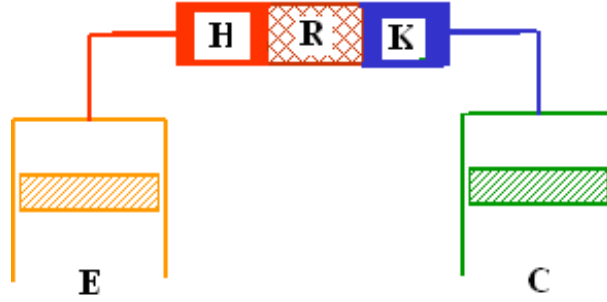


FIG. 3.3 : Schéma de principe d'un moteur Stirling

On considère qu'un débit est positif si le fluide s'écoule de l'espace de compression vers l'espace de détente. Dans ce cas, si l'interface entre deux volumes adjacents est désignée par un double indice, nous avons, pour le régénérateur, par exemple :

$$\dot{m}_{RH} = \dot{m}_{KR} - \frac{dm_R}{dt} \quad (3.2)$$

Les températures du fluide dans les cylindres sont déterminées à partir de l'équation de l'énergie, en supposant qu'il n'y a pas de transfert de chaleur. Par exemple, la température de l'espace de détente est obtenue à partir de l'équation différentielle suivante :

$$c_V \cdot \frac{d(m_E \cdot T_E)}{dt} + p \cdot \frac{dV_E}{dt} - c_P \cdot \dot{m}_{HE} \cdot T_{HE} = 0 \quad (3.3)$$

dans laquelle la température à l'interface réchauffeur-espace de détente dépend du sens du flux :

$$\begin{aligned}
T_{HE} &= T_E \text{ si } \dot{m}_{HE} < 0 \\
T_{HE} &= T_H \text{ si } \dot{m}_{HE} > 0
\end{aligned} \tag{3.4}$$

Les puissances thermiques échangées au niveau du réchauffeur et du refroidisseur sont aussi déterminées à partir de l'équation de l'énergie :

$$c_V \cdot \frac{T_H \cdot dm_H}{dt} - c_P \cdot (\dot{m}_{RH} \cdot T_{RH} - \dot{m}_{HE} \cdot T_{HE}) = \dot{Q}_H \tag{3.5}$$

Si l'on considère que les températures des trois échangeurs sont constantes, il résulte forcément que les températures aux interfaces entre ces échangeurs sont constantes. On doit avoir, entre le réchauffeur et le régénérateur, $T_{RH} = T_H$, et, entre le régénérateur et le refroidisseur, $T_{KR} = T_K$.

Les résultats expérimentaux que nous avons présentés ci-dessus montrent clairement que ces hypothèses sont loin d'être acceptables.

La figure 3.4 présente les variations théoriques d'après le modèle de Schmidt et les variations expérimentales. En ce qui concernent les températures aux interfaces régénérateur-réchauffeur et refroidisseur-régénérateur, nous remarquons que le modèle n'est pas approprié. Le modèle de Schmidt prévoit des températures constantes, ceci étant contredit par l'expérience.

La modélisation de Schmidt prévoit une compression adiabatique. En comparant les résultats théoriques et expérimentaux (figure 3.5), nous remarquons que les évolutions ne sont pas rigoureusement identiques mais ont à peu près la même allure. Ces différences peuvent provenir du fait que la culasse du cylindre de compression était refroidie lors des expériences.

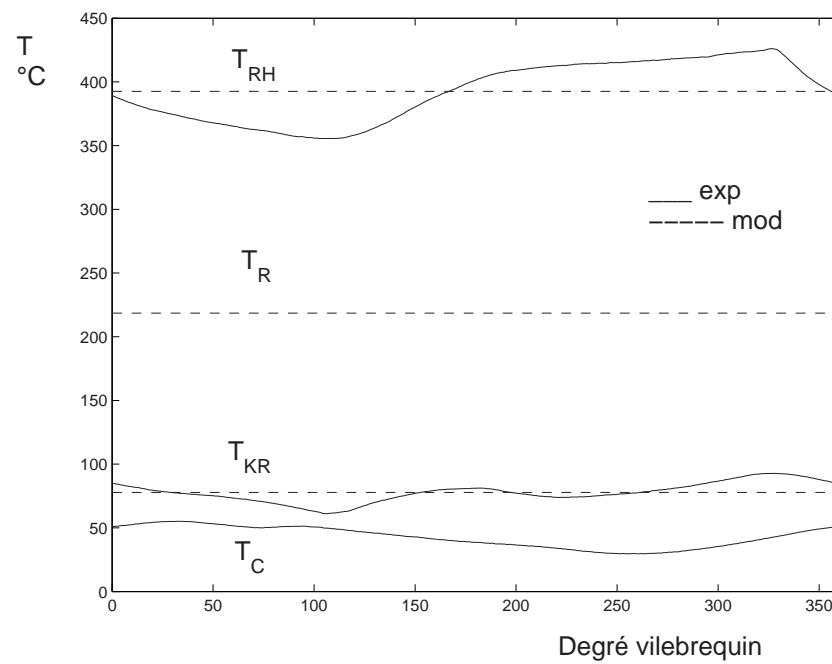


FIG. 3.4 : Variations théoriques et expérimentales des différentes températures au sein du moteur

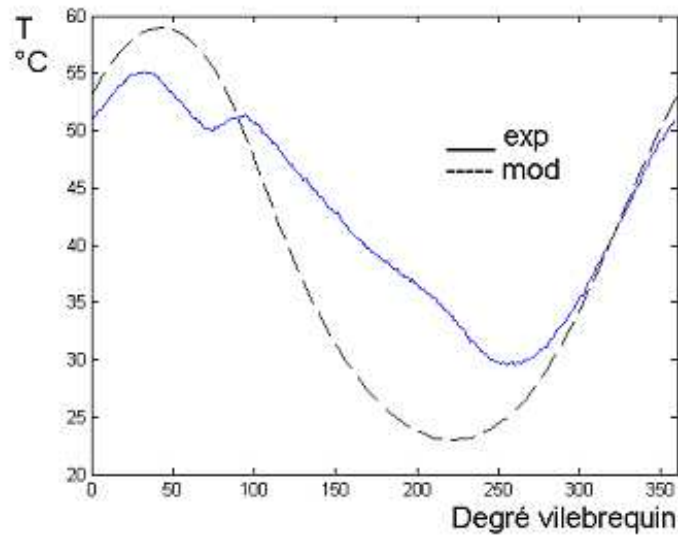


FIG. 3.5 : Variations théorique et expérimentale de la température dans le cylindre de compression

3.3 Modèle adiabatique à transfert de chaleur imparfait ou modèle dit "Quasi Steady Flow"

3.3.1 Mise en équation

Le modèle "Quasi Steady Flow" utilisé ici a été initialement développé dans le cadre d'une collaboration avec l'UCL [26], sur base de l'analyse proposée par Urieli & Berchowitz [27]. Il a été réalisé dans l'environnement Matlab. La principale différence entre ce modèle et le modèle basé sur l'analyse adiabatique idéale utilisé précédemment [28] repose sur les échangeurs de chaleur. La température des parois du réchauffeur et du refroidisseur sont maintenues constantes et sont nommées T_{Wh} et T_{Wk} . Nous considérerons que la température du gaz dans les échangeurs n'est pas exactement égale à celle des parois de l'échangeur considéré. La température du gaz dans les échangeurs peut varier et n'est donc pas connue comme du reste celle des interfaces des sous-volumes.

Dans ce modèle, le régénérateur est constitué de deux éléments. On considère que le gradient de température est linéaire dans le régénérateur. Si on appelle T_{r1} et T_{r2} les températures moyennes du fluide dans chacun des deux éléments et $T_{intr1r2}$, la température à l'interface entre ces deux éléments, l'hypothèse de linéarité de température conduit à écrire les relations suivantes :

$$\begin{cases} T_{KR} = \frac{3T_{r1} - T_{r2}}{2} \\ T_{RH} = \frac{3T_{r2} - T_{r1}}{2} \end{cases} \quad (3.6)$$

La température à l'interface des deux sous-volumes r1 et r2 vaut :

$$T_{intr1r2} = \frac{T_{r1} + T_{r2}}{2} \quad (3.7)$$

Pour calculer les températures aux interfaces refroidisseur-régénérateur et réchauffeur-régénérateur, il faut tenir compte du sens du débit dans les échangeurs. Les températures seront calculées de la manière suivante :

$$\text{Si } \dot{m}_{CK} > 0 \text{ alors } T_{CK} = T_C \text{ sinon } T_{CK} = T_K \quad (3.8)$$

$$\text{Si } \dot{m}_{KR} > 0 \text{ alors } T_{KR} = T_K \text{ sinon } T_{KR} \text{ calculée par 3.6a} \quad (3.9)$$

$$\text{Si } \dot{m}_{RH} > 0 \text{ alors } T_{RH} \text{ calculée par 3.6b sinon } T_{RH} = T_H \quad (3.10)$$

$$\text{Si } \dot{m}_{HE} > 0 \text{ alors } T_{HE} = T_H \text{ sinon } T_{HE} = T_E \quad (3.11)$$

La chaleur est transférée au fluide moteur par convection forcée. L'équation habituellement utilisée est :

$$dQ = h \cdot A_W (T_W - T) \cdot dt \quad (3.12)$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} h & = \text{coefficient de transfert de chaleur par convection} \\ A_W & = \text{surface mouillée} \\ T_W & = \text{température de paroi de l'échangeur} \\ T & = \text{température du fluide moteur} \end{cases}$$

Si le transfert de chaleur était parfait, alors h serait infini.

En appliquant cette formule à chaque échangeur de chaleur, nous obtenons le système suivant :

$$\begin{cases} dQ_K & = h_K \cdot A_{W_K} \cdot (T_{W_K} - T_K) \cdot dt \\ dQ_{r1} & = h_{r1} \cdot A_{W_{r1}} \cdot (T_{W_{r1}} - T_{r1}) \cdot dt \\ dQ_{r2} & = h_{r2} \cdot A_{W_{r2}} \cdot (T_{W_{r2}} - T_{r2}) \cdot dt \\ dQ_H & = h_H \cdot A_{W_H} \cdot (T_{W_H} - T_H) \cdot dt \end{cases} \quad (3.13)$$

Nous supposons que les températures des parois du refroidisseur et du réchauffeur sont constantes. En revanche, la température de paroi du régénérateur varie et dépend de l'énergie qu'il absorbe ou qu'il fournit au cours du temps.

La vitesse de variation de cette température dépend de la capacité calorifique du régénérateur :

$$\begin{cases} dT_{W_{r1}} = -\frac{dQ_{r1}}{cmr} \\ dT_{W_{r2}} = -\frac{dQ_{r2}}{cmr} \end{cases} \quad (3.14)$$

où cmr est la capacité calorifique en [J/K]

Maintenant, nous devons établir une relation permettant de calculer la pression. Pour cela, nous allons écrire l'équation de conservation de l'énergie pour chaque élément :

$$\begin{cases} -c_P.T_{CK}.\dot{m}_{CK}.dt & = \frac{c_P.p.dV_C + c_V.V_C.dp}{r} \\ dQ_K + c_P.T_{CK}.\dot{m}_{CK}.dt - c_P.T_{KR}.\dot{m}_{KR}.dt & = \frac{c_V.V_K.dp}{r} \\ dQ_{r1} + c_P.T_{KR}.\dot{m}_{KR}.dt - c_P.T_{intr1r2}.\dot{m}_{intr1r2}.dt & = \frac{c_V.V_{r1}.dp}{r} \\ dQ_{r2} + c_P.T_{intr1r2}.\dot{m}_{r1r2}.dt - c_P.T_{RH}.\dot{m}_{RH}.dt & = \frac{c_V.V_{r2}.dp}{r} \\ dQ_H + c_P.T_{RH}.\dot{m}_{RH}.dt - c_P.T_{HE}.\dot{m}_{HE}.dt & = \frac{c_V.V_H.dp}{r} \\ c_P.T_{HE}.\dot{m}_{HE}.dt & = \frac{c_P.p.dV_E + c_V.V_E.dp}{r} \end{cases} \quad (3.15)$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} dQ & = dQ_K + dQ_{r1} + dQ_{r2} + dQ_H \\ dW & = p.dV_C + p.dV_E \\ V & = V_K + V_C + V_R + V_H + V_E \end{cases} \quad (3.16)$$

En effectuant la somme de toutes les équations de 3.15, et en appliquant les relations de 3.16 nous obtenons :

$$dQ = \frac{c_P.dW + c_V.V.dp}{r} \quad (3.17)$$

En appliquant la relation de conservation de l'énergie dans l'espace de compression, nous pouvons établir l'évolution de la masse dans cet espace :

$$dm_C = \frac{p.dV_C + V_C.\frac{dp}{\gamma}}{r.T_{CK}} \quad (3.18)$$

Sur les six équations de conservation de l'énergie (équations 3.15), deux ont été déjà utilisées (une a été utilisée telle quelle ainsi qu'une combinaison linéaire des six équations). Il en reste donc quatre qui vont servir à établir les débits massiques aux interfaces :

$$\left\{ \begin{array}{lcl} \dot{m}_{CK}.dt & = & -dm_C \\ \dot{m}_{KR}.dt & = & \frac{c_P.\dot{m}_{CK}.T_{CK}.dt + dQ_K - c_V.V_K.\frac{dp}{r}}{c_P.T_{KR}} \\ \dot{m}_{intr1r2}.dt & = & \frac{c_P.\dot{m}_{KR}.T_{KR}.dt + dQ_{r1} - c_V.V_{r1}.\frac{dp}{r}}{c_P.T_{intr1r2}} \\ \dot{m}_{RH}.dt & = & \frac{c_P.\dot{m}_{intr1r2}.T_{intr1r2}.dt + dQ_{r2} - c_V.V_{r2}.\frac{dp}{r}}{c_P.T_{RH}} \\ \dot{m}_{HE}.dt & = & \frac{c_P.\dot{m}_{RH}.T_{RH}.dt + dQ_H - c_V.V_H.\frac{dp}{r}}{c_P.T_{HE}} \end{array} \right. \quad (3.19)$$

Afin de déterminer la masse dans les différents sous-volumes autres que l'espace de compression, nous allons utiliser la conservation de la masse :

$$dm = (\dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sort}).dt \quad (3.20)$$

En appliquant la relation (3.20) aux autres sous-volumes, nous obtenons :

$$\left\{ \begin{array}{l} dm_K = (\dot{m}_{CK} - \dot{m}_{KR}).dt \\ dm_{r1} = (\dot{m}_{KR} - \dot{m}_{intr1r2}).dt \\ dm_{r2} = (\dot{m}_{intr1r2} - \dot{m}_{RH}).dt \\ dm_H = (\dot{m}_{RH} - \dot{m}_{HE}).dt \end{array} \right. \quad (3.21)$$

Comme la masse totale de fluide est constante et vaut M , nous avons :

$$m_E = M - (m_C + m_K + m_{r1} + m_{r2} + m_H) \quad (3.22)$$

Enfin, pour connaître la température du fluide dans chaque sous-volume, nous appliquerons l'équation des gaz parfaits :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_C = \frac{p.V_C}{r.m_C} \\ T_K = \frac{p.V_K}{r.m_K} \\ T_{r1} = \frac{p.V_{r1}}{r.m_{r1}} \\ T_{r2} = \frac{p.V_{r2}}{r.m_{r2}} \\ T_H = \frac{p.V_H}{r.m_H} \\ T_E = \frac{p.V_E}{r.m_E} \end{array} \right. \quad (3.23)$$

En considérant le transfert de chaleur comme imparfait, nous avons introduit la relation qui fait intervenir le coefficient de transfert de chaleur par convection h . Cette valeur n'est pas constante et dépend des conditions de l'écoulement.

Il faut la déterminer à partir d'une équation appropriée. Malheureusement, toutes les relations établies à ce jour se basent sur l'hypothèse d'un écoulement permanent ce qui n'est forcément pas le cas. Comme il n'existe pas de relation pour les écoulements oscillants, nous sommes obligés d'accepter l'hypothèse d'écoulement quasi-permanent pour effectuer nos calculs.

Les corrélations utilisées sont celles proposées par Urieli & Berchowitz [27], qui sont basées sur l'analogie de Reynolds :

$$\text{Si } Re < 2000 \quad Nu = 8 \quad (3.24)$$

$$\text{Si } 2000 < Re < 4000 \quad Nu = 3,6715 \cdot 10^{-4} Re^{1,3142} \quad (3.25)$$

$$\text{Si } 4000 < Re \quad Nu = 0,03955 Re^{0,75} \quad (3.26)$$

Pour le régénérateur :

$$Nu = 0,42 Re^{0,56} \quad (3.27)$$

Pour pouvoir appliquer ce modèle, il est nécessaire de connaître les données suivantes :

- le déphasage entre le déplaceur et le piston,
- la masse totale de fluide,
- les températures chaude et froide,
- les volumes de compression et d'expansion,
- le volume de chaque échangeur,
- la section de passage de chaque sous-volume,
- la surface mouillée de chaque échangeur,
- le diamètre hydraulique du refroidisseur et du réchauffeur,
- le diamètre de la maille et celui d'un fil de la maille du régénérateur,
- la capacité calorifique du régénérateur,
- les caractéristiques du fluide de travail,
- la cinématique,
- la vitesse de rotation.

3.3.2 Méthode de résolution

Nous devons résoudre un système de 21 équations parmi lesquelles 6 équations différentielles qu'il faut intégrer numériquement. Généralement, pour résoudre un tel système, le principe consiste à formuler un problème à valeurs initiales : ces dernières sont supposées connues et nous devons faire une intégration sur un cycle. Malheureusement, nous ne connaissons pas les valeurs initiales de chaque paramètre. Nous savons seulement que ces paramètres effectuent un cycle et que les valeurs initiales et finales doivent être égales.

Le principe est le suivant : nous formulons le problème comme un problème à valeur initiale en fixant des valeurs initiales quelconques mais cohérentes. Ensuite, nous intégrons sur des cycles successifs jusqu'à obtenir un état cyclique. D'après Urieli et Berchovitz (1984), le critère de convergence le plus pertinent est la chaleur fournie au régénérateur en fin de cycle. Cette valeur doit être nulle pour ne pas avoir une accumulation ou une extraction progressive de chaleur dans cet élément au cours du temps.

3.3.3 Technique d'accélération

Pour cette modélisation, la vitesse de convergence est lente : plusieurs centaines d'itérations sont parfois nécessaires pour arriver à un état cyclique. Pour réduire ce nombre important d'itérations, une technique d'accélération a été utilisée : après chaque cycle, le transfert de chaleur dans le régénérateur doit être nul. Si le transfert est positif (ou négatif), la température des parois est plus élevée (ou plus basse) que celle de l'état cyclique. Ainsi, à chaque itération, la température des parois sera corrigée en fonction du transfert de chaleur de la manière suivante :

$$T_W \rightarrow T_W - Q_R \cdot f \quad (3.28)$$

où f est un facteur de convergence arbitraire.

3.4 Résultats de la modélisation

Plusieurs simulations ont été effectuées pour permettre d'expliquer les résultats expérimentaux. Dans un premier temps, nous avons fait une modélisation du moteur en ne divisant le régénérateur qu'en deux parties et en ne divisant pas les autres éléments du moteur. Dans un second temps, nous avons

fait varier le nombre de divisions dans le refroidisseur et le réchauffeur. Nous avons fait tourner le programme dans le cas de trois divisions et de dix divisions dans les deux éléments. Enfin, nous avons essayé de faire varier en même temps le nombre de divisions dans les trois éléments.

3.4.1 Deux divisions dans le régénérateur

Un des premiers travaux concernant la modélisation du moteur Stirling ST05G a été de faire tourner le programme en divisant le régénérateur en deux parties et en faisant varier le nombre de divisions dans le refroidisseur et le réchauffeur. Nous allons comparer les résultats expérimentaux et théoriques dans le cas de la pression et des températures T_C , T_{KR} et T_{RH} .

En ce qui concerne la pression et la température au niveau du cylindre de compression, le nombre de divisions n'intervient pas. Nous pouvons déjà comparer les résultats théoriques et expérimentaux dans ces deux cas (figures 3.6 et 3.7). Le nombre de divisions a une influence beaucoup plus importante pour les deux autres températures.

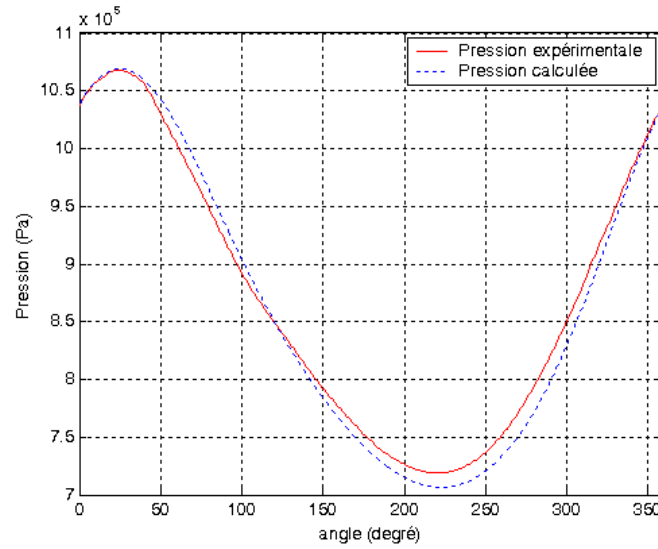


FIG. 3.6 : *Evolutions de la pression expérimentale et de la pression calculée*

Nous pouvons voir que l'évolution de la pression calculée suit à peu près celle de la pression expérimentale, même si la valeur minimale de la pression calculée est un peu plus basse. Pour la température du fluide régnant dans le

cylindre de compression, les évolutions ne sont pas identiques. L'amplitude de la température calculée est plus grande que celle de la température expérimentale. Ceci peut provenir du fait que la culasse du cylindre de compression était refroidie par une circulation d'eau froide pendant les mesures expérimentales.

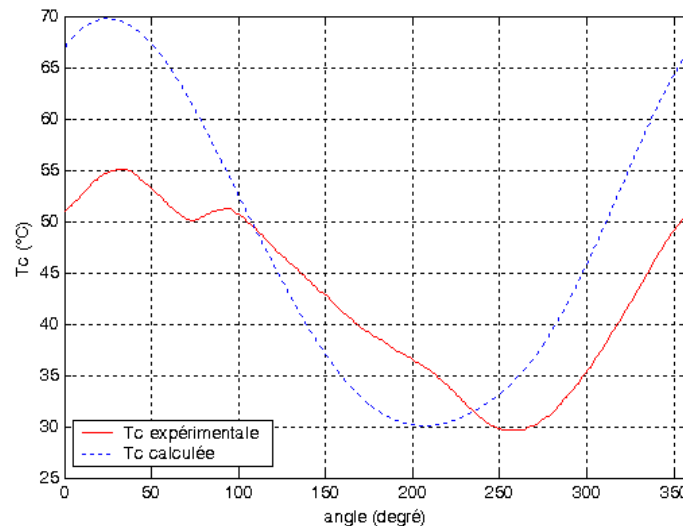


FIG. 3.7 : *Évolutions des températures expérimentale et calculée au niveau du cylindre de compression*

Grâce à cette modélisation, nous pouvons aussi comparer les diagrammes indicateurs expérimental et calculé.

Nous remarquons sur la figure 3.8 que les diagrammes indicateurs ne sont pas très différents, même si le diagramme indicateur expérimental est un peu plus petit. Comme nous l'avons vu dans le passage concernant le calage du point mort haut, cette différence influence le travail produit par la machine.

En ce qui concerne les températures aux interfaces refroidisseur-régénérateur, et régénérateur-réchauffeur, nous avons fait varier le nombre de divisions dans les deux échangeurs de chaleur et nous avons présenté aux figures 3.9 et 3.10 les résultats pour une division, trois divisions et dix divisions .

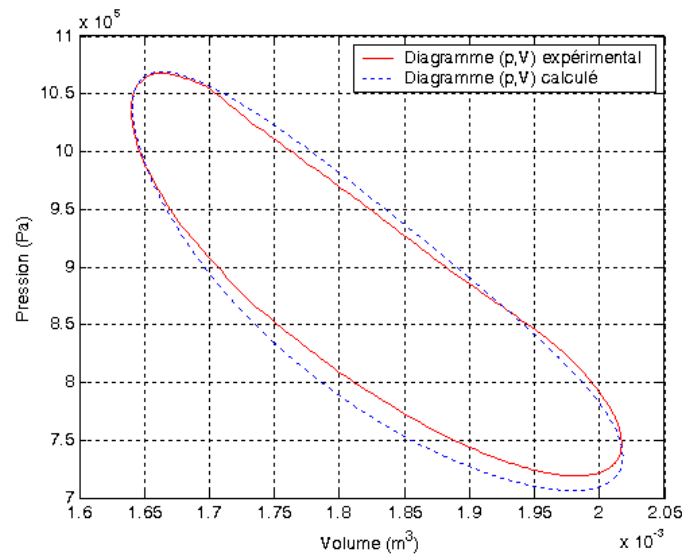


FIG. 3.8 : Diagrammes indicateurs expérimental et calculé

Nous remarquons sur la figure 3.9 deux discontinuités correspondant au changement de sens du débit au niveau de l'interface du refroidisseur et du réchauffeur, dont la taille diminue en augmentant le nombre de divisions dans le refroidisseur et le réchauffeur. La courbe présentant le meilleur profil correspond à la configuration ayant dix divisions dans chaque échangeur.

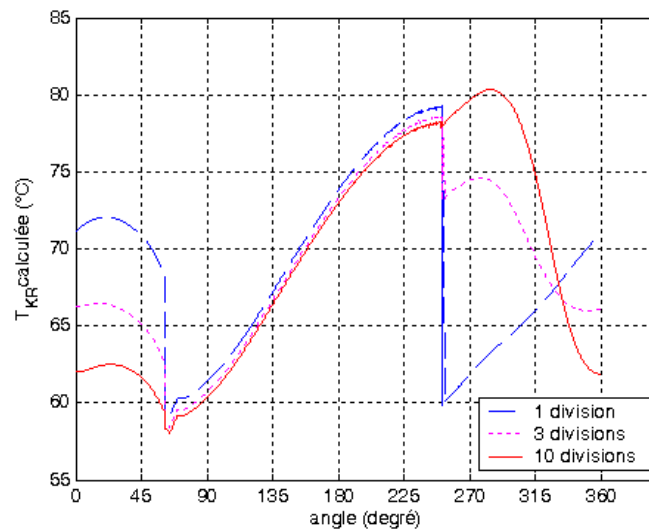


FIG. 3.9 : Evolution de la température calculée à l'interface refroidisseur-régénérateur pour différentes divisions

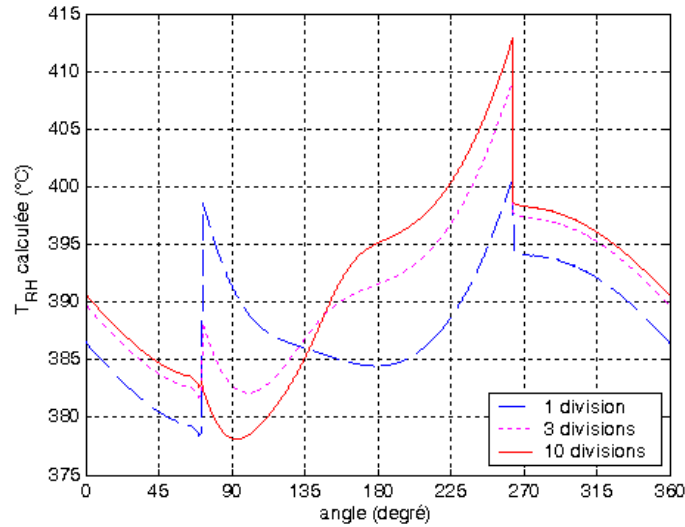


FIG. 3.10 : Evolution de la température calculée à l'interface régénérateur-réchauffeur pour différentes divisions

Sur la figure 3.10, nous remarquons aussi deux discontinuités correspondant toujours au changement de sens du débit à l'interface du régénérateur et du réchauffeur. En augmentant le nombre de divisions, nous diminuons la taille de la première discontinuité mais nous augmentons la taille de la seconde. De plus, plus nous augmentons le nombre de divisions, plus l'amplitude de la courbe s'agrandit. Nous garderons ici aussi la configuration à dix divisions.

3.4.2 Division du régénérateur

Dans le but de diminuer les discontinuités présentes sur les évolutions des températures aux interfaces du régénérateur, nous avons subdivisé celui-ci en plusieurs parties. Nous sommes allés jusqu'à dix divisions.

Dans un premier temps, la température aux interfaces a été déterminée en considérant un profil linéaire de température dans le régénérateur.

La température rencontrée à chaque interface du régénérateur est déterminée suivant le sens du débit : soit la température est égale à la température de la division de l'échangeur de chaleur adjacente à l'interface, soit la température est égale à la température moyenne entre les deux premières divisions du régénérateur adjacentes à l'interface. Les sous-volumes de chaque échangeur seront numérotés de 1 à 10 en allant de l'espace de compression vers l'espace de détente, soit dans le sens des débits positifs.

Tout d'abord, il est nécessaire de déterminer la température du fluide aux sorties du régénérateur. En utilisant un profil linéaire de la température, nous obtenons :

$$\begin{cases} T_{KR} = \frac{3T_{r1} - T_{r2}}{2} \\ T_{RH} = \frac{3T_{r10} - T_{r9}}{2} \end{cases} \quad (3.29)$$

Maintenant, suivant le sens du débit, nous pouvons déterminer la température du fluide aux deux interfaces du régénérateur. Pour cela, nous procédons comme suit :

$$\text{Si } \dot{m}_{KR} > 0 \text{ alors } T_{KR} = T_{K10} \text{ sinon } T_{KR} \text{ calculée par 3.29a} \quad (3.30)$$

$$\text{Si } \dot{m}_{RH} > 0 \text{ alors } T_{RH} \text{ calculée par 3.29b sinon } T_{RH} = T_{H1} \quad (3.31)$$

Ceci nous a permis de comparer les résultats expérimentaux et les résultats donnés par cette modélisation.

La figure 3.11 présente les évolutions de la température T_{KR} expérimentale et théorique pour dix divisions dans les trois échangeurs. Nous remarquons que ces deux évolutions sont très éloignées et nous remarquons aussi une grande discontinuité autour du 50^{eme} degré de vilebrequin. Ceci nous permet de dire que les modèles actuels ne permettent pas d'expliquer les variations mesurées expérimentalement.

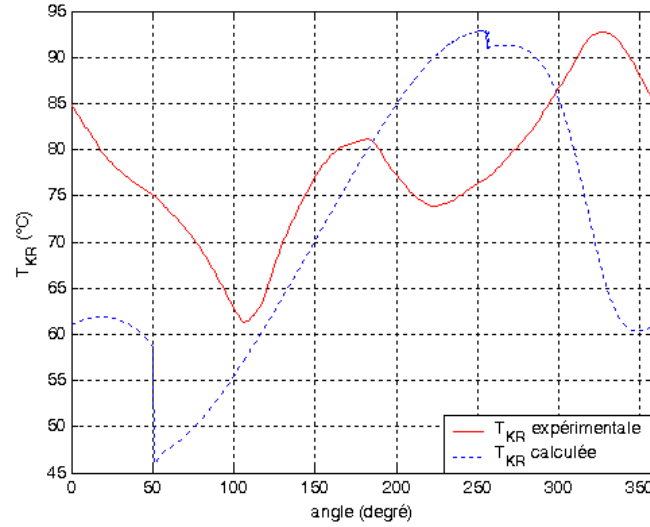


FIG. 3.11 : Evolution des températures expérimentale et calculée à l'interface refroidisseur-régénérateur

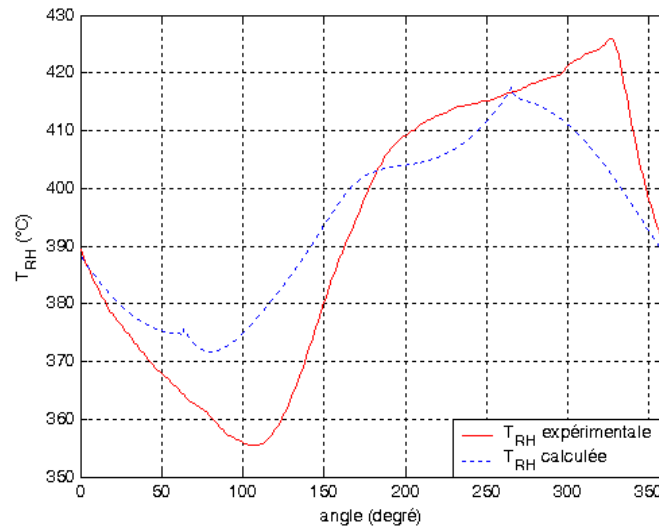


FIG. 3.12 : Evolution des températures expérimentale et calculée à l'interface régénérateur-réchauffeur

La figure 3.12 présente les évolutions expérimentale et théorique de la température T_{RH} à l'interface réchauffeur-régénérateur également pour dix divisions dans chaque échangeur. Nous remarquons que l'évolution théorique ressemble grossièrement à l'évolution expérimentale. Les amplitudes ne sont pas les mêmes et le minimum et le maximum sont décalés par rapport à ceux de

l'évolution expérimentale.

Dans un deuxième temps, pour essayer de rapprocher les résultats expérimentaux et théoriques, le calcul de la température aux interfaces du régénérateur a été modifié. Maintenant, on ne suppose plus un profil linéaire de température dans le régénérateur. La température du fluide en sortie du régénérateur est égale à la température du fluide contenu dans le sous-volume adjacent à l'interface. Ceci se traduit par :

$$\begin{cases} T_{KR} = T_{r1} \\ T_{RH} = T_{r10} \end{cases} \quad (3.32)$$

Toujours suivant le sens du débit, nous déterminons la température du fluide aux deux interfaces du régénérateur. Les relations permettant de calculer ces températures sont les mêmes que les relations (3.30) et (3.31).

Nous avons fait cette simulation pour dix divisions dans chaque échangeur (10,10,10). Ensuite nous avons essayé d'augmenter le nombre de divisions dans le régénérateur, tout en gardant dix divisions dans le refroidisseur et le réchauffeur (10,15,10). Nous avons aussi augmenté le nombre de divisions dans le refroidisseur et le réchauffeur en gardant dix divisions dans le régénérateur (20,10,20). Enfin, nous avons fait une simulation en augmentant le nombre de divisions dans les trois échangeurs (15,15,15).

La figure 3.13 présente l'évolution de la température T_{KR} calculée pour différents cas de division des échangeurs. Nous observons que, si seul le nombre de divisions du refroidisseur et du réchauffeur augmente (20,10,20), la taille de la première discontinuité diminue peu alors que la seconde tend à disparaître. D'autre part, si l'on augmente seulement le nombre de divisions dans le régénérateur (10,15,10), seule l'amplitude de la courbe augmente. Cette modification n'agit pas sur les discontinuités. Enfin, en augmentant le nombre de divisions dans les trois échangeurs en même temps (15,15,15), la taille de la première discontinuité augmente et celle de la seconde diminue. L'amplitude de la fluctuation de cette température augmente également.

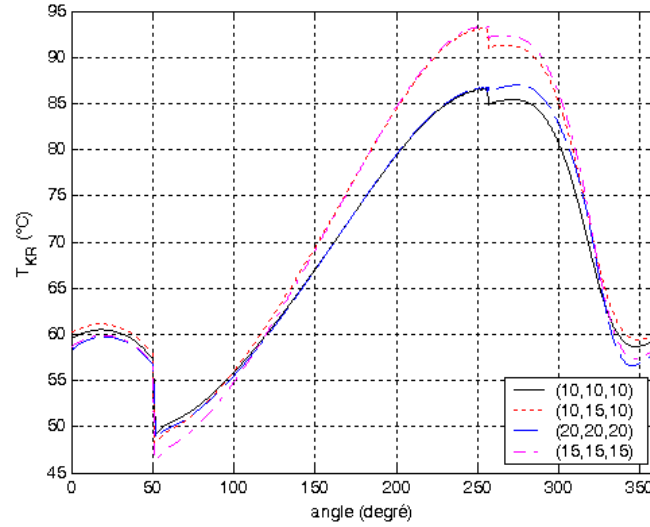


FIG. 3.13 : Evolution de la température calculée T_{KR} à l'interface refroidisseur-régénérateur pour différentes divisions

La figure 3.14 présente la modélisation de l'évolution de la température T_{RH} pour différentes divisions des échangeurs. Le fait de changer le calcul de la température à l'interface a pour conséquence d'augmenter les discontinuités, surtout quand on augmente seulement le nombre de divisions dans le régénérateur. Les discontinuités les plus faibles se retrouvent dans le cas (15,15,15).

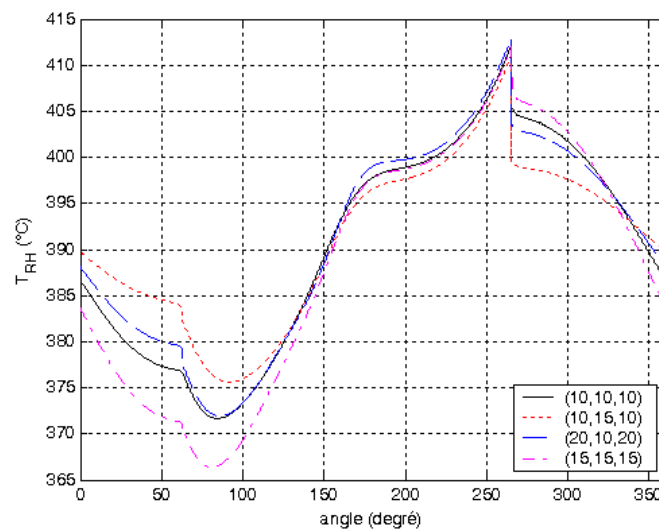


FIG. 3.14 : Evolution de la température calculée T_{RH} à l'interface régénérateur-réchauffeur pour différentes divisions

Chapitre 4

Conclusion de la partie Stirling

Les résultats expérimentaux montrent que les températures au sein du moteur ne sont pas constantes comme on en fait l'hypothèse dans le modèle de Schmidt [29].

Il n'a cependant pas été possible d'expliquer et de reproduire leurs évolutions à partir des modèles simples utilisés. Ceci s'explique tout d'abord par les difficultés et les imperfections dues à la discrétisation spatiale inhérente aux modèles. C'est aussi à cause de la complexité de la géométrie de la machine instrumentée, qui est de configuration *gamma*. C'est surtout à cause de la méconnaissance des lois de transfert thermique dans ces machines.

Ces températures dépendent en effet des conditions de transfert thermique en écoulement oscillant, couplées aux effets de compressibilité. Or, le transfert thermique en écoulement oscillant est encore très mal connu [12]. Nous pouvons nous poser des questions quant à la validité de l'hypothèse sur des écoulements quasi-permanents. Il serait important de bien connaître la nature des écoulements à l'intérieur du moteur pour pouvoir bien modéliser ces variations. Et c'est là que se trouve toute la difficulté du problème.

Deuxième partie

LE MOTEUR ERICSSON

Chapitre 5

Présentation du moteur ERICSSON

5.1 Historique et présentation du moteur ERICSSON

Les machines à soupapes et clapets sont souvent erronément dites machines de Joule. James Prescott Joule, physicien britannique, proposa un moteur à air chaud en 1851. Malheureusement, ce dernier était en retard de 18 ans quand il écrit son article "On the air engine".

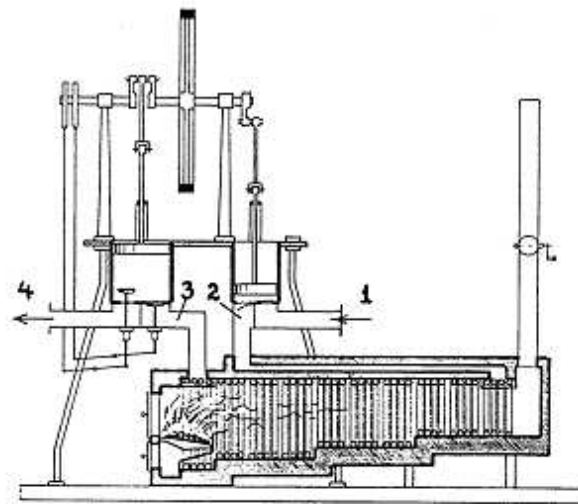


FIG. 5.1 : Moteur thermique de Joule (1851/1852)

Le fonctionnement du moteur de Joule (figure 5.1)[30] est comparable à celui d'une turbine à gaz simple, à ceci près que les turbomachines ont été remplacées par des machines volumétriques alternatives.

Malheureusement pour Joule, John Ericsson réalisa une première machine thermique en 1833. Ericsson (figure 5.2) est né en 1803 dans le Vermland en Suède et arrive en Angleterre en 1826. C'est là qu'il va créer son moteur appelé moteur calorique.



FIG. 5.2 : *John Ericsson (1803-1889)*
[31]

La figure 5.3 présente un schéma de principe de la machine thermique réalisée par Ericsson.

Il s'agit d'un moteur beaucoup plus perfectionné que le moteur de Joule car Ericsson avait compris l'intérêt d'un échangeur récupérateur comme dans le moteur Stirling.

L'attribution du premier cycle d'Ericsson à Joule semble provenir de l'ouvrage du professeur Rankine [32] sur les machines thermiques.

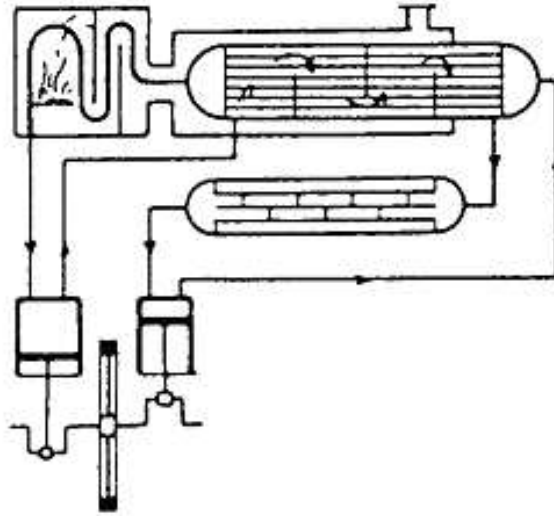


FIG. 5.3 : *Premier moteur d'Ericsson, 1833*
[30]

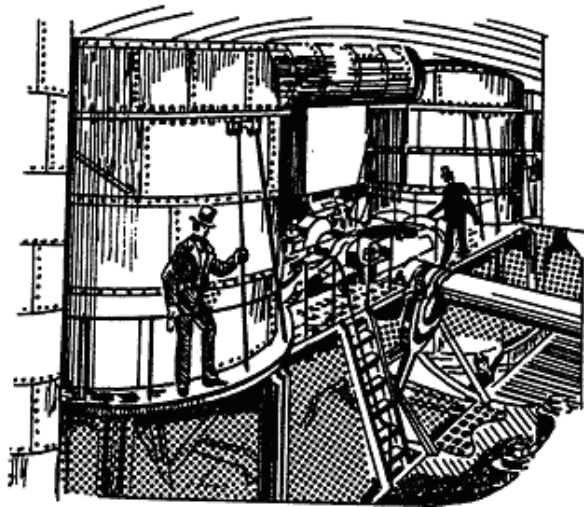


FIG. 5.4 : *Moteur thermique d'Ericsson pour propulsion navale,*
1853

[30]

Entre temps, Ericsson s'établit aux Etats-Unis. Là, il développa une machine à air chaud qui fut utilisée comme moteur pour le vaisseau " Ericsson " lancé en 1853 (figure 5.4).

Ce moteur développait une puissance de 220 kW avec un rendement global de 13,3 %. Sa vitesse de rotation était de l'ordre de 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.

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

Ericsson se consacra alors à une machine plus petite (environ 600 W), fonctionnant toujours sur le même principe mais sensiblement différente sur le plan mécanique. Les pistons de compression et de détente sont situés dans le même cylindre (figure 5.5). Ce moteur a la particularité d'avoir été le premier moteur à air chaud à avoir été produit en grande série : environ 3000 exemplaires furent vendus et mis en service aux Etats-Unis, en Allemagne, en France et en Suède notamment entre 1855 et 1860. Un de ces moteurs, installé sur un phare, était encore en fonctionnement 30 ans après sa mise en service, ce qui montre la longue durée de vie et la fiabilité des moteurs à air chaud.

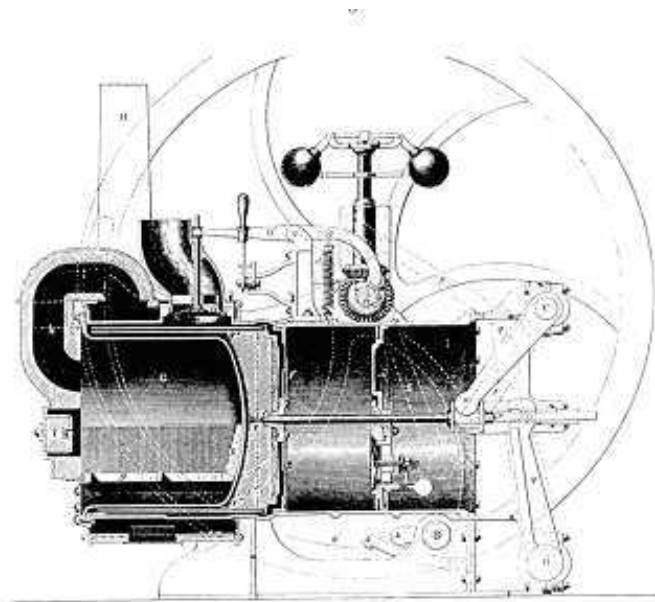


FIG. 5.5 : Moteur thermique d'Ericsson, 1855-1860

5.2 Différences entre le moteur STIRLING et le moteur ERICSSON

Le moteur Ericsson est constitué d'un cylindre de compression muni de soupapes, d'un échangeur de chaleur récupérateur à contre-courant, d'un échangeur de chaleur pour la source chaude et d'un cylindre de détente lui-aussi muni de soupapes. Le figure 5.6 présente les différents espaces de travail et les éléments constitutifs d'un moteur Ericsson. Comme le moteur Stirling, le moteur Ericsson est un moteur à apport de chaleur externe.

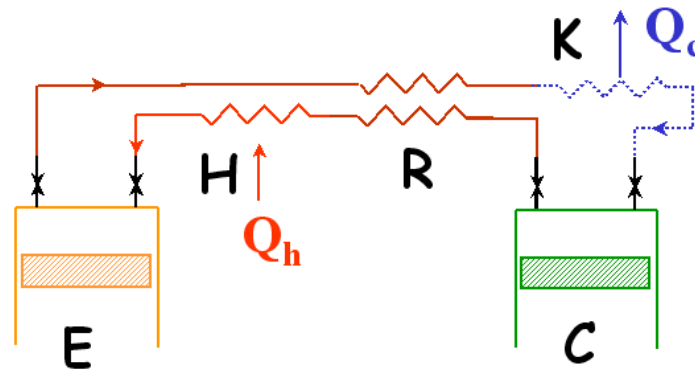


FIG. 5.6 : Configuration typique d'un moteur ERICSSON

Comme pour le moteur Stirling, nous retrouvons cinq éléments distincts :

- E (expansion) : cylindre de détente,
- H (heater) " réchauffeur " : échangeur de chaleur entre la source chaude et le fluide de travail,
- R : régénérateur ou échangeur récupérateur,
- K (cooler) " refroidisseur " : échangeur de chaleur entre le fluide de travail et la source froide,
- C (compression) : cylindre de compression.

En comparant la figure 5.6 à la figure 5.7 présentant le schéma de principe d'un moteur Stirling, nous remarquons une différence essentielle : la présence de soupapes et clapets autour des cylindres de compression et de détente.

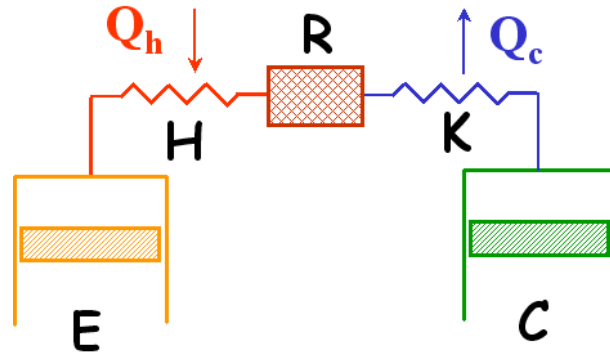


FIG. 5.7 : Configuration typique d'un moteur STIRLING

La présence de soupapes et clapets procure un certain nombre d'avantages [33] :

- Comme les espaces de compression et de détente sont isolés des échangeurs, le volume de ces derniers ne doit pas être considéré comme un volume mort qui diminue la puissance spécifique et, dans un degré moindre, le rendement du moteur. Il n'est pas nécessaire de faire un compromis entre les volumes morts des échangeurs à minimiser et les surfaces d'échange des échangeurs à maximiser, comme c'est le cas pour le moteur Stirling (figure 5.7).
- Le fluide de travail parcourt son cycle en effectuant une boucle : le fluide passe une seule fois dans chaque échangeur et toujours dans le même sens. Ceci rend la simulation de son comportement thermodynamique plus facile. L'échangeur interne peut être considéré comme un échangeur à contre-courant provoquant, à performances comparables, moins de pertes de charge qu'un régénérateur.
- Dans le moteur Stirling, nous rencontrons une aberration : le fluide de travail passe dans les échangeurs chaud et froid lorsque le fluide 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. L'écoulement en boucle rencontré dans le moteur Ericsson permet d'éviter cela.
- Contrairement au moteur Stirling, les mouvements des pistons n'influencent pas les performances énergétiques du moteur. On peut donc utiliser des systèmes cinématiques plus simples et plus performants.

En revanche, les soupapes et les clapets entraînent certains inconvénients :

- Ces organes d'isolement provoquent d'importantes pertes de charges et une consommation énergétique supplémentaire.
- Ces moteurs pourraient être bruyants. En effet, pour les moteurs produits au XIXe siècle, la commande des soupapes était rudimentaire alors qu'avec la technologie actuelle, notamment dans le cas des moteurs à combustion interne, il est possible de réaliser des soupapes efficaces et peu bruyantes.
- Les organes d'isolement, s'ouvrant et se fermant à chaque cycle, diminuent la fiabilité du moteur. Mais avec les technologies actuelles, il est possible de réaliser des machines fiables et de longue durée de vie.
- Ils augmentent la complexité du moteur.

Malgré ces inconvénients que nous jugeons mineurs par rapport aux avantages, il est préférable d'utiliser un moteur Ericsson pour nos applications.

5.3 Cycle du moteur Ericsson

Il est habituel de se référer à un cycle thermodynamique théorique de référence pour étudier une machine thermique donnée. Ce cycle théorique est alors censé représenter le fonctionnement d'une machine "idéale" basée sur le même principe et la même configuration que la machine étudiée. Cette approche se révèle souvent féconde. Or, on trouve dans les manuels classiques de thermodynamique des machines, des cycles théoriques dits "de Stirling" et "d'Ericsson" [34, 35]. On serait donc spontanément enclin à utiliser ces cycles comme références respectives pour les moteurs Stirling et Ericsson. A la suite de Organ [36], nous avons déjà attiré l'attention sur le fait que le cycle théorique de Stirling (deux isothermes et deux isochores) n'est malheureusement pas approprié comme cycle théorique de référence pour étudier les moteurs Stirling [37]. Hélas, il en va de même pour les moteurs Ericsson.

Pourquoi le cycle théorique d'Ericsson (deux isothermes et deux isobares, figure 5.9) n'est-il pas approprié pour décrire un moteur d'Ericsson idéal ? Au vu de la figure 5.6, la raison en est évidente. Par manque de surface d'échange dans les cylindres, les transferts de chaleur entre le fluide de travail et les sources chaude et froide sont réalisés non pas à travers les parois des cylindres, au cours de la détente et de la compression, mais dans des échangeurs extérieurs aux cylindres [30]. Ainsi, le cycle à deux isentropiques et deux isobares, communé-

ment appelé cycle de Joule (ou de Brayton, figure 5.8), et souvent utilisé pour décrire la turbine à gaz, paraît mieux approprié pour décrire le moteur Ericsson [38]. Le moteur d'Ericsson n'est en effet rien d'autre qu'une turbine à gaz à récupération dont on a remplacé le turbocompresseur par un compresseur à pistons, et la turbine par une machine piston /cylindre. La machine de Joule n'était qu'une version simplifiée de celle d'Ericsson, puisque Joule n'avait pas prévu de récupérateur.

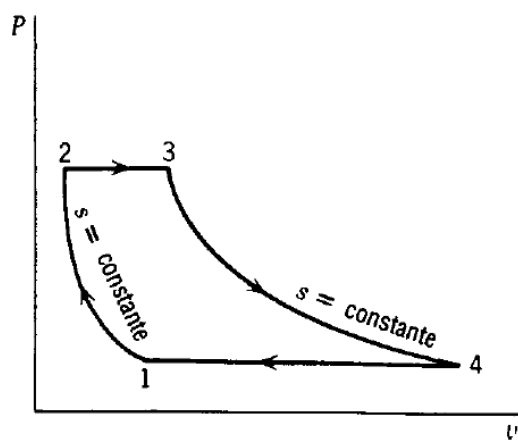


FIG. 5.8 : Cycle de Brayton-Joule
[39]

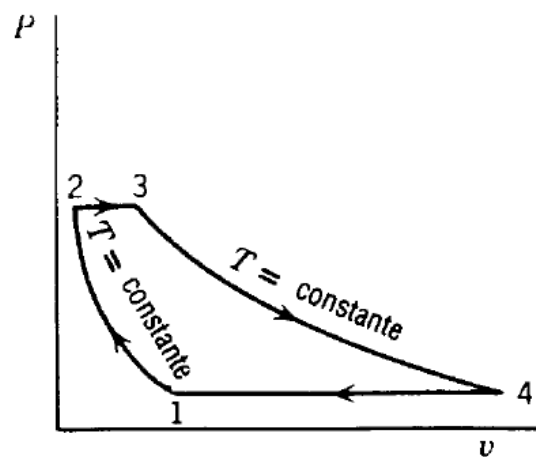


FIG. 5.9 : Cycle de Ericsson
[39]

Chapitre 6

Etude énergétique d'un moteur Ericsson de cogénération

L'étude qui a été menée a pour but de tester la faisabilité, l'intérêt et les performances économiques d'un moteur Ericsson pour une application de micro-cogénération. En effet, comme mentionné, la micro-cogénération est un marché potentiellement important. Seules les machines Stirling de forte puissance sont déjà commercialisées mais elles sont relativement chères [40],[41]. D'autres études différentes de celle que nous présentons ont été réalisées soit à partir de moteur à combustion interne [42] soit à partir de turbines à gaz [43], [44],[45]. Enfin, certains travaux se sont appuyés sur les machines à cycle de Brayton ([46], [47], [48]), eux aussi, différents des travaux que nous présentons ici.

6.1 Présentation du système énergétique étudié

La figure 6.1 présente le système énergétique étudié. Les températures mentionnées correspondent à celles qui seront obtenues pour le dimensionnement retenu au chapitre suivant. Sur la partie haute de la figure (couleur noire), est représenté le système de combustion avec le préchauffeur d'air et la chambre de combustion. Sur la partie basse (couleur), nous remarquons le moteur ERICSSON proprement dit, avec le réchauffeur, le récupérateur, le refroidisseur et les espaces de compression et de détente.

Le système de combustion interne fonctionne de la manière suivante : on admet de l'air extérieur qui est préchauffé grâce au préchauffeur d'air. Il rentre ensuite dans la chambre de combustion où il permet la combustion complète

de tous types de gaz. Dans notre étude, nous avons considéré du gaz naturel. En sortie de la chambre de combustion, nous retrouvons des fumées qui vont passer dans le réchauffeur et qui vont chauffer l'air circulant dans le moteur. Ces fumées vont ensuite rentrer dans le préchauffeur d'air pour chauffer l'air admis avant d'être rejetées à l'extérieur.

Le moteur ERICSSON fonctionne en cycle ouvert. On admet de l'air extérieur à température et pression atmosphériques. Cet air passe ensuite dans l'espace de compression qui comporte deux étages : il est comprimé une première fois avant d'être refroidi grâce au refroidisseur intermédiaire (*IC*) grâce à une circulation d'eau, puis il est comprimé une deuxième fois. A la sortie de l'espace de compression, nous avons une pression de 0,6 MPa. La pression intermédiaire au point $k1$ est fixée de manière à ce que les rapports de pression soient identiques en $C1$ et $C2$: $\frac{p_{k1}}{p_k} = \frac{p_{cr}}{p_{k2}}$. L'air rentre dans le récupérateur où il récupère de la chaleur avant d'être chauffé dans le réchauffeur grâce aux fumées issues de la chambre de combustion. Après être passé dans cet échangeur de chaleur, l'air est détendu jusqu'à une pression de 0,1 MPa. La détente se fait en une seule fois et sans réchauffement. L'air passe ensuite dans le récupérateur, où il cède de la chaleur utile au réchauffement de l'air sortant de l'espace de compression, avant d'être rejeté à l'extérieur.

La compression est étagée dans un cylindre ayant un piston double effet mais la détente se fait sur un seul étage mais dans deux enceintes parallèles. En effet, une détente biétagée avec réchauffe conduirait à de hautes valeurs de la température T_{er} et donc de la température T_{rh} et par conséquent de l'efficacité du préchauffeur. Il serait alors nécessaire d'avoir un préchauffeur d'air de grande taille. Nous avons considéré que l'avantage escompté sur l'amélioration du rendement grâce à une détente étagée avec réchauffe n'était pas suffisant pour compenser le surcoût d'investissement sur le préchauffeur. Ce choix demanderait à être étayé.

La configuration reposant sur deux pistons double effet paraît intéressante. Les deux pistons seraient mis en mouvement grâce à une seule tige. L'énergie mécanique nécessaire à la compression est donc transmise directement par le piston de détente, sans transiter pas l'embellage. Le rendement mécanique de l'ensemble pour donc être élevé. Mais il faut se poser maintenant la question concernant l'équilibrage mécanique. Soit l'équilibrage est obtenu au prix d'un balourd massif sur le vilebrequin, soit on considère une configuration où deux attelages de ce type sont placés en parallèle et se déplacent en opposition de phase.

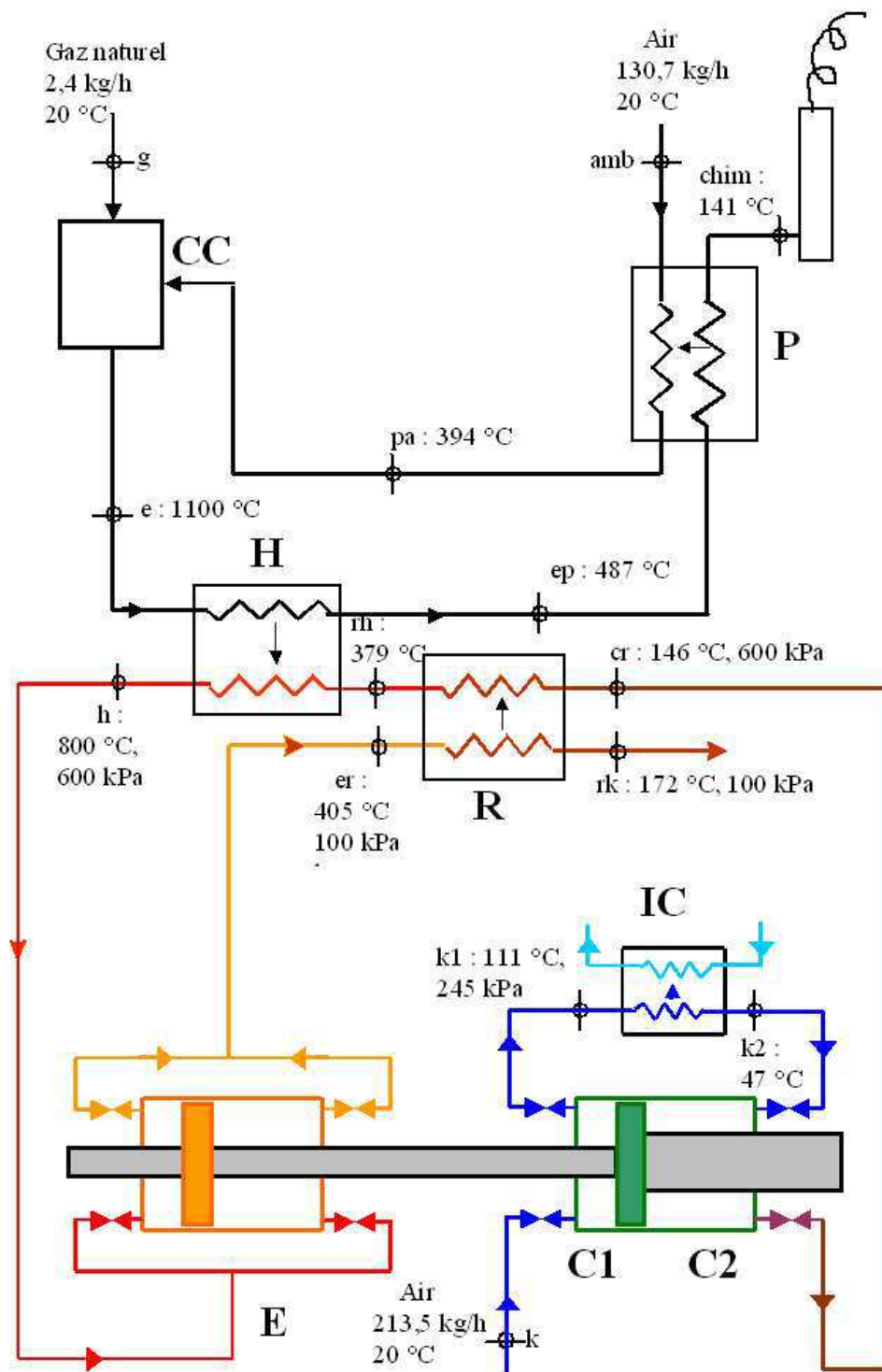


FIG. 6.1 : Configuration du système énergétique étudié

6.2 Etude énergétique du système

Cette modélisation est globale et est basée sur des variables dont les valeurs sont moyennées sur un cycle. L'objectif de ce modèle est de disposer d'un outil permettant de trouver une configuration judicieuse du système.

6.2.1 Propriétés thermodynamiques des gaz

Equation d'état

Nous considérons un vecteur de différents gaz qui est le suivant :

$$[N_2, O_2, air, H_2, CO, CO_2, H_2O, CH_4, C_2H_4, C_2H_6, C_4H_{10}, C_8H_{18}]$$

Ce vecteur nous permet de choisir la composition de gaz de combustion ainsi que la composition du gaz circulant dans le moteur.

Tous les gaz sont considérés comme des gaz parfait, tant dans la chambre de combustion, le préchauffeur d'air que dans le moteur ERICSSON. Ils obéissent à la loi suivante :

$$p.V = m.r.T \quad (6.1)$$

où p désigne la pression, m , la masse de gaz considérée, V , le volume qu'occupe le gaz, T , sa température (en Kelvin) et r , la constante massique des gaz parfaits. Compte tenu des niveaux de pression et de températures rencontrés dans notre système, l'application de cette loi est justifiée.

Chaleurs massiques

Les chaleurs massiques des différents gaz sont calculés en fonction de la température par une relation du type :

$$c_P(T) = a + b.T + c.T^2 + d.T^3 \dots \quad (6.2)$$

Les paramètres a , b , c et d sont tirés, pour chaque corps pur considéré, des tables de l'ouvrage de Sandler [49](p. 580). Ces corrélations sont valables dans une plage de température allant de 273 K à 1500 K.

Fonctions d'état

Les fonctions d'état des corps purs considérés sont issues des équations classiques de la thermodynamique. Par exemple, l'enthalpie d'un corps pur se calcule comme suit :

$$h(T) = \left(a.T + b.\frac{T^2}{2} + c.\frac{T^3}{3} + d.\frac{T^4}{4} \right) - \left(a.T_0 + b.\frac{T_0^2}{2} + c.\frac{T_0^3}{3} + d.\frac{T_0^4}{4} \right) \quad (6.3)$$

Pour le calcul des fonctions d'état, la température de référence est prise à $T_0 = 273,15 \text{ K}$. Afin de permettre la comparaison des résultats avec ceux des tables thermodynamiques classiques, l'état de référence pour l'enthalpie de l'eau est considéré comme l'état de liquide saturé au point triple. L'enthalpie de la vapeur d'eau est donc calculée par une relation comparable est celle ci-dessus, à laquelle on ajoute l'enthalpie de vaporisation de l'eau au point triple qui vaut $h_{vap} = 2501,6 \text{ kJ/kg}$.

Les propriétés thermophysiques des fluides sont calculées à la température moyenne entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. La viscosité dynamique et la conductivité thermique des gaz de combustion sont supposées égales à celles de l'air. Elles sont calculées aussi à la température moyenne entre l'entrée et la sortie de l'échangeur à partir de la relation de Sutherland [36].

6.2.2 Le moteur ERICSSON

Un modèle a été développé pour obtenir une bonne configuration pour les cylindres de compression et de détente ainsi que pour les échangeurs de chaleur. Il ne s'agit pas d'un modèle dynamique mais d'un modèle 0-D dans lequel les variables sont indépendantes du temps [50].

Caractéristiques thermodynamiques

Le fluide de travail considéré pour nos simulations est de l'air, considéré comme un gaz parfait à chaleur massique dépendant de la température. La composition des fumées est calculée à partir de la composition du gaz naturel introduit, de l'excès d'air, et sur base d'une combustion complète du gaz.

Le débit massique de combustible, ici nous utilisons du gaz naturel, est fixé à $\dot{m}_g = 0,67.10^{-3} \text{ kg/s}$. La température des fumées à l'entrée du réchauffeur est

fixée à $T_e = 1100^\circ\text{C}$, compatible avec un acier dont le coût et la difficulté de mise en œuvre restent acceptables. La température T_h de l'air de travail dans le moteur est, elle aussi, limitée pour des raisons technologiques de tenue des matériaux ; nous imposons $T_h = 800^\circ\text{C}$. Il est clair que les performances énergétiques du système sont très dépendantes de cette donnée, et qu'une étude technico-économique détaillée serait utile pour étayer le choix de cette valeur .

La pression minimale de l'air de travail étant la pression atmosphérique, puisqu'on a opté pour un cycle ouvert, nous imposons la pression maximale, $p_{max} = 6.10^5\text{ Pa}$. Il est bien connu que lorsque le récupérateur du cycle de puissance a une efficacité de 1 (figure 6.2) [34], le rendement du cycle est toujours légèrement décroissant lorsqu'on augmente la pression maximale. Lorsque l'efficacité du récupérateur est inférieure à 1, il existe une pression qui maximise le rendement thermique de l'installation [35]. Au-delà de cette pression maximale, la baisse du rendement est assez lente. Ce n'est cependant pas le rendement thermique que nous cherchons à maximiser, mais le rendement global de l'installation. Ce dernier dépend également du rendement mécanique, lui-même fonction des niveaux de pression. Lorsqu'on intègre toutes ces considérations, nos résultats ont montré qu'à partir d'une pression $p_{max} = 6.10^5\text{ Pa}$, les performances énergétiques du système sont très peu dépendantes du niveau de pression.

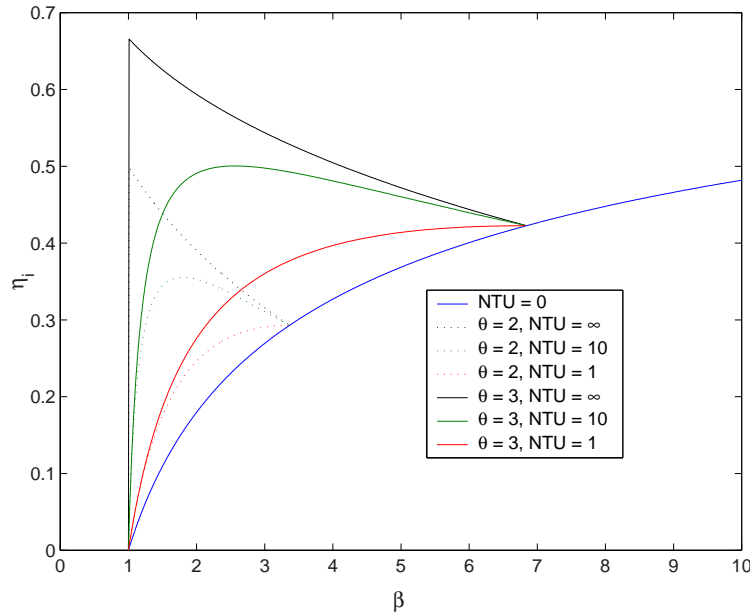


FIG. 6.2 : Rendement interne d'une machine d'Ericsson en fonction de $\beta = \frac{p_{max}}{p_{min}}$

Les machines utilisées étant de type piston/cylindre, la compression et la détente dans les cylindres sont considérées comme isentropiques [51]. Le rapport de compression et de détente au sein de ces machines ne correspond pas directement au rapport p_{max}/p_{min} du fait des pertes de charge dans les soupapes. Les pertes de charge au travers des soupapes d'admission et de refoulement des deux cylindres sont modélisées par une loi du type :

$$\Delta p = \xi \rho \frac{c^2}{2} \quad (6.4)$$

dans laquelle ξ désigne le coefficient de perte de charge de l'organe, ρ , la masse volumique du fluide qui le traverse et c , la vitesse de ce fluide. Le fluide de travail se comportant comme un gaz parfait, cette relation peut se réécrire :

$$\frac{\Delta p}{p} \cdot \frac{T}{T_k} = \frac{\xi}{r \cdot T_k} \cdot \frac{c^2}{2} = \psi \quad (6.5)$$

Nous avons considéré que les organes d'isolement (clapets ou soupapes) autour des cylindres peuvent être dimensionnés de telle sorte que le coefficient ψ soit identique pour chacun des organes, et nous avons adopté $\psi = 0,03$. Il est à noter que les performances du système considéré dépendent fortement de la

valeur de ce coefficient.

Toutes les pertes de charge sont considérées comme concentrées au niveau des organes d'isolement des cylindres ; les pressions sont donc considérées comme uniformes dans les conduites et dans les échangeurs.

Une des données de départ concerne les efficacités de chaque échangeur de chaleur. Celles-ci sont fixées dès le départ.

Elles permettent de déterminer toutes les températures dans le système, selon une procédure qui sera expliquée plus loin.

Les valeurs des efficacités des échangeurs influent beaucoup sur les performances du système.

De toutes les températures on peut obtenir toutes les enthalpies. Cela permet aussi de calculer la puissance calorifique \dot{Q}_H échangée dans le réchauffeur. De cette valeur et de la connaissance des enthalpies du fluide de travail aux points h et rh , on tire le débit d'air dans le moteur. La puissance indiquée du moteur s'obtient alors par la relation suivante :

$$|\dot{W}_{ind}| = |\dot{W}_E| - |\dot{W}_C| = \dot{m}_{air} \cdot \left((h_h - h_{er}) - ((h_{cr} - h_{k2}) + (h_{k1} - h_k)) \right) \quad (6.6)$$

Pertes mécaniques

L'évaluation des pertes mécaniques est délicate. Ces pertes dépendent de la géométrie, de la segmentation, du soin apporté à la réalisation,...

Dans un premier temps, pour évaluer ces pertes, une relation couramment utilisée dans le domaine des moteurs à combustion interne, a été extrapolée. Cette relation est la suivante :

$$p_{mf} = 0,383 + 0,21 \frac{n}{1000} \quad (6.7)$$

où p_{mf} représente la pression moyenne perdue par frottement exprimée en bar et n , la vitesse de rotation en tr/min. Cette expression donne des valeurs des pertes mécaniques exagérées. Par conséquent, il a été décidé de se tourner vers la technologie des compresseurs à pistons. De diverses publications ([51], [52], [53]), on tire que le rendement mécanique des machines testées se situe dans la

plage $\eta_{mec} = 0,75 \dots 0,82 \dots 0,92$. Ces machines sont de taille et de puissance bien plus faible que ce que nous envisageons ici.

De là, un rendement mécanique a été affecté à chacun des cylindres E et C . Ce rendement mécanique est égal à :

$$\eta_{mec,C} = \eta_{mec,E} = 0,9 \quad (6.8)$$

La puissance mécanique nette disponible à l'arbre du moteur s'écrit :

$$|\dot{W}_{net}| = \eta_{mec,E} \cdot |\dot{W}_E| - \frac{|\dot{W}_C|}{\eta_{mec,C}} \quad (6.9)$$

Le rendement mécanique global du moteur s'écrit donc :

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{W}_{ind}} = \frac{\eta_{mec,E} \cdot |\dot{W}_E| - \frac{|\dot{W}_C|}{\eta_{mec,C}}}{|\dot{W}_E| - \dot{W}_C} \quad (6.10)$$

Rendements indiqué, net et global

Le rendement thermique ou indiqué est calculé le rapport de la puissance indiquée à la puissance thermique transférée au fluide de travail dans le réchauffeur.

$$\eta_{ind} = \frac{|\dot{W}_{ind}|}{\dot{Q}_h} \quad (6.11)$$

Le rendement net ne prend en compte que la puissance mécanique nette. La puissance énergétique du combustible est calculée à partir du pouvoir calorifique supérieur. Le rendement net s'écrit donc :

$$\eta_{net} = \frac{|\dot{W}_{net}|}{\dot{Q}_g} \quad (6.12)$$

Le rendement global (premier principe) tient compte aussi de la chaleur du fluide de travail rejeté au point rk (voir figure 6.1). En effet, l'air chaud, sec

et propre au refoulement du moteur peut être directement utilisé à des fins de chauffage. Le rendement global inclut en outre toute la chaleur véhiculée par l'eau de refroidissement du refroidisseur intermédiaire. Par contre, toute la chaleur évacuée à la cheminée est ici considérée comme perdue ! Le rendement global s'écrit donc comme suit :

$$\eta_{gl} = \frac{|\dot{W}_{net}| + |\dot{Q}_{rk}| + |\dot{Q}_{IC}|}{\dot{Q}_g} \quad (6.13)$$

Cylindrée du moteur

La vitesse de rotation n est imposée. La masse de fluide de travail qui traverse les cylindres par cycles du moteur est définie par :

$$m_{cyc} = \dot{m}_{air} \frac{60}{n} \quad (6.14)$$

La cylindrée du volume de détente E doit être telle que ce volume puisse contenir la masse m_{cyc} aux conditions (T_{er}, p_{min}) de la fin de la détente. On a donc :

$$V_E = m_{cyc} \frac{r \cdot T_{er}}{p_{min}} \quad (6.15)$$

La cylindrée du volume de détente C doit être telle que ce volume puisse contenir la masse m_{cyc} aux conditions (T_k, p_{min}) du début de la compression. On a donc :

$$V_C = m_{cyc} \frac{r \cdot T_k}{p_{min}} = V_E \frac{T_k}{T_{er}} \quad (6.16)$$

Dans un système piston bielle-manivelle, les contraintes mécaniques sont proportionnelles à la vitesse linéaire moyenne u du piston. La limitation des contraintes mécaniques à des valeurs compatibles avec la tenue mécanique des matériaux mis en œuvre conduit en général à des valeurs limites $u_{max} = 10 \text{ m/s}$. Ici, nous avons choisi une vitesse linéaire moyenne du piston de 8 m/s ainsi qu'une vitesse de rotation de 1000 tr/min .

La course C des pistons se déduit de la vitesse linéaire moyenne u par la relation :

$$C = 30 \frac{u}{n} \quad (6.17)$$

Les cylindres de détente E sont choisis "carrés", c'est-à-dire que les alésages D_E des cylindres sont égaux à la course des pistons. Nous supposons aussi que la course des pistons est la même dans les cylindres de compression et de détente, ce qui conduit à des cylindres de compression dits "longs" ($C > D_C$).

La connaissance de $C = D_E$ permet de déterminer la cylindrée unitaire maximale d'un cylindre de détente. A partir de la valeur du volume de l'espace de détente, on calcule le nombre z de cylindres de détente nécessaires.

Pour l'espace de compression, à partir de la course du piston et du volume de cet espace, on peut remonter au nombre de cylindres, sachant que nous avons deux espaces de compression.

6.3 Calcul des températures et des surfaces d'échange

Pour calculer les surfaces d'échange des échangeurs, nous nous donnons une efficacité pour chaque échangeur, ce qui nous permet de remonter à la surface d'échange.

6.3.1 Calcul du coefficient d'excès d'air et de la température en sortie du préchauffeur

Les valeurs des paramètres fixés vont nous permettre de déterminer les autres paramètres, en particulier les températures. La procédure de calcul est la suivante. Nous choisissons tout d'abord une valeur initiale de la température de l'air préchauffé T_{pa} . Cela nous permet de déterminer le coefficient d'excès d'air pour obtenir une température des fumées égale à 1100 °C. Ensuite, il est possible de calculer les différentes températures ainsi que les débits massiques dans le système et obtenir l'efficacité du préchauffeur d'air. Cette valeur de l'efficacité calculée est comparée à la valeur de l'efficacité fixée au départ. La température de l'air préchauffé est donc corrigée et l'opération est répétée tant que la différence entre les efficacités calculée et fixée est négligeable.

6.3.2 Calcul des différentes températures

Pour chaque échangeur de chaleur, nous allons écrire les flux de chaleur transférés ainsi que les flux de chaleur maximum pour en déduire les relations donnant l'efficacité de l'échangeur en fonction des températures d'entrée et de

sortie du fluide chaud et du fluide froid.

Dans le cas du réchauffeur, l'efficacité se définit comme suit :

$$\epsilon_H = \frac{(T_e - T_{ep})}{(T_e - T_{rh})} \quad (6.18)$$

Dans le cas du récupérateur, nous définissons :

$$\epsilon_R = \frac{(T_{er} - T_{rk})}{(T_{er} - T_{cr})} = \frac{(T_{rh} - T_{cr})}{(T_{er} - T_{cr})} \quad (6.19)$$

Pour le préchauffeur d'air, l'efficacité se définit comme suit :

$$\epsilon_P = \frac{(T_{pa} - T_{amb})}{(T_{ep} - T_{amb})} \quad (6.20)$$

Le calcul des différentes températures se fait selon la procédure suivante. Les pressions en k , $k1$ et h sont fixées comme mentionné précédemment. De là, les rapports de pression dans les cylindres $C1$, $C2$ et E peuvent être déduits à partir des coefficients des pertes de charge. Les transformations thermodynamiques dans les cylindres $C1$, $C2$ et E sont considérées comme des transformations isentropiques. Ceci permet de calculer T_{k1} à partir de T_k , T_{k2} à partir de T_{k1} et de l'efficacité du refroidisseur ϵ_{IC} , T_{cr} à partir de T_{k2} , et T_{er} à partir de T_h . Les chaleurs massiques de l'air étant considérée comme des fonctions polynomiales de la température, ces températures ne peuvent s'obtenir que par voie numérique.

A partir de ces résultats et des efficacités des échangeurs, nous pouvons déterminer les températures suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{lcl} T_{rk} & = & T_{er} - \epsilon_R(T_{er} - T_{cr}) \\ T_{rh} & = & T_{cr} + \epsilon_R(T_{er} - T_{cr}) \\ T_{ep} & = & T_e - \epsilon_H(T_e - T_{rh}) \\ T_{chim} & = & T_{ep} - \epsilon_P(T_{ep} - T_{amb}) \end{array} \right. \quad (6.21)$$

6.3.3 Calcul des surfaces d'échange des échangeurs de chaleur

Une fois le calcul des températures terminé, nous pouvons passer au dimensionnement des échangeurs ([54]).

Dans les diverses simulations, nous avons fixé la vitesse d'écoulement dans les échangeurs de chaleur. En effet, le but est de limiter les pertes de charge au niveau des échangeurs. Afin d'optimiser le système, il serait intéressant de faire varier cette vitesse. Nous pourrions alors voir comment évoluent les différents flux exergetiques en fonction de la vitesse et trouver un bon compromis entre un rendement global du système convenable, de faibles destructions d'exergie et des pertes de charge pas trop importantes, et des surfaces d'échange de taille acceptable.

Nous avons considéré des échangeurs de chaleur du type tubes-calandre. Tous les calculs sont effectués à la température moyenne du fluide entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. Ensuite, pour chaque échangeur, nous fixons la vitesse maximale du fluide dans les tubes et dans la calandre. De plus, le diamètre des tubes est une donnée de départ, qui sera choisie dans un ensemble discret comprenant une dizaine de valeurs. Ces valeurs correspondent aux diamètres le plus fréquemment rencontrés dans les catalogues commerciaux.

Pour chaque échangeur, nous allons diviser les calculs en deux parties : à l'intérieur et à l'extérieur des tubes.

Intérieur des tubes

Connaissant le diamètre intérieur des tubes et la vitesse maximale du fluide à l'intérieur, nous pouvons calculer le nombre de Reynolds maximal par la relation qui suit :

$$Re_{max} = \frac{\rho \cdot c_{max} \cdot D_{int}}{\mu} \quad (6.22)$$

A partir de cette valeur et du débit dans le moteur, nous déterminons la section de passage pour tous les tubes, le nombre de tubes nécessaires et par conséquent, la vitesse réelle du fluide dans les tubes. Nous pouvons ainsi calculer le nombre de Reynolds réel à partir de la même relation que ci-dessus, où la vitesse maximale est remplacée par la vitesse réelle. Ensuite, nous calculons le nombre de Prandtl par la relation :

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_P}{\lambda} \quad (6.23)$$

Les nombres de Reynolds et de Prandtl nous permettent de déterminer le nombre de Nusselt par la corrélation de Gnielinski [55] :

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} (Re - 1000)}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D}{L_t} \right)^{2/3} \right] \quad (6.24)$$

où f est un facteur de frottement calculé à partir de la relation de Blasius :

$$f = 0,079 Re^{-0,25} \quad (6.25)$$

La corrélation de Gnielinski n'est valide que pour un écoulement turbulent à l'intérieur des tubes et pour les cas suivants :

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 < \frac{D}{L} < 1 \\ 0,6 < Pr < 2000 \\ 2300 < Re < 10^6 \end{array} \right. \quad (6.26)$$

Dans notre application, le rapport D/L est très petit et nous le négligerons par la suite. Le coefficient de transfert à l'intérieur des tubes se calcule donc comme suit :

$$h_{ii} = \frac{\lambda Nu}{D_{int}} \quad (6.27)$$

Rapporté à la surface extérieure des tubes, nous obtenons :

$$h_{int} = \frac{h_{ii} D_{int}}{D_{ext}} \quad (6.28)$$

Extérieur des tubes

A nouveau, nous nous donnons un ensemble discret d'une dizaine de diamètres de calandre, correspondant toujours aux diamètres couramment rencontrés dans le commerce.

Connaissant la vitesse maximale du fluide à l'extérieur des tubes, nous pouvons déterminer la section de passage libre pour le fluide et par conséquent, la section de passage minimum totale pour les tubes et le fluide. Cette section de passage totale nous permet de déterminer le diamètre de la calandre. Celle-ci doit être assez large pour pouvoir contenir tous les tubes ainsi que le passage du fluide chaud. Nous comparons ainsi le diamètre calculé aux différents diamètres donnés et nous retenons le diamètre le plus proche de celui calculé tout en étant supérieur. A partir de là, nous calculons la vitesse réelle du fluide dans la calandre. Pour pouvoir connaître le nombre de Reynolds à l'extérieur des tubes, il faut déterminer au préalable, le périmètre mouillé ainsi que le diamètre hydraulique à partir des formules suivantes :

$$P_m = \pi \cdot (D_{intcal} + N_t \cdot D_{ext}) \quad (6.29)$$

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{P_m} = \frac{4 \left(\pi (D_{intcal}^2 - N_t \cdot D_{ext}^2) \right)}{P_m} = \frac{\pi (D_{intcal}^2 - N_t \cdot D_{ext}^2)}{P_m} \quad (6.30)$$

Nous calculons alors le nombre de Reynolds à l'intérieur de la calandre en utilisant la même relation que ci-dessus. Dans cette formule, les deux changements portent sur la vitesse et le diamètre : la vitesse maximale est remplacée par la vitesse réelle et le diamètre est remplacé par le diamètre hydraulique. Comme précédemment, connaissant ce nombre de Reynolds ainsi que le nombre de Prandtl, nous pouvons déterminer le nombre de Nusselt à partir de la relation de Gnielinski. Le nombre de Nusselt nous permet alors de calculer le coefficient d'échange à l'extérieur des tubes par la relation :

$$h_{ext} = \frac{Nu \lambda}{D_h} \quad (6.31)$$

Une fois les coefficients d'échange à l'intérieur et à l'extérieur des tubes déterminés, il ne reste plus qu'à calculer le coefficient global de transfert grâce à la relation :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + \left(\frac{D_{ext}}{2.\lambda_a} \ln \left(\frac{D_{ext}}{D_{int}} \right) \right)} \quad (6.32)$$

Afin de déterminer la surface d'échange de l'échangeur, il est nécessaire de déterminer le rapport R correspondant au rapport des débits thermiques unitaires. Il se traduit par la relation :

$$R = \frac{\left(\dot{m}.c_P \right)_{min}}{\left(\dot{m}.c_P \right)_{max}} \quad (6.33)$$

Comme nous voulons déterminer la surface d'échange par la méthode du NUT , il nous faut calculer ce nombre. Ce dernier dépend du type et du sens des écoulements dans l'échangeur. Dans notre cas où nous utilisons des échangeurs tubes-calandre avec des écoulements à contre-courants, le nombre d'unités de transferts NUT s'obtient comme suit :

$$NUT = \frac{1}{1 - R} \ln \left(\frac{1 - \epsilon R}{1 - \epsilon} \right) \quad (6.34)$$

De ce nombre, nous remontons à la surface d'échange par la relation :

$$S = \frac{NUT.\dot{m}.c_P}{k} \quad (6.35)$$

Pour terminer, il est possible de déterminer la longueur de l'échangeur comme suit :

$$L = \frac{S}{\pi.N_t.D_{ext}} \quad (6.36)$$

6.4 Calcul des pertes de charges dans les échangeurs

Une première modification du programme, qui ne sera pas prise en compte pour obtenir les résultats présentés aux chapitres suivants, porte sur le calcul des pertes de charge au niveau des échangeurs de chaleur. Nous allons donc tenir compte de ces pertes pour nos calculs. Pour cela, nous allons calculer à nouveau les pertes de charge dans le bloc principal que nous comparerons à celles déterminées dans le bloc échangeur.

Dans un premier temps, nous initialisons les coefficients de pertes de charge ainsi que les pertes de charge pour chaque échangeur. Nous initialisons aussi les différents rapports de compression et de détente.

Nous calculons alors les pertes de pression au niveau des soupapes à l'entrée et à la sortie des espaces de compression et de détente à l'aide de l'équation (6.4).

Nous déterminons aussi les pertes de charge le long des échangeurs à partir de la relation :

$$Dp = \left(4.f.\frac{L}{D} + 1,5 \right) \cdot \rho \cdot \frac{c^2}{2} \quad (6.37)$$

où f représente le coefficient de frottement et $1,5$ représente les coefficients de pertes de charge ([56]) lors d'un élargissement (1) et d'un rétrécissement (0,5) et nous comparons les résultats obtenus aux valeurs initiales. L'opération est répétée tant que la différence entre les deux calculs de pertes de charge est supérieure à 20 % des pertes au niveau des soupapes de l'espace de détente.

Toutes les pertes de charge calculées sont inférieures à 10,1 kPa (voir tableau 7.5). Elles sont inférieures aux pertes de charge dans les soupapes, dont l'estimation se base sur un coefficient mal connu. Il n'a donc pas paru indispensable de reprendre les résultats présentés aux chapitres suivants en tenant compte de ces pertes de charge.

6.5 Condensation des fumées

Dans notre modélisation, nous avons aussi tenu compte de la possibilité de condensation des fumées. En effet, suivant la composition du gaz combustible ainsi que suivant la température des fumées à la sortie de la cheminée, nous sommes susceptibles d'observer un phénomène de condensation.

C'est pourquoi, si la température des fumées à la cheminée est inférieure à la température critique de l'eau, nous calculons la pression de saturation correspondante. Nous comparons alors la fraction molaire de la vapeur d'eau au rapport $\frac{p_{sat}}{p_e}$. Si la fraction molaire est inférieure à ce rapport, la pression partielle de vapeur d'eau est inférieure à la pression de saturation et il n'y a pas condensation dans les fumées. En revanche, dans le cas contraire, nous considérons qu'il y a condensation d'une partie de l'eau contenue dans les fumées. Ainsi, la fraction molaire de vapeur d'eau contenue dans les fumées est définie par le rapport $\frac{p_{sat}}{p_e}$ et la fraction molaire d'eau liquide est égale à la différence de la quantité d'eau maximale contenue dans les fumées et de la fraction molaire de la vapeur d'eau.

Tous les coefficients ainsi que la relation donnant la pression de saturation ont été tirés du livre de [57].

Nous avons vérifié que dans la configuration retenue, présentée au chapitre suivant, aucune condensation des fumées n'est observée.

6.6 Recirculation des fumées

Afin de diminuer la taille du préchauffeur d'air, nous avons pensé à effectuer une recirculation des fumées. Pour cela, dans la partie combustion, deux vannes 3 voies ont été insérées entre le préchauffeur d'air et l'incinérateur et entre le réchauffeur et le préchauffeur d'air (figure 6.3). De plus, il a fallu créer une nouvelle variable représentant le taux de recirculation. On appellera cette variable *EGR*. Enfin, le coefficient d'excès d'air nécessaire à une combustion complète sera calculé entre la sortie du préchauffeur d'air et la vanne 3 voies située sur la partie supérieure.

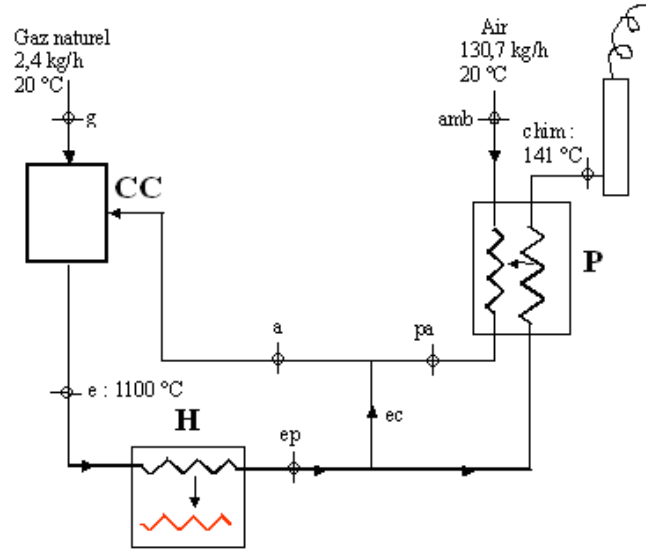


FIG. 6.3 : Configuration du système de combustion modifié

Les modifications vont intervenir au niveau du calcul des températures T_a et T_{pa} . Nous déterminons les débits molaires et massiques aux conditions stœchiométriques de l'air admis au niveau de préchauffeur, \dot{n}_{a1} et \dot{m}_{a1} , ainsi que ceux des fumées, \dot{n}_{e1} et \dot{m}_{e1} . A partir de là, nous effectuons un bilan de composition et un bilan d'énergie au point a pour pouvoir déterminer le coefficient d'excès d'air.

Cette modification n'a pas été prise en compte dans les calculs dont les résultats sont présentés aux chapitres suivants. Nous verrons effectivement par la suite que le coût du préchauffeur représente moins de 10% du coût global du système envisagé. Une réduction de ce coût grâce à une recirculation des fumées n'est donc pas de nature à modifier fondamentalement les conclusions que nous présenterons par la suite.

6.6.1 Bilan de composition

A partir des débits molaires aux conditions stœchiométriques des fumées et de l'air admis, nous pouvons calculer le débit molaire des fumées \dot{n}_e comme suit :

$$\dot{n}_e = (\lambda - 1) \cdot \dot{n}_{a1} + \dot{n}_{e1} + \dot{n}_e \cdot EGR \quad (6.38)$$

avec $EGR = \frac{\dot{n}_{ec}}{\dot{n}_e}$.

Nous obtenons donc :

$$\dot{n}_e = \frac{(\lambda - 1) \cdot \dot{n}_{a1} + \dot{n}_{e1}}{1 - EGR} = \sum_i \frac{(\lambda - 1) \cdot \dot{n}_{ai1} + \dot{n}_{ei1}}{1 - EGR} \quad (6.39)$$

où la sommation s'effectue sur chacun des constituants i des mélanges que constituent l'air et les fumées stoechiométriques.

6.6.2 Bilan d'énergie

Maintenant, nous effectuons un bilan enthalpique au niveau de l'incinérateur. Pour cela, nous considérons que le débit enthalpique des fumées sortant de l'incinérateur est égal à la somme des débits enthalpiques entrant dans l'élément auxquels nous devons ajouter le débit enthalpique correspondant à la combustion. Ceci se traduit par la relation suivante :

$$\dot{H}_{cmb} + \lambda \sum_i \left(\dot{n}_{ai1} \cdot \bar{h}_i(Ta) \right) + EGR \sum_i \left(\dot{n}_{ei} \cdot \bar{h}_i(Ta) \right) = \sum_i \left(\dot{n}_{ei} \cdot \bar{h}_i(Te) \right) \quad (6.40)$$

En remplaçant \dot{n}_{ei} par la relation 6.39, nous obtenons :

$$\lambda = \frac{\left(\frac{1}{1 - EGR} \cdot \sum_i \left(\dot{n}_{ai1} - \dot{n}_{ei1} \right) \cdot \left(EGR \cdot \bar{h}_i(Ta) - \bar{h}_i(Te) \right) \right) - \dot{H}_{cmb}}{\frac{1}{1 - EGR} \cdot \sum_i \dot{n}_{ai1} \cdot \left(\bar{h}_i(Ta) - \bar{h}_i(Te) \right)} \quad (6.41)$$

Une fois le coefficient d'excès d'air λ calculé, nous pouvons remonter aux débits molaire et massique des fumées et de l'air admis.

Dans le cas où la recirculation des gaz de combustion est envisagée, la démarche de calcul devient la suivante. On initialise les températures T_{pa} et T_a ainsi que l'efficacité du préchauffeur calculée ϵ_{Pcal} . Ensuite, dans la boucle principale, nous recalculons ces températures et l'efficacité du préchauffeur. Pour cela, nous calculons l'enthalpie molaire de l'air à la température T_{pa} grâce à la relation :

$$\bar{h}_{mol}(T_{pa}) = \frac{\dot{n}_a \cdot \bar{h}(Ta) - EGR \cdot \dot{n}_e \cdot \bar{h}(T_{ep})}{\lambda \cdot \dot{n}_{a1}} \quad (6.42)$$

A partir de l'enthalpie molaire, nous pouvons remonter à la température par voie numérique.

Pour terminer, il faut déterminer la température T_a après la vanne 3 voies. Nous effectuons la même démarche que pour la température T_{pa} . Nous déterminons l'enthalpie molaire du fluide (gaz + fumées) à la température T_a initialisée à partir de la relation :

$$\bar{h}(Ta) = \frac{\dot{n}_e \cdot EGR \cdot \bar{h}(T_{ep}) + \lambda \cdot \dot{n}_{a1} \cdot \bar{h}(T_{pa})}{\dot{n}_a} \quad (6.43)$$

Nous remontons à la température T_a comme dans le cas de la température T_{pa} . Une fois les températures déterminées, il ne reste qu'à incrémenter la température T_{pa} pour que l'écart entre l'efficacité du préchauffeur calculée et celle fixée au départ soit inférieur à 0.5 % et recalculer toutes les températures à partir de cette température T_{pa} .

6.7 Organigramme du programme

Le programme s'organise de la manière suivante. Tout d'abord, nous nous donnons les valeurs des paramètres fixés (efficacité, vitesse maximale, composition du combustible, ...) ainsi que les données thermodynamiques. Nous initialisons ensuite la température de l'air préchauffé ainsi que celle de l'air après la vanne 3 voies utilisée pour la recirculation des fumées. Nous initialisons aussi l'efficacité du préchauffeur que nous calculons. Pour terminer, nous initialisons les rapports de pression β .

Dans la boucle principale de notre programme, nous calculons le coefficient d'excès d'air à partir de la température T_{pa} initialisée ainsi que la température T_a de l'air après la vanne 3 voies et les autres températures du système. Avec cette température T_{pa} , nous calculons l'efficacité du préchauffeur.

A cet instant, intervient une boucle secondaire dans laquelle nous calculons les pertes de charge dans les échangeurs, ce qui nous permet de déterminer la pression en tous les points du système. Il y a deux boucles secondaires par échangeurs, soit six boucles. Tant que la différence entre les pertes de charge calculée dans cette boucle et celles déterminées à partir de la vitesse du fluide dans les échangeurs n'est pas négligeable, nous restons dans cette boucle.

Une fois la boucle secondaire terminée, nous revenons dans la boucle principale où nous incrémentons la température de l'air préchauffé. Nous effectuons

Chapitre 7

Résultats de l'analyse énergétique

L'étude énergétique a été effectuée sans les améliorations concernant les pertes de charge, la recirculation et la condensation des fumées. Nous pouvons ainsi observer l'évolution de certains paramètres en fonction de l'efficacité de chaque échangeur et en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur. Cette étude nous permet aussi de voir l'évolution du prix de la matière première de chaque échangeur en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur [58]. Pour finir, elle nous permettra aussi de valider le choix des différentes efficacités.

7.1 Détermination des diamètres des tubes de chaque échangeur

Pour dimensionner les différents échangeurs, nous nous fixons les valeurs suivantes des efficacités :

- $\epsilon_H = 0,85$
- $\epsilon_P = 0,8$
- $\epsilon_R = 0,9$
- $\epsilon_{IC} = 0,7$

Le choix de ces valeurs sera étayé par la suite grâce à une analyse de sensibilité (paragraphe 7.2). Il correspond aux niveaux de température mentionnés sur la figure 6.1.

A partir de différents diamètres de tubes rencontrés dans le commerce, nous avons effectué plusieurs simulations nous permettant de déterminer différents paramètres comme le nombre de Reynolds, le coefficient d'échange global, la

surface d'échange et la longueur de l'échangeur. Nous avons cherché le diamètre de tube pour lequel nous obtenons une configuration avantageuse.

7.1.1 Cas du réchauffeur

Deux simulations ont été effectuées, l'une dans le cas où l'air passe dans les tubes et les fumées passent dans la calandre, l'autre dans le cas où les fumées passent dans les tubes et l'air passe dans la calandre. Pour chaque simulation, nous avons relevé :

- le nombre de tubes,
- la vitesse du fluide à l'intérieur et à l'extérieur des tubes,
- les nombres de Reynolds et de Nusselt à l'intérieur et à l'extérieur des tubes,
- le coefficients d'échange à l'intérieur et à l'extérieur des tubes,
- le coefficient d'échange global,
- le diamètre de calandre,
- la surface d'échange,
- la longueur de l'échangeur.

Dans le premier cas, les résultats sont rapportés dans le tableau suivant :

| $D_{ext}/D_{int}(\text{mm})$ | 14/12 | 12/10 | 10/7 | 8/6 |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| Paramètres | | | | |
| N_t | 19 | 27 | 54 | 73 |
| $c_{int} (m/s)$ | 11,44 | 11,6 | 11,83 | 11,9 |
| $c_{ext} (m/s)$ | 33,9 | 35,22 | 32,25 | 27,84 |
| Re_{int} | 8734 | 7375 | 5268 | 4546 |
| Re_{ext} | 3067 | 2637 | 1706 | 1596 |
| Nu_{int} | 28 | 24,1 | 17,7 | 15,3 |
| Nu_{ext} | 10 | 8,3 | 4 | 3,5 |
| $h_{int} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | 109,4 | 110,1 | 96,8 | 104,6 |
| $h_{ext} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | 51,3 | 51,2 | 35,2 | 27,9 |
| $k_{global} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | 34,9 | 34,9 | 25,7 | 22 |
| $D_{intcal} (m)$ | 0,09 | 0,09 | 0,1 | 0,1 |
| $S (m^2)$ | 4,3 | 4,2 | 5,8 | 6,7 |
| $L_t (m)$ | 5,1 | 4,2 | 3,4 | 3,7 |

TAB. 7.1 : Evolution de différents paramètres en fonction du diamètres des tubes pour le réchauffeur, l'air circulant dans les tubes

Nous pouvons remarquer qu'avec l'efficacité du réchauffeur fixée à une valeur de 0,85, le nombre de tubes augmente quand leur diamètre diminue alors que les nombres de Reynolds et de Nusselt, le coefficient d'échange extérieur et le coefficient d'échange global diminuent. En revanche, le coefficient d'échange à l'intérieur des tubes diminue puis augmente quand le diamètre diminue. La longueur de l'échangeur varie de la même façon. Cette longueur est minimale pour des diamètres de tubes de 10 mm extérieur et 7 mm intérieur, même si la surface d'échange dans ce cas-là n'est pas la plus faible.

Dans le cas où ce sont les fumées qui circulent dans les tubes, nous obtenons les résultats présentés dans le tableau 7.2.

| $D_{ext}/D_{int}(\text{mm})$ | 14/12 | 12/10 | 10/7 | 8/6 |
|--------------------------------|-------|-------|------|------|
| Paramètres | | | | |
| N_t | 27 | 38 | 77 | 104 |
| $c_{int} (m/s)$ | 38,2 | 39 | 39,3 | 39,6 |
| $c_{ext} (m/s)$ | 11,2 | 11,9 | 7,1 | 9,4 |
| Re_{int} | 3370 | 2873 | 2026 | 1750 |
| Re_{ext} | 4255 | 3647 | 2263 | 2137 |
| Nu_{int} | 11,5 | 9,5 | 5,7 | 4,3 |
| Nu_{ext} | 14,3 | 12,1 | 6,6 | 6 |
| $h_{int} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | 51,6 | 49,7 | 35,8 | 34 |
| $h_{ext} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | 130,4 | 137,8 | 72,1 | 91,8 |
| $k_{global} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | 36,9 | 36,5 | 23,9 | 24,8 |
| $D_{intcal} (m)$ | 0,09 | 0,09 | 0,11 | 0,1 |
| $S (m^2)$ | 4 | 4,1 | 2,56 | 2,28 |
| $L_t (m)$ | 3,4 | 2,8 | 2,6 | 2,3 |

TAB. 7.2 : Evolution de différents paramètres en fonction du diamètres des tubes pour le réchauffeur, les fumées circulant dans les tubes

Comme précédemment, le nombre de tubes augmente quand le diamètre diminue. Les nombres de Reynolds et de Nusselt, le coefficient d'échange à l'intérieur des tubes et la longueur de l'échangeur diminuent avec le diamètre des tubes. Quant aux coefficients d'échange à l'extérieur des tubes et global, ils varient de la même manière : ils augmentent puis ils diminuent quand le diamètre des tubes diminuent.

En comparant les deux tableaux, nous remarquons que pour un même diamètre de tubes, le nombre de tubes augmente et la longueur de l'échangeur diminue dans le cas où les fumées circulent dans ces tubes. Mais dans ce cas-là, les diamètres extérieur et intérieur des tubes pour lesquels nous obtenons une longueur minimale de l'échangeur ne sont pas identiques au cas précédent. Ici, la longueur est minimale pour des tubes de diamètres 8/6 mm.

Cette solution serait envisageable mais la question de l'encrassement des tubes est un frein à cette solution. En effet, quand les tubes seront encrassés, il faudra les nettoyer un par un alors que si les fumées circulent dans la calandre, il suffira de retirer cette calandre et nettoyer l'intérieur de celle-ci et l'extérieur des tubes. Nous optons donc pour la solution qui facilite le nettoyage de l'échangeur lorsque celui-ci sera encrassé, au détriment d'une longueur d'échangeur plus grande.

7.1.2 Cas du récupérateur

Nous avons effectué les mêmes simulations pour le récupérateur, une dans le cas où l'air froid circule dans les tubes et l'autre dans le cas où l'air chaud passe dans les tubes.

Pour le premier cas, les résultats sont reportés dans le tableau 7.3.

Sur ce tableau, nous remarquons que, quand le diamètre des tubes diminue, les différents paramètres ne varient pas de la même façon. Le nombre de tubes augmente alors que les nombres de Reynolds et de Nusselt et le coefficient d'échange à l'intérieur des tubes diminuent. En revanche, le coefficient d'échange à l'extérieur des tubes et le coefficient d'échange présentent la même évolution : ils augmentent puis diminuent et augmentent à nouveau. Pour finir, la longueur de l'échangeur diminue avec le diamètre. Par conséquent, nous retiendrons comme diamètre de tube celui qui permet d'avoir la longueur de l'échangeur la plus petite. Il s'agit des diamètres 6 mm extérieur et 4 mm intérieur. Nous pouvons voir aussi que cette longueur ne correspond pas à la surface d'échange la plus faible.

| D_{ext}/D_{int} (mm) | 14/12 | 12/10 | 10/8 | 8/6 | 7/5 | 6/4 |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| Paramètres | | | | | | |
| N_t | 15 | 21 | 32 | 57 | 81 | 126 |
| c_{int} (m/s) | 9 | 9,3 | 9,5 | 9,5 | 9,6 | 9,6 |
| c_{ext} (m/s) | 23,7 | 24,1 | 25 | 19,3 | 20,3 | 22,4 |
| Re_{int} | 15023 | 12877 | 10563 | 7907 | 6677 | 5365,5 |
| Re_{ext} | 8734 | 7661 | 6390 | 4712 | 3928 | 3061 |
| Nu_{int} | 43,4 | 38,3 | 32,5 | 25,4 | 21,9 | 17,8 |
| Nu_{ext} | 27,7 | 24,7 | 21 | 15,7 | 13 | 9,8 |
| h_{int} (W.m ⁻² .K ⁻¹) | 120,2 | 123,8 | 126,1 | 123,1 | 121,1 | 115,3 |
| h_{ext} (W.m ⁻² .K ⁻¹) | 64,7 | 66,9 | 70,7 | 55,3 | 57,9 | 61,8 |
| k_{global} (W.m ⁻² .K ⁻¹) | 42 | 43,4 | 45,2 | 38,1 | 39,1 | 40,1 |
| D_{intcal} (m) | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,1 | 0,1 | 0,1 |
| S (m ²) | 13,4 | 13 | 12,4 | 14,7 | 14,4 | 14 |
| L_t (m) | 20,3 | 16,4 | 12,4 | 10,3 | 8,1 | 5,9 |

TAB. 7.3 : Evolution de différents paramètres en fonction du diamètres des tubes pour le récupérateur, l'air froid circulant dans les tubes

Pour le deuxième cas, les résultats sont présentés dans le tableau 7.4.

Nous remarquons que les différents paramètres présentent la même évolution que celle des paramètres du tableau 7.3, à l'exception du coefficient global d'échange et de la surface d'échange. Quand le diamètre diminue, le coefficient global augmente puis diminue alors que la surface d'échange diminue puis augmente.

| D_{ext}/D_{int} (mm) | 14/12 | 12/10 | 10/8 | 8/6 | 7/5 |
|--|-------|-------|-------|------|-------|
| Paramètres | | | | | |
| N_t | 35 | 50 | 77 | 137 | 197 |
| c_{int} (m/s) | 24,3 | 24,5 | 24,8 | 24,8 | 24,8 |
| c_{ext} (m/s) | 6,2 | 6,9 | 8,5 | 5,8 | 8 |
| Re_{int} | 6240 | 5240 | 4253 | 3187 | 2660 |
| Re_{ext} | 4583 | 3863 | 3108 | 2242 | 1816 |
| Nu_{int} | 20,6 | 17,4 | 14,2 | 10,3 | 8,2 |
| Nu_{ext} | 19,3 | 12,8 | 10 | 6,4 | 4,5 |
| h_{int} (W.m ⁻² .K ⁻¹) | 59 | 58,3 | 56,9 | 51,8 | 47,2 |
| h_{ext} (W.m ⁻² .K ⁻¹) | 111,4 | 124 | 146,6 | 90,4 | 105,8 |
| k_{global} (W.m ⁻² .K ⁻¹) | 38,5 | 39,6 | 40,9 | 32,8 | 32,6 |
| D_{intcal} (m) | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,11 | 0,11 |
| S (m ²) | 14,6 | 14,2 | 13,7 | 17,1 | 17,2 |
| L_t (m) | 9,5 | 7,5 | 5,7 | 5 | 4 |

TAB. 7.4 : Evolution de différents paramètres en fonction du diamètres des tubes pour le récupérateur, l'air chaud circulant dans les tubes

En comparant les longueurs de l'échangeur dans les tableaux 7.3 et 7.4, nous nous rendons compte que les longueurs de l'échangeur dans lequel l'air chaud passe dans les tubes sont plus petites que celles de l'échangeur dans lequel l'air froid passe dans les tubes. Mais, nous remarquons que le nombre de tubes est plus grand dans le deuxième cas. Si l'on multiplie le nombre de tubes par la longueur de l'échangeur, ce produit est plus important pour l'échangeur où l'air chaud circule dans les tubes.

Par conséquent, nous retiendrons la solution suivante : l'air froid circule dans les tubes et l'air chaud dans la calandre et le diamètre des tubes sera de 6 mm extérieur et 4 mm intérieur.

7.1.3 Cas du préchauffeur d'air

Nous avons effectué les mêmes simulations que pour les deux autres échangeurs. Dans le premier cas, les résultats obtenus lors de la simulation sont reportés dans le tableau 7.5.

| D_{ext}/D_{int} (mm) | 14/12 | 12/10 | 10/8 | 8/6 | 6/4 |
|------------------------------------|-------|-------|------|------|------|
| Paramètres | | | | | |
| N_t | 23 | 33 | 51 | 90 | 201 |
| c_{int} (m/s) | 19,3 | 19,4 | 19,6 | 19,8 | 19,9 |
| c_{ext} (m/s) | 22,7 | 24,4 | 16,7 | 19,3 | 16,8 |
| Re_{int} | 6463 | 5406 | 4372 | 3304 | 2219 |
| Re_{ext} | 3849 | 3263 | 2600 | 1934 | 1205 |
| Nu_{int} | 21,2 | 18 | 14,6 | 10,8 | 6,4 |
| Nu_{ext} | 12,8 | 10,6 | 8 | 5,1 | 1,3 |
| h_{int} ($W.m^{-2}.K^{-1}$) | 54 | 53,3 | 51,9 | 47,8 | 37,6 |
| h_{ext} ($W.m^{-2}.K^{-1}$) | 60,8 | 63,9 | 41,2 | 40,6 | 14,2 |
| k_{global} ($W.m^{-2}.K^{-1}$) | 28,5 | 29 | 22,9 | 21,9 | 10,3 |
| D_{intcal} (m) | 0,09 | 0,09 | 0,1 | 0,1 | 0,11 |
| S (m^2) | 5 | 4,9 | 6,2 | 6,5 | 13,8 |
| L_t (m) | 4,9 | 3,9 | 3,9 | 2,9 | 3,7 |

TAB. 7.5 : Evolution de différents paramètres en fonction du diamètres des tubes pour le préchauffeur, l'air circulant dans les tubes

Nous remarquons que, lorsque le diamètre des tubes est plus faible, le nombre de ces tubes augmente. De plus, les nombres de Reynolds et de Nusselt à l'intérieur et à l'extérieur des tubes diminuent ainsi que le coefficient d'échange à l'intérieur des tubes. En revanche, le coefficient d'échange à l'extérieur des tubes augmente puis diminue quand le diamètre diminue. Le coefficient d'échange global suit la même évolution. En ce qui concerne la surface d'échange et la longueur de l'échangeur, celles-ci diminuent puis augmentent quand le diamètre diminue.

Nous avons choisi des tubes de diamètres de 12 mm extérieur et 10 mm intérieur, même si cela ne correspond pas à la longueur de l'échangeur la plus faible. Avec ces diamètres de tubes, nous obtenons un coefficient d'échange global le plus grand ainsi qu'une longueur totale de tubes (nombre de tubes multiplié par la longueur de l'échangeur) pas trop importante.

Dans la deuxième simulation, nous faisons passer les fumées à travers les tubes et l'air dans la calandre. Le tableau 7.6 présente les résultats de la simulation.

| D_{ext}/D_{int} (mm) | 14/12 | 12/10 | 10/8 | 8/6 | 6/4 |
|------------------------------------|-------|-------|------|------|------|
| Paramètres | | | | | |
| N_t | 24 | 34 | 52 | 92 | 205 |
| c_{int} (m/s) | 23,6 | 24 | 24,5 | 24,7 | 24,9 |
| c_{ext} (m/s) | 18,8 | 20 | 13,3 | 15,6 | 13,6 |
| Re_{int} | 5506 | 4664 | 3812 | 2873 | 1934 |
| Re_{ext} | 4187 | 3592 | 2877 | 2134 | 1331 |
| Nu_{int} | 18,7 | 15,9 | 12,9 | 9,3 | 5,1 |
| Nu_{ext} | 13,9 | 11,8 | 9,1 | 6 | 2 |
| h_{int} ($W.m^{-2}.K^{-1}$) | 55,6 | 55,1 | 53,6 | 48,1 | 35,6 |
| h_{ext} ($W.m^{-2}.K^{-1}$) | 62,2 | 65,2 | 41,8 | 43,2 | 20 |
| k_{global} ($W.m^{-2}.K^{-1}$) | 29,3 | 29,8 | 23,4 | 22,7 | 12,8 |
| D_{intcal} (m) | 0,09 | 0,09 | 0,1 | 0,1 | 0,11 |
| S (m^2) | 4,8 | 4,8 | 6 | 6,3 | 11,1 |
| L_t (m) | 4,6 | 3,7 | 3,7 | 2,7 | 2,9 |

TAB. 7.6 : Evolution de différents paramètres en fonction du diamètres des tubes pour le préchauffeur, les fumées circulant dans les tubes

En comparant les tableaux 7.5 et 7.6, nous remarquons que certains paramètres évoluent de la même manière. Les seules différences se retrouvent au niveau du coefficient d'échange extérieur aux tubes et de la surface d'échange. Le coefficient d'échange extérieur varie beaucoup avec le diamètre des tubes. Quant à la surface d'échange, elle augmente quand le diamètre diminue.

Dans le cas où les fumées circulent dans les tubes, nous obtenons des longueurs d'échangeur plus petites. Mais, à cause du fait de l'encrassement des tubes et des difficultés de nettoyage par la suite, cette solution ne sera pas envisagée.

7.1.4 Cas du refroidisseur intermédiaire

Pour le refroidisseur intermédiaire, nous avons eu une démarche intuitive. Nous nous sommes tournés vers un échangeur tubes-calandre à contre-courant classique. L'air sortant du 1^{er} espace de compression circule dans 110 tubes de cuivre de 3 mm de diamètre intérieur, d'une longueur de 300 mm. La calandre est telle qu'elle puisse contenir les 110 tubes. Comme le fluide côté calandre est de l'eau, il n'y a pas trop de contrainte sur le diamètre de la calandre. Celle-ci sera dimensionnée au plus petit diamètre possible qui permette encore de réaliser les soudures des 110 tubes sur les plaques à tubes.

Vérifions maintenant si l'échangeur convient à notre système.

La section totale de passage des tubes est de :

$$S_{tot} = 110 \cdot \pi \cdot \frac{(3 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 7,775 \cdot 10^{-4} m^2 \quad (7.1)$$

Connaissant le débit de l'air circulant dans le moteur qui est de 0.0593 kg/s, nous pouvons calculer la vitesse de l'air dans les tubes. Nous avons :

$$c_{air} = \frac{\frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air}}}{S_{tot}} = 31.5 m/s \quad (7.2)$$

A partir de la vitesse et des relations 6.22 et 6.24, nous pouvons déterminer les nombres de Reynolds et de Nusselt. Nous obtenons $Re = 11024$ et $Nu = 35,41$. De la relation 6.27, nous tirons le coefficient d'échange intérieur aux tubes : $h_{int} = 325 W/(m^2.K)$.

Nous faisons l'hypothèse que le coefficient d'échange global est égal à 85% de coefficient d'échange intérieur. Donc $k \approx 0,85 \times 325 \approx 275 W/(m^2.K)$.

De plus, nous considérons que l'eau rentre dans l'échangeur à la température de 20 °C et sort à la température de 30 °C. Sachant que l'air entre à 111 °C et sort à 47 °C, nous obtenons une température logarithmique de :

$$\Delta T_{log} = \frac{(111 - 30) - (47 - 20)}{\ln \left(\frac{111 - 30}{47 - 20} \right)} = 49 \text{ °C} \quad (7.3)$$

Nous pouvons donc calculer la puissance échangée. Nous avons :

$$\dot{Q} = k.S.\Delta T_{log} = 275 \times 110 \times \pi \times 3.10^{-3} \times 0,3 \times 49 = 3910 W \quad (7.4)$$

Enfin, nous vérifions que les pertes de charge ne sont pas trop importantes. Nous avons :

$$\begin{aligned} \Delta p &= \left(\lambda \cdot \frac{L}{D} + \xi \right) \cdot \rho \frac{V^2}{2} \\ &= (0,03 \times 100 + 1,5) \times 2,42 \frac{31,5^2}{2} \approx 5400 Pa \end{aligned} \quad (7.5)$$

Sachant que du côté de l'air, la puissance perdue est de $\dot{Q} = \dot{m}_{mot} \cdot c_{Pair} \cdot (T_{k1} - T_{k2}) = 3837 W$ et que les pertes de charge sont raisonnables, nous pouvons dire que la configuration de cet échangeur est acceptable, même si ce n'est peut-être pas la meilleure.

7.1.5 Conclusion

Avec les efficacités fixées pour chaque échangeur (0,85 pour le réchauffeur, 0,9 pour le récupérateur et 0,8 pour le préchauffeur), nous avons opté pour des échangeurs de type tubes-calandre dans lesquels le fluide froid passe dans les tubes. Le tableau suivant présente la configuration de chaque échangeur.

| | $D_{calandre}$ | D_{tubes} | nbre tubes | long. tubes |
|--------------|----------------|-------------|------------|-------------|
| | mm int/ext | mm int/ext | - | m |
| Réchauffeur | 90/110 | 7/10 | 54 | 3,4 |
| Récupérateur | 100/110 | 4/6 | 126 | 5,9 |
| Préchauffeur | 90/100 | 10/12 | 33 | 3,93 |

TAB. 7.7 : Caractéristiques dimensionnelles des échangeurs

7.2 Analyse de sensibilité aux efficacités de chaque échangeur

Nous avons fait varier les efficacités de chaque échangeur une à une et nous avons visualisé l'évolution de différents paramètres comme le débit, la température, le rendement, le coefficient d'excès d'air et les surfaces d'échange. Ceci nous permettra de voir sur quels paramètres influe l'efficacité de l'échangeur en question.

7.2.1 Evolution des paramètres en fonction de l'efficacité du réchauffeur

Nous avons fait varier l'efficacité du réchauffeur de 0,75 à 0,95 par pas de 0,05 tout en maintenant les efficacités du récupérateur et du préchauffeur constantes.

Observations

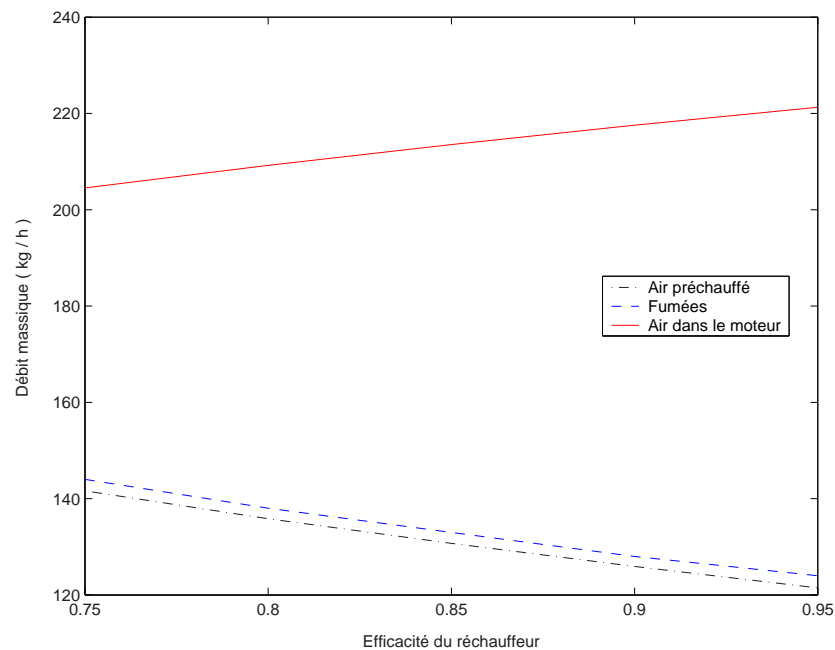


FIG. 7.1 : Evolution de différents débits en fonction de l'efficacité du réchauffeur

Sur la figure 7.1, nous pouvons voir que, quand l'efficacité du réchauffeur aug-

mente, le débit de l'air circulant dans le moteur et celui des fumées diminuent. En revanche, le débit de l'air admis au niveau du préchauffeur augmente.

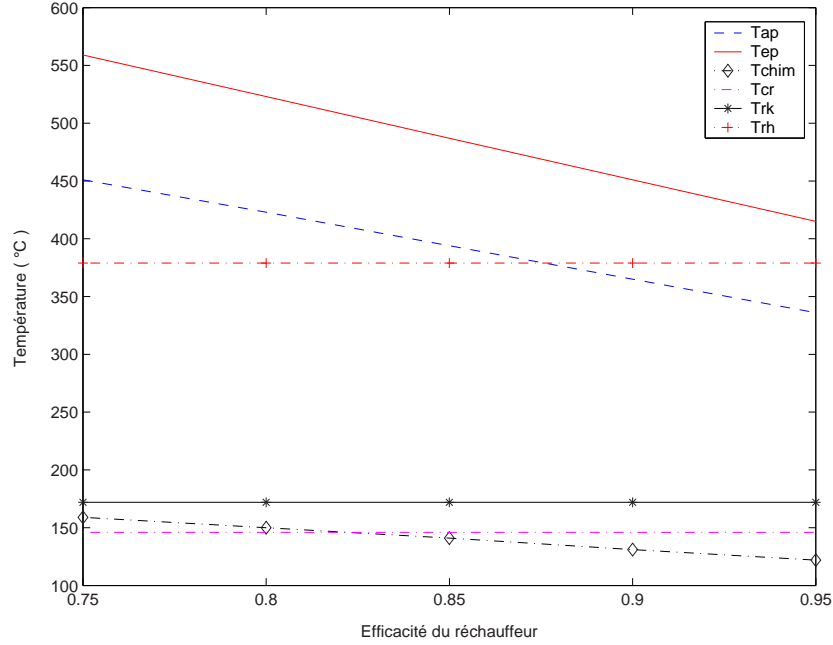


FIG. 7.2 : Evolution de différentes températures en fonction de l'efficacité du réchauffeur

Sur la figure 7.2, nous remarquons que les températures T_{rh} , T_{rk} et T_{cr} sont constantes, quelle que soit l'efficacité du réchauffeur. En revanche, les températures des fumées en sortie de cheminée (T_{chim}), de l'air préchauffé (T_{pa}) et des fumées en sortie du réchauffeur (T_{ep}) diminuent quand l'efficacité augmente.

La figure 7.3 présente l'évolution du coefficient d'excès d'air. Comme la température de l'air préchauffé diminue, alors il faut moins d'air pour maintenir la température des fumées en sortie du réchauffeur constante et par conséquent, le coefficient d'excès d'air diminue quand l'efficacité du réchauffeur augmente.

La figure 7.4 présente l'évolution des rendements thermique, mécanique et net en fonction de l'efficacité du réchauffeur. Les rendements thermique et mécanique ne varient pas avec l'efficacité au contraire du rendement net qui augmente avec l'efficacité. Cela provient du fait que le débit d'air à l'intérieur du moteur augmente avec cette efficacité.

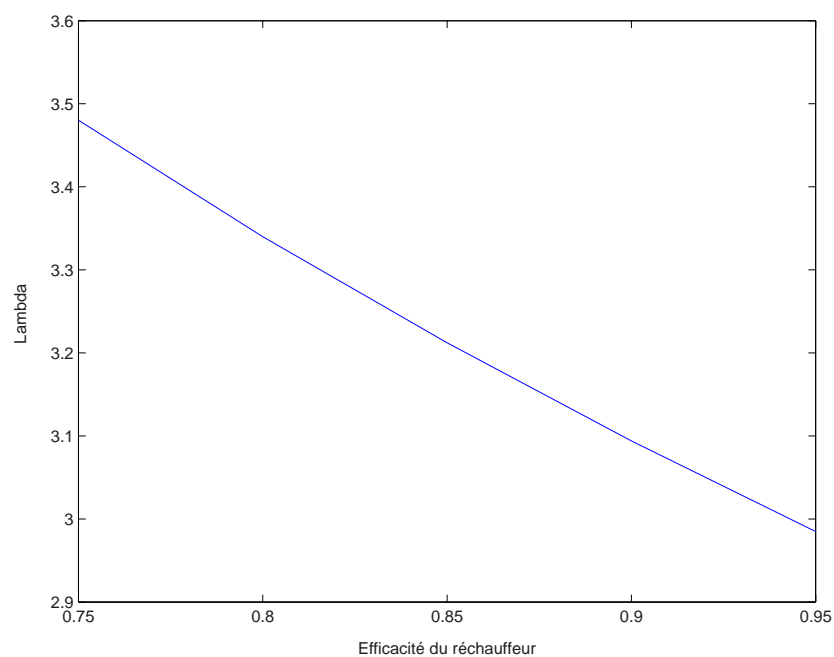


FIG. 7.3 : Evolution du coefficient d'excès d'air en fonction de l'efficacité du réchauffeur

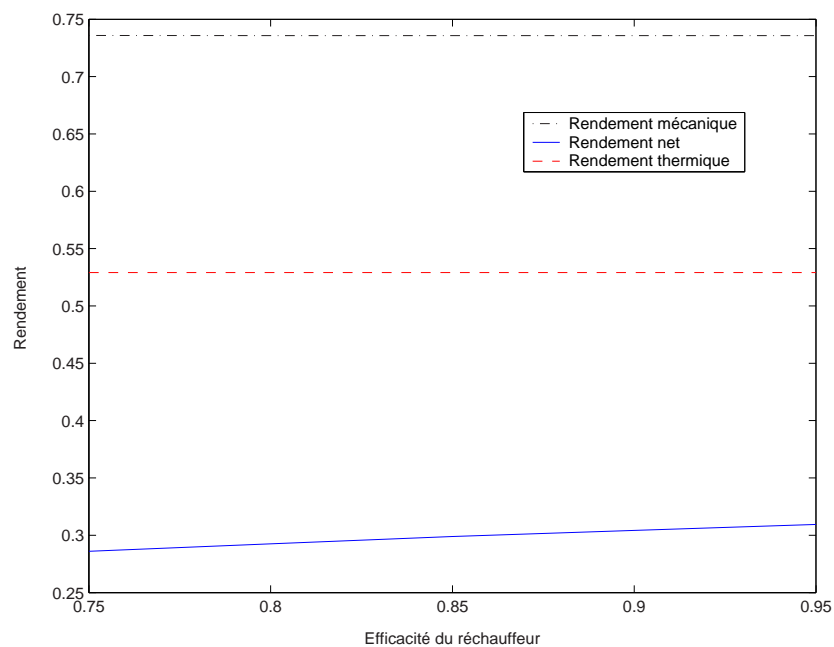


FIG. 7.4 : Evolution des rendements thermique, mécanique et net en fonction de l'efficacité du réchauffeur

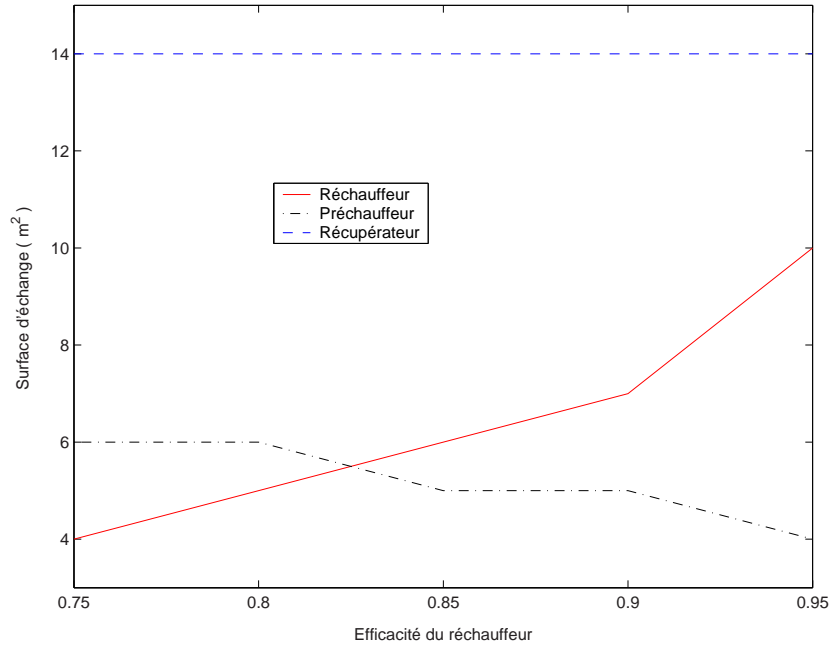


FIG. 7.5 : Evolution de la surface d'échange de chaque échangeur en fonction de l'efficacité du réchauffeur

Sur la figure 7.5, nous remarquons que la surface d'échange du récupérateur est quasiment constante quelle que soit l'efficacité du réchauffeur et celle du préchauffeur diminue quand cette efficacité augmente. Ensuite, il est logique de voir que la surface d'échange du réchauffeur augmente avec son efficacité.

Explication des différentes évolutions

Dans l'expression de l'efficacité du réchauffeur (6.18), la température des fumées T_e est fixée. Par conséquent, pour que l'efficacité augmente, le numérateur doit être plus important ou bien le dénominateur doit être plus faible. Or, l'efficacité du récupérateur étant maintenue constante et les températures T_{er} et T_{cr} ne dépendant pas de celle-ci, ceci implique que la température T_{rh} soit constante. Donc, si l'efficacité du réchauffeur augmente alors la température des fumées en sortie du réchauffeur, T_{ep} doit diminuer.

Dans l'expression de l'efficacité du préchauffeur (6.20), la température T_{amb} étant imposée et la température T_{ep} diminuant, la température de l'air préchauffé T_{pa} doit diminuer pour maintenir cette efficacité constante. Comme la température T_{pa} est plus faible, il faudra moins d'air pour maintenir la température des fumées constante en sortie de l'incinérateur, d'où un débit d'air

admis qui diminue quand l'efficacité du réchauffeur augmente. Le débit d'air préchauffé diminuant et le débit de combustible étant toujours le même, le débit des fumées va diminuer.

Dans le calcul du flux de chaleur transférée dans le système (6.20), le flux doit être le même de part et d'autre de l'égalité. Dans le membre de droite, le ΔT est constant alors que le débit diminue, lorsque l'on augmente l'efficacité du réchauffeur. Dans le membre de gauche, comme le débit des fumées décroît, il faut que le ΔT diminue aussi. Pour cela, la température des fumées au niveau de la cheminée T_{chim} doit décroître mais cette diminution doit être faible.

Dans le membre de gauche de l'équation du flux du système 6.18, le débit diminue légèrement alors que le ΔT augmente. Donc, pour conserver l'égalité et sachant que le ΔT du membre de droite est constant, le débit de l'air dans le moteur doit augmenter.

Les températures ne variant pas au sein du moteur, le rendement thermique reste constant, quelle que soit l'efficacité du réchauffeur. En revanche, la température à la cheminée diminuant lorsque l'efficacité du réchauffeur augmente, le rendement net du système augmente.

D'après ces résultats, il est logique de voir que la surface du réchauffeur croît et que celle du préchauffeur diminue lorsque l'efficacité du réchauffeur augmente. En revanche, les températures aux entrées et sorties du récupérateur ne variant pas et le débit dans le moteur n'augmentant que légèrement, la surface de cet échangeur reste quasiment constante.

7.2.2 Evolution des paramètres en fonction de l'efficacité du récupérateur

Nous avons effectué la même démarche que précédemment. Les efficacités du réchauffeur et du préchauffeur d'air ont été maintenues à la même valeur et nous avons fait varier l'efficacité du récupérateur de 0,8 à 0,95 par pas de 0,5. Nous avons pu alors observer l'influence de l'efficacité du récupérateur sur les différents paramètres.

Observations

Nous pouvons observer sur la figure 7.6 que le débit des fumées, le débit de l'air admis ainsi que le débit de l'air circulant dans le moteur augmente en même temps que l'efficacité du récupérateur. Cette augmentation est plus importante pour le débit de l'air dans le moteur.

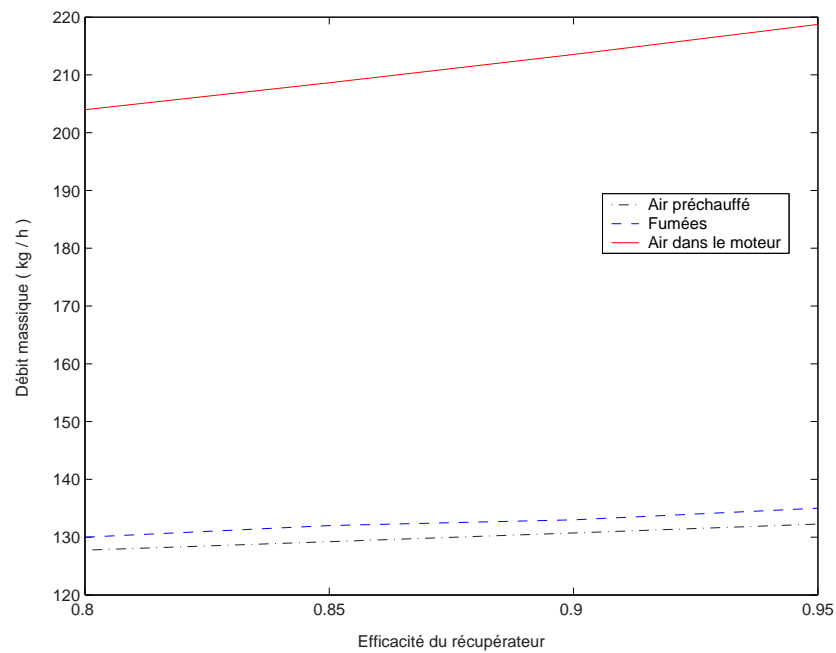


FIG. 7.6 : Evolution des différents débits en fonction de l'efficacité du récupérateur

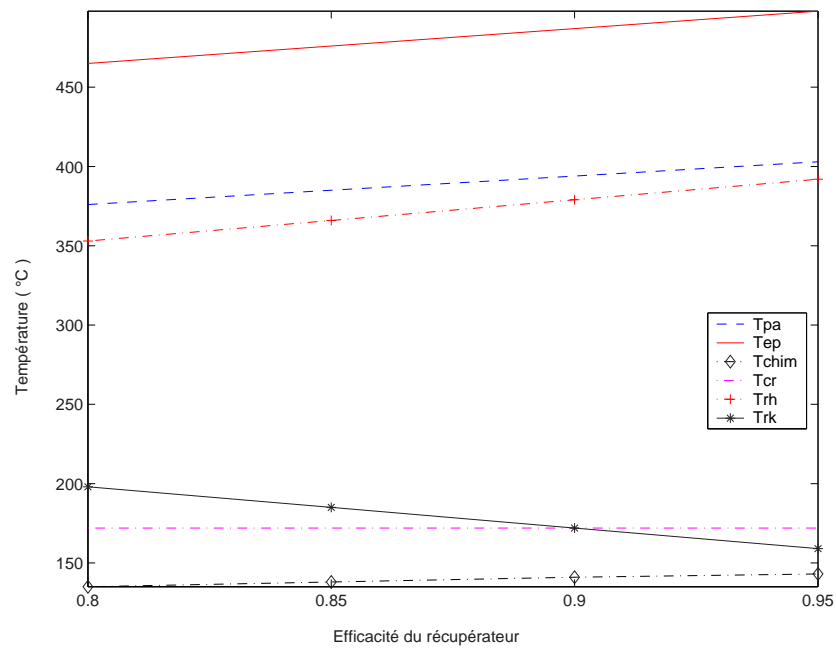


FIG. 7.7 : Evolution de différentes températures en fonction de l'efficacité du récupérateur

La figure 7.7 présente les évolutions de différentes températures en fonction de

l'efficacité du récupérateur. Nous remarquons que la température des fumées en sortie du réchauffeur (T_{ep}), de l'air préchauffé (T_{pa}), des fumées en sortie de la cheminée (T_{chim}) ainsi que celle d'air entre le réchauffeur et le récupérateur (T_{rh}) augmentent avec l'efficacité de ce dernier. En revanche, la température de l'air entre le cylindre de compression et l'entrée du récupérateur (T_{cr}) est constante et celle de l'air en sortie du récupérateur côté chaud diminue quand l'efficacité du récupérateur est plus importante.

Comme le débit de l'air admis augmente avec l'efficacité du récupérateur, nous pouvons voir que le coefficient d'excès d'air augmente avec cette efficacité (figure 7.8).

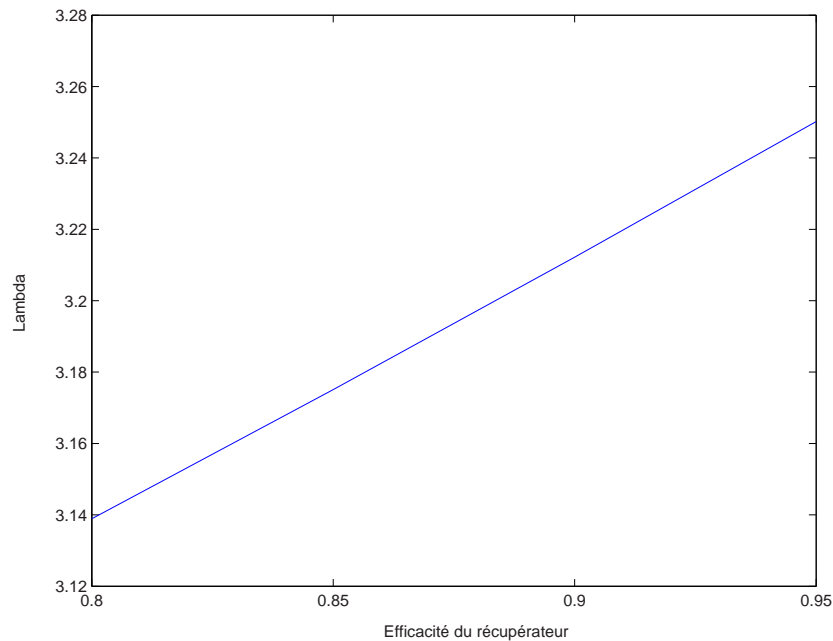


FIG. 7.8 : Evolution du coefficient d'excès d'air en fonction de l'efficacité du récupérateur

L'augmentation de l'efficacité du récupérateur provoque une forte augmentation de la surface de celui-ci, ce qui paraît normal (figure 7.9). En revanche, la surface d'échange du réchauffeur ne varie pas alors que celle du préchauffeur est constante jusqu'à une certaine valeur de l'efficacité puis augmente.

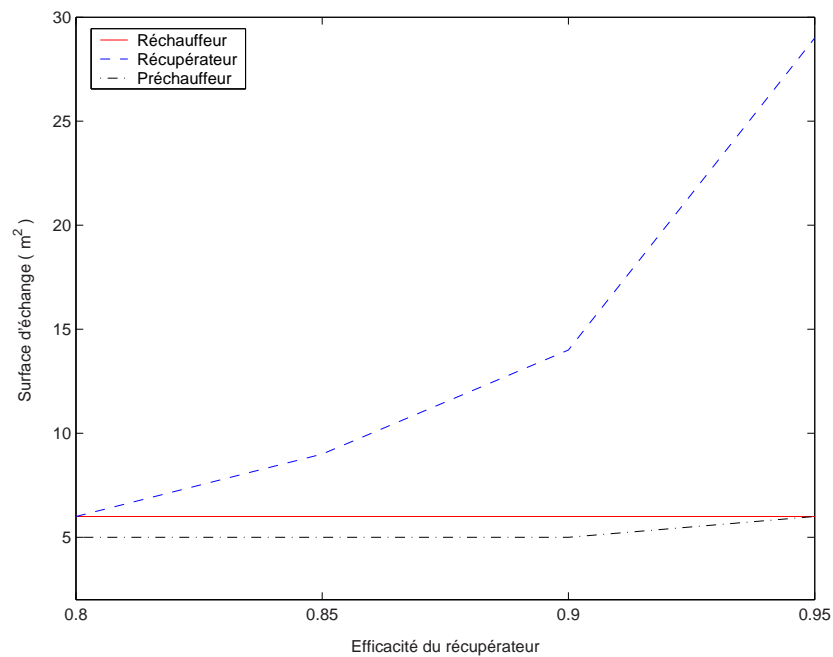


FIG. 7.9 : Evolution de la surface d'échange des différents échangeurs en fonction de l'efficacité du récupérateur

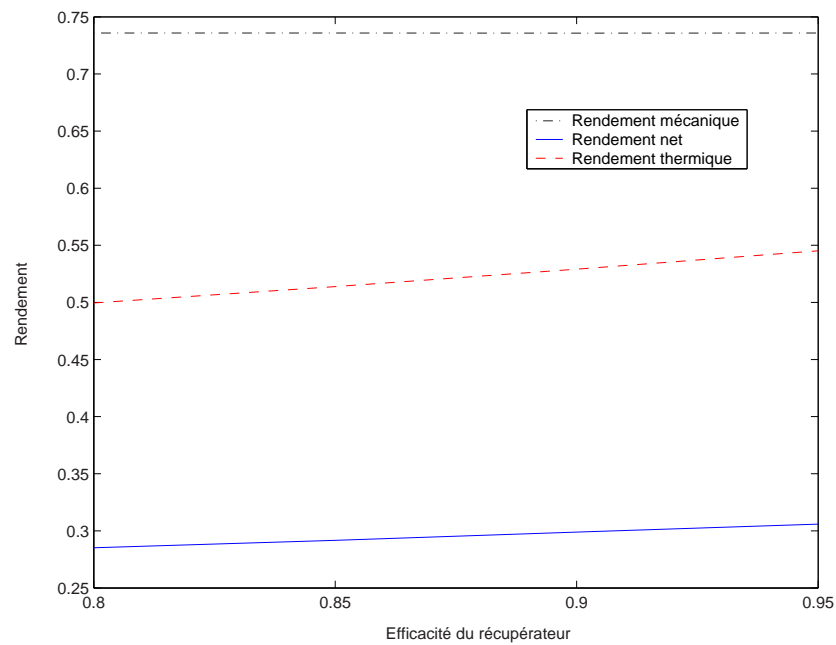


FIG. 7.10 : Evolution des différents rendements en fonction de l'efficacité du récupérateur

Comme le montre la figure 7.10, les rendements thermique et net aug-

mentent alors que le rendement mécanique reste le même quand l'efficacité du récupérateur croît.

Explication des différentes évolutions

Selon nos hypothèses, les températures de l'air en sortie des espaces de compression et de détente, T_{cr} et T_{er} , ne varient pas. D'après la définition de l'efficacité du récupérateur (6.19), la température T_{rk} diminue si l'efficacité augmente. Si l'on se réfère à la partie droite de cette définition, la température T_{rh} varie dans le même sens que l'efficacité.

Dans l'expression de l'efficacité du réchauffeur (6.18), la température des fumées T_e est maintenue constante alors que la température en sortie du récupérateur côté chaud, T_{rk} augmente. Donc, pour maintenir cette efficacité constante, il faut minimiser le numérateur et par conséquent, la température T_{ep} doit être plus importante.

Pour que l'efficacité du préchauffeur soit maintenue constante, il faut que la température de l'air admis T_{pa} augmente pour compenser l'augmentation de la température des fumées en sortie du réchauffeur. Ces justifications valident les observations faites sur la figure 7.7.

La température de l'air préchauffé augmentant, il sera nécessaire d'apporter plus d'air pour maintenir la température des fumées T_e constante. Par conséquent, le débit d'air admis au niveau du préchauffeur va augmenter avec l'efficacité du récupérateur ainsi que le coefficient d'excès d'air. Ce débit augmentant et celui du combustible étant toujours le même, il en résulte que le débit des fumées va augmenter si l'on augmente l'efficacité du récupérateur.

Pour conserver l'égalité dans le calcul du flux de chaleur dans le système (6.18), le débit de l'air circulant dans le moteur doit augmenter. En effet, dans le membre de gauche, le débit augmente alors que le ΔT diminue. Le ΔT diminuant dans le membre de droite, il faut que le débit augmente.

Comme la température de l'air entre le récupérateur et le réchauffeur T_{rh} augmente lorsque l'on augmente l'efficacité du récupérateur, il est normal de voir que le rendement thermique évolue de la même manière que cette température. De plus, l'augmentation du rendement net provient de l'augmentation du débit de l'air dans le moteur lorsque l'efficacité croît.

D'autre part, il est logique de voir la surface d'échange du récupérateur augmenter avec son efficacité. Les températures T_{pa} et T_{chim} augmentant, la surface d'échange du préchauffeur augmente aussi. En revanche, la surface du réchauffeur ne varie pas : la variation de la température T_{rh} est compensée par celle

de la température T_{ep} .

7.2.3 Evolution des paramètres en fonction de l'efficacité du préchauffeur

De même que précédemment, nous avons fait varier l'efficacité de cet échangeur en maintenant celles des deux autres échangeurs constantes. A partir de là, nous avons pu visualiser l'influence de cette efficacité sur les différents paramètres.

Observations

Les débits présentés sur la figure 7.11 augmentent avec l'efficacité du préchauffeur, l'augmentation étant plus importante pour le débit d'air circulant dans le moteur que pour les deux autres débits.

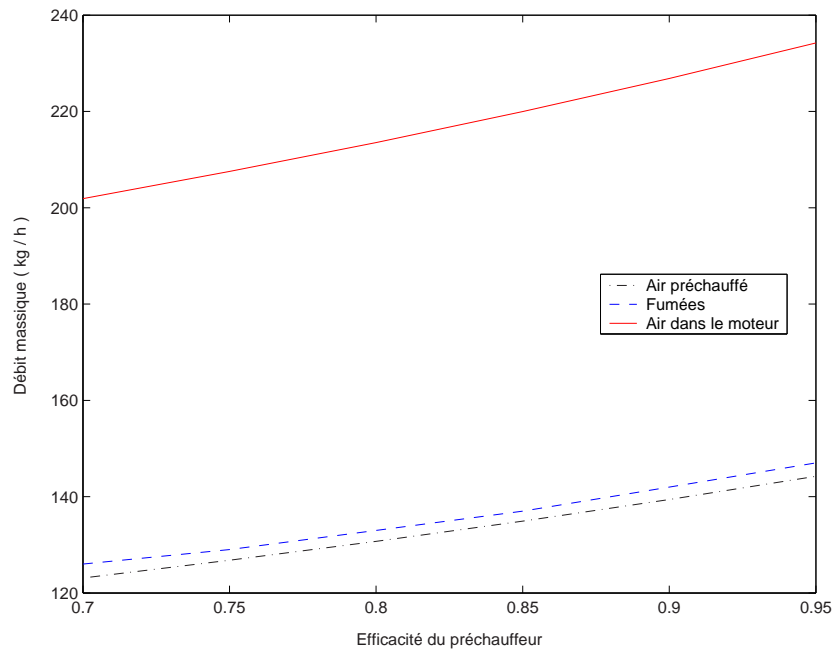


FIG. 7.11 : Evolution des différents débits en fonction de l'efficacité du préchauffeur

Nous pouvons aussi remarquer que l'efficacité du préchauffeur d'air influence peu les températures. En effet, seules les températures de l'air préchauffé T_{pa} et

des fumées en sortie de cheminée T_{chim} varient (figure 7.12). La première varie dans le même sens que l'efficacité alors que la seconde varie en sens inverse.

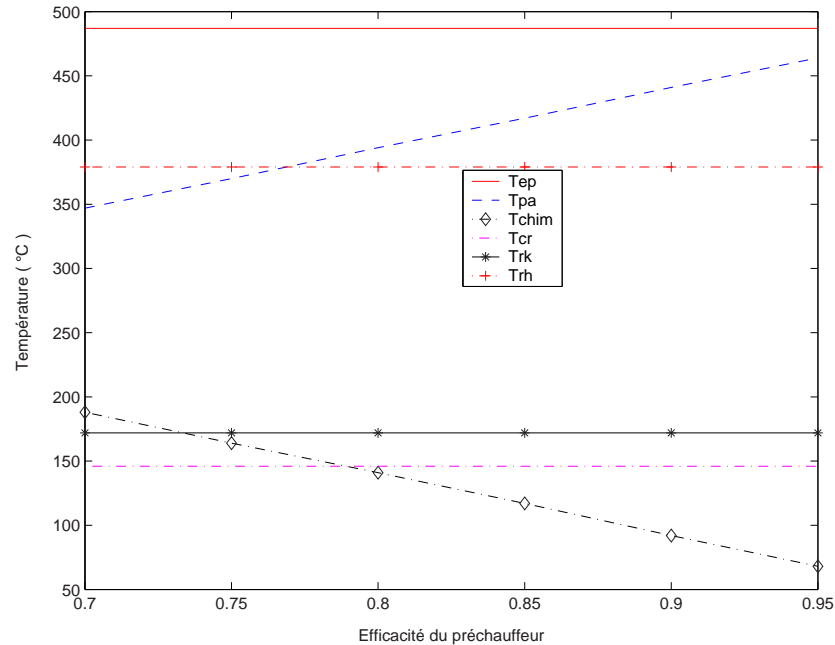


FIG. 7.12 : Evolution de différentes températures en fonction de l'efficacité du préchauffeur

Le débit d'air préchauffé augmentant, le coefficient d'excès d'air doit suivre la même évolution quand l'efficacité croît. La figure 7.13 le montre bien.

L'augmentation avec l'efficacité du débit d'air circulant dans le moteur provoque une augmentation du rendement net du système, comme nous pouvons le voir sur la figure 7.14. Quant aux deux autres rendements, ils ne varient pas. En effet, les températures au sein du moteur ne varient pas, même en faisant varier l'efficacité du préchauffeur

L'augmentation de cette efficacité provoque une forte croissance de la surface d'échange du préchauffeur alors que celle du récupérateur augmente peu. En revanche, la surface d'échange du réchauffeur diminue un peu (figure 7.15).

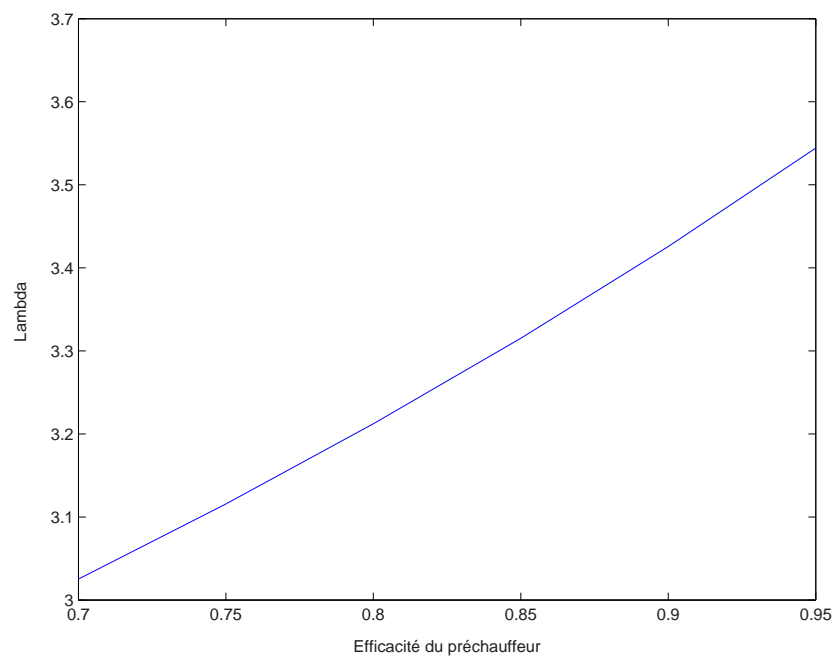


FIG. 7.13 : Evolution du coefficient d'excès d'air en fonction de l'efficacité du préchauffeur

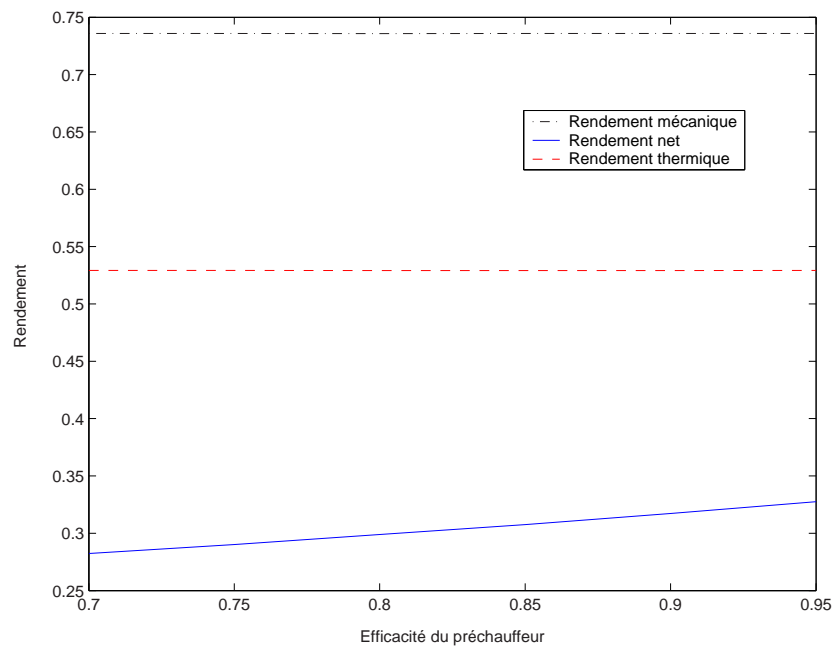


FIG. 7.14 : Evolution des différents rendements en fonction de l'efficacité du préchauffeur

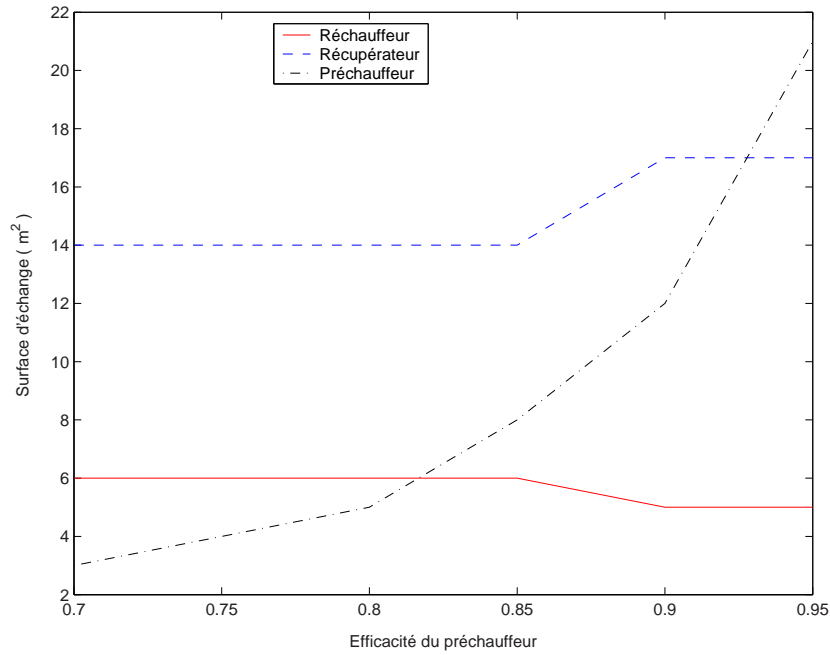


FIG. 7.15 : Evolution de la surface d'échange de chaque échangeur en fonction de l'efficacité du préchauffeur

Explication des différentes évolutions

Les efficacités du réchauffeur et du récupérateur étant constantes et les températures T_{cr} et T_{er} ne variant pas, la température des fumées en sortie du réchauffeur, T_{ep} , et celle de l'air côté froid en sortie du récupérateur, T_{rh} , restent constantes, quelle que soit l'efficacité du préchauffeur (système 6.18). Par conséquent, pour que l'efficacité du préchauffeur augmente (système 6.20), il est nécessaire que la température de l'air préchauffé T_{pa} augmente. En effet, pour conserver l'égalité du système (6.20), le débit et le ΔT augmentant dans le membre de droite, il faut que dans le membre de gauche de l'égalité le débit et le ΔT augmentent aussi. La première condition étant vérifiée, le ΔT doit être plus grand. Pour cela, la température des fumées à la sortie de la cheminée doit diminuer, ce qui est le cas.

La température de l'air préchauffé étant plus élevée, il faudra plus d'air pour maintenir la température des fumées en sortie du réchauffeur constante. Donc, le débit d'air préchauffé va augmenter avec l'efficacité du préchauffeur, comme du reste le coefficient d'excès d'air. L'augmentation de ce débit provoque l'augmentation du débit des fumées, celui du combustible ne variant pas.

Au niveau du calcul du flux de chaleur du système (6.18), nous nous rendons compte que dans le membre de gauche, le débit augmente alors que le

ΔT reste constant quand l'efficacité du préchauffeur devient plus importante. Pour conserver cette égalité, sachant que le ΔT est constant dans le membre de droite, il faut que le débit d'air circulant dans le moteur augmente aussi. Cette augmentation du débit provoque l'augmentation du rendement net du système.

L'augmentation de la température de l'air préchauffé combinée à la diminution de la température des fumées en sortie de cheminée provoquent l'augmentation de la surface d'échange du préchauffeur. La surface d'échange du récupérateur reste à peu près la même alors que celle du réchauffeur diminue un peu, ceci pouvant résulter de la constance des températures aux entrées et sorties de ces échangeurs.

7.2.4 Conclusion

Tous ces résultats ont été obtenus en ne faisant varier qu'une seule efficacité à la fois et en maintenant les deux autres constantes. Nous avons pu remarquer que l'on peut dissocier l'influence de l'efficacité du préchauffeur sur les performances du système. En revanche, les efficacités du réchauffeur et du récupérateur sont liées et ont une grande influence sur les différents paramètres. Aussi, nous avons fait varier simultanément les efficacités du réchauffeur et du récupérateur et nous avons observé l'évolution du rendement net ainsi que la surface d'échange totale du système.

7.3 Evolution du rendement net et de la surface d'échange en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur

Dans le but de trouver la meilleure configuration, nous avons fait varier les deux efficacités en même temps. Ceci nous a permis de visualiser les évolutions de la surface d'échange des trois échangeurs et du rendement net du système en fonction des deux efficacités.

Dans la plage des efficacités explorées, le dimensionnement des cylindres de compression et de détente n'est que faiblement affecté par les variations des efficacités.

Dans un premier temps, nous avons regardé comment évoluait la surface d'échange totale des trois échangeurs ($S_H + S_R + S_P$).

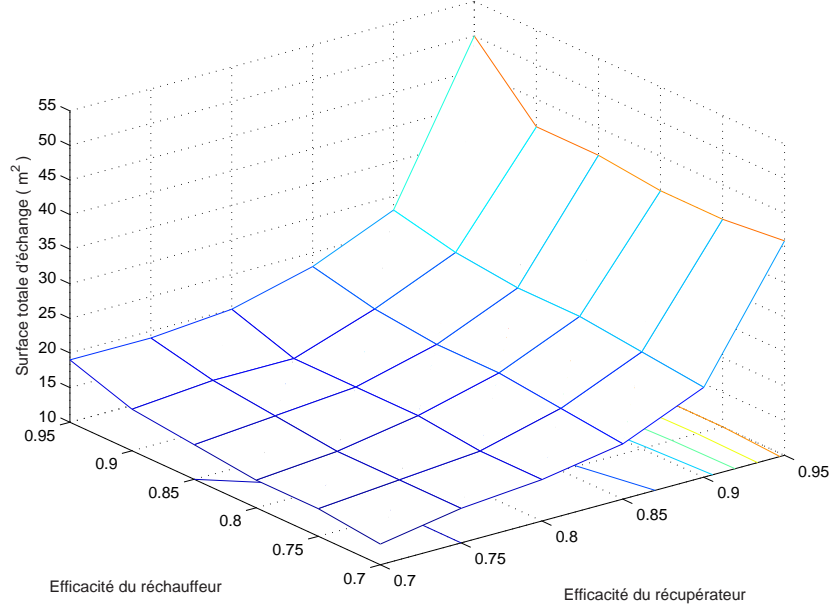


FIG. 7.16 : Evolution de la surface d'échange totale en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur

Nous pouvons voir sur la figure 7.16 que la surface totale d'échange varie très peu avec l'efficacité du réchauffeur. En revanche, elle augmente beaucoup dès que l'efficacité du récupérateur dépasse la valeur de 0,9. Cette surface totale d'échange varie de 15 à 50 m^2 environ. Donc, il est important de bien choisir l'efficacité de chacun des échangeurs pour avoir une surface d'échange totale pas trop grande.

A cause des différents niveaux de température, une unité de surface d'échange du réchauffeur est plus coûteuse qu'une unité de surface d'échange du préchauffeur. C'est la raison pour laquelle nous avons introduit une notion de surface d'échange pondérée où nous accordons plus de poids à la surface du réchauffeur et du récupérateur. Ce choix a été fait arbitrairement comme suit :

$$S_{pond} = 4.S_H + 2.S_R + S_P \quad (7.6)$$

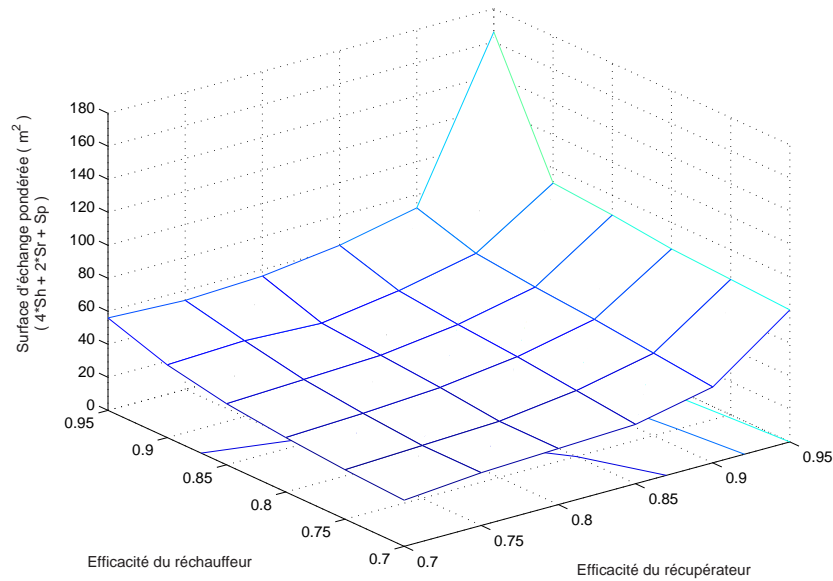


FIG. 7.17 : Evolution de la surface d'échange pondérée en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur

Sur la figure 7.17, nous observons que pour une valeur fixe de l'efficacité du récupérateur et si l'efficacité du réchauffeur augmente, la surface d'échange pondérée varie peu, excepté à partir de 0,9 où elle augmente un peu plus. Cette surface d'échange pondérée varie de 20 à 170 m^2 environ.

Pour une valeur fixe de l'efficacité du réchauffeur, lorsque l'efficacité du récupérateur augmente, cette surface augmente faiblement. En revanche, lorsque l'efficacité du récupérateur atteint la valeur de 0.9, elle augmente brusquement.

Sur la figure 7.18, nous remarquons que le rendement net dépend autant de l'efficacité du réchauffeur que de l'efficacité du récupérateur. Plus l'efficacité de l'un ou de l'autre augmente et plus le rendement est important. Les courbes d'iso-rendement sont quasiment linéaires.

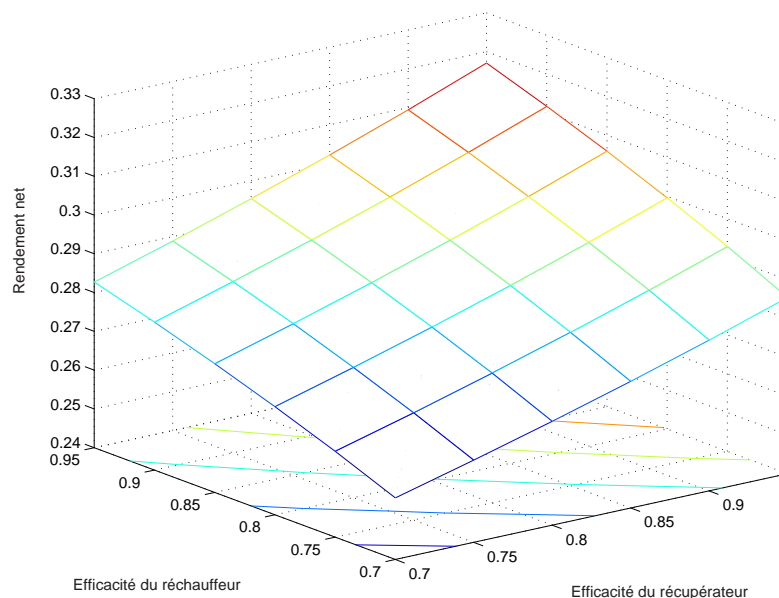


FIG. 7.18 : Evolution du rendement net en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur

La visualisation des courbes d'iso-rendement net et d'iso-surface sur un même graphe permettrait de voir si le choix des efficacités du réchauffeur et du récupérateur sont correctes.

La figure 7.19 présente les courbes d'iso-rendement net et d'iso-surface d'échange totale en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur. Le rendement net augmente avec les efficacités. Ce rendement varie de 0,26 à 0,31 alors que la surface d'échange varie de 18 à 47 m^2 .

L'augmentation de la surface d'échange totale est plus sensible à l'augmentation de l'efficacité du récupérateur qu'à celle du réchauffeur. Si l'efficacité du récupérateur augmente, la surface d'échange totale peut augmenter sans que pour cela le rendement net augmente. Mais, il est possible de se déplacer le long d'une ligne d'iso-rendement net et de trouver la surface d'échange totale minimale correspondante. Ce point correspond à une efficacité du réchauffeur plus grande que celle du récupérateur.

Finalement, la figure 7.19 montre que nos hypothèses concernant les efficacités, $\epsilon_H = 0,85$ et $\epsilon_R = 0,9$, permettent d'avoir un bon compromis entre un bon rendement net et une surface d'échange totale pas trop importante.

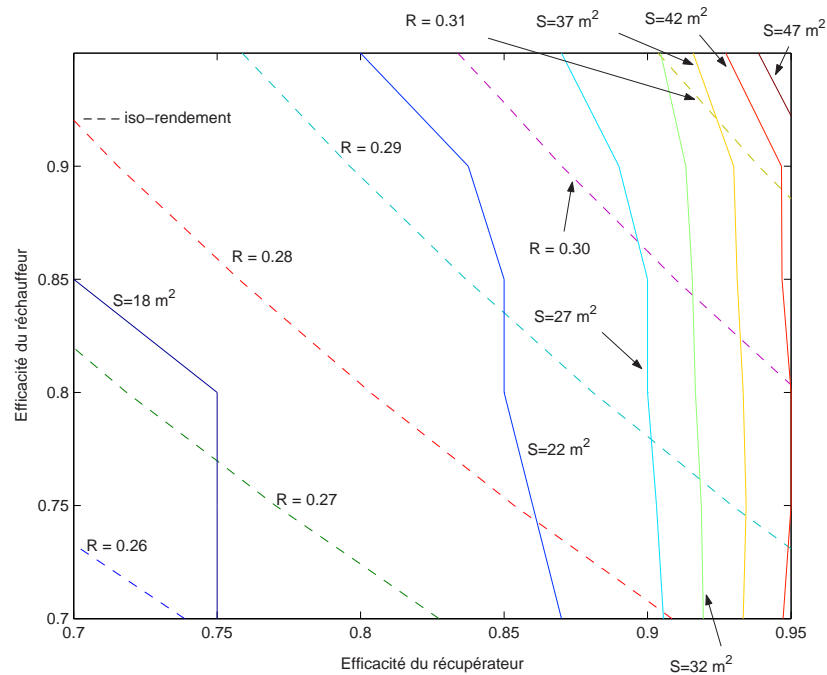


FIG. 7.19 : Courbes d'iso-rendement net et d'iso-surface d'échange totale en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur

La figure 7.20 ressemble beaucoup à la figure 7.19, excepté le fait que les courbes représentant les lignes d'iso-surface pondérée sont plus incurvées que celles représentant les lignes d'iso-surface totale. La surface d'échange pondérée varie de 40 à 160 m^2 .

Ceci montre que la surface d'échange pondérée dépend moins de l'efficacité du récupérateur que la surface d'échange totale. Donc, avec le coefficient donné à la surface d'échange du réchauffeur (4), la configuration minimisant la surface d'échange pondérée pour un rendement net donné est obtenue pour une plus faible efficacité du réchauffeur mais une plus grande efficacité du récupérateur que dans la figure 7.19.

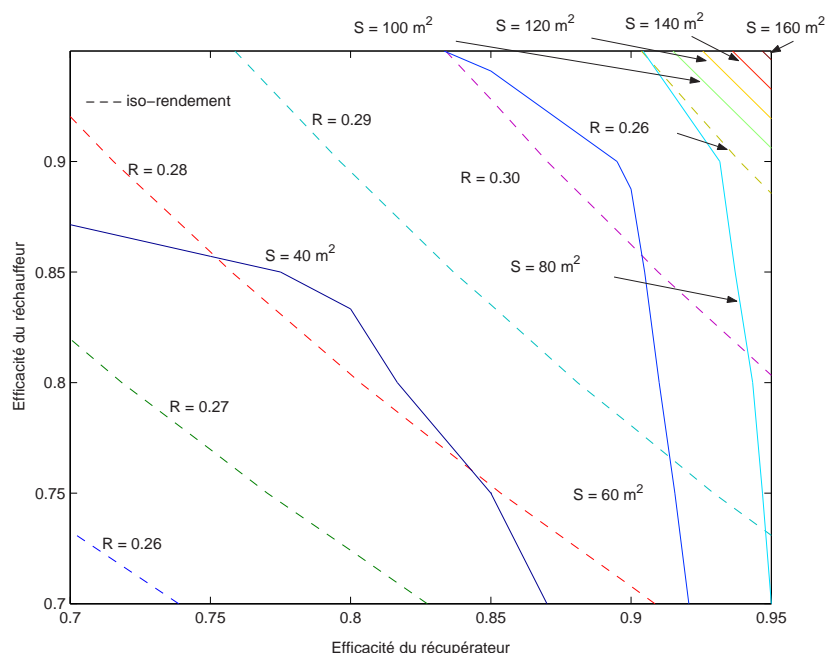


FIG. 7.20 : Courbes d'iso-rendement net et d'iso-surface d'échange pondérée en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur

7.4 Evolution du prix de la matière première de chaque échangeur en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur

Grâce à notre modèle, nous déterminons les caractéristiques de chaque échangeur comme la surface d'échange, le nombre de tubes, le diamètre de calandre et la longueur de l'échangeur. Nous avons alors obtenu le coût de différents tubes à partir de demandes de prix à différents fournisseurs de tubes. Tous les tubes sont en acier inox, mais le réchauffeur est bien entendu dans une nuance d'acier inox différente, compte tenu du haut niveau de température à supporter ([59]).

En faisant varier les efficacités du réchauffeur et du récupérateur, nous avons observé l'évolution du prix de la matière première de chaque échangeur. La figure 7.21 présente l'évolution du prix de la matière première du réchauffeur en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur. Nous observons que ce prix ne dépend pas de l'efficacité du récupérateur. En revanche, ce prix augmente avec l'efficacité du réchauffeur. En effet, l'efficacité du récupérateur

n'influe pas sur la surface d'échange du réchauffeur. Le prix de la matière première de cet échangeur varie de 2600 à 8000 €.

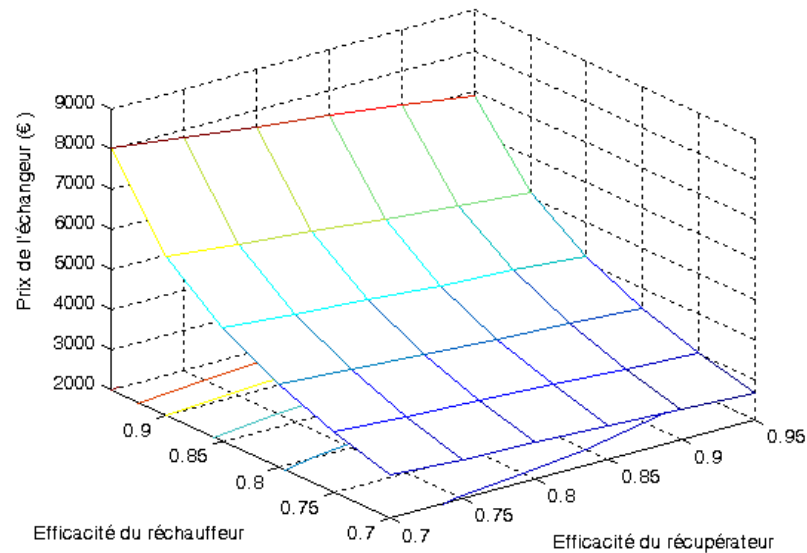


FIG. 7.21 : *Evolution du prix de la matière première du réchauffeur en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur*

Comme précédemment, sur la figure 7.22, nous remarquons que le prix de la matière première de cet échangeur augmente surtout avec l'efficacité du récupérateur. En effet, l'augmentation de cette efficacité provoque une forte augmentation de la surface d'échange du récupérateur et donc de son prix. Le prix de la matière première de cet échangeur varie de 1200 à 5500 € environ.

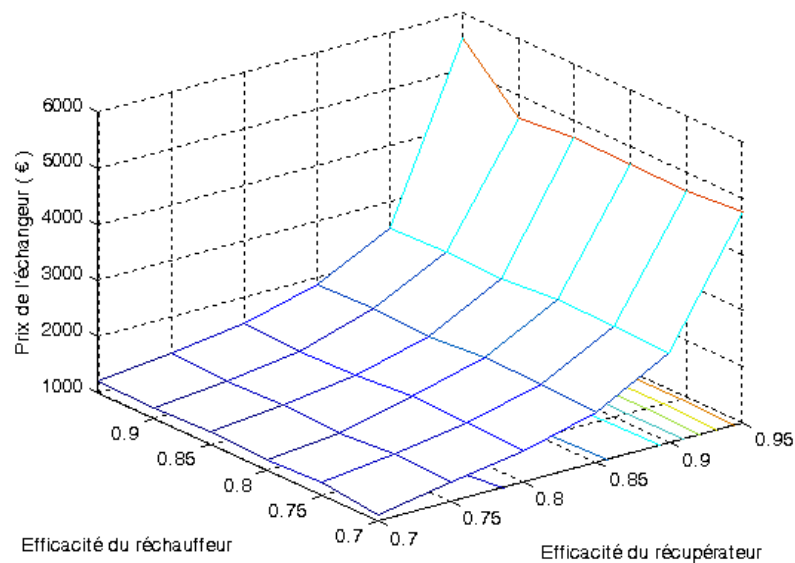


FIG. 7.22 : Evolution du prix de la matière première du récupérateur en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur

En comparaison avec les deux figures précédentes, sur la figure 7.23 présentant l'évolution du prix de la matière première du préchauffeur en fonction des deux efficacités, nous pouvons voir que le coût de la matière première ne varie pas de la même façon que pour les deux autres échangeurs. L'évolution du coût n'est pas linéaire en fonction des efficacités. Il varie de 900 à 1150 € environ mais il est plus important lorsque l'efficacité du récupérateur est la plus grande et l'efficacité du réchauffeur est la plus petite.

D'après les résultats précédents concernant l'influence de chaque échangeur sur les différents paramètres, nous nous sommes rendu compte que les échangeurs les plus importants dans le système étaient le réchauffeur et le récupérateur. Donc, en faisant varier l'efficacité de ces deux échangeurs, nous avons visualisé sur un même graphe (figure 7.24) les évolutions du rendement net et du prix de la matière première pour les deux échangeurs en question.

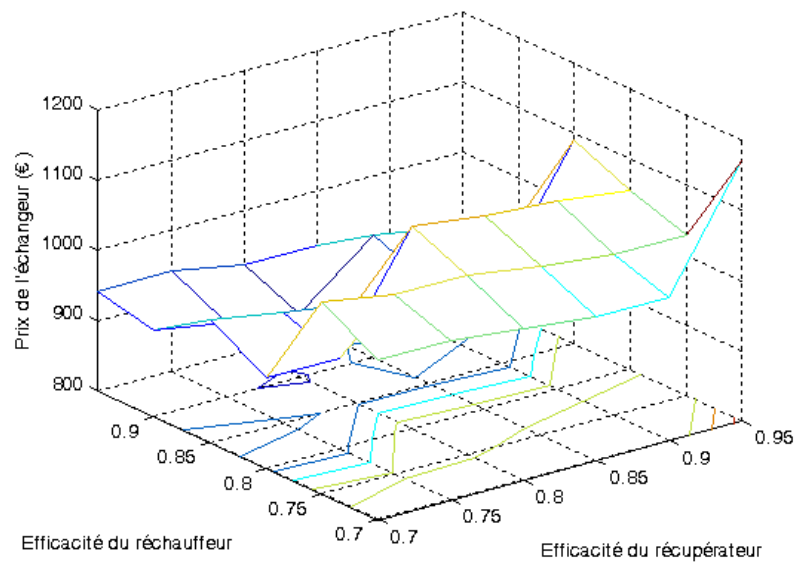


FIG. 7.23 : Evolution du prix de la matière première du préchauffeur en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur

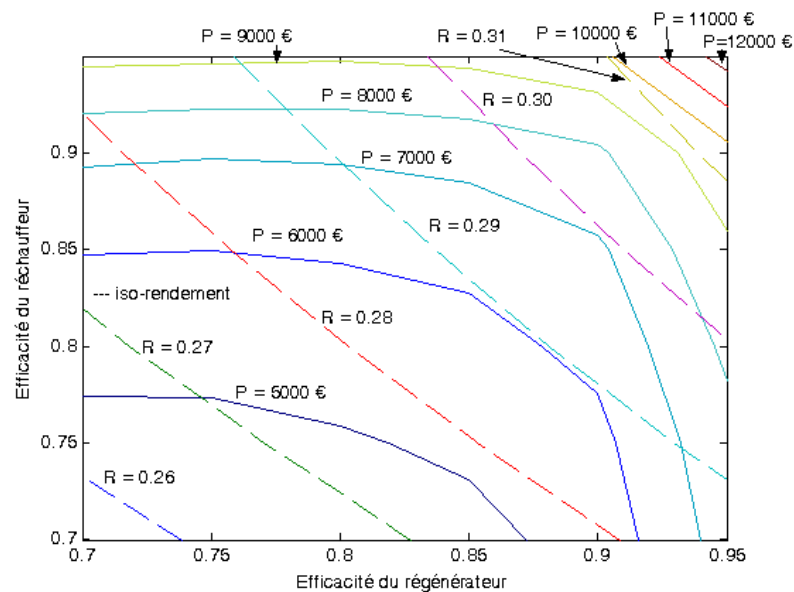


FIG. 7.24 : Evolution du prix de la matière première du récupérateur et du réchauffeur en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur

A partir de la figure 7.24, il est possible de déterminer la meilleure configuration du réchauffeur et du récupérateur qui minimise le coût de la matière première

des deux échangeurs pour un rendement net donné. Nous remarquons que ce coût varie de 5000 à 12000 €. Pour les efficacités choisies, qui sont de 0,85 pour le réchauffeur et de 0,9 pour le récupérateur, nous pouvons voir que nous avons une surface d'échange qui minimise ce coût de la matière première, qui est d'environ 7000 €, pour un rendement net proche de 30 %. Une petite augmentation de l'efficacité pourrait provoquer une importante augmentation du coût de ces échangeurs.

7.5 Conclusion

D'une part, le fait d'avoir fait varier les efficacités une à une nous a permis de voir sur quels paramètres elles jouaient. Nous avons pu ainsi vérifier si les valeurs que nous avons imposées aux efficacités étaient bien adaptées.

D'autre part, en faisant varier simultanément les efficacités du réchauffeur et du récupérateur, nous nous sommes rendu compte qu'en changeant l'efficacité d'un échangeur, il y avait des répercussions sur l'autre échangeur. De plus, en traçant l'évolution de la surface d'échange totale en fonction de ces deux efficacités, nous avons pu voir que nos valeurs des efficacités nous permettaient d'avoir une surface d'échange totale pas trop importante tout en ayant un bon rendement net pour le système.

Nous avons aussi tracé l'évolution du coût de la matière de chaque échangeur en fonction des efficacités du réchauffeur et du récupérateur. Pour le préchauffeur, il est difficile d'en tirer des conclusions alors que pour les 2 autres échangeurs, le coût augmente surtout avec l'efficacité de l'échangeur en question.

Enfin, sur le graphe présentant les lignes d'iso-rendement et les lignes d'iso-coût de la matière première du réchauffeur et du récupérateur en fonction des efficacités de ces échangeurs (figure 7.24), nous avons remarqué qu'avec les valeurs retenues des efficacités, nous étions proches d'une ligne d'iso-rendement et d'une ligne d'iso-coût, ce coût n'étant pas trop important. Ceci justifie a posteriori le choix des efficacités introduites au paragraphe 7.1

Pour conclure, nous avons reporté les caractéristiques énergétiques et dimensionnelles de la configuration retenue dans les tableaux suivants.

Les performances énergétiques figurent dans les tableaux 7.8 à 7.10.

Dans le tableau 7.8, les puissances thermiques correspondantes aux flux de matière sont définies comme suit :

$$|\dot{Q}_{rk}| = \dot{m}_{mot} (h_{rk} - h_k) \quad (7.7)$$

$$|\dot{Q}_{chim}| = \dot{m}_e (h_{chim} - h_{amb}) \quad (7.8)$$

| | $ \dot{Q} $ (kW) |
|------------------------|---------------------|
| Primaire (sur PCS) (g) | 36,2 |
| Réchauffeur (H) | 27,8 |
| Refoulement (rk) | 9,2 |
| Refr. interm. (IC) | 3,8 |
| Cheminée (chim) | 8,4 |

TAB. 7.8 : *Puissances thermiques*

| | $ \dot{W} $ (kW) |
|----------|---------------------|
| indiquée | 14,7 |
| nette | 10,8 |

TAB. 7.9 : *Puissances mécaniques*

| | η |
|---------------------------------|--------|
| ind. | 0,529 |
| mec. | 0,736 |
| net (sur PCS) | 0,299 |
| global 1 ^{er} principe | 0,657 |

TAB. 7.10 : *Rendements*

Les tableaux 7.11 et 7.12 présentent les caractéristiques dimensionnelles du système. Même si les choix technologiques effectués conduisent à une machine de grande taille et même si la configuration tubes/calandre choisie pour les échangeurs est loin d'être la plus judicieuse, nous pouvons constater que les dimensions totales du système restent acceptables, puisque l'ensemble du système pourrait occuper un espace au sol de moins de 1 m^2 .

| | C_1 (mm) | C_2 (mm) | E (mm) |
|---------|---------------|---------------|-----------|
| Alésage | 136 | 91 | 207 |
| Course | 207 | 207 | 207 |

TAB. 7.11 : *Cylindres*

| | $D_{calandre}$ (mm int/ext) | D_{tubes} (mm int/ext) | Nbre tubes - | Long. tubes (m) | Δp tubes (kPa) | Δp cal. (kPa) |
|-------------|--------------------------------|-----------------------------|--------------------|-----------------------|------------------------------|-----------------------------|
| Préch. P | 90/100 | 10/12 | 33 | 3,9 | 6,2 | 4,4 |
| Réch. H | 90/100 | 7/10 | 54 | 3,4 | 3,3 | 4,1 |
| Récup. R | 100/110 | 4/6 | 126 | 5,9 | 10,1 | 6,3 |
| Refroid. IC | 90/100 | 3/5 | 110 | 0,3 | - | - |

TAB. 7.12 : *Caractéristiques dimensionnelles et pertes de charge des échangeurs*

Enfin, les différentes simulations nous ont aussi permis de déterminer les différents débits dans tout le système. Nous obtenons donc les débits suivants :

- $\dot{m}_{pa} = 0,0363 \text{ kg/s}$,
- $\dot{m}_e = 0,037 \text{ kg/s}$,
- $\dot{m}_{mot} = 0,0593 \text{ kg/s}$.

Chapitre 8

Etude d'autres types d'échangeurs de chaleur

Dans le but d'améliorer notre système et de diminuer la taille des échangeurs de chaleur, nous avons étudié d'autres types d'échangeurs de chaleur. Pour le réchauffeur et le récupérateur pour lesquels il existe une importante différence de pression entre les deux fluides, nous nous sommes tournés vers des échangeurs en épingle. En revanche, pour le préchauffeur, nous avons étudié le cas d'échangeur à plaques.

8.1 Etude d'un échangeur en épingle pour le réchauffeur

Nous avons étudié le cas où le réchauffeur était un échangeur en épingle avec 2 passes côté tubes dans la calandre et le fluide froid passant dans les tubes. Nous avons pour cela effectué plusieurs simulations en faisant varier le diamètre des tubes. Le tableau 8.1 présente les résultats obtenus.

Nous obtenons la longueur d'échangeur la plus faible pour des tubes de diamètre 12 mm extérieur et 10 mm intérieur. En comparant le tableau 8.1 et le tableau 7.2, nous remarquons que les longueurs des échangeurs sont plus faibles dans le cas d'un échangeur épingle. Malheureusement, avec l'efficacité du réchauffeur fixée à 0,85, il est nécessaire de placer en série trois échangeurs en épingle identiques pour obtenir cette efficacité. Par conséquent, pour des

| $D_{ext}/D_{int}(\text{mm})$ | 14/12 | 12/10 | 10/8 | 8/6 |
|--------------------------------|-------|-------|-------|----------|
| Paramètres | | | | |
| N_t | 13 | 14 | 42 | 73 |
| $c_{int} (m/s)$ | 16,7 | 22,4 | 11,7 | 11,9 |
| $c_{ext} (m/s)$ | 22,1 | 34,5 | 30,8 | 38,2 |
| Re_{int} | 12764 | 14223 | 5926 | 4546 |
| Re_{ext} | 2304 | 2563 | 1143 | 851 |
| Nu_{int} | 38,5 | 42 | 19,8 | 15,3 |
| Nu_{ext} | 7 | 8,1 | 0,9 | ≤ 0 |
| $h_{int} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | 150,3 | 191,5 | 108,3 | 104,6 |
| $h_{ext} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | 29,8 | 53,7 | 11,3 | ≤ 0 |
| $k_{global} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | 24,8 | 41,8 | 10,3 | non def. |
| $D_{intcal} (m)$ | 0,11 | 0,09 | 0,115 | 0,115 |
| $S (m^2)$ | 2,35 | 1,4 | 5,7 | non def. |
| $L_t (m)$ | 2,1 | 1,3 | 2,2 | non def. |

TAB. 8.1 : Evolution de différents paramètres en fonction du diamètre des tubes pour le réchauffeur dans le cas d'un échangeur en épingle et l'air circulant dans les tubes

raisons d'espace, cette solution sera abandonnée.

8.2 Etude d'un échangeur en épingle pour le récupérateur

Nous avons effectué les mêmes simulations dans le cas du récupérateur. Les résultats obtenus sont présentés dans le tableau 8.2.

Comme précédemment, comparées aux longueurs d'échangeur contenues dans le tableau 7.4, les longueurs pour un échangeur en épingle sont plus faibles que pour un échangeur de type tubes-calandre. Mais, comme nous avons fixé une efficacité élevée pour le récupérateur qui est de 0,9, il faut placer en série sept échangeurs en épingle identiques pour pouvoir obtenir cette efficacité. Par conséquent, nous ne retiendrons pas cette solution.

| $D_{ext}/D_{int}(\text{mm})$ | 14/12 | 12/10 | 10/8 | 8/6 | 7/5 |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Paramètres | | | | | |
| N_t | 15 | 21 | 32 | 57 | 81 |
| $c_{int} (m/s)$ | 9 | 9,3 | 9,5 | 9,5 | 9,6 |
| $c_{ext} (m/s)$ | 19,7 | 20,2 | 21,5 | 20,6 | 23,1 |
| Re_{int} | 15023 | 12877 | 10563 | 7907 | 6677 |
| Re_{ext} | 4944 | 4267 | 3493 | 2551 | 2098 |
| Nu_{int} | 43,4 | 38,3 | 32,5 | 25,4 | 21,9 |
| Nu_{ext} | 16,5 | 14,2 | 11,5 | 7,8 | 5,8 |
| $h_{int} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | 120,2 | 123,8 | 126,1 | 123,1 | 121,1 |
| $h_{ext} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | 56,4 | 57,9 | 60,6 | 54,1 | 55,1 |
| $k_{global} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | 38,3 | 39,4 | 40,8 | 37,5 | 37,8 |
| $D_{intcal} (m)$ | 0,11 | 0,11 | 0,11 | 0,115 | 0,115 |
| $S (m^2)$ | 3,5 | 3,4 | 3,3 | 3,6 | 3,6 |
| $L_t (m)$ | 2,7 | 2,2 | 1,6 | 1,3 | 1 |

TAB. 8.2 : Evolution de différents paramètres en fonction du diamètre des tubes pour le récupérateur dans le cas d'un échangeur en épingle et l'air circulant dans les tubes

8.3 Etude d'un échangeur à plaques pour le préchauffeur

Pour cet échangeur de chaleur, nous avons étudié le cas d'un échangeur à plaques à courants croisés. En effet, comme les fluides sont à la pression atmosphérique, ce type d'échangeur semble adapté dans ce cas-là. Dans nos simulations, nous avons fait varier la largeur des plaques ainsi que l'espace entre les plaques et nous avons déterminé les paramètres suivants :

- le nombre de passes,
- le nombre de plaques,
- la vitesse de l'air et des fumées,
- les nombre de Reynolds et de Nusselt de l'air et des fumées,
- les coefficients d'échange côté air et côté fumées,
- le coefficient d'échange global,
- la surface d'échange et la longueur de l'échangeur.

| Espace entre plaques (mm) | | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 |
|--------------------------------|--|------|------|------|------|-------|
| Paramètres | | | | | | |
| N_P | | 1 | 1 | 2 | 2 | 2 |
| N_{pl} | | 5 | 5 | 5 | 5 | 7 |
| $c_{amb} (m/s)$ | | 7,2 | 8,4 | 10,1 | 12,6 | 11,2 |
| $c_e (m/s)$ | | 9,2 | 10,7 | 12,8 | 16 | 14,37 |
| Re_{amb} | | 2802 | 2802 | 2802 | 2802 | 1868 |
| Re_e | | 2491 | 2491 | 2491 | 2491 | 1661 |
| Nu_{amb} | | 8,8 | 8,8 | 8,8 | 8,8 | 4,7 |
| Nu_e | | 7,5 | 7,5 | 7,5 | 7,5 | 3,7 |
| $h_{amb} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | | 22,4 | 26,1 | 31,3 | 39,1 | 28,1 |
| $h_e (W.m^{-2}.K^{-1})$ | | 22,3 | 26 | 31,2 | 39,1 | 25,8 |
| $k_{global} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | | 11,2 | 13 | 15,6 | 19,5 | 13,5 |
| $S (m^2)$ | | 2,8 | 2,4 | 2 | 1,6 | 2,3 |
| $L_{pl} (m)$ | | 1,4 | 1,2 | 1 | 0,8 | 0,77 |

TAB. 8.3 : Evolution de différents paramètres en fonction de l'espace entre les plaques pour le préchauffeur dans le cas d'un échangeur à plaques de largeur 1 m

Sur les tableaux 8.3 à 8.5, nous remarquons que les longueurs des échangeurs sont plus faibles que celles rencontrées dans le tableau 7.6. Mais comme pour les deux autres échangeurs, pour avoir une efficacité de 0,8, nous devons mettre en série cinq échangeurs à plaques identiques. Par conséquent, cette solution n'est pas envisageable dans notre cas.

| Espace entre plaques (mm) | | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 |
|--------------------------------|--|------|------|------|------|------|
| Paramètres | | | | | | |
| N_p | | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| N_{pl} | | 3 | 3 | 5 | 5 | 5 |
| $c_{amb} (m/s)$ | | 7,2 | 8,4 | 5 | 6,3 | 8,4 |
| $c_e (m/s)$ | | 9,2 | 10,7 | 6,4 | 8 | 10,7 |
| Re_{amb} | | 2802 | 2802 | 1401 | 1401 | 1401 |
| Re_e | | 2491 | 2491 | 1246 | 1246 | 1246 |
| Nu_{amb} | | 8,8 | 8,8 | 2,4 | 2,4 | 2,4 |
| Nu_e | | 7,5 | 7,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 |
| $h_{amb} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | | 22,4 | 26,1 | 8,4 | 10,5 | 14,1 |
| $h_e (W.m^{-2}.K^{-1})$ | | 22,3 | 16 | 6,2 | 7,8 | 10,4 |
| $k_{global} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | | 11,2 | 13 | 3,6 | 4,5 | 6 |
| $S (m^2)$ | | 2,8 | 2,4 | 8,7 | 7 | 5,3 |
| $L_{pl} (m)$ | | 1,4 | 1,2 | 2,2 | 1,8 | 1,3 |

TAB. 8.4 : Evolution de différents paramètres en fonction de l'espace entre les plaques pour le préchauffeur dans le cas d'un échangeur à plaques de largeur 0,5 m

| Espace entre plaques (mm) | | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 |
|--------------------------------|--|------|------|------|------|------|
| Paramètres | | | | | | |
| N_p | | 2 | 2 | 3 | 3 | 4 |
| N_{pl} | | 5 | 5 | 7 | 7 | 9 |
| $c_{amb} (m/s)$ | | 12 | 14 | 11,2 | 14 | 13,9 |
| $c_e (m/s)$ | | 15,3 | 17,8 | 14,3 | 17,8 | 17,8 |
| Re_{amb} | | 4670 | 4670 | 3113 | 3113 | 2335 |
| Re_e | | 4152 | 4152 | 2768 | 2768 | 2076 |
| Nu_{amb} | | 15,6 | 15,6 | 10 | 10 | 6,9 |
| Nu_e | | 13,8 | 13,8 | 8,7 | 8,7 | 5,7 |
| $h_{amb} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | | 39,6 | 46,2 | 35,7 | 44,6 | 40,7 |
| $h_e (W.m^{-2}.K^{-1})$ | | 41 | 47,9 | 36 | 45 | 39,5 |
| $k_{global} (W.m^{-2}.K^{-1})$ | | 20,1 | 23,5 | 17,9 | 22,4 | 20 |
| $S (m^2)$ | | 1,6 | 1,3 | 1,8 | 1,4 | 1,6 |
| $L_{pl} (m)$ | | 1,3 | 1,1 | 1 | 0,8 | 0,7 |

TAB. 8.5 : Evolution de différents paramètres en fonction de l'espace entre les plaques pour le préchauffeur dans le cas d'un échangeur à plaques de largeur 0,3 m

Chapitre 9

Analyse exergetique du système

Nous avons complété notre étude énergétique par une étude exergetique. Cette étude a été réalisée avec l'aide de David Dabo dans le cadre d'un stage de DEA " Energétique, Transferts et Systèmes Dispersés " de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour.

9.1 Définition de l'exergie

Le concept d'exergie a été développé dans le but de proposer une méthode d'analyse reposant sur les deux premiers principes de la thermodynamique [34],[35],[60, 61, 62, 63]. Ce concept est très utile pour quantifier la qualité de l'énergie. Contrairement à l'énergie conservative, l'exergie est une grandeur thermodynamique non conservative.

L'exergie se définit comme la quantité maximale de travail que l'on peut extraire d'un système, quand celui-ci passe de son état d'équilibre à un état d'équilibre de référence, si ce passage est effectué par des interactions avec le milieu ambiant. Il faut aussi noter que la notion d'environnement (ou état d'équilibre) de référence est très importante pour toute étude exergetique.

On montre que ce travail théorique maximal est obtenu lors d'une évolution complètement réversible vers l'état d'équilibre de référence.

9.2 Exergie physique et exergie chimique

En l'absence d'interactions nucléaires, électromagnétiques, ou de tension superficielle, on peut aussi montrer que l'exergie (totale) résulte de la somme de l'exergie physique, de l'exergie chimique et de l'exergie mécanique (exergie

cinétique et potentielle). Dans notre étude, les exergies cinétique et potentielle des différents flux peuvent être négligées. L'exergie physique est définie comme suit :

$$ex^{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (9.1)$$

Les différences d'enthalpies et d'entropies de l'équation 9.1 sont déterminées en utilisant le modèle des gaz parfaits :

$$h - h_0 = \int_{T_0}^T c_P(T) dT \quad (9.2)$$

et :

$$s - s_0 = \int_{T_0}^T \frac{c_P(T)}{T} dT - r \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (9.3)$$

L'exergie chimique molaire se définit par :

$$\overline{ex}^{ch} = \sum_k x_k \overline{e}_k^{ch} + \overline{R}.T_0 \sum_k x_k \ln(x_k) \quad (9.4)$$

où \overline{e}_k^{ch} désigne l'exergie molaire standard du composant k .

Le flux exergétique lié au flux de matière j se définit comme suit :

$$\dot{Ex}_j = \dot{m}_j (ex_j^{ph} + \overline{ex}_j^{ch}) \quad (9.5)$$

9.3 Efficacités exergétiques et destructions d'exergie

Au niveau de chaque élément constitutif du système, on assiste à une destruction d'exergie. Ainsi, nous sommes amenés à définir les notions d'efficacité et de destruction exergétiques développées pour chaque élément. L'efficacité exergétique dépend essentiellement du rôle que joue l'élément dans le système.

9.3.1 Chambre de combustion

Du point de vue exergétique, l'incinérateur de gaz doit fournir à sa sortie un gaz doté d'un niveau d'exergie physique élevé (haute température). Par

conséquent, l'efficacité exergetique de l'incinérateur de gaz se définit comme le rapport du flux exergetique sortant de l'incinérateur sur la somme des flux exergetiques entrant dans l'incinérateur. Nous obtenons :

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{E}x_e}{\dot{E}x_g + \dot{E}x_{pa}} \quad (9.6)$$

La quantité d'exergie détruite au niveau de l'élément étudié est définie par la différence des flux exergetiques entrant dans l'élément et des flux exergetiques sortant de l'élément. Pour l'incinérateur, ceci se traduit par :

$$\dot{E}x_{CC}^D = \dot{E}x_g + \dot{E}x_{pa} - \dot{E}x_e \quad (9.7)$$

9.3.2 Préchauffeur d'air

Le préchauffeur d'air a pour rôle de préchauffer l'air comburant à partir des effluents gazeux chaud qui sortent du réchauffeur. Cet air préchauffé est nécessaire pour obtenir une combustion complète au niveau de l'incinérateur. Ainsi, l'efficacité exergetique de cet élément se définit comme suit :

$$\eta_P = \frac{\dot{E}x_{pa} - \dot{E}x_{amb}}{\dot{E}x_{ep} - \dot{E}x_{chim}} \quad (9.8)$$

D'après la définition de la quantité d'exergie détruite donnée dans le paragraphe 9.3.1, nous obtenons, pour le préchauffeur d'air, la relation suivante :

$$\dot{E}x_P^D = \dot{E}x_{amb} + \dot{E}x_{ep} - \dot{E}x_{pa} - \dot{E}x_{chim} \quad (9.9)$$

9.3.3 Réchauffeur

Le réchauffeur doit fournir de l'énergie calorifique (et donc de l'exergie) au fluide de travail à partir des gaz de combustion. Donc, l'efficacité exergetique de cet élément se traduit comme suit :

$$\eta_H = \frac{\dot{E}x_h - \dot{E}x_{rh}}{\dot{E}x_e - \dot{E}x_{ep}} \quad (9.10)$$

D'après la définition donnée dans le paragraphe 9.3.1, la quantité d'exergie détruite au sein de cet élément est calculée par :

$$\dot{Ex}_H^D = \dot{Ex}_e + \dot{Ex}_{rh} - \dot{Ex}_h - \dot{Ex}_{ep} \quad (9.11)$$

9.3.4 Récupérateur

Le rôle du récupérateur est de fournir de la chaleur au fluide de travail qui est à haute pression à partir de ce même fluide de travail détendu et chaud. Ainsi, l'efficacité exergétique de cet élément se définit comme suit :

$$\eta_R = \frac{\dot{Ex}_{rh} - \dot{Ex}_{cr}}{\dot{Ex}_{er} - \dot{Ex}_{rk}} \quad (9.12)$$

D'après la définition donnée au paragraphe 9.3.1, la quantité d'exergie détruite au sein du récupérateur est donnée par :

$$\dot{Ex}_R^D = \dot{Ex}_{cr} + \dot{Ex}_{er} - \dot{Ex}_{rh} - \dot{Ex}_{rk} \quad (9.13)$$

9.3.5 Compresseur

Comme son nom l'indique, le compresseur doit comprimer le fluide de travail. A cause de la présence d'un refroidissement intermédiaire entre les 2 étages de compression, nous avons deux définitions de l'efficacité exergétique qui peuvent être envisagées, selon que le fluide de refroidissement sortant chaud est réutilisé ou non. Nous obtenons donc :

$$\eta_C = \frac{\dot{Ex}_{cr} - \dot{Ex}_k + (\dot{Ex}_{k1} - \dot{Ex}_{k2})}{\dot{W}_C} \quad (\text{valorisation du fluide de refroidissement}) \quad (9.14)$$

Dans cette expression, nous avons considéré que toute l'exergie reçue par le fluide de refroidissement est valorisée. La pertinence de cette hypothèse ne peut être étayée que sur base d'applications de cogénération bien définies. Ceci sort du cadre de ce travail.

$$\eta_C = \frac{\dot{Ex}_{cr} - \dot{Ex}_k}{\dot{W}_C} \quad (\text{fluide de refroidissement rejeté}) \quad (9.15)$$

D'après la définition donnée au 9.3.1, la quantité d'exergie détruite au niveau du compresseur se définit par :

$$\dot{Ex}_C^D = \dot{W}_C + \dot{Ex}_k + \dot{Ex}_{k2} - \dot{Ex}_{k1} - \dot{Ex}_{cr} \quad (9.16)$$

La compression étant supposée isentropique, la destruction d'exergie a lieu donc au niveau des soupapes d'admission et de refoulement.

9.3.6 Détendeur

Le détendeur fournit un travail mécanique à partir de la détente du fluide de travail qui sort du réchauffeur à haute pression et chaud. Par conséquent, l'efficacité exergetique de cet élément est définie comme suit :

$$\eta_E = \frac{|\dot{W}_E|}{\dot{Ex}_h - \dot{Ex}_{er}} \quad (9.17)$$

La quantité d'exergie détruite au niveau du détendeur est obtenue à partir de la définition donnée au 9.3.1 :

$$\dot{Ex}_E^D = \dot{Ex}_h - |\dot{W}_E| - \dot{Ex}_{er} \quad (9.18)$$

De même que pour la compression, la détente est supposée isentropique et par conséquent, la destruction d'exergie a lieu au niveau des soupapes d'admission et de refoulement.

9.3.7 Organes mécaniques de compression et de détente

Les pertes mécaniques provoquent une destruction d'exergie non négligeable au niveau des organes de transmission (segments, bielles, vilebrequin, ...). En effet, sur les $26,1 \text{ kW}$ produits au niveau de la détente, seulement $23,5 \text{ kW}$ se retrouve sur la tige portant les pistons. De même, pour obtenir les $11,4 \text{ kW}$ requis au niveau de la compression, il faut fournir $12,7 \text{ kW}$ à cette même tige.

Les destructions d'exergie au niveau de ces organes pour la compression et la détente sont définies par :

$$\dot{Ex}_{AC}^D = \frac{\dot{W}_C}{\eta_C^{mec}} - \dot{W}_C \quad (9.19)$$

et :

$$\dot{Ex}_{AE}^D = |\dot{W}_E| - \eta_E^{mec} \cdot \dot{W}_E \quad (9.20)$$

Par la suite, l'ensemble des organes mécaniques de transmission sera appelé "arbre", même si cela représente un abus de langage.

9.3.8 Système complet

L'efficacité exergétique du système complet se définit comme le rapport des flux exergétiques sortants sur les flux exergétiques entrants, en considérant que les fluides chauds sortants du système sont valorisables :

$$\eta = \frac{|\dot{W}| + \dot{E}x_{rk} + \dot{E}x_{k1} - \dot{E}x_{k2}}{\dot{E}x_g + \dot{E}x_{amb} + \dot{E}x_k} \quad (9.21)$$

A nouveau, nous avons considéré que toute l'exergie est valorisée. Cet air propre et chaud ($T_{rk} = 172 \text{ }^\circ\text{C}$) peut en effet être directement utilisé tel quel pour des applications de chauffage, de séchage,... Encore une fois la pertinence de l'expression 9.21 du rendement exergétique dépend des applications concrètes de micro-cogénération visées et sa discussion sort du cadre de ce travail.

La destruction d'exergie totale peut se déterminer de deux manières : soit en effectuant la somme des destructions exergétiques de chaque élément constitutif du système, soit en effectuant la différence entre les flux exergétiques sortant du système et les flux exergétiques entrant dans le système.

9.3.9 Nombre de destruction d'exergie

Les rendements exergétiques des composants ne sont pas des grandeurs utiles si l'on cherche à optimiser un système énergétique. Il est préférable de se référer au nombre de destruction d'exergie du composant défini comme le rapport de l'exergie détruite dans ce composant à l'exergie totale consommée par le système [64].

9.4 Résultats de l'analyse exergétique

L'analyse exergétique nous a permis de déterminer les différents flux d'exergie dans le système ainsi que l'efficacité exergétique des différents composants du système et la quantité d'exergie détruite à leurs niveaux.

Les valeurs des flux exergétiques ont été déterminées à partir des relations 9.1 et 9.4 et des résultats de l'analyse énergétique. Les résultats sont reportés dans le tableau 9.1.

On constate tout d'abord que la puissance exergétique délivrée par le combustible $\dot{E}x_g$ est sensiblement différente de la puissance énergétique évaluée sur la base du PCS. De même, on peut s'interroger sur le fait que les flux exergétiques relatifs à l'air ambiant admis, soit dans le préchauffeur P (état *amb*), soit dans le cylindre de compression $C1$ (état *k*), ne soient pas rigoureusement nuls. Ceci provient du fait que l'air admis est considéré comme contenant une fraction massique de 1,2% de vapeur d'eau. Il est donc hors équilibre, et il est donc théoriquement et pratiquement possible de produire de l'énergie mécanique à partir de ce déséquilibre. Les valeurs des flux exergétiques correspondant à l'air ambiant restent néanmoins extrêmement faibles.

Nous remarquons que les flux d'exergie les plus importants sont ceux du combustible, de l'air en sortie du réchauffeur et des fumées en sortie de la chambre de combustion.

| Courant | T (K) | P (10 ⁵ Pa) | \dot{m} (kg/h) | $\dot{E}x$ (kW) |
|---------|----------|---------------------------|---------------------|--------------------|
| g | 293 | 1 | 2,4 | 33,8 |
| amb | 293 | 1 | 130,7 | 0,1 |
| pa | 667 | 1 | 130,7 | 5,1 |
| e | 1373 | 1 | 133,1 | 28,0 |
| ep | 760 | 1 | 133,1 | 8,2 |
| chim | 414 | 1 | 133,1 | 1,4 |
| k | 293 | 1 | 213,5 | 0,0 |
| k1 | 384 | 2,45 | 213,5 | 5,2 |
| k2 | 320 | 2,45 | 213,5 | 4,6 |
| cr | 419 | 6 | 213,5 | 10,3 |
| rh | 652 | 6 | 213,5 | 16,6 |
| h | 1073 | 6 | 213,5 | 34,6 |
| er | 678 | 1 | 213,5 | 8,4 |
| rk | 445 | 1 | 213,5 | 1,7 |

TAB. 9.1 : Flux exergétiques

Le tableau 9.2 présente l'efficacité exergetique de chaque élément constitutif du système ainsi que l'exergie détruite dans chacun des éléments et les nombres de destruction d'exergie de ces composants.

| Eléments | Efficacité exergetique (%) | Exergie détruite (W) | Nombre de destruction d'exergie (%) |
|--------------------------|----------------------------------|----------------------------|---|
| Chambre de combustion | 71,2 | 10845 | 32,1 |
| Préchauffeur | 72,6 | 1869 | 5,5 |
| Réchauffeur | 90,9 | 1801 | 5,3 |
| Récupérateur | 93,8 | 420 | 1,2 |
| Compression 1/2 | 95,2/90,1 | 544 | 1,6 |
| Organe méca. Compression | 90,0 | 1270 | 3,8 |
| Détente | 99,6 | 107 | 0,3 |
| Organe méca. détente | 90,0 | 2613 | 7,7 |
| Système complet | 38,5 | 19469 | 57,6 |

TAB. 9.2 : *Efficacité et destruction exergetiques*

Nous remarquons que les efficacités exergetiques sont assez élevées, excepté pour la chambre de combustion et le préchauffeur d'air. Les destructions d'exergie les plus importantes se retrouvent dans la chambre de combustion, ce qui paraît normal. Le taux de destruction d'exergie dans la chambre de combustion s'élève à $10,8 kW$, ce qui correspond pratiquement à la puissance mécanique utile produite par le moteur. La chambre de combustion est donc caractérisée par la plus grande valeur du nombre de destruction d'exergie, soit 32,1%.

Le système mécanique de détente, le préchauffeur et le réchauffeur sont aussi responsables de fortes destructions d'exergie avec des nombres de destruction d'exergie respectivement égaux à 7,7%, 5,5%, 5,3%. Enfin, le tableau 9.2 confirme que l'efficacité exergetique d'un composant nous aide à comparer des composants similaires dans un but spécifique mais pas pour optimiser un système. Par exemple, les systèmes mécaniques de compression et de détente ont la même efficacité exergetique bien que le nombre de destruction d'exergie du côté de la détente soit le double de celui du côté de la compression.

Le diagramme de Grassman (figure 9.1) reprend de façon illustrée les informa-

tions contenues dans le tableau 9.2

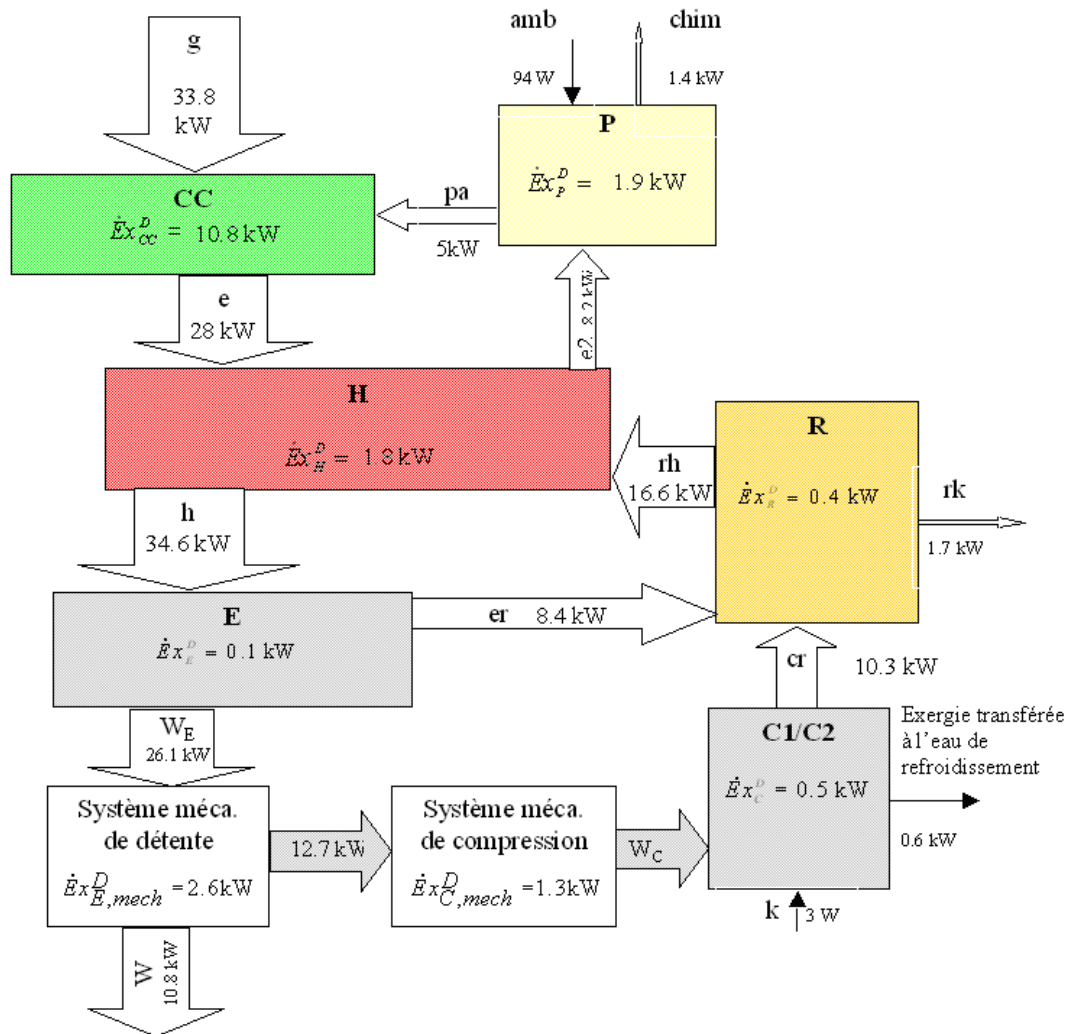


FIG. 9.1 : Flux et destruction d'exergie

Chapitre 10

Etude exergo–économique du système

Afin de déterminer la valeur monétaire du kilowatt de travail produit et les coûts exergétiques des différents courants i , un bilan de flux monétaire a été réalisé pour chaque élément constitutif du système.

10.1 Bilans de coût

Pour pouvoir déterminer ces coûts, nous allons écrire un système d'équations. Il y aura une équation pour chaque élément k . Cette équation sera de la forme :

$$\dot{Z}_k + \left(\sum_i c_i \dot{E}x_i \right)_{entre,k} = \left(\sum_i c_i \dot{E}x_i \right)_{sortie,k} \quad (10.1)$$

10.1.1 Chambre de combustion

Dans le cas de la chambre de combustion, l'équation 10.1 s'écrit :

$$\dot{Z}_{CC} + c_g \cdot \dot{E}x_g + c_{pa} \cdot \dot{E}x_{pa} = c_e \cdot \dot{E}x_e \quad (10.2)$$

10.1.2 Préchauffeur d'air

Le préchauffeur d'air a pour rôle de préchauffer l'air comburant nécessaire à une combustion complète, à partir des effluents gazeux de la chambre de combustion. De plus, nous considérons que les coûts exergétiques de l'air admis et des fumées au niveau de la cheminée sont nuls. En effet, l'air extérieur est

gratuit et les fumées rejetées par la cheminée sont considérées perdues. Dans ce cas-là, l'équation 10.1 devient :

$$\dot{Z}_P + c_{amb} \cdot \dot{E}x_{amb} + c_{ep} \cdot \dot{E}x_{ep} = c_{pa} \cdot \dot{E}x_{pa} + c_{chim} \cdot \dot{E}x_{chim} \quad (10.3)$$

où $c_{amb} = c_{chim} = 0$.

10.1.3 Réchauffeur

Le rôle du réchauffeur est de chauffer l'air circulant dans le moteur à partir des effluents gazeux de la chambre de combustion. L'équation 10.1 se réécrit donc :

$$\dot{Z}_H + c_e \cdot \dot{E}x_e + c_{rh} \cdot \dot{E}x_{rh} = c_{ep} \cdot \dot{E}x_{ep} + c_h \cdot \dot{E}x_h \quad (10.4)$$

avec $c_e = c_{ep}$.

10.1.4 Récupérateur

Le récupérateur doit chauffer le fluide de travail haute pression à partir de ce même fluide détendu. Nous considérons aussi que le coût exergétique du courant rk est nul car nous ne valorisons pas celui-ci. Nous obtenons à partir de la relation 10.1 l'égalité suivante :

$$\dot{Z}_R + c_{cr} \cdot \dot{E}x_{cr} + c_{er} \cdot \dot{E}x_{er} = c_{rh} \cdot \dot{E}x_{rh} + c_{rk} \cdot \dot{E}x_{rk} \quad (10.5)$$

avec $c_{rk} = 0$.

10.1.5 Refroidisseur intermédiaire

Nous négligeons la destruction d'exergie pendant ce refroidissement intermédiaire. Alors, le gain d'exergie fourni à l'eau de refroidissement est identique à la perte d'exergie du fluide de travail. D'autre part, il nous faut ajouter le coût exergétique de l'eau de refroidissement car celle-ci n'est pas gratuite. En écrivant la relation 10.1, nous obtenons :

$$\dot{Z}_{IC} + c_{k1} \cdot \dot{E}x_{k1} - c_{eau} \cdot (\dot{E}x_{k1} - \dot{E}x_{k2}) = c_{k2} \cdot \dot{E}x_{k2} \quad (10.6)$$

10.1.6 Premier étage de compression

En appliquant la relation 10.1 à cet élément, nous avons :

$$\frac{\dot{Z}_C}{2} + c_{Wc} \cdot \frac{\dot{W}_C}{2} + c_k \cdot \dot{E}x_k = c_{k1} \cdot \dot{E}x_{k1} \quad (10.7)$$

10.1.7 Second étage de compression

De même que précédemment, nous obtenons :

$$\frac{\dot{Z}_C}{2} + c_{Wc} \cdot \frac{\dot{W}_C}{2} + c_{k2} \cdot \dot{E}x_{k2} = c_{cr} \cdot \dot{E}x_{cr} \quad (10.8)$$

10.1.8 Détendeur

Le rôle principal du détendeur est de fournir de l'énergie mécanique à partir de la détente du fluide de travail. Le coût exergétique du fluide de travail reste donc constant. L'équation 10.1 se réécrit donc :

$$\dot{Z}_E + c_h \cdot \dot{E}x_h = c_{We} \cdot |\dot{W}_E| + c_{er} \cdot \dot{E}x_{er} \quad (10.9)$$

10.1.9 Arbre de compression

Nous considérons ici que le coût exergétique du travail entrant dans les organes mécaniques de compression (arbre de compression) est égal à celui du travail sortant des organes mécaniques de détente et donc du travail sortant de l'unité c_W .

La relation 10.1 devient donc :

$$\dot{Z}_{AC} + c_W \cdot \frac{\dot{W}_C}{\eta_C^{mec}} = c_{Wc} \cdot \dot{W}_C \quad (10.10)$$

10.1.10 Arbre de détente

Comme précédemment, nous obtenons la relation suivante :

$$\dot{Z}_{AE} + c_{We} \cdot |\dot{W}_E| = c_W \cdot |\dot{W}_E| \cdot \eta_E^{mec} \quad (10.11)$$

10.2 Détermination du prix des différents éléments du système

Afin de déterminer les coûts exergétiques des différents courants i , il est important de connaître le prix des différents éléments constitutifs de ce système.

Pour les échangeurs, nous connaissons le coût de la matière première et nous avons multiplié ce coût par un facteur arbitraire pour avoir un coût global regroupant les coûts de matières premières et de fabrication. Dans notre cas, nous avons choisi de multiplier le coût de la matière première par 3. En revanche, pour les autres éléments, nous avons utilisé une relation empirique du type :

$$P(X) = P(X_{connu}) \left(\frac{X}{X_{connu}} \right)^\alpha \quad (10.12)$$

où $P(X)$ est le prix recherché de l'appareil de grandeur caractéristique X ; le couple $(X_{connu}, p(X_{connu}))$ et la valeur de l'exposant α sont estimés à partir des données tirées de [61].

| Elément | Prix (€) | Grandeur caractéristique | Exposant α |
|-----------------------|------------------------------|-------------------------------------|-------------------|
| Chambre de combustion | 338000 | Chaleur de combustion : 82337 kW | 0,73 |
| Compresseur | 3735000 | Puissance fournie : 28000 kW | 0,95 |
| Machine de détente | 3739000 | Puissance récupérée : 48000 kW | 0,95 |
| Arbre de compression | 5% du prix du compresseur | Puissance transmise : 28000 kW | 0,95 |
| Arbre de détente | 5% du prix du détendeur | Puissance transmise : 48000 kW | 0,65 |

TAB. 10.1 : Prix d'appareils connus et valeur de l'exposant α

Le tableau 10.1 présente les prix d'appareils connus ainsi que la valeur du coefficient α correspondant. A partir de ces données et de la relation (10.12), nous

pouvons déterminer le prix de chaque appareil.

Il faut souligner que, faute de données disponibles sur les coûts des composants du moteur Ericsson autres que les échangeurs, nous avons été amenés à extrapoler pour de très faibles puissances les coûts établis pour des composants de turbine à gaz. Ces coûts sont donc fortement discutables et ne doivent être considérés au mieux que comme des ordres de grandeur. Cependant, ils n'interviennent que pour une faible proportion du coût global du système, celui-ci étant principalement lié au coût des échangeurs.

Une fois le prix de l'élément déterminé, il est transformé en prix par unité de temps, sachant que l'on considère une durée de vie des différents éléments de 10 ans avec 8000 heures de fonctionnement par an.

Cette hypothèse est, elle aussi, très discutable. La puissance électrique produite par le système de micro-cogénération étant relativement élevée (11 kW), il est plutôt dimensionné pour un petit ensemble tertiaire ou industriel, plus que pour une application unifamiliale. On peut supposer que dans un tel environnement, les besoins en chaleur et en électricité sont permanents. Encore une fois, la pertinence de cette hypothèse dépend des applications visées et sa discussion sort du cadre de ce travail.

Le prix de la machine de détente tient compte de l'équipement électrique du système global (alternateur, régulateur, ...). A partir de la relation (10.12) et du tableau 10.1, nous déterminons le prix du détenteur seul qui est de 2950 €.

Le coût de l'équipement électrique est équivalent à 13% du prix de la totalité des équipements. En effectuant la somme de tous les prix des éléments constitutifs du système, nous obtenons un prix total du système de 32955 €. Donc, le prix des équipements électriques est de :

$$P_{elec} = 32955 \times 0,13 = 4285 \text{ €} \quad (10.13)$$

D'où le prix du détenteur qui est égal à : $2950 + 4285 = 7235 \text{ €}$.

| Eléments | Grandeur caractéristique | Prix (€) | Prix par unité de temps (€/s) |
|-----------------------|--|----------|-------------------------------|
| Chambre de combustion | Chaleur de combustion : 36 kW | 1200 | $4,2 \cdot 10^{-6}$ |
| Préchauffeur | Surface d'échange : $4,9 \text{ m}^2$ | 2775 | $9,6 \cdot 10^{-6}$ |
| Réchauffeur | Surface d'échange : $5,8 \text{ m}^2$ | 12840 | $4,5 \cdot 10^{-5}$ |
| Récupérateur | Surface d'échange : 14 m^2 | 8268 | $2,9 \cdot 10^{-6}$ |
| Refroid. Interm. | Surface d'échange : $0,3 \text{ m}^2$ | 1110 | $3,9 \cdot 10^{-6}$ |
| Compresseur | Puissance fournie au fluide : 11,4 kW | 2300 | $8 \cdot 10^{-6}$ |
| Machine de détente | Puissance fournie par le fluide : 26 kW | 7235 | $2,5 \cdot 10^{-5}$ |
| Arbre de compression | Puissance fournie au fluide : 11,4 kW | 112 | $3,9 \cdot 10^{-7}$ |
| Arbre de détente | Puissance fournie par le fluide : 26 kW | 1400 | $4,9 \cdot 10^{-6}$ |

TAB. 10.2 : Prix des différents éléments constitutifs du système

Remarquons que le coût total de l'installation est d'environ 33000 € pour 11 kW de puissance électrique produite, ce qui correspond à 3000 € par kW installé. Cette valeur semble raisonnable par rapport aux autres technologies de micro-cogénération. Par exemple, la société SOLO ([40]) Kleinmotoren GmbH commercialise un système de micro-cogénération basé sur un moteur Stirling, le SOLO 161, produisant 11 kW de puissance électrique pour un coût de 25000 €, soit un coût d'environ 2300 € par kW installé. Un autre système de micro-cogénération basé sur un moteur Stirling est commercialisé par la société Whispergen ([41]). Il produit une puissance électrique d'environ 1,2 kW et son coût est d'environ 15000 €.

Enfin, d'autres systèmes de micro-cogénération basés sur des moteurs à combustion interne sont commercialisés par la société Kraftwerk, produisant une puissance allant de 5 à 18 kW pour un coût de 28000 €.

Les coûts exergétiques des fluides entrant dans le système sont aussi des données. L'air ambiant est gratuit alors que le coût du gaz naturel est de 2,873 c€/kWh sur le PCS, soit 3,077 c€/kWh exergétique.

La conversion est assez simple. La puissance thermique du gaz naturel est de 36,2 kW alors que le flux d'exergie concernant le gaz naturel est de 33,5 kW. Donc, le coût du kilowattheure exergétique se calcule comme suit :

$$3,077 = 2,873 \times \frac{36,2}{33,5} \quad (10.14)$$

Le coût exergétique de l'eau est déterminé en €/J. Pour cela, nous devons connaître le prix de l'eau au m^3 . Selon l'agence de bassin Rhône-Méditerranée-Corse, le prix du m^3 d'eau est d'environ 2,50 €/m³. La différence de température de l'eau de refroidissement du refroidisseur intermédiaire est de 20 °C. Ceci nous permet de calculer le débit d'eau nécessaire à ce refroidissement. Nous avons :

$$\dot{m}_{eau} = \frac{\dot{Q}}{c_P \cdot \Delta T} \quad (10.15)$$

La puissance échangée au niveau du refroidisseur intermédiaire est calculée de la manière suivante :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{mot} \cdot c_{P_{air}} \cdot (T_{k1} - T_{k2}) \quad (10.16)$$

Nous obtenons donc une puissance échangée de 3837 W et nous pouvons déterminer le débit de l'eau à partir de la relation 10.15. Ce débit est de :

$$\dot{m}_{eau} = \frac{3837}{4180,20} = 4,6 \cdot 10^{-2} \text{ kg/s} = 4,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \quad (10.17)$$

Pour obtenir le coût exergétique de l'eau en €/J, il suffit de multiplier le débit volumique par le prix du mètre cube de l'eau et de le diviser par la puissance échangée au niveau du refroidisseur intermédiaire. Le coût exergétique de l'eau vaut donc : $c_{eau} = 3 \cdot 10^{-8}$ €/J.

A partir des bilans des coûts effectués sur chaque élément du système et des coûts du gaz naturel et de l'eau, nous devons résoudre un système linéaire de dix équations (10.2 à 10.11) à dix inconnues (les coûts des différents flux

et de la puissance mécanique produite). Sous forme matricielle, le problème s'écrit : $A.X = B$ où X est le vecteur des coûts des courants exergétiques. Comme les analyses énergétique et exergétique, la résolution a été réalisée dans l'environnement de calcul Matlab. Le tableau 10.3 présente les résultats obtenus.

| Courant exergétique | Prix €/kWh |
|---------------------|---------------|
| c_g | 0,031 |
| c_{pa} | 0,096 |
| c_e | 0,055 |
| c_{k1} | 0,186 |
| c_{k2} | 0,222 |
| c_{cr} | 0,193 |
| c_{rh} | 0,190 |
| c_h | 0,129 |
| c_{Wc} | 0,167 |
| c_{We} | 0,134 |
| c_W | 0,150 |

TAB. 10.3 : Coût des différents courants exergétiques

La première ligne du tableau 10.3 rappelle le coût exergétique du combustible utilisé comme donnée. La dernière ligne donne le coût du kWh d'électricité produit. Il faut souligner que ce seul dernier résultat peut être obtenu d'une façon beaucoup plus simple sans recourir à l'analyse exergétique. En effet, si nous sommons les dix équations (10.2 à 10.11), tous les coûts des courants exergétiques se simplifient et nous n'obtenons qu'une seule équation à une inconnue qui est c_W . Cependant, la méthode présentée ici permet une meilleure compréhension interne du système. Par exemple, il est intéressant de faire remarquer que le coût de l'air préchauffé est beaucoup plus élevé que le coût du combustible gazeux. L'air chaud est obtenu à partir de l'énergie du combustible, d'une chambre de combustion et d'un échangeur préchauffeur. Le coût par unité d'exergie de l'air chaud doit donc être évidemment plus élevé que le coût par unité d'exergie du combustible consommé pour le préchauffer. La méthode développée ici permet de quantifier ce coût et de conclure que l'unité d'exergie récupérée dans le préchauffeur d'air est trois fois plus coûteuse que

l'unité d'exergie contenue dans le combustible.

Nous obtenons un coût du kWh produit de 0,15 €. Chaque kWh d'énergie électrique produite s'accompagne de 1,2 kWh d'énergie thermique récupérable gratuite sous forme d'eau chaude sanitaire ou de chauffage. En comparant la valeur de 0,15 € aux prix pratiqués par EDF ($\approx 0,10$ €/kWh d'énergie électrique) et par GDF ($\approx 0,03$ €/kWh d'énergie thermique), nous remarquons que ces valeurs sont proches et donc, le système étudié pourrait être rentable. Cependant, il faudrait connaître plus précisément le prix des différents éléments constitutifs de ce système de micro-cogénération domestique pour pouvoir affiner ces résultats.

Chapitre 11

Conclusion de la partie Ericsson

La partie concernant le moteur Ericsson portait sur l'étude d'un système de micro-cogénération basé sur un moteur Ericsson. Ce dernier est un moteur alternatif basé sur un cycle de Joule.

L'analyse énergétique a permis de dimensionner les échangeurs de chaleur et de calculer les performances du système. Pour la production électrique, nous arrivons ainsi à un rendement net sur PCS proche de 0,3 et à une surface d'échange totale d'environ 27 m^2 pour les 3 échangeurs de chaleur. De plus, à partir de cette analyse, nous avons pu évaluer le coût de la matière première nécessaire à la conception du réchauffeur et du récupérateur. Ce coût est de l'ordre de 7000 €.

D'autre part, nous avons pu mettre en évidence l'influence de la distribution des surfaces des échangeurs de chaleur sur le rendement global du système et le coût de la matière première.

Malheureusement, le choix des efficacités qui sont assez élevées nous restreint dans le choix du type d'échangeur à utiliser.

A partir de l'analyse exergetique, nous avons déterminé les différents courants exergetiques du système ainsi que les destructions d'exergie et nous les avons reportés sur un diagramme exergetique de Grassmann. Celui-ci nous montre que la plus grande destruction d'exergie a lieu au niveau de la chambre de combustion.

Grâce à l'analyse exergo-économique, nous pouvons quantifier le coût du système global, qui est d'environ 33000 € et le coût de la chaleur et de l'électricité produites. En comparant ces coûts à ceux proposés par EDF et GDF, nous pouvons conclure à la possible rentabilité du système étudié. Le coût du kW installé

qui est d'environ 33000 € pour 11 kW paraît être réaliste et économiquement acceptable, si on le compare avec celui d'autres systèmes énergétiques.

Conclusion générale

L'étude du moteur Stirling a consisté à mesurer des températures et des pressions au sein d'un petit moteur Stirling et à effectuer une modélisation numérique cherchant à expliquer ces résultats. Les résultats expérimentaux sont originaux. Il n'existe en effet pratiquement aucunes données publiées concernant les valeurs instantanées des températures dans les moteurs Stirling. Or, nous avons remarqué que les évolutions des différentes températures ne sont pas facilement interprétables. Nous avons donc effectué différentes simulations pour tenter de les expliquer. Une première analyse adiabatique idéale ne nous permet pas de retrouver les résultats expérimentaux des évolutions de températures dans les espaces de compression et de détente.

Nous avons alors effectué une modélisation dite "Quasy Steady Flow". Nous remarquons que ce modèle ne permet pas non plus d'expliquer les évolutions des différentes températures mesurées. Les différences entre les résultats expérimentaux et modélisés peuvent être expliquées par la complexité du circuit fluide dans le moteur et le caractère très instationnaire du flux oscillant pour lequel l'hypothèse "Quasy Steady Flow", utilisée pour calculer les facteurs de frottements et les coefficients de transfert, n'est pas applicable. Des recherches fondamentales sur les caractéristiques des écoulements et des transferts thermiques en régime oscillant sont encore nécessaires pour améliorer les modèles actuels des moteurs Stirling.

Dans la partie concernant le moteur Ericsson, nous avons présenté les résultats des études énergétique, exergétique et des coûts d'un système de micro-cogénération. Ce système est basé sur le couplage d'un moteur Ericsson, c'est-à-dire un moteur alternatif à combustion externe et à cycle de JOULE, à un système de combustion de gaz naturel. L'étude énergétique nous a permis de dimensionner le système et d'analyser l'influence des surfaces d'échange des trois échangeurs de chaleur sur le rendement et sur le coût de la matière première nécessaire à la fabrication des échangeurs. Nous avons remarqué qu'il est très important de bien choisir chaque efficacité pour obtenir un bon rendement

global et pour éviter d'avoir une surface d'échange totale trop importante ainsi que des coûts prohibitifs. A partir de notre analyse, il est possible de trouver un bon compromis entre le rendement, la surface d'échange totale et le coût des échangeurs de chaleur.

L'étude exergetique nous a permis de tracer le diagramme de Grassmann et d'observer les flux exergetiques et les destructions dans le système. Enfin, grâce à l'étude exergo-économique, nous avons pu quantifier les coûts de la chaleur et de l'électricité produite et conclure quant à la possible rentabilité du système. En effet, nous obtenons un prix du kWh produit de 0,15 €, sachant que le système produit aussi 1,2 kWh d'eau chaude alors que EDF vend aux particuliers le kWh électrique au prix de 0,10 € et GDF au prix d'environ 0,03 € le kWh thermique.

Il faut noter que les hypothèses faites sont sévères. Par exemple, le rendement mécanique est faible, les pertes de pression au niveau des soupapes sont élevées et la quantité de chaleur rejetée au niveau de la cheminée est importante. Néanmoins, le système modélisé montre qu'il est intéressant. Nous avons donc mis en évidence l'intérêt d'une vieille technologie efficace mais simple et peu onéreuse et nous avons attiré l'attention sur les moteurs Ericsson, injustement oubliés.

La suite de nos travaux portera sur l'affinage des coûts de chaque composant. En effet, faute de données disponibles sur les coûts des composants du moteur Ericsson autres que les échangeurs, nous avons été amenés à extrapoler pour de très faibles puissances les coûts établis pour des composants de turbine à gaz.

Il faudrait aussi affiner l'estimation des pertes de charge au niveau des soupapes ainsi que des rendements mécaniques à partir de modèles spécifiques susceptibles d'être disponibles dans la littérature, mais aussi surtout à partir de mesures expérimentales.

Les vitesses d'écoulement dans les échangeurs ont été fixées de telle sorte que les pertes de charge à ce niveau soient négligeables. Il faudrait donc procéder à une analyse de sensibilité sur ce paramètre.

Pour terminer, il serait intéressant de refaire une analyse énergétique, exergetique et exergo-économique à partir du modèle amélioré, incorporant les pertes de charge dans les échangeurs et la recirculation des fumées.

Bibliographie

- [1] W.B Stine and R.B. Diver. *A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology*, Sandia National Laboratories. SAND93-7026 UC-236, 1994.
- [2] Hassan Lemrani. *Modélisation énergétique des moteurs Stirling*. PhD thesis, ISITEM-ENSTIMN, Nantes, France, 1995.
- [3] A.J Organ. *Thermodynamics and Gas Dynamics of the Stirling Cycle Machine*. Cambridge University Press, 1992.
- [4] Site internet : <http://www.moteurstirling.com>.
- [5] Uwe Moch Stirling-Motorenbau. *Torstr. 15, D-30169 Hannover*, <http://www.uwemoch.de/>.
- [6] D.A. Renfroe and M. Counts. Model of TPTC Stirling Engine with adiabatic working spaces. *Journal of Engineering for Gas turbines and Power*, 110 :658–663, October 1988.
- [7] Zhaolin Gu, Haruki Sato, and Xiao Feng. Using supercritical heat recovery process in Stirling engines for high thermal efficiency. *Applied Thermal Engineering*, 21 :1621–1630, 2001.
- [8] Can Cinar and Halit Karabulut. Manufacturing and testing of a gamma type Stirling Engine. *Renewable Energy*, 30, N°1 :57–66, January 2005.
- [9] H.-D. Kühl, T. Pfeffer, S. Schulz, and C. Walther. High Speed Gas Temperature Measurements in a Vuilleumier Heat Pump and their Reproduction by Differential Computer Simulation. In *Proc. 8th ISEC, Ancona*, pages 257–266. Faculty of engineering of University of Ancona, Italy, May 27–30, 1997.
- [10] M. Tazerout, O. Le Corre, and P. Stouffs. Compression ratio and TDC calibration using Temperature-Entropy diagram. In *SAE Int. Fall Fuels and Lubricants meeting and exposition*, paper 1999-01-3509, SAE, Warrendale, USA, 1999.
- [11] T.W. Simon and J.R. Seume. A survey of oscillating flow in Stirling engine heat exchangers. *NASA Contractor Report 182108*, 1988.

- [12] P. Bouvier. *Transferts thermiques en écoulement oscillant dans une conduite cylindrique : Application au moteur Stirling*. PhD thesis, Université de Nantes, 2000.
- [13] D. Gedeon. *Glimps Version 3.0, user's manual*. Gedeon Associates, Athens, Ohio, 1990.
- [14] P. Bouvier et P. Stouffs et J.-P. Bardon. Transition laminaire-turbulent en écoulement oscillant en conduite cylindrique : approche expérimentale par anémométrie laser et mesures thermiques. In *Congrès SFT 2001, Elsevier, Paris, France*, pages 57–62, 2001.
- [15] M. Iguchi, M. Ohmi, and K. Maegawa. Analysis of free oscillating flow in a u-shaped tube. *Bulletin of the JSME*, 25, N ° 207 :1398–1405, September 1982.
- [16] S. Sergeev. Fluid oscillations at moderate Reynolds number (cité dans "A survey of oscillating flow in Stirling engine Heat Exchanger". *Fluid dynamics*, 1, N ° 1 :121–122, 1966.
- [17] P. Grassman and M. Tuma. Kritische Reynolds-Zahlen bei oszillierenden und pulsierenden Rohrstromungen (cité dans "A survey of oscillating flow in Stirling engine Heat Exchanger". *Wärme und Stoffübertragung*, Vol. 12 :203, 1979.
- [18] M. Ohmi. Flow patterns and frictional losses in an oscillating pipe flow. *Nihon Kikaigakkai (Bulletin of the JSME)*, 25, N ° 202 :536–543, April 1982.
- [19] J. Park and M. Baird. Transition phenomena in an oscillating manometer. *Can. J. Chem. Eng.*, 48 :491–495, 1990.
- [20] C. Von Kerczek and S.H. Davis. The stability of Oscillatory Stokes Layers. *Studies in Applied Mathematics*, L1, N ° 3, 1972.
- [21] J.R. Seume, G. Friedman, and T.W. Simon. Fluid mechanics experiments in oscillatory flow. 1 : NASA contractor report 189127 and 2 : Tabulated data NASA contractor report 189128, March 1992.
- [22] Songgang Qiu and T.W. Simon. Measurements of heat transfer and fluid mechanics within an oscillatory flow in pipe. *Fundamentals of Heat Transfer in Forced Convection, ASME-HTD*, 285 :1–8, 1994.
- [23] S. Uchida. The pulsating viscous flow superposed on the steady laminar motion of incompressible fluid in a circular pipe. *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Physik*, Vol. 7 :pp 403–422, 1956.

- [24] G. Schmidt. *Theorie der Lehmann'schen calorischen Maschine*. Z. des Ver. deutscher Ingenieure, XV(2)(1871) 98-112.
- [25] T. Finkelstein. Gas particle trajectories in Stirling machines. In *7th Int. Conf. on Stirling Cycle Machines, ICSC'95, paper ICSC - 95008, Tokyo*, pages 71–76, 1995.
- [26] T. Colmant et V. Deledicque. Modélisation thermodynamique des moteurs Stirling. *Mémoire présenté en vue de l'obtention du grade d'Ingénieur Civil Electromécanicien, FSA, MECA, Université Catholique de Louvain*, 2002.
- [27] I. Urieli & D.M. Berchowitz. *Stirling Cycle Engine Analysis*. Adam Hilger Ltd, Bristol, 1982.
- [28] S. Bonnet, M. Alaphilippe, and P. Stouffs. Instantaneous temperature field in a small Stirling engine : a comparison between experiments and modeling results. In *Proceedings of ECOS 2003, Copenhagen*, pages 1185–1191, 2003.
- [29] S. Bonnet, M. Alaphilippe, and P. Stouffs. Experimental study of the thermodynamic processes and the instantaneous temperature field in a small Stirling engine. In *Proceedings of European Stirling Forum, Osnabrück, Allemagne*, 2002.
- [30] I. Kolin. *Stirling motor : history, theory, practice*. University Publications Ltd, Zagreb, 1991.
- [31] Site internet : http://en.wikipedia.org/wiki/John_Ericsson. Scanned from German "Meyer's Encyclopedia", 1906.
- [32] Rankine. *A manual of the steam engine and other prime movers*. 17th edition, London, 1908.
- [33] P. Stouffs. Does the Ericsson engine deserve more consideration than the Stirling engine? In *Proc. European Stirling Forum, ECOS GmbH, Osnabrück, Germany*, 2002.
- [34] G.J. Van Wylen, R.E. Sonntag, and P. Desrochers. *Thermodynamique Appliquée*. Ed. du Renouveau Pédagogique, Ottawa, 1992.
- [35] L. Borel. *Thermodynamique et Energétique*, volume 1. Presses Polytech. Romandes, Lausanne, 1991.
- [36] A.J. Organ. *The regenerator and the Stirling engine*. Mechanical Engineering Publications, London, 1997.
- [37] S. Bonnet et M. Alaphilippe et 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.
- [38] P. Stouffs et S. Harvey. *Thermodynamique appliquée, Cycles thermodynamiques moteurs*. Cours à l'école polytechnique de l'université de Nantes.
- [39] Site internet : <http://www.ulb.ac.be/sma/enseignement/thermo/moteurs.pdf>.
- [40] Site internet : <http://www.stirling-engine.de/engl/>.
- [41] Site internet : <http://www.whispergen.com/>.
- [42] M.W. Coney, C. Linnemann, and H.S Abdallah. A thermodynamic analysis of a novel high efficiency reciprocating internal combustion engine—the isoengine. *Energy*, 29 :2585–2600, 2004.
- [43] R.W Moss, A.P. Roskilly, and S.K. Nanda. Reciprocating Joule-cycle engine for domestic CHP systems. *Applied Energy*, 80, N°2 :169–185, Février 2005.
- [44] H. Abdallah and S. Harvey. Thermodynamic analysis of chemically recuperated gas turbines. *Int. J. Therm. Sci.*, 40, N°4 :372–384, 2001.
- [45] R. Bini, M. Gaia, P. Bertuzzi, and W. Righini. Operational results of the first biomass CHP plant in Italy based on an organic Rankine cycle turbogenerator and overview of a number of plants in operation in Europe since 1998. 2004.
- [46] Yasin Ust, Aykut Safa, and Bahri Sahin. Ecological performance analysis of an endoreversible regenerative brayton heat-engine. *Applied Energy*, 80, N°3 :247–260, March 2005.
- [47] G.A. Tsongas and 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.
- [48] Yinghui Zhou, S.K. Tyagi, and Jincan Chen. Performance analysis and optimum criteria of an irreversible Braysson heat engine. *Elsevier Science*, Avril 2004.
- [49] S.I. Sandler. *Chemical and Engineering thermodynamics*. John Wiley and Sons, NY, 1989.
- [50] S. Bonnet, M. Alaphilippe, and P. Stouffs. Study of a small Ericsson engine for household micro-cogeneration.
- [51] P. Stouffs, M. Tazerout, and P. Wauters. Thermodynamic analysis of reciprocating compressors. *Int. J. Therm. Sci.*, 40 :52–66, 2001.

- [52] Si-Ying Sun and Ting-Rong Ren. New method of thermodynamic for a reciprocating compressor : computer simulation of working process. *Int. J. Mech. Sci.*, 37, N ° 4 :343–353, 1995.
- [53] J.A. McCovery and S. Harte. An exergy method for compressor performance analysis. *Int. J. Refrig.*, 18, N ° 6 :421–433, 1995.
- [54] W. Warren, M. Rohsenow, and J. P. Hartnett. *Handbook of heat transfer applications*. McGraw-Hill, cop. 1985.
- [55] G.F. Hewitt. *Heat exchanger design handbook*. Begell House, New-York, 2002.
- [56] I.E. Idel'cik. *Memento des pertes de charge*. Eyrolles, Collection de la Direction des Etudes et Recherches d'Electricité de France, 1986.
- [57] R. C. Reid, J.M. Prausnitz, and B.E. Poling. *The properties of gases and liquids, 4th edition*. McGraw-Hill Book Company, 1987.
- [58] S. Bonnet, M. Alaphilippe, and P. Stouffs. Distribution of the heat transfert 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.
- [59] A. Aboularab. Rapport interne de la société Maillot, Vernouillet. 2004.
- [60] H. Abdallah. *Analyse énergétique, exergétique et économique des cycles de turbines à combustion*. PhD thesis, Université de Nantes, France, 1998.
- [61] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. Moran. *Thermal, design and optimization*. John Wiley & Sons, New-York, 1996.
- [62] Göran Wall. *Exergetics, Exergy, ecology, democracy*. Mölndal, 1998. See also : <http://www.exergy.se/ftp/exergetics.pdf>.
- [63] A. Bejan. *Entropy, generation, minimization*. CRC Press, Boca Raton, FL, 1995.
- [64] Neveu P. et Castaing-Lasvignotte J. Second law analysis of advanced solid-gas chemical refrigerators. In *HPC'97, Nottingham (UK)*, pages 113–128, Sept., 15–17, 1997.

Résumé

Dans le contexte énergétique actuel, nous assistons au développement de technologies de production d'énergie "propre". Ainsi, de nouvelles perspectives comme la conversion thermodynamique de l'énergie solaire ou la valorisation des déchets sont offertes à la recherche sur les "énergies renouvelables". Dans ce cadre, nous nous intéressons aux moteurs thermiques à apport de chaleur externe : les moteurs Stirling et Ericsson.

Cette thèse porte tout d'abord sur l'étude d'un petit moteur Stirling sur lequel nous avons mesuré la température instantanée et la pression instantanée en différents points. Les résultats tout à fait originaux obtenus ont été confrontés aux résultats issus de deux analyses différentes. Nous avons conclu à l'inadéquation de ces modèles.

Ensuite, nous avons étudié un système de micro-cogénération basé sur un moteur Ericsson couple à un système de combustion de gaz naturel. Un moteur Ericsson est une machine alternative fonctionnant selon un cycle thermodynamique de JOULE. L'objectif de ce système est de produire 11 kW de puissance électrique ainsi que de la chaleur utile. Dans le but de dimensionner ce système, nous avons réalisé des études énergétique, exergétique et exergo-économique de cet ensemble.