

Thèse de doctorat

**Pour obtenir le grade de Docteur de
l'UNIVERSITÉ POLYTECHNIQUE HAUTS-DE-FRANCE
et de l'INSA HAUTS-DE-FRANCE
et l'UNIVERSITÉ de MONASTIR (ENIM) – TUNISIE**

En
Mécanique, énergétique, génie des procédés et génie civil

Présentée et soutenue par Inès MARZOUGUI.

Le 23/05/2025, à Valenciennes

École doctorale :

École Doctorale Polytechnique Hauts-de-France (ED PHF n°635)

Unité de recherche :

Laboratoire d'Automatique, de Mécanique et d'Informatique Industrielles et Humaines (LAMIH – UMR
CNRS 8201)

Valorisation énergétique de la chaleur fatale issue des gaz d'échappement d'un moteur à combustion interne couplé à un moteur Stirling

JURY

Président du jury

- LEGRAND, Jack. Professeur émérite, GEPEA UMR CNRS 6144, Nantes Université

Rapporteurs

- CASTELIN, Cathy. HDR, Directrice de Recherche CNRS au LTEN UMR_C 6607, Nantes Université
- GUELLOUZ, Mohamed Sadok. HU, Maître de conférences à l'ENIB (Bizerte), Université de Carthage

Examineurs

- LEGRAND, Jack. Professeur émérite, GEPEA UMR CNRS 6144, Nantes Université
- JEMNI, Abdelmajid. Professeur à l'ENIM (Monastir), Université de Monastir
- ALOUI, Fethi. Professeur à l'INSA HDF, LAMIH UMR 8201, Université Polytechnique Hauts-de-France
- GHEITH, Ramla. Maître de conférences (HDR) à l'ENIM (Monastir), Université de Monastir

Membres invités

- KEIRSBULCK, Laurent. Professeur, LAMIH UMR 8201, Université Polytechnique Hauts-de-France
- HACHEM, Houda. HU, Maître-Assistante, Chargée de Recherches, CRTEn (Borj Cédria, Tunis)

Directeurs de thèse

- ALOUI, Fethi. Professeur à l'INSA HDF, LAMIH UMR 8201, Université Polytechnique Hauts-de-France
- GHEITH, Ramla. Maître de Conférences (HDR) à l'ENIM (Monastir), Université de Monastir

Co-encadrante

- HACHEM, Houda. HU, Maître-Assistante, Chargée de Recherche, CRTEn (Borj Cédria, Tunis)

REMERCIEMENTS

Ce travail de thèse a été réalisé dans le cadre d'une cotutelle internationale entre l'École Nationale d'Ingénieurs de Monastir (ENIM) en Tunisie et l'Université Polytechnique Hauts-de-France (UPHF) à Valenciennes en France. Ces années de recherche ont été pour moi l'occasion d'approfondir mes connaissances dans le domaine de la mécanique énergétique et de maîtriser les techniques propres à la recherche scientifique. Elles ont également constitué une expérience humaine riche, dont je suis profondément redevable à de nombreuses personnes.

Je tiens tout d'abord à exprimer ma profonde gratitude envers mon directeur de thèse, Monsieur Fethi ALOUI, Professeur à l'INSA Hauts-de-France, et chercheur au LAMIH (UMR 8201), de l'Université Polytechnique Hauts-de-France, pour sa confiance inébranlable, son exigence scientifique et son soutien continu tout au long de ce travail. Je tiens également à remercier ma co-directrice de thèse, Madame Ramla GHEITH, Maître de conférences (HDR) à l'ENIM (Monastir), pour sa guidance, ses conseils pertinents et la richesse de son savoir scientifique. Je remercie aussi ma co-encadrante, Mme Houda HACHEM, Maître-Assistante, Chargée de Recherches au CRTEn (Borj Cédria, Tunis), pour son engagement, ses commentaires constructifs et son appui constant tout au long de cette aventure.

J'adresse mes sincères remerciements au président du jury, Monsieur Jack LEGRAND, Professeur émérite à l'Université de Nantes (laboratoire GEPEA UMR CNRS 6144), pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant d'évaluer ce travail et de présider le jury. Je remercie également les rapporteurs, Madame Cathy CASTELAIN, Directrice de Recherche au CNRS au laboratoire LTEN (UMR 6607), Nantes Université, et Monsieur Mohamed-Sadok GUELLOUZE, Maître de conférences à l'ENIB (Bizerte), Université de Carthage, pour le temps qu'ils ont consacré à la lecture critique de ce manuscrit, ainsi que pour la qualité de leurs commentaires et suggestions. Un grand merci à l'examineur, Monsieur Abdelmajid JEMNI, Professeur à l'ENIM (Monastir), Université de Monastir, pour son regard attentif, ses remarques pertinentes et ses encouragements tout au long de ce travail.

Je remercie tout particulièrement le membre invité du jury, Monsieur Laurent KEIRSBULCK, Professeur à l'Université Polytechnique Hauts-de-France et chercheur au LAMIH (UMR 8201), pour sa participation à la soutenance et l'intérêt qu'il a porté à mes travaux.

Je n'oublie pas les membres des laboratoires en Tunisie qui ont contribué, par leurs échanges et leurs expertises, à enrichir mes réflexions. De même, mes remerciements vont aux membres du laboratoire LAMIH en France, pour leur soutien scientifique, leur collaboration et leur accueil chaleureux lors de mes séjours de recherche.

À toutes et à tous, merci pour votre accompagnement, votre patience et votre contribution précieuse à l'aboutissement de ce travail.

Je dédie ce modeste travail à mon père, Amor, que je ne vois plus, mais qui est là, partout : dans mes choix, mes silences et mes forces. Ton amour reste un guide invisible et éternel.

À ma mère, Cherifa, qui est ma force silencieuse. Chaque mot que je trace est guidé par son amour, son courage et sa foi en moi.

À toute ma famille, mes frères, ma sœur et mon mari pour leur soutien et leurs encouragements, et de m'avoir soutenue tout au long de mon parcours.

À tous ceux qui m'ont apporté leur soutien, je souhaite vous exprimer toute ma gratitude !

A la mémoire de mon père

TABLE DES MATIERES

TABLE DES MATIERES.....	1
LISTE DES FIGURES.....	5
LISTE DES TABLEAUX.....	9
NOMENCLATURE.....	11
INTRODUCTION GENERALE.....	13
Chapitre 1	19
Travaux ultérieurs et revue bibliographique	19
1. Introduction.....	19
2. Les machines Stirling	19
2.1. Historique.....	19
2.2. Principe de fonctionnement	20
2.3. Configurations.....	22
3. Applications	28
3.1. Production de l'électricité par énergie solaire	28
3.2. Production de l'électricité par énergie nucléaire	29
4.1. Systèmes de micro-cogénération utilisant les machines Stirling.....	29
5. Les composantes d'un moteur Stirling	33
5.1. Espace de travail	33
5.2. Les échangeurs de chaleur (refroidisseur et réchauffeur)	34
5.3. Le régénérateur	36
6. Optimisation et caractéristiques du moteur Stirling	38
6.1. Effet du fluide de travail	38
6.2. Effet de Gradient de température	39
6.3. Effet de la pression de charge	39
6.4. Optimisation et caractéristiques de régénérateur	41
Conclusion	44
Chapitre 2	45
Régénérateur : Notions de base et lois utilisées	45
2. Caractéristiques physiques du régénérateur	45
2.1. Porosité.....	45
2.2. Perméabilité.....	47

3. Approche de l'écoulement dans un milieu poreux	49
3.1. Modélisation de transfert thermique dans le régénérateur	50
4. Loi d'écoulement dans un milieu poreux (régénérateur)	52
4.1. Loi de Darcy.....	52
4.2. Loi de Darcy-Brinkman	53
4.3. Loi de Darcy- Brinkman-Forcheimer	53
5.Critère de performance de régénérateur	54
5.1. Efficacité	54
5.2. Perte de charge	55
6. Modélisations numériques et théoriques existantes	55
6.1. Zéro ordre	56
6.2. Premier ordre	56 ²
6.3. Second ordre	57
6.4. Troisième ordre.....	57
6.5. Simulation numérique (CFD)	57
7. Méthode d'optimisation par plan d'expérience	59
7.1. Principe.....	59
7.2. Plan factoriel type Box-Behnken	60
7.3. Test de résidus	61
7.4. Test de régression	61
Conclusion	62
Chapitre 3	63
Formulation mathématique du problème	63
Partie A	63
Modélisation basée sur un gaz parfait	63
1. Introduction.....	63
2. Configuration géométrique	63
2.1 Configuration classique avec 1 seul régénérateur	63
2.2 Configuration modifiée	65
3. Choix de l'outil numérique	66
4. Système d'équations	67
4.1. Equations de l'écoulement dans la région poreuse	68
4.2. Hypothèses simplificatrices.....	70
4.3. Calcul de la pression	71
3.3. Calcul de densité	71

4.4. Calcul de la température.....	71
5. Formes adimensionnelles.....	72
5.1. Paramètres adimensionnels	72
6. Conditions initiales	74
7. Conditions aux limites	76
7.1. Conditions aux limites dynamiques.....	76
7.2. Conditions aux limites thermiques	77
8. Equations selon l'approche à un seul domaine	78
9. Méthode Numérique.....	79
9.1. Méthode de volume de contrôle par élément finis MVCEF	79
9.1.1. Maillage et discrétisation du gradient de pression	80
9.2. Validation numérique	84
Conclusion	86
Partie B	87
Modélisation basée sur un gaz réel de type Van der Waals	87
1. Introduction.....	87
2. Choix du modèle de gaz réel.....	87
3. Modèle mathématique.....	88
3.1 Calcul des capacités calorifiques.....	90
3.2 Validation du modèle	91
4. Equations caractérisant les performances du moteur	93
Conclusion	95
Chapitre 4	97
Influence de la subdivision du régénérateur sur les performances globales d'un moteur Stirling : Etude des paramètres principaux	97
1. Introduction.....	97
2. Modèle mathématique et méthodologie numérique.....	97
2.1. Description de la géométrie étudiée	97
3. Résultats et discussions	99
3.2. Evolution temporelle de la température	99
3.3. Evolution temporelle de la vitesse	100
3.4. Étude paramétrique.....	101
3.4.1. Effet du matériau du milieu poreux	101
3.4.2. Effet du nombre de sous -régénérateur	104
3.4.3. Effet de la distribution de la porosité	109

4. Effet du fluide de travail	112
4.1. Dépendance de la pression de charge aux propriétés du gaz de travail	113
4.2. Dépendance de la température de la source chaude aux propriétés du gaz de travail	115
5. Effet du nombre de Darcy	118
6. Effet de la porosité moyenne du régénérateur	120
Conclusion	122
Chapitre 5	123
Optimisation énergétique en utilisant la méthode des plans d'expériences type box-Behnken	123
1. Introduction.....	123
2. Système d'étude.....	123
3. Description du plan.....	124
3.1 Modèle de Box-Bhenken.....	124
3.2. Modèle multi-objectif	125
3.3. Méthode et définition de facteurs	127
4.Résultats d'optimisation	128
4.1. Diagramme de PARETO.....	128
4.3. Etude des iso-surfaces	133
4.4. Diagramme des effets principaux	137
4.5 Optimisation.....	140
Conclusion	144
Conclusion générale et perspectives	147
REFERENCES	151
ANNEXE A.....	159
ANNEXE B.....	163

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 Schéma des bilans énergétiques des machines thermodynamiques :(A) motrice, (B) pompe à chaleur et (C) réfrigérateur	21
Figure 1.2 Cycle Stirling réel et théorique [17]	22
Figure 1.3 Différentes configurations de moteur Stirling [18].	24
Figure 1.4. Schéma d'un moteur à piston libre [21].	25
Figure 1.5 Schématisation simplifiée d'un moteur Stirling à piston libre à double effet [18]	27
Figure 1.6 Schématisation de moteur Stirling animé par énergie solaire pour la micro-cogénération [37]	29
Figure 1.7 Installation expérimentale et (b) schéma de l'unité de cogénération [54]	31
Figure 1.8. Image (a) et photographie (b) de l'unité WhisperGen Mk5 [55]	32
Figure 1.9 Photographie d'une centrale de cogénération avec un moteur Stirling alimentée par de la poudre de bois [56]	32
Figure 1.10 Différentes configurations géométriques des échangeurs de chaleur d'un moteur Stirling, (1), (2)	35
Figure 1.11 Vue de la structure du régénérateur du moteur Stirling Urieli et Berchowitz, (1984) [91]	41
Figure 1.12 Régénérateur à anneau dans un moteur Stirling Gamma. (2018) [17].	43
Figure 1.13 Matériau constitutif du régénérateur cylindrique utilisé dans la SE thermo acoustique SE (a) support de catalyseur en céramique (b) "racleurs" en acier (c) "laine" en acier inoxydable et (d) treillis métallique en acier [93].	44
Figure 2.1 (a) Image SEM de la surface de la matrice dans le régénérateur metfoam, (b) Image MEB de la surface de la matrice dans le régénérateur nano metfoam [101].	46
Figure 2.2 Évolution de la porosité dans un lit de sphères [105].	47
Figure 2.3 Passage du régime de Darcy au régime de Forchheimer pour un flux unidirectionnel à travers un matériau poreux saturé isotherme [120].	54
Figure 2.4 Schématisation du plan type Box-Behnken pour trois facteurs, avec douze points d'expérience situés au milieu des arêtes du cube et trois points au centre du cube [153]	61
Figure 3.1 Schéma de la géométrie de travail classique (1 seul régénérateur)	64
Figure 3.2 Schématisation de la configuration modifiée du régénérateur de 1 jusqu'au 5 sous régénérateurs	66
Figure 3.3 (A) Schématisation du volume de contrôle autour d'un nœud i ; (B) Élément fini triangulaire	82
Figure 3.4 Organigramme de modélisation numérique du système mathématique	84
Figure 3.5 Comparaison des profils de vitesse le long du cylindre avec ceux de Hachem et al [148] à différentes positions à $Re=100$, $Da=10^{-4}$, $Wo=10$, $L_p=0,6L$, $\epsilon=70\%$	85
Figure 3.6 Indépendance de la grille : Evolution du flux convectif de chaleur sans dimension pendant un cycle Stirling ($Re=1000$, $TH=3T_0$, $TC=0,98T_0$, $\epsilon=70\%$, $L_p=0,27L$)	86
Figure 4.1 Schématisation de la géométrie du moteur Stirling étudié	98
Figure 4.2. Réponse transitoire de l'évolution de la température d'un moteur Stirling avec un seul régénérateur ($Re=1000$, $TH=3T_0$, $TC=0,98T_0$, $\epsilon=70\%$, $L_p=0,27L$)	100
Figure 4.3 Évolution de la vitesse moyenne à différentes positions pendant le 50ème cycle en régime permanent et avec un régénérateur Stirling ($Re=1000$, $TH=3T_0$, $TC=0,98T_0$, $\epsilon=70\%$, $L_p=0,27L$)	101
Figure 4.4 Effet du matériau poreux sur (a) l'efficacité du régénérateur et (b) le diagramme PV	103

Figure 4.5 Subdivision du régénérateur en un bloc de sous régénérateur	104
Figure 4. 6 Comparaison de l'évolution des contours de température au cours d'un cycle en régime permanent après 50 cycles de compression-détente pour les différentes configurations de régénérateurs de Stirling (Re=1000, TH=900 K, TC=298 K, matériau en alliage de nickel et de lanthane)	106
Figure 4.7 Comparaison de l'évolution des lignes de courant au cours d'un cycle en régime permanent après 50 cycles de compression-détente pour les différentes configurations de régénérateurs de Stirling (Re=1000, TH=900 K, TC=298 K, matériau en alliage de nickel et de lanthane)	106
Figure 4.8 Effet du nombre de subdivisions du régénérateur sur (a) la perte de charge du régénérateur, (b) le flux de chaleur échangé par convection à l'intérieur du régénérateur, (c) l'efficacité du régénérateur et (d) les évolutions du diagramme PV (Re=1000, matériau en alliage de nickel et de lanthane, $\epsilon=85\%$)	108
Figure 4.9 Schématisation de la distribution de la porosité dans un bloc de 3 sous-régénérateurs.....	110
Figure 4.10 Effet de la distribution de la porosité sur (a) la chute de pression (b) le flux thermique par convection à travers les 3 sous-régénérateurs, (c) l'efficacité du régénérateur et (d) le diagramme PV (Re=1000, Da=10-4, Lp=0,27L, régénérateur en alliage de nickel-lanthane).....	112
Figure 4.11 Evolution de la puissance mécanique en fonction de la pression de charge pour différent fluide de travail, $\Delta T=620^{\circ}\text{C}$ Da=10-4, $\epsilon_{\text{moy}}=85\%$	114
Figure 4.12 Evolution de la puissance mécanique en fonction de la température de la source chaude pour différent fluide de travail, Da=10-4, $\epsilon_{\text{moy}}=85\%$	116
Figure 4.13 Evolution de l'efficacité thermodynamique du moteur Stirling en fonction de la température de la source chaude pour différent fluide de travail chaude pour a=10-4, $\epsilon_{\text{moy}}=85\%$	117
Figure 4.14 Evolution de la chute de pression en fonction du temps pour différents nombre de Darcy, avec l'hélium comme fluide de travail, $\Delta T=620^{\circ}\text{C}$, $\epsilon_{\text{moy}}=85\%$	119
Figure 4.15 Evolution de la puissance mécanique et du rendement du moteur pour différents nombre de Darcy en utilisant l'hélium comme fluide de travail, $\Delta T=620^{\circ}\text{C}$, $\epsilon_{\text{moy}}=85\%$	120
Figure 4.16 Evolution de puissance mécanique et de rendement de moteur à différent porosité de régénérateur et avec hélium comme fluide de travail, $\Delta T=620^{\circ}\text{C}$, Da=10-3.....	121
Figure 5.1 Schématisation de la configuration de système étudié : (a) Configuration à 4 cylindres, (b) Décomposition d'un cylindre en 5 zones	124
Figure 5.2 Carte du processus RSM	126
Figure 5.3 Diagramme de Pareto de la chute de pression pour diverses combinaisons de Nb, P et TH	130
Figure 5.4 Diagramme de Pareto de l'efficacité thermique de régénérateur pour diverses combinaisons de Nb, P et TH.....	131
Figure 5.5 Diagramme de Pareto du Travail total généré pour diverses combinaisons de Nb, P et TH	131
Figure 5.6 Iso-surface pour la réponse de la puissance mécanique, (a) pour différentes pressions de charge et différents nombres de sous-régénérateurs, à température de chauffage constante, (b) différentes températures de chauffage et différents nombres de sous-régénérateurs, à pression de charge constante, (c) pour différentes températures de chauffage, différentes pressions de charge, et un nombre de sous-régénérateurs fixe.....	134
Figure 5. 7 Iso-surface pour la réponse de l'efficacité de régénérateur, (a) pour différentes pressions de charge et différents nombres de sous-régénérateurs, à température de chauffage constante, (b) à différentes températures de chauffage et différents nombres de sous-régénérateurs, à pression de charge constante, (c) pour différentes températures de chauffage, différentes pressions de charge, et un nombre de sous-régénérateurs fixe	135

Figure 5.8 Iso-surface pour la réponse de la chute de pression,(a) à différentes températures de chauffage et différents nombres de sous-régénérateurs, à pression de charge constante, (b) pour différentes pressions de charge et différents nombres de sous-régénérateurs, à température de chauffage constante, (c) pour différentes températures de chauffage, différentes pressions de charge, et un nombre de sous-régénérateurs fixe.....	136
Figure 5.9 Graphique des effets principaux pour la chute de pression.....	138
Figure 5.10 Graphique des effets principaux pour l'efficacité du régénérateur.....	139
Figure 5.11 Effets principaux sur la puissance mécanique produite	140
Figure 5.12 Présentation des interactions des facteurs de conception expérimentale (a) effet de la température et du nombre de sous-régénérateurs sur la puissance, la chute de pression et l'efficacité du régénérateur ..	141
Figure 5.13 Présentation des interactions des facteurs de conception expérimentale : effet de la pression et de la température chaude sur la puissance, de la chute de pression et de l'efficacité du régénérateur	142
Figure 5.14 Présentation des interactions des facteurs de conception expérimentale : effet de la pression et du nombre de sous-régénérateur sur la puissance, la chute de pression et l'efficacité du régénérateur	143

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 Revue sur les systèmes de micro-cogénération basé sur la technologie Stirling	30
Tableau 1.2 Comparaison des réchauffeurs étudiés dans la littérature	36
Tableau 1.3 Travaux antérieurs sur le choix du fluide de travail	38
Tableau 1.4 Travaux antérieurs sur l'effet de la pression de charge	40
Tableau 1.5 Revue sur les travaux d'optimisation du régénérateur	42
Tableau 3.1 Dimensions de la géométrie adoptée	64
Tableau 3.2 Nombres adimensionnels et propriétés thermo physiques de l'écoulement.....	65
Tableau 3.3 Propriétés thermo physiques du fluide de travail (Air) à $T=20^{\circ}\text{C}$ et $P=1,013\text{ bar}$	65
Tableau 3.4 Paramètres caractéristiques de la structure poreuse.....	70
Tableau 3.5 Coefficients de correction de volume pour l'air comme gaz réel de Van der Waals.....	89
Tableau 4.1 Propriétés thermo-physiques du matériau du cas test.....	102
Tableau 4.2 Performances du moteur Stirling par rapport au matériau poreux du régénérateur	103
Tableau 4.3 Performances du moteur Stirling en fonction du nombre de subdivisions du régénérateur	109
Tableau 4.4 Performances du moteur Stirling en fonction de la distribution de la porosité dans un régénérateur à trois subdivisions	111
Tableau 4.5 Propriétés thermiques du fluide de travail	113
Tableau 5.1 Définition des facteurs de plan d'expérience.....	127
Tableau 5. 2 Plan d'expériences en variable réelles et en variable codées	128
Tableau 5.3 Modèles de régression et leurs statistiques d'ajustement développés pour les réponses étudiées	133
Tableau 5.4 Valeurs optimisées des réponses étudiées.....	143

NOMENCLATURE

Notations

AIP	Propulsion indépendante de l'air
AIE	L'Agence Internationale de l'Énergie
ADS	Système de distillation par adsorption
CCHP	Combined Cooling, Heating and Power (Production combinée de chaleur, de froid et d'électricité)
CFD	Dynamique des fluides computationnelle
DOE	Plan d'expérience
KRUSTY	Kilowatt Reactor Using Stirling Technology)
MCI	Moteur à combustion interne
NETL	Non équilibre thermique local
RSM	Surface de réponse
SDSE	Stirling associé à un concentrateur solaire
SE	Stirling engine

Symbole :

Da	Nombre de Darcy
d_h	Diamètre hydraulique
d_w	Diamètre de fil
Dp	Pression de charge [bar]
K	Conductivité thermique [W/m.K]
M	Masse molaire [Kg/mole]
M	Masse [kg]
Ma	Nombre de Mach [-]
N	Nombre totale des expériences [-]
Nb	Nombre de sous régénérateur [-]
Nu	Nombre de Nusselt [-]
P	Pression [bar]
P_d	Perte de charge [bar]
Pr	Nombre de Prandtl [-]
Q	Flux de chaleur [J]
R	Constante des gaz parfaits [$J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}$]
R_c	Rayon de cylindre [m]
R_{ct}	Rapport de capacité thermique [-]
R_k	Rapport de conductivité thermique [-]
r_c	Rayon élémentaire de cylindre [m]

R_e	Nombre de Reynolds [-]
S	Déviati�n standard [-]
$\vec{S}$	Vitesse de déformati�n [m/s]
T	Température [K]
U	Vitesse axiale de piston [m/s]
V	Vitesse radiale de piston [m/s]
X^*	Valeur Moyenne de xi
x_i	Valeurs codées du facteur ou du coefficient de régression
Z	Déplacement selon x [m]

Symboles Grecs :

W	Pulsation [rad/s]
μ	Valeur moyenne de variable x [-]
Δt	Pas de temps de maillage
Σ	Déviati�n standard [-]
A	Valeur critique de Pareto [-]
γ	Coefficient adiabatique [-]
Δ	Facteur binaire [-]
ε	Porosité [%]
ε_∞	Porosité à l'infini [%]
η	Rendement du moteur [%]
η_{reg}	Efficacité de régénérateur [%]
Λ	Rapport de volume [-]
P	Masse volumique [kg/m ³]
Π	Pression dynamique (Pa)
ν	Viscosité cinématique [m ² /s]

Indices :

C	Froid
F	Fluide
H	Chaud
In	Entrée
O	Initial
Out	Sortie
P1	Piston 1
P2	Piston 2
Reg	Régénérateur
S	Solide
Th	Théorique

INTRODUCTION GENERALE

Dans un monde où l'efficacité énergétique et la réduction des gaz à effet de serre sont devenues des enjeux majeurs, les systèmes de micro-cogénération apparaissent comme des solutions prometteuses. Selon KPMG France [1], la consommation mondiale d'énergie a atteint un niveau sans précédent de 620 Exajoules (EJ) en 2024, reflétant l'augmentation constante observée au cours des dernières décennies. Cette croissance est principalement attribuable à la hausse de la demande énergétique, notamment dans les pays en développement et les économies émergentes. Dans ces régions, l'industrialisation, l'urbanisation et l'amélioration des conditions de vie conduisent à une consommation croissante d'énergie.

Toutefois, malgré les politiques de transition énergétique mises en œuvre à l'échelle mondiale, les combustibles fossiles continuent de dominer le mix énergétique. Selon le Ministère de la Transition écologique et de la Cohésion des territoires (2024) [2], ils représentent encore environ 80 % de la consommation énergétique totale. Le pétrole maintient sa prédominance avec environ 32,6 %, en raison de son importance dans les transports et la pétrochimie. Bien que le charbon connaisse un déclin dans certaines régions, il reste massivement utilisé pour la production d'électricité, particulièrement en Chine et en Inde où les infrastructures énergétiques en dépendent encore largement.

Cette dépendance persistante aux énergies fossiles a des conséquences directes sur les émissions mondiales de gaz à effet de serre. En 2023, celles-ci ont atteint 36,8 milliards de tonnes de CO₂, un niveau critique selon Friedlingstein et al. (2023) [3]. Cette situation met en lumière les défis majeurs auxquels la communauté internationale est confrontée pour atteindre les objectifs de neutralité carbone fixés par l'Accord de Paris. Malgré les avancées technologiques dans les énergies renouvelables et l'efficacité énergétique, la transition vers un modèle énergétique durable demeure lente, freinée par des enjeux économiques, géopolitiques et technologiques.

La micro-cogénération, qui produit simultanément électricité et chaleur à partir d'une unique source d'énergie, permet une optimisation de l'usage des ressources. Le moteur Stirling, qui se distingue par sa capacité à récupérer la chaleur fatale et son fonctionnement silencieux et durable, est l'une des technologies proposées pour la micro-cogénération.

Bien qu'inventé au XIX^e siècle, le moteur Stirling suscite encore un regain d'intérêt grâce à sa capacité à convertir efficacement l'énergie thermique en énergie mécanique, puis en électricité. Cette technologie est particulièrement adaptée à la récupération de chaleur résiduelle issue de procédés industriels ou domestiques, offrant ainsi un potentiel significatif d'amélioration de l'efficacité énergétique.

Les moteurs Stirling présentent plusieurs avantages notables. Ils offrent un rendement global élevé, particulièrement en mode cogénération, et leur conception simple facilite la maintenance. Leur fonctionnement silencieux et leur faible impact environnemental, surtout lorsqu'ils sont alimentés par des énergies renouvelables, en font une technologie écologique contribuant à la réduction des gaz à effet de serre. De plus, ces moteurs sont réversibles et

peuvent fonctionner comme des pompes à chaleur lorsqu'ils sont couplés à d'autres systèmes, et peuvent être déployés à différentes échelles.

Les systèmes de micro-cogénération utilisant les moteurs Stirling sont variés et offrent chacun des bénéfices spécifiques. Par exemple, le dispositif de cogénération étudié par Sun et al. (2024) [4] intègre les mécanismes d'approvisionnement, de refroidissement et de génération d'énergie dans une configuration compacte. L'utilisation de la technologie Stirling dans les systèmes hybrides, comme les associations avec des cellules à combustible à oxyde solide (SOFC), favorise une production d'énergie accrue et une meilleure efficacité énergétique selon Yadav et al. (2023) [5]. Un autre système utilisant un moteur Stirling de configuration Beta de 1,5 kWe avec entraînement rhombique, étudié par Erol et al. (2021) [6], démontre l'efficacité de cette technologie couplée à des ressources renouvelables comme l'énergie solaire.

Le système WhisperGen, décrit par Conroy et al. (2014) [7], utilise une chaudière connectée à un moteur Stirling pour produire électricité et eau chaude à partir de sources de chaleur basse température, le rendant adapté aux applications résidentielles. En effet, les systèmes de micro-cogénération de moteur Stirling à piston libre pour applications résidentielles peuvent atteindre des efficacités élevées, réduisant les coûts énergétiques et améliorant la durabilité environnementale. Ces caractéristiques en font une solution attrayante pour les propriétaires recherchant des avantages économiques et écologiques, avec des rendements électriques d'environ 15 % et thermiques d'environ 40 % selon Zhu et al. (2021) [8].

Dans l'étude de Chen et al. (2024) [9], un système combiné de refroidissement, de chaleur et d'électricité (CCHP) utilisant un moteur Stirling a été développé, capable de réduire la condensation et la contamination par le goudron. Comparé aux systèmes à moteur à combustion interne, le système CCHP basé sur le moteur Stirling présente des avantages en termes de coût total actualisé et de taux d'économie d'énergie primaire.

Les travaux d'Arslan et al. (2023) [10] ont montré que l'optimisation des dimensions du régénérateur, en particulier le diamètre de la manivelle et la longueur de la zone du régénérateur, peut considérablement améliorer les performances du moteur, avec une efficacité pouvant atteindre 99 %.

Dans ce contexte, des actions aux échelles nationale et internationale comme les programmes de l'Agence Internationale de l'Énergie (AIE), les objectifs de l'Accord de Paris ou les initiatives européennes Horizon Europe soutiennent activement le développement de technologies innovantes visant à favoriser l'adoption des énergies renouvelables et à réduire les émissions de CO₂ dans les secteurs énergivores comme l'industrie et les transports.

Cette thèse s'inscrit alors dans cette dynamique en étudiant une solution de récupération de chaleur résiduelle, spécifiquement celle issue des gaz d'échappement d'un moteur à combustion interne (MCI). L'objectif principal est de coupler un MCI avec un moteur Stirling pour transformer cette chaleur résiduelle en électricité. Le moteur Stirling, fonctionnant grâce au gradient de température entre une source chaude (gaz d'échappement à 300-600°C) et une source froide (système de refroidissement), convertit l'énergie thermique en énergie mécanique, puis en électricité via un alternateur. Cette combinaison permet non seulement de réduire la consommation de carburant du MCI en améliorant son efficacité globale, mais aussi

de diminuer les émissions de CO₂ et les polluants locaux (NO_x, particules), tout en produisant une énergie électrique secondaire utilisable pour les systèmes embarqués.

Cette technologie cible principalement le secteur des véhicules lourds (poids lourds, transports en commun, maritime), où les motorisations thermiques restent majoritaires malgré les défis posés par l'électrification complète, notamment en termes d'autonomie et de puissance. Par exemple, dans le transport maritime, qui contribue à environ 3 % des émissions carbonées mondiales, l'exploitation des rejets thermiques des moteurs pourrait alimenter près de 15 % des systèmes énergétiques embarqués, réduisant ainsi la consommation des groupes auxiliaires. De même, pour les poids lourds, l'électricité produite pourrait alimenter des systèmes de réfrigération ou des équipements de bord, soulageant le moteur principal.

Cette approche s'appuie donc sur une modélisation multiphysique (thermodynamique, mécanique des fluides, transferts de chaleur), visant à optimiser la conception du système couplé MCI-Stirling, notamment l'échangeur de chaleur critique pour capter les gaz d'échappement avec un rendement élevé. Les défis techniques incluent la gestion des contraintes thermomécaniques, la réduction des pertes de charge dans l'échappement, et l'adaptation du moteur Stirling aux cycles de charge variables des moteurs, tout en optimisant son efficacité pour délivrer une puissance mécanique maximale. In fine, ce projet illustre comment l'économie circulaire de l'énergie peut s'appliquer aux transports, en transformant un « déchet » thermique en ressource, contribuant ainsi à une transition énergétique holistique.

Ce mémoire se concentre sur la modélisation des moteurs Stirling, avec une attention particulière portée à l'écoulement alternatif à travers le régénérateur. Le cœur du moteur Stirling réside en effet dans son régénérateur, un composant crucial qui récupère la chaleur interne et améliore l'efficacité globale du moteur. En stockant et en restituant la chaleur entre les différentes phases du cycle, le régénérateur joue alors un rôle déterminant dans les performances thermodynamiques.

Une modélisation précise et une analyse spécifique du flux alternatif à l'intérieur du dispositif sont essentielles pour maximiser l'efficacité du moteur Stirling. Une meilleure compréhension de ces processus internes contribuera non seulement à améliorer l'efficacité des moteurs Stirling, mais aussi à faciliter leur intégration dans différents systèmes de récupération d'énergie.

Le plan de ce mémoire s'articule autour de plusieurs points clés. Le premier chapitre présente la technologie des machines Stirling, leurs différents types, leur fonctionnement et leurs applications en cogénération. Nous y passons en revue les travaux antérieurs sur la modélisation des régénérateurs et analysons les paramètres influençant leur efficacité. Ce chapitre inclut également une revue des modèles théoriques et des simulations CFD (Computational Fluid Dynamics), fournissant un contexte solide pour les travaux de modélisation qui suivent.

Le deuxième chapitre explore en détail les propriétés géométriques et physiques du régénérateur. Il expose les diverses grandeurs physiques et mathématiques, ainsi que les lois et équations fondamentales pour sa modélisation. Ces aspects seront cruciaux pour la suite de cette thèse.

Le troisième chapitre est dédié à la formulation mathématique du problème, en se focalisant sur deux configurations géométriques : un moteur Stirling à double effet avec un unique régénérateur et un moteur Stirling à double effet équipé d'un bloc de régénérateur incluant trois sous-régénérateurs. Dans les deux cas, un seul cylindre avec deux pistons en quadrature sert à modéliser le moteur, et l'effort produit par cette unité est multiplié par quatre pour représenter le moteur complet. Nous commençons par formuler les hypothèses de modélisation choisies pour simplifier l'analyse tout en garantissant une représentation précise des phénomènes physiques. Nous établissons ensuite les équations fondamentales relatives aux bilans de masse, de mouvement et d'énergie. Enfin, nous explicitons les techniques de calcul numérique mises en œuvre pour modéliser le comportement du moteur, en mettant l'accent sur les échanges thermiques et les interactions thermodynamiques au niveau du régénérateur. Cette partie est essentielle pour étudier l'influence de la géométrie du régénérateur sur le rendement du moteur et pour poser les bases des simulations futures.

Le quatrième chapitre présente en détail les résultats numériques obtenus à partir du code de simulation développé. Nous nous intéressons aux caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur au sein du régénérateur, en mettant en évidence les mécanismes qui influencent son efficacité. L'étude porte notamment sur la répartition de la température, la dynamique de la pression dans les différentes zones du moteur, ainsi que les pertes de charge générées par l'écoulement oscillant.

Afin d'optimiser les échanges thermiques et d'améliorer le rendement global du moteur, nous avons mené une étude paramétrique approfondie. Nous analysons d'abord l'impact des matériaux constituant la mousse poreuse du régénérateur sur l'intensification du transfert de chaleur. Cette analyse nous a permis d'identifier les matériaux les plus performants en termes de conductivité thermique et de capacité calorifique. Ensuite, nous étudions l'influence de la porosité et de la perméabilité du régénérateur sur l'écoulement du fluide et sur l'efficacité des échanges thermiques. L'objectif est de trouver un compromis optimal entre la maximisation du transfert de chaleur et la réduction des pertes de charge.

Nous approfondissons également l'analyse de l'influence du fluide de travail sur les performances du moteur Stirling. Le but est d'identifier le fluide offrant le meilleur compromis entre un transfert thermique efficace, une faible viscosité pour minimiser les pertes de charge, et une bonne compressibilité pour optimiser la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique.

Dans le cinquième chapitre, une investigation multi-objectifs est conduite en utilisant un plan d'expérimentation à trois facteurs, inspiré du modèle de Box-Behnken. Cette méthode nous a permis d'examiner simultanément l'impact de plusieurs facteurs essentiels sur le rendement du moteur Stirling, tout en visant à optimiser à la fois les transferts thermiques et la puissance mécanique produite. Nous avons choisi le modèle de Box-Behnken pour sa capacité à analyser efficacement les interactions entre les différents facteurs tout en limitant le nombre d'expériences requises. Nous avons examiné l'effet de trois facteurs clés : la température de chauffe, la pression d'accumulation et la conception du régénérateur. L'objectif était de déterminer les conditions optimales pour maximiser l'efficacité énergétique du moteur, tout en minimisant les pertes de charge et les limitations des échanges thermiques. Cette approche nous a permis de développer des modèles de réponse précis, illustrant les relations entre ces

variables et leur impact sur la performance du moteur. Ces conclusions fournissent des orientations utiles pour l'amélioration des moteurs Stirling et leur intégration dans des systèmes énergétiques efficaces et durables.

Chapitre 1

Travaux ultérieurs et revue bibliographique

1. Introduction

Les moteurs Stirling, reconnus comme l'une des solutions prometteuses face aux défis énergétiques et environnementaux contemporains, suscitent un intérêt croissant en raison de leurs multiples avantages. Ils se distinguent par leur efficacité thermique élevée, leurs besoins d'entretien réduits, leur grande flexibilité quant aux sources d'énergie utilisables et leur sécurité de fonctionnement accrue, comme l'ont rapporté Singh et al. (2016) [11], Kuban et al. (2019) [12] et Ben-Mansour et al. (2017) [13]. Ces caractéristiques expliquent leur adoption de plus en plus large, notamment dans le secteur industriel (Murugan et al., 2016 [14]). Par ailleurs, le moteur Stirling peut atteindre le rendement théorique maximal, connu sous le nom de rendement de Carnot, ce qui le rend comme une machine thermodynamique particulièrement performante.

Ce premier chapitre propose alors une revue exhaustive des études récentes consacrées à ces moteurs : leurs types, leurs modes de fonctionnement, leurs composants, leurs diverses applications et les paramètres influençant leurs performances. Nous examinerons également les avancées surtout numériques concernant les régénérateurs, qui sont des éléments clés pour l'optimisation du rendement global des moteurs Stirling.

2. Les machines Stirling

2.1. Historique

Le moteur Stirling est un appareil thermodynamique qui fonctionne grâce à la différence de température entre deux sources, l'une chaude et l'autre froide. Bien que son terme d'origine "moteur à air chaud" se réfère à l'air, de nombreux fluides comme l'hélium, l'hydrogène ou l'azote sont à présent utilisés. Ce moteur opère selon un cycle fermé et agit tant comme machine frigorifique que comme moteur, où le fluide effectue des mouvements de compression

et d'expansion à différentes températures. Sa conception est unique, car il n'utilise pas de soupapes, permettant ainsi un échange constant entre les différents volumes de fluide.

Conçu par le physicien Robert Stirling en 1816, ce moteur avait pour but de pallier les inconvénients des chaudières à vapeur de cette époque, lesquelles étaient sujettes à des explosions dues à des défauts de fabrication et à l'absence de normes de sécurité adéquates. Robert Stirling a soumis une demande de brevet pour son invention le 27 septembre 1816, qui peut convertir la chaleur provenant de diverses sources, qu'elles soient renouvelables ou pas, en énergie mécanique sans avoir besoin d'une chaudière. Elle a été mise en service le 20 janvier 1817 et James Stirling l'a par la suite modifiée pour l'industrie en 1843. En revanche, ses performances inférieures par rapport aux chaudières à vapeur et aux moteurs à combustion interne ont freiné son adoption.

Après son invention, des progrès significatifs ont été réalisés : en 1847, William Thomson a élaboré un prototype expérimental, puis en 1856, Friedrich Siemens a perfectionné le système de chauffage à air. En 1871, grâce aux avancées en thermodynamique, Gustav Schmidt a pu formuler mathématiquement le cycle de fonctionnement du moteur.

2.2. Principe de fonctionnement

Le moteur Stirling est un dispositif thermique qui opère dans le cadre d'un cycle fermé comportant quatre étapes répétitives. Selon Chahartaghi et al. (2019) [15] ainsi que Bert et al. (2014) [16], cette machine peut fonctionner en tant que génératrice de puissance mécanique lorsqu'elle est en mode moteur, ou comme une machine réceptrice, comme une machine frigorifique ou une pompe à chaleur (PAC), comme le montre la figure 1.1. Quand elle opère en tant que moteur, elle se démarque par une conception minimaliste : un cylindre renfermant un piston, soumis à deux sources de chaleur. La source thermique, provenant de l'extérieur provoque la compression d'un gaz renfermé à l'intérieur de cylindre ; ce qui entraîne le déplacement du piston, entraînant ainsi un mécanisme bielle-manivelle et générant de l'énergie mécanique. Le refroidissement du gaz est assuré par la source froide, qui est généralement le milieu ambiant ou un circuit de refroidissement à l'eau. Un troisième échangeur, nommé le régénérateur, est un élément poreux traversé alternativement par le gaz chaud et le gaz froid, améliorant ainsi considérablement l'efficacité du moteur. Le moteur Stirling convertit cette énergie mécanique en électricité via un alternateur, grâce à la différence de température entre les deux sources.

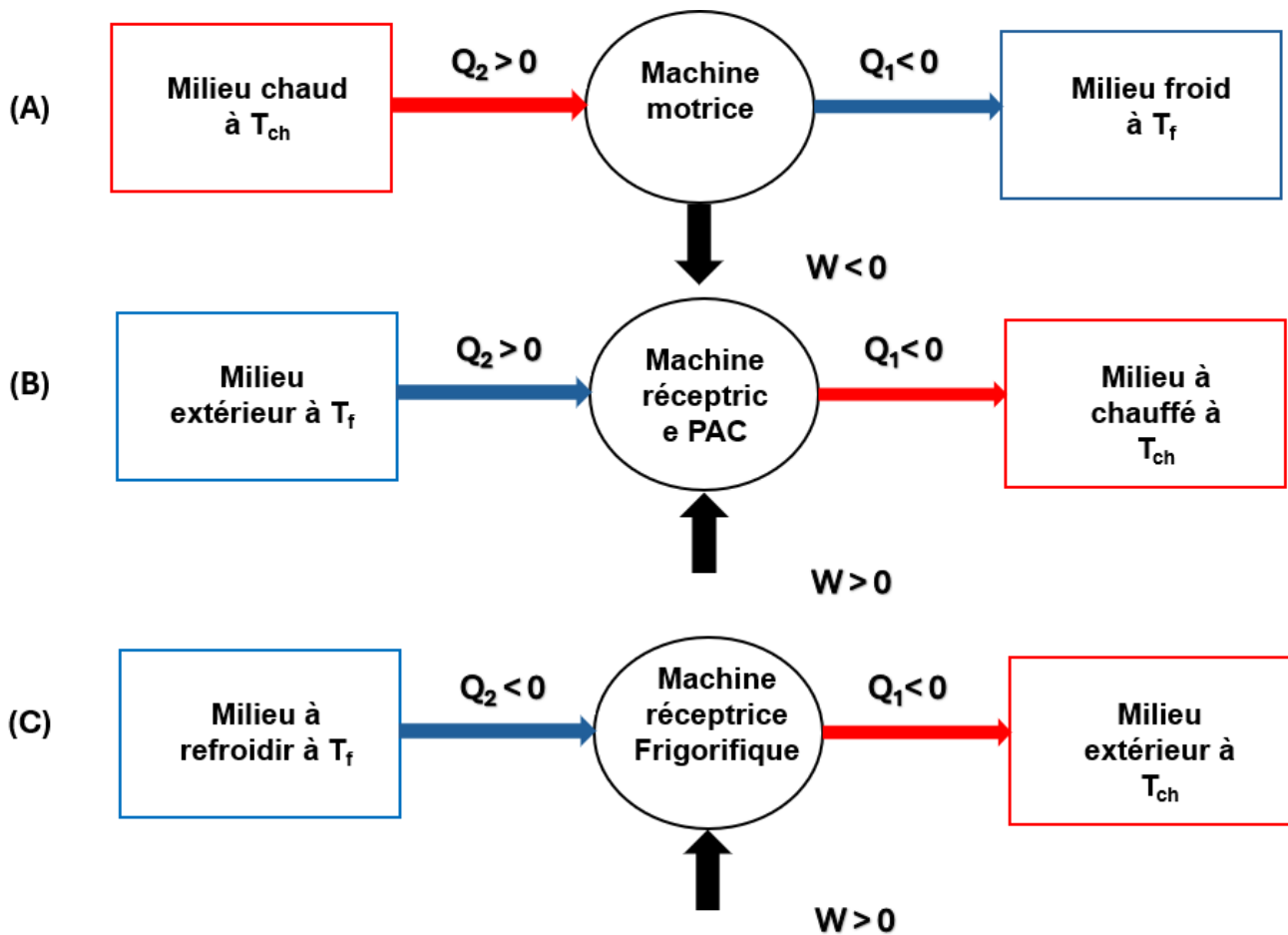


Figure 1.1 Schéma des bilans énergétiques des machines thermodynamiques : (A) motrice, (B) pompe à chaleur et (C) réfrigérateur

Le cycle Stirling traduit le fonctionnement des moteurs Stirling, qui transforment l'énergie thermique en un travail mécanique, l'aire du diagramme PV (diagramme Clapeyron) (figure 1.2) représente le travail mécanique obtenu lors d'un cycle Stirling. Ce cycle se compose de quatre étapes : deux sont isothermes et deux sont isobares :

- **Chauffage** : Le gaz de travail subit une augmentation de pression due à une élévation de température à volume constant, déclenchée par une source chaude (combustion, solaire, géothermique, nucléaire), ce qui fait avancer le piston.
- **Détente** : Une détente isotherme où le volume augmente et la pression diminue, produisant l'énergie motrice.
- **Refroidissement** : Le gaz de travail est transféré vers le côté froid, diminuant sa chaleur et sa pression pour atteindre la température de la source froide.
- **Compression** : Le piston revient à sa position initiale, comprimant le gaz, diminuant son volume et augmentant sa pression.

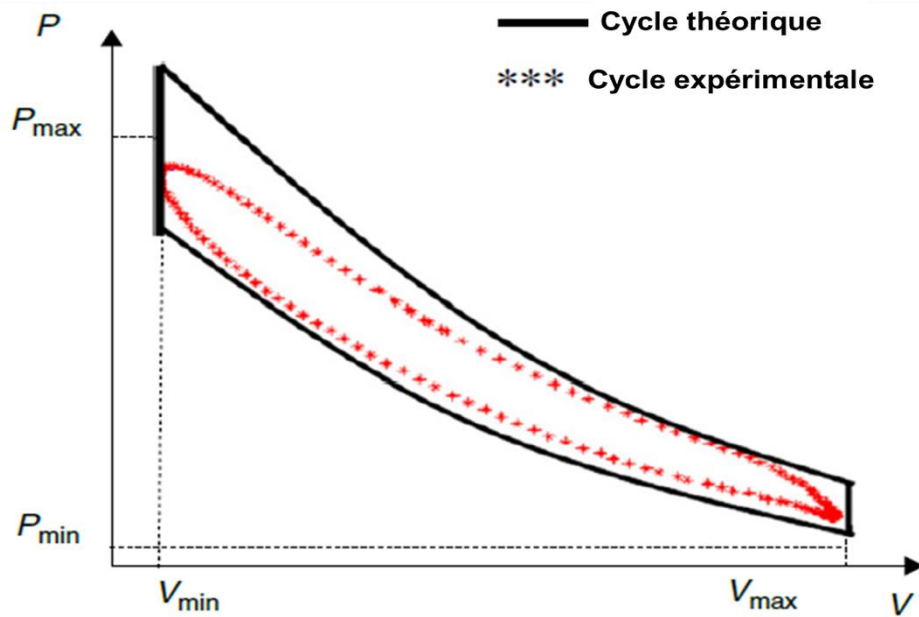


Figure 1.2 Cycle Stirling réel et théorique [17]

L'efficacité maximale théorique atteignable par une machine qui fonctionne entre deux sources de chaleur, est représentée par le rendement de Carnot, avec T_C représente la température de l'échangeur froid, et T_H représente la température de l'échangeur chaud,

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{T_H - T_C}{T_H} \quad (1.1)$$

Où, W_{net} , Q_{in} sont respectivement le travail net effectué et la chaleur fournie dans le cycle Stirling. Par conséquent, il est pertinent d'utiliser ce cycle comme référence lors de l'étude des cycles thermodynamiques des machines.

2.3. Configurations

Le moteur Stirling est disponible sous différentes configurations géométriques, comme illustré dans la (Fig.1.3.) En fonction de l'agencement des pistons, les moteurs Stirling peuvent être classés en deux grandes catégories : configuration à simple effet et configuration à double effet.

2.3.1. Configuration à simple effet

2.3.1.1. Type alpha

La configuration de type alpha est la forme la plus récente du moteur Stirling. Elle comporte deux pistons fonctionnant en quadrature de phase avec le piston moteur en retard par rapport au piston déplaceur. Le gaz de travail subit un cycle de compression et de détente grâce au déplacement des deux pistons, se réchauffant au contact de la tête chaude et se refroidissant au contact de la tête froide. Cette configuration se distingue par sa simplicité en termes

d'usinage, d'encombrement et de complexité, tout en offrant un ratio puissance-volume très élevé. Pour éviter les problèmes d'étanchéité, il est essentiel de maintenir un assemblage bien conçu. De plus, dans ce type de moteur, le piston déplaceur du côté chaud subit des températures très élevées, ce qui nécessite l'utilisation de matériaux résistants à la chaleur et au frottement. Le piston chaud est maintenu près de la tête chaude connectée à la partie de détente, tandis que le piston froid est maintenu près de la tête froide, également appelée zone de compression. Plusieurs travaux de recherche ont été établis pour valoriser l'utilité du moteur type alpha dans plusieurs applications

2.3.1.2. Type beta

La première configuration inventée par Robert Stirling en 1816 et réalisée en 1818 est un type monocylindrique, où le piston de travail et le déplaceur sont placés dans le même cylindre, offrant ainsi une compacité supérieure par rapport aux autres configurations. Dans cette conception, la bielle du déplaceur doit traverser le piston de travail, augmentant ainsi le risque de pannes et de défaillances. Le déplaceur a pour seule fonction de déplacer le gaz dans les deux sens à travers la tête chaude, tandis que le piston génère la puissance. Les deux composants sont placés de manière coaxiale, et leur étanchéité est garantie par des joints disposés au niveau de leurs axes afin d'éviter toute fuite de gaz. L'un des principaux désavantages de ce modèle est la complexité de la conception du déplaceur, qui doit pouvoir supporter des contraintes thermomécaniques élevées, demandant une sélection minutieuse des matériaux.

2.3.1.3 Type gamma

Cette configuration est une combinaison des types alpha et beta, contenant deux pistons de travail installés chacun dans son cylindre, ce qui facilite la fabrication et offre des avantages en termes de conception. Toutefois, la séparation des deux pistons crée un volume mort dans la zone de compression, réduisant le taux de compression et, par conséquent, la puissance extraite, qui est la plus faible parmi les trois modèles déjà cités.

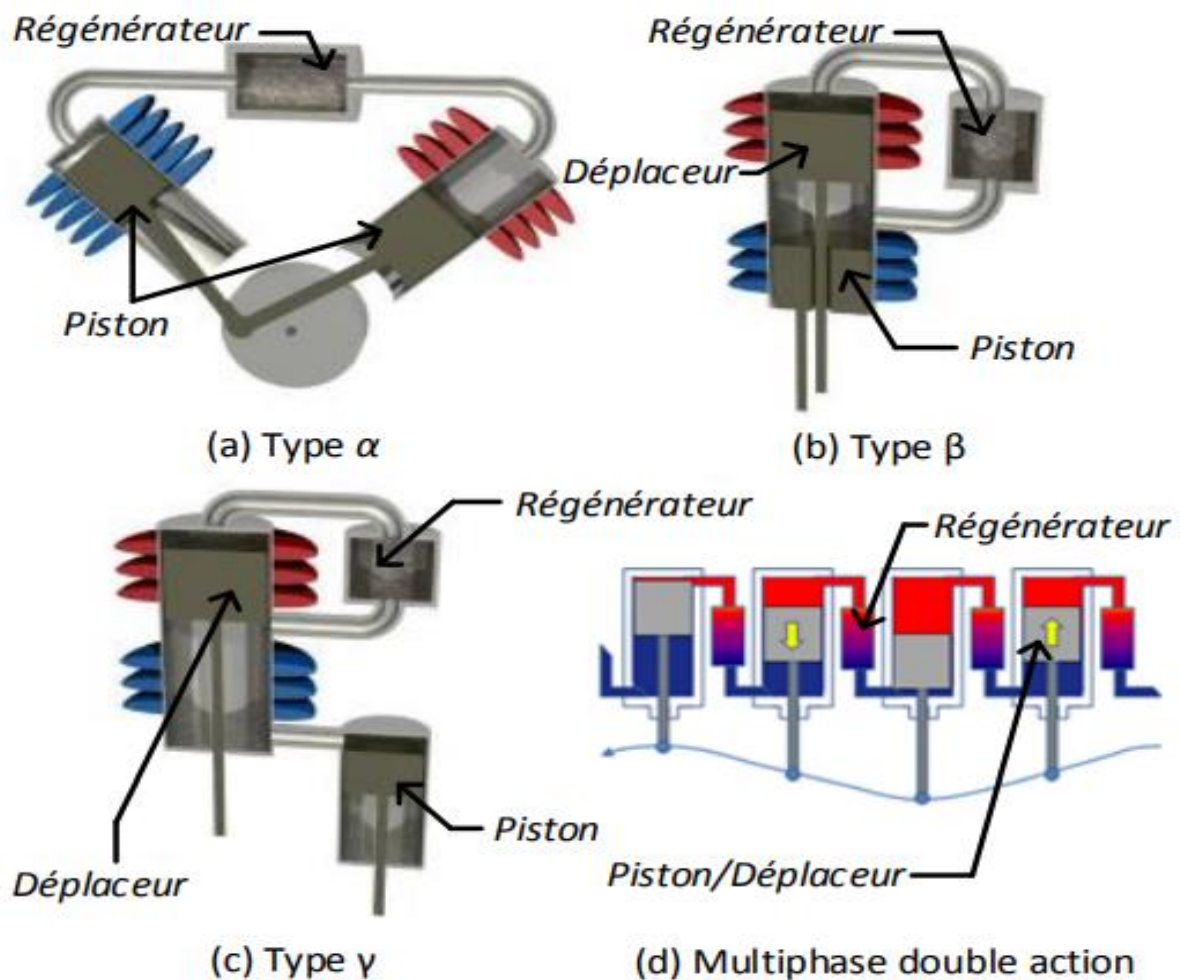


Figure 1.3 Différentes configurations de moteur Stirling [18].

2.3.2. Moteur Stirling à piston libre

Le moteur Stirling à piston libre, mis au point par William Beale en 1964, se base sur le recours à des ressorts, qu'ils soient mécaniques ou à gaz, ou une association des deux, pour garantir l'action oscillatoire de ses éléments mobiles. Ces éléments sont conçus pour fonctionner en mode de résonance, entraînant un décalage de phase contrôlé entre le piston moteur et le déplaceur. Il existe diverses configurations, y compris les versions à effet simple et le moteur Stirling à diaphragme, où le piston du moteur est substitué par une membrane. Plusieurs recherches, y compris celles de Formosa et al. (2013) [19] ainsi que Lin et al. (2011) [20], ont favorisé une meilleure compréhension et optimisation de ces moteurs. Un exemple de configuration du moteur à piston libre est présenté sur la figure 1.4. Voici les principales propriétés des moteurs Stirling à piston libre :

- Ils fonctionnent comme un système résonant à une fréquence relativement constante.

- Capacité d'auto-démarrage : en chauffant, le système passe à un équilibre instable et commence à osciller sans excitation externe.
- Les ajustements des déplacements des pistons sont proportionnels à la charge : une augmentation de la charge entraîne une diminution des déplacements.
- Le déplaceur et le piston de puissance se déplacent linéairement dans les cylindres, n'exerçant aucune force latérale contre les parois des cylindres.
- Les besoins en lubrification sont minimes, le gaz de travail étant utilisé plutôt que l'huile, ce qui élimine les problèmes de contamination du régénérateur.
- Les cylindres sont hermétiquement scellés, ce qui élimine les problèmes liés à l'humidité.

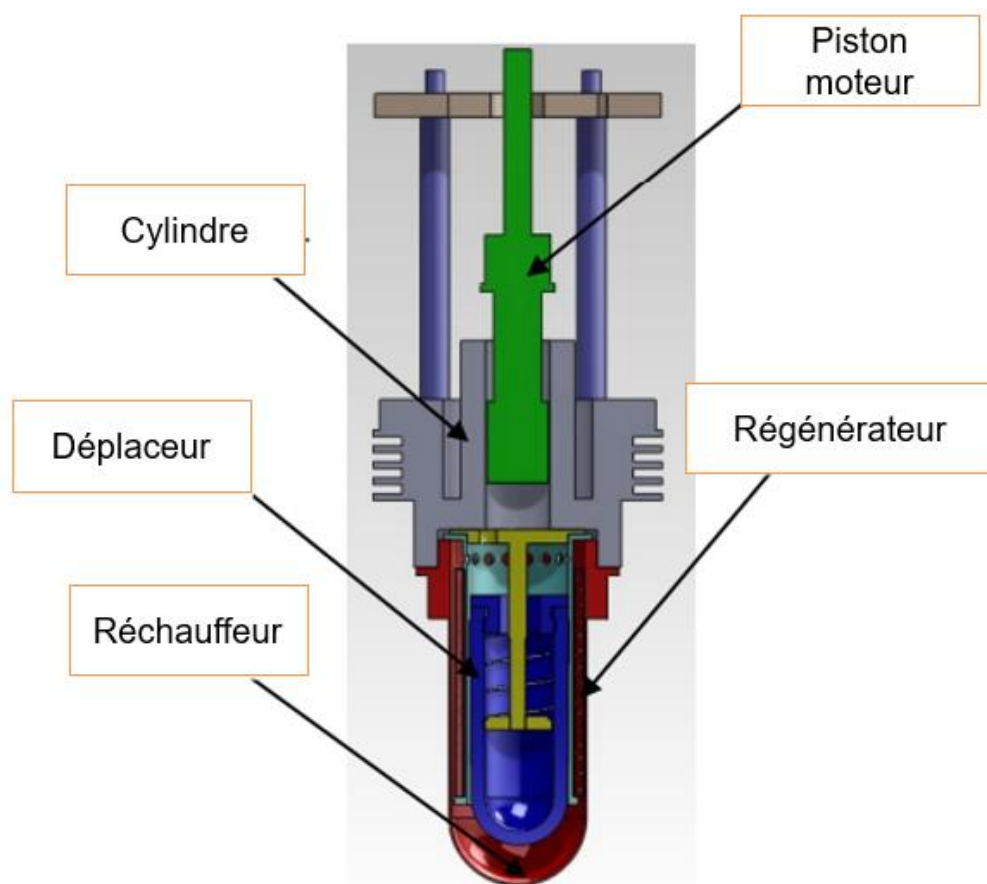


Figure 1.4 Schéma d'un moteur à piston libre [21].

Analysons les configurations du moteur Stirling : alpha, bêta et gamma. Les types alpha et gamma ont l'inconvénient majeur, car un piston doit supporter de hautes températures, ce qui diminue l'efficacité thermique. De plus, il subit des pertes d'efficacité dues à la transmission continue de puissance entre ses pistons. Le type bêta, en revanche, a la particularité qu'aucun piston n'est exposé à la chaleur directe, ce qui améliore le rendement. Selon l'étude de Güven et al. (2019) [22], parmi les trois configurations citées précédemment, le moteur Stirling de type bêta a les meilleures performances pour la récupération de chaleur sur un moteur diesel lourd, optimisant leurs rendements.

2.3.3. Configuration à double effet

Un moteur Stirling à double effet est une configuration avancée qui résulte de la combinaison de deux moteurs Stirling à simple effet. Dans cette conception, les cylindres sont interconnectés de manière à partager une partie de leur cycle thermodynamique, formant ainsi un système fermé, sur la Figure.1.5 on peut voir un exemple de moteur à double effet de type moteur Stirling à piston libre. À l'opposé d'un moteur à simple effet, qui fonctionne de manière autonome pour chaque cylindre, le moteur à double effet maximise le transfert d'énergie en exploitant les synergies entre les cylindres.

WhisperGen, développée à l'Université de Canterbury en Nouvelle-Zélande, est un dispositif de micro-cogénération fabriqué par Whisper Tech. C'est le premier produit pratique de micro-cogénération qui utilise la technologie Stirling. Whisper Tech, une société située en Nouvelle-Zélande, est dédiée à l'élaboration de systèmes de micro-cogénération, avec une focalisation particulière sur les moteurs Stirling. Ces dispositifs sont prévus pour une utilisation à petite échelle dans les édifices. WhisperGen Tech propose les systèmes WhisperGen Stirling Mk4 et Mk5 comme des produits essentiels dans le domaine de la micro-cogénération. Ces équipements possèdent un moteur à quatre cylindres de modèle alpha, équipé d'un mécanisme d'entraînement innovant, garantissant ainsi une production d'énergie efficace et durable.

À partir des résultats obtenus avec la machine à simple effet, la recherche s'est orientée vers une configuration différente, permettant d'éviter les problèmes liés à la pression de charge et à l'utilisation d'un volant d'inertie. La configuration à quatre cylindres opposés, s'est avérée être une alternative intéressante, car elle offre un meilleur équilibre des pressions et des forces mécaniques, Alberti et al. (2014) [23].

L'utilisation de pistons à double effet permet de réduire les fuites de gaz, car seule la tige est en contact avec l'environnement extérieur. Le travail net total est réparti entre les quatre cylindres, qui sont déphasés thermodynamiquement d'un angle cinématique de 90° . Cela implique que les phases de compression et d'expansion sont réalisées à des moments différents au cours de chaque cycle par les quatre cylindres. Hou et al. (2018) [24], ont conçu un moteur thermo acoustique Stirling à double effet, intégré à un générateur électrique, dans le but de récupérer l'énergie froide. Ce dispositif emploie des pistons associés directement à des alternateurs linéaires. Dans des conditions où l'écart thermique est faible, et avec un fonctionnement à 110 K pour le refroidissement et à 303 K pour le chauffage, le moteur parvient à produire 12,4 kW d'électricité.

Selon Wu et al. (2014) [25], ils ont conçu un générateur thermo-acoustique Stirling à double effet, capable de produire une puissance maximale de 3 kW. Sa performance optimale serait

à simple effet dans des conditions similaires. Ce gain substantiel en efficacité s'explique par une utilisation plus optimale du fluide de travail et une meilleure continuité du transfert de chaleur au sein du système. En effet, cette configuration offre un volume de travail accru, ce qui rend le moteur Stirling à double effet particulièrement adapté aux applications de valorisation de la chaleur perdue.

3. Applications

Le moteur Stirling trouve de nombreuses applications dans divers secteurs. Parmi lesquelles, on peut citer les importants cas ci-dessous, sans être exhaustif :

3.1. Production de l'électricité par énergie solaire

Des études approfondies ont été réalisées dans le secteur tertiaire concernant la combinaison d'un moteur Stirling et d'un concentrateur solaire, mettant en évidence son potentiel considérable pour réduire les émissions de CO₂ dans les habitations individuelles. Selon les configurations des logements, la réduction des émissions peut fluctuer entre 30 % et 45 %. et González et al. (2020) [33], Chen et al. (2021) [34]. L'option de cogénération hybride suggérée se présente comme une alternative à la fois efficace et respectueuse de l'environnement, qui répond adéquatement aux besoins énergétiques des foyers britanniques. Grâce à une efficacité accrue, une rentabilité supérieure et une réduction significative des émissions de carbone, cette technologie se présente comme une solution prometteuse pour l'énergie domestique. Comme le démontre l'étude de Bataineh et Taamneh (2017) [35], le schéma de système étudié est représenté dans la figure 1.5. De plus, Aboelmaaref et al. (2023) [36] ont examiné un dispositif hybride combinant un moteur Stirling associé à un concentrateur solaire (SDSE) et un système de distillation par adsorption (ADS), dans le but de produire simultanément de l'électricité et de l'eau douce. Le modèle, testé dans des conditions climatiques authentiques à Tianjin, a affiché une performance en matière de production solaire-électrique de 23,40 %, une capacité quotidienne de production d'eau douce s'élevant à 11,53 m³ par tonne de gel de silice et une puissance spécifique de refroidissement atteignant les 320 W/kg. Le système de valorisation de la chaleur résiduelle du moteur Stirling a notablement optimisé l'efficacité du processus d'adsorption, renforçant ainsi l'opportunité de ce mécanisme pour une génération durable d'énergie et d'eau potable.

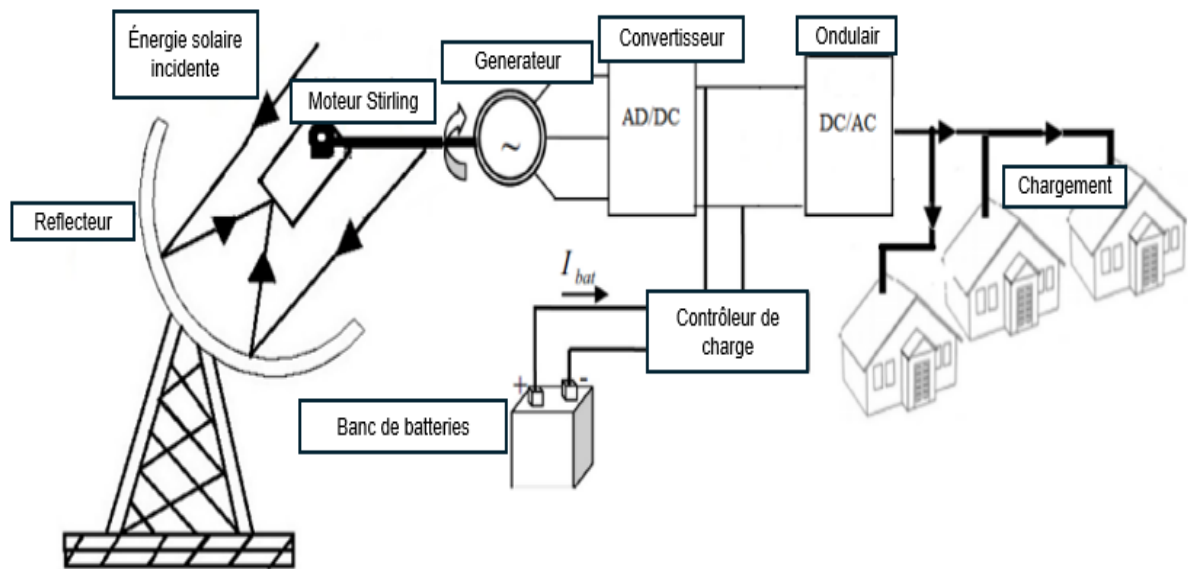


Figure 1.6 Schématisation de moteur Stirling animé par énergie solaire pour la micro-cogénération [37]

3.2. Production de l'électricité par énergie nucléaire

4.1. Systèmes de micro-cogénération utilisant les machines Stirling

L'intégration de moteur Stirling dans les systèmes de micro-génération constitue une option prometteuse pour la production d'électricité à petite échelle. Ce dispositif est capable d'exploiter diverses sources de chaleur. Les figures (Fig.1.8), (Fig.1.9) et (Fig.1.10) représentent des exemples d'application de moteur Stirling dans des unités de micro-cogénération, c'est grâce à leur fonctionnement silencieux et leur durabilité font des moteurs Stirling des candidats idéaux pour des applications résidentielles et commerciales, d'après Ahmadi et al. (2017) [46], et Wang et al. (2016) [47], où le bruit et la maintenance peuvent être des préoccupations majeures.

De point de vue efficacité, les systèmes de micro-cogénération utilisant des moteurs Stirling se distinguent par leur grande performance énergétique, car ils exploitent la chaleur qui serait normalement perdue. Cela entraîne une utilisation plus exhaustive des ressources énergétiques et une réduction des émissions de gaz à effet de serre. Par ailleurs, les moteurs Stirling ont la capacité de fonctionner de façon fiable sur des périodes prolongées tout en demandant un entretien minimal, soulignant ainsi leur efficacité et leur coût avantageux.

Ce qui fait que ce couplage pourrait conduire à des améliorations significatives en matière d'efficacité énergétique et de durabilité, tout en contribuant à l'évolution vers des énergies plus écologiques et plus résilientes.

Tableau 1.1 Revue sur les systèmes de micro-cogénération basé sur la technologie Stirling

Système de micro-cogénération	Type du moteur Stirling	Paramètre d'opération du système	Puissance installé	Reference
Dish-Stirling système	Alpha		Puissance thermique 11,1 kW. Puissance électrique 3,65 kW.	Ferreira. et al. (2016) [48]
Un moteur Stirling couplé un gazéifieur à lit fixe de type "updraft", qui brûle le gaz de synthèse pour chauffer le moteur	Gamma Stirling engine		Puissance mécanique 300 mW. Puissance électrique 50 mW	Sookramoon (2022).[49]
Unité de production combinée de chaleur et d'électricité	Moteur Stirling à piston libre		Puissance électrique 1 kWe Puissance thermique 1,1 kWe	Qiu et al. (2019) [50]
La récupération de la chaleur perdue d'un moteur de poids lourd	Beta	Hélium Température d'échappement : 825–835 K Pression 7 bar	Puissance mécanique de 3 kW 1 % de réduction de consommation de carburant	Güven et al. (2019) [22]
Moteur Stirling à piston libre double-opposé en cascade couplé thermiquement	Moteur Stirling à piston libre		Puissance électrique produite 10.48kWe 48.17 kW de l'énergie thermique	Chen et al. (2024) [9]
Système hybride à pile à combustible à oxyde solide et moteur Stirling (SOFC-ST)	Beta		Avec l'hydrogène : La production d'énergie augmente de 60 kW à 67 kW et l'efficacité passe de 44,2 % à 49,4 %. Avec le Méthane : La production d'énergie augmente de 19,9 kW à 26,6 kW. L'efficacité passe de 36,9 % à 49,2 %.	Pirkandi et al. (2023) [51]
Micro-cogénération pour applications spatiales	Moteur Stirling à piston libre (FPSE)		Puissance électrique de 21 kW. Puissance thermique de 20 095 kWh sur un an.	Zhu et al. (2021) [52]
Récupération de la chaleur- issue de combustible solide (biomasse)	Moteur stirling type alpha	Hélium : 1.55 MPa 780-850K 527 rpm Argon: 0.9 MPa 780-910K 405rpm	Puissance électrique avec Helium 503.9W Puissance électrique avec Argon 122.5W	Chmielewski et al. (2016) [53]

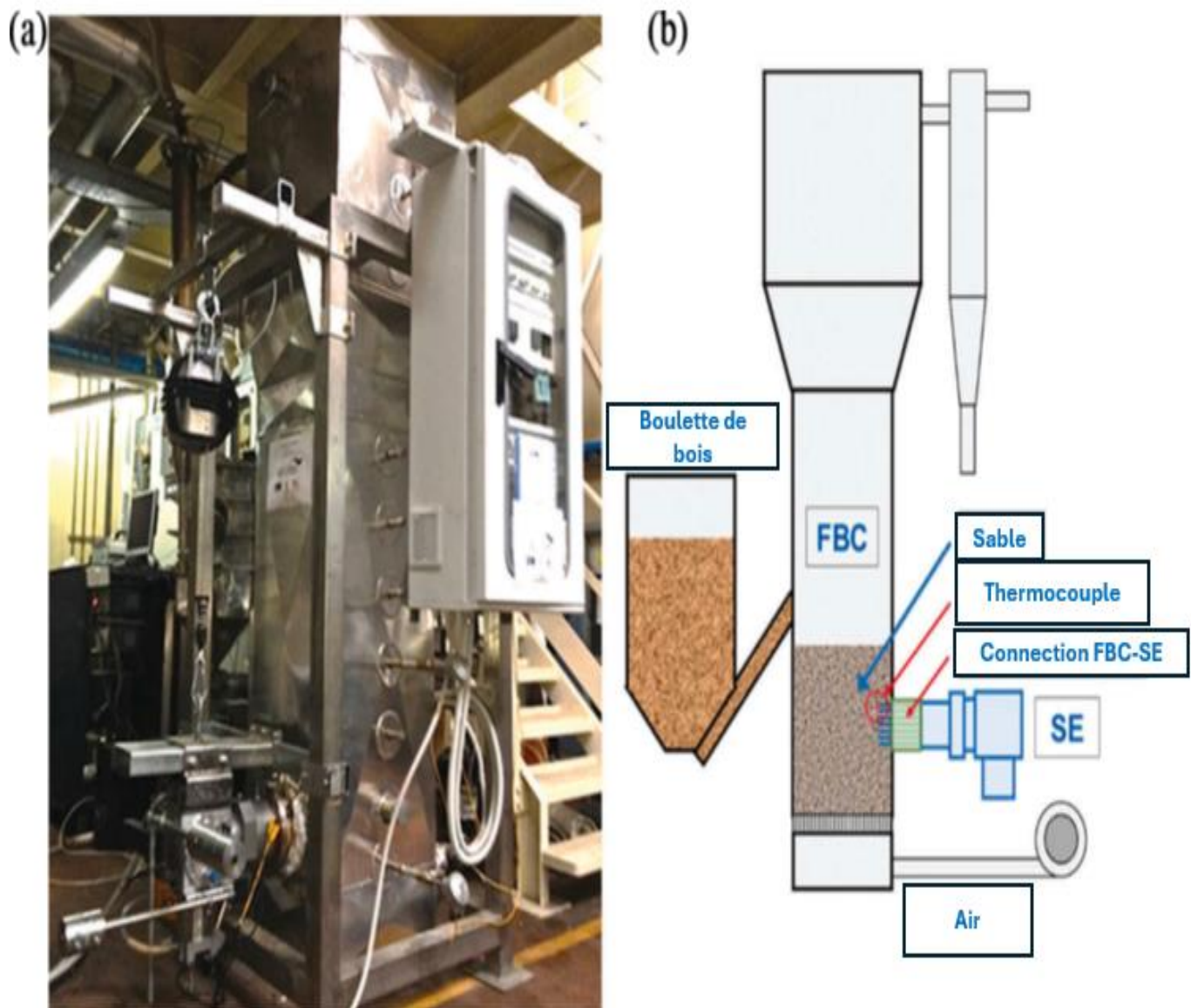


Figure 1.7 Installation expérimentale et (b) schéma de l'unité de cogénération [54]

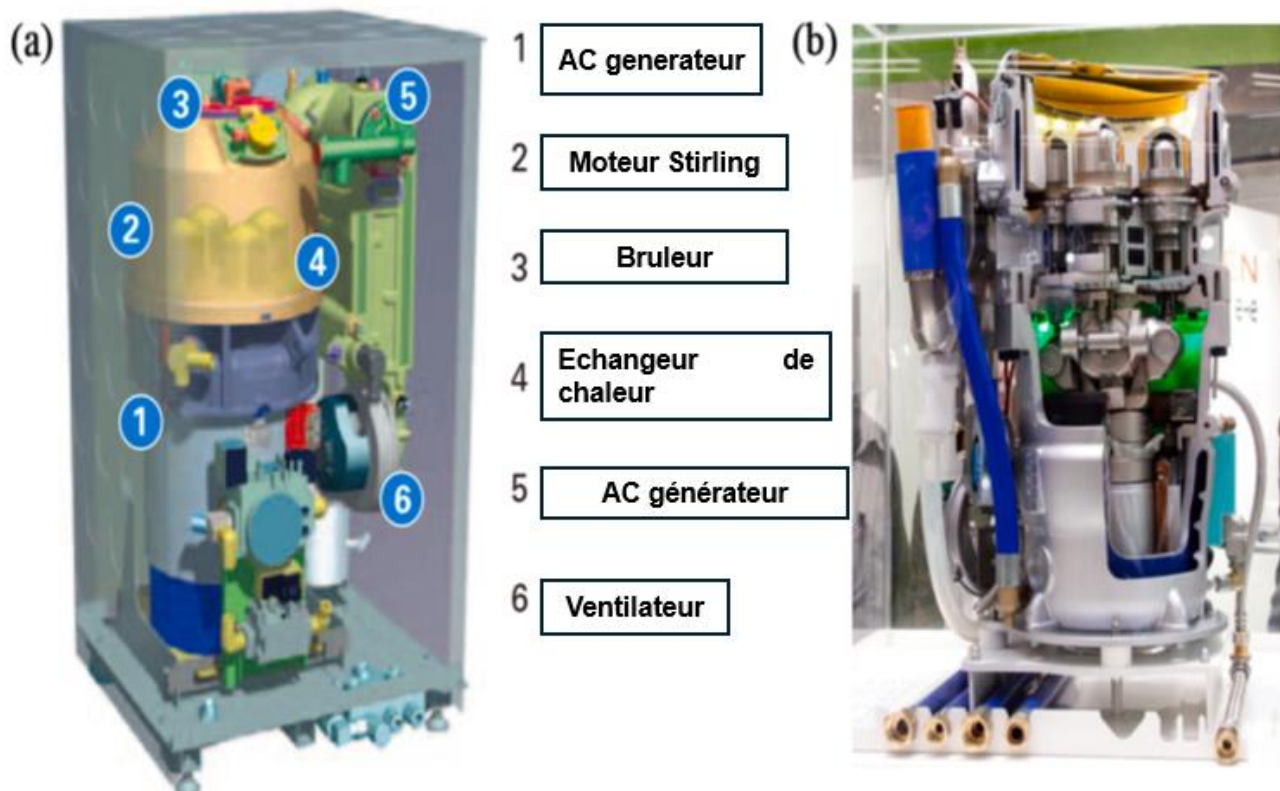


Figure 1.8 Image (a) et photographie (b) de l'unité WhisperGen Mk5 [55]

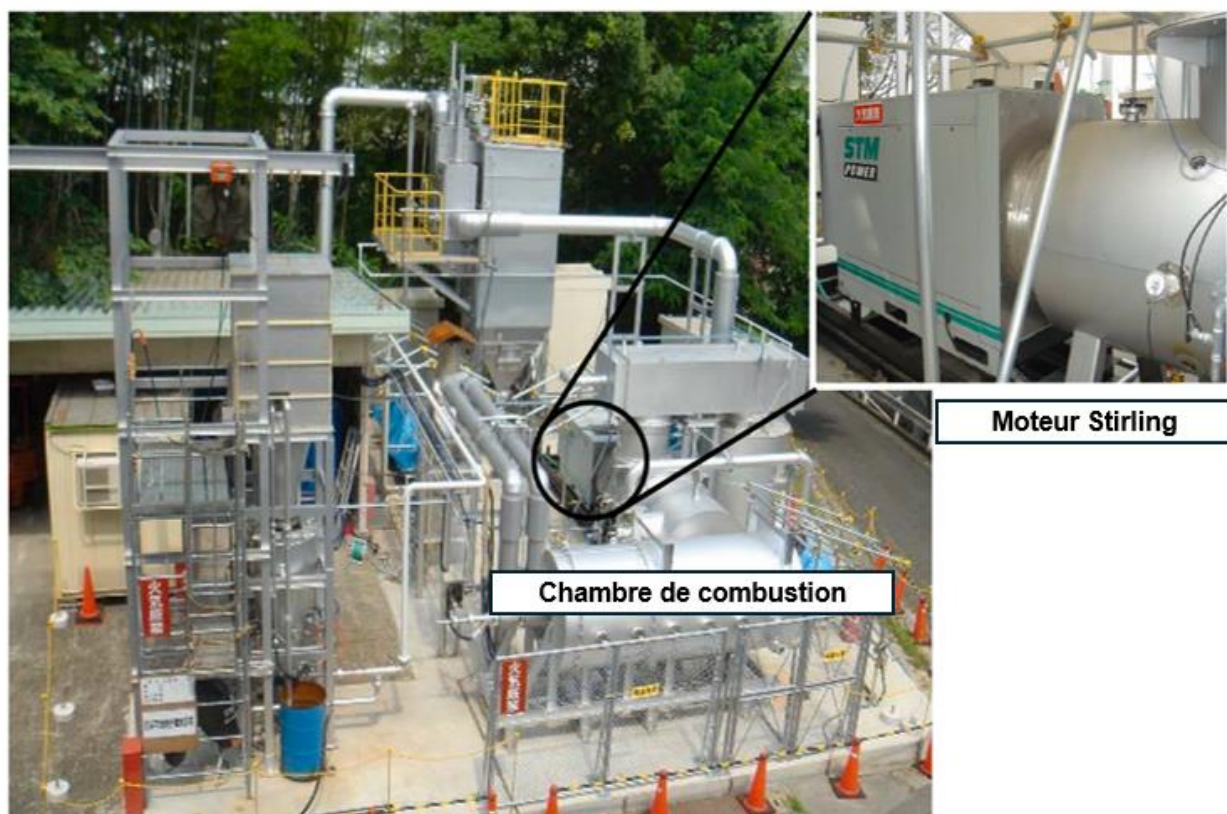


Figure 1.9 Photographie d'une centrale de cogénération avec un moteur Stirling alimentée par de la poudre de bois [56]

5. Les composantes d'un moteur Stirling

Le moteur Stirling se compose de plusieurs éléments essentiels qui fonctionnent de manière coordonnée pour convertir l'énergie thermique en travail mécanique. Les principaux composants comprennent le cylindre, au sein duquel s'effectuent les phases de compression et d'expansion du fluide de travail (généralement un gaz léger tel que l'hélium ou l'hydrogène), et le piston, qui assure le déplacement de ce fluide tout au long du cycle thermodynamique.

Un rôle central est joué par le régénérateur, un échangeur de chaleur interne, chargé de stocker temporairement la chaleur issue de la phase d'expansion et de la restituer lors de la compression. Cette récupération thermique permet d'améliorer significativement le rendement énergétique de l'ensemble. À cela s'ajoutent les échangeurs de chaleur externes, à savoir le réchauffeur (source chaude) et le refroidisseur (source froide), qui assurent respectivement l'apport et l'extraction de chaleur vers et depuis le fluide de travail. Ces échangeurs peuvent adopter différentes configurations géométriques, comme illustré à la Figure 1.11. Le mécanisme de transmission, tel qu'un système bielle-manivelle ou un volant d'inertie, transforme le mouvement linéaire alternatif du piston en un mouvement rotatif continu, permettant ainsi la production de travail mécanique exploitable. Enfin, le carter et les joints d'étanchéité assurent l'intégrité du système en évitant toute fuite du fluide de travail, garantissant ainsi le bon fonctionnement et la durabilité du moteur.

5.1. Espace de travail

L'architecture de moteur Stirling est composée de cinq compartiments thermodynamiques, trois échangeurs de chaleur (chauffage, refroidissement, régénérateur) et deux espaces de travail (compression et détente), reliés à un système mécanique. Dans les configurations alpha et gamma, deux pistons distincts déplacent le fluide de travail, tandis que la configuration bêta utilise un seul cylindre avec un piston et un déplaceur coaxial. Chaque piston joue un rôle précis :

- Le piston moteur sert à convertir les variations de pression en mouvement mécanique.
- Le piston déplaceur gère le transfert du fluide entre les zones chaude et froide pour optimiser les échanges thermiques.

La synchronisation entre les deux pistons repose sur un mécanisme imposant un déphasage angulaire (généralement 90°), favorisant le stockage et la restitution de chaleur via le régénérateur, améliorant ainsi le rendement.

Il existe différents systèmes convertissent le mouvement linéaire en travail mécanique :

- Bielle-manivelle : Robuste et efficace, comme dans les moteurs à combustion.
- Entraînement rhombique : Réduit vibrations et usure grâce à un cadre en losange.
- Piston libre : Fonctionne sans liaison mécanique directe, limitant l'usure.
- Wobble yoke : Utilise un plateau oscillant sans glissières ni engrenages, Clucas (1993) [57].

Le choix du mécanisme dépend des contraintes techniques et des performances recherchées.

5.2. Les échangeurs de chaleur (refroidisseur et réchauffeur)

Un échangeur de chaleur dans un moteur Stirling est un équipement thermodynamique destiné à transférer de la chaleur entre deux fluides, soutenant ainsi la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique. Dans le cadre d'un moteur Stirling, l'échangeur de chaleur chaud est l'élément qui fournit la chaleur au fluide de travail, qui est généralement un gaz, et qui provient d'une source externe, telle que la combustion de combustibles fossiles ou l'énergie solaire concentrée. Plusieurs recherches ont été menées pour étudier différents types d'échangeurs de chaleur, le tableau 1.2 résume quelques travaux comparant l'effet de la forme géométrique de l'échangeur dans les performances de moteur Stirling. Cet échangeur se trouve typiquement à l'entrée du cylindre de travail, où le fluide est soumis à une température élevée. Cette élévation de température augmente la pression du gaz, ce qui entraîne le mouvement des pistons et produit un travail mécanique. Les matériaux employés pour la fabrication de cet échangeur doivent être capables de supporter des températures élevées et des contraintes thermiques tout en garantissant une bonne conductivité thermique, ce qui est essentiel pour optimiser le transfert de chaleur. La conception et l'efficacité de l'échangeur de chaleur chaud sont déterminantes pour les performances globales du moteur Stirling, affectant à la fois son rendement énergétique et ses émissions.

Il est désormais possible d'analyser et d'optimiser les géométries pour différentes applications et configurations de moteurs, Abdul Rahman et al. (2021) [58], García et al (2022) [59]. Afin d'explorer des géométries alternatives de chauffages, un moteur Stirling solaire de type alpha avec un mécanisme de traction en Ross a été développé pour une unité de micro-cogénération à usage expérimental. Dans ce prototype, un échangeur de chaleur non tubulaire destiné aux applications solaires a été installé, dont la géométrie repose sur une surface plate conçue pour absorber l'irradiation solaire directe d'un concentrateur optique conventionnel, et transmettre l'énergie à travers près de mille tôles cylindriques de 10 mm de longueur et 2 mm de diamètre García et al. (2012) [60].



(1) Surface externe du réchauffeur Stirling après 68 h de fonctionnement avec des granulés de bois [59]



(2) Chauffage à ailettes dans un SE à double effet de 1kW utilisé dans une chaudière Whispergen [47].

Figure 1.10 Différentes configurations géométriques des échangeurs de chaleur d'un moteur Stirling, (1), (2)

La caractérisation expérimentale de cet échangeur de chaleur non tubulaire a constitué la base du développement ultérieur d'un modèle CFD capable de simuler et d'analyser diverses conditions de fonctionnement, García et al. (2019) [61]. En utilisant l'air comme fluide de travail, ce prototype a réussi à développer une puissance indiquée d'environ 700 W à des conditions de fonctionnement nominales, comprenant une pression moyenne de 6,9 bar, une température de paroi de l'échangeur de chaleur variant de 600 à 700°C, et une vitesse motrice de l'ordre de 900 tr/min. Ce travail ouvre la voie à d'autres recherches visant à explorer des innovations dans le domaine des échangeurs de chaleur non tubulaires pour les systèmes à moteur Stirling.

Les échangeurs de chaleur présentent plusieurs défis liés à l'optimisation de la conception, à la fabrication et à la maintenance. Parmi ces défis, on trouve l'absence de distribution thermique uniforme, les risques de corrosion, la surchauffe, ainsi que le coût des alliages spéciaux résistants aux hautes températures et hautes pressions Hargreaves, (1991) [62]. De plus, la possibilité d'encrassement des échangeurs de chaleur par les produits de combustion représente un aspect important à évaluer, notamment dans les applications utilisant la biomasse Kuosa et al.(2007) [63], Schneider et al. (2020) [64].

Pour surmonter les limitations géométriques lors de l'adaptation des tubes de chauffage alimentés par des énergies renouvelables, il est envisageable d'utiliser des systèmes de transfert de chaleur intermédiaires. Les récepteurs à tube de chaleur ont été proposés pour des gammes de puissance élevées et basses, Godett et al. (1989) [65], Hoshino et al. (1999)

[66], permettant ainsi d'optimiser le transfert thermique. Une disposition novatrice consiste à placer le moteur au sol et à insérer une chaudière au foyer du concentrateur solaire, ce qui présente l'avantage d'augmenter le nombre de moteurs alimentés par un unique grand miroir, tout en réalisant des économies d'énergie dans le système de suivi solaire Kaliakatsos et al. (2015) [67].

L'amélioration du transfert de chaleur dans les chauffages Stirling demeure un sujet de recherche actif. Grâce aux modèles de dynamique des fluides computationnelle (CFD), il est

Tableau 1.2 Comparaison des réchauffeurs étudiés dans la littérature

Type de l'échangeur de chaleur	Efficacité globale	Références
Tiges inclinées à trois branches	Des simulations numériques ont été réalisées pour étudier l'influence des dimensions géométriques de la tige inclinée sur l'efficacité du transfert de chaleur et le coefficient de friction du tube chauffant lors d'écoulements oscillatoires. Et ils ont montré que grâce à l'utilisation de tiges inclinées à trois branches dans le dispositif de chauffage les performances du moteur Stirling ont considérablement augmenté.	Xin et al (2024) [68]
Échangeur de chaleur à ailettes	Trois formes d'ailerons différentes ont été étudiées dans des simulations de dynamique des fluides (CFD). Les résultats indiquent que l'augmentation de la surface à l'aide d'ailerons conduit à une amélioration de l'absorption de chaleur, avec les ailettes rectangulaires montrant une efficacité maximale de 19 %.	Kumaravelu et al. (2022) [69]
Échangeur de chaleur gaz-gaz en spirale	Augmenter l'efficacité électrique du cogénérateur Stirling fonctionnant au biogaz jusqu'à 22,5 % et accroître les économies de 6 %.	Renzi et al. (2014) [70]
Échangeur de chaleur à tubes et à calandre	Les performances d'un moteur Stirling utilisé pour récupérer la chaleur des gaz d'échappement des moteurs à combustion interne ont été étudiées. Les résultats indiquent que l'efficacité maximale est obtenue lorsque les gaz d'échappement influencent les deux ensembles tubulaires de l'appareil de chauffage. Environ 42,9 % de la chaleur perdue est récupérée par le système de chauffage, produisant 0,35 kW de puissance mécanique, ce qui correspond à un rendement SE de 15,8 %.	Catapano et al. (2021) [71]

5.3. Le régénérateur

Le régénérateur, élément clé du moteur Stirling, est un milieu poreux à la géométrie spécifique selon le type de moteur, traversé par un flux froid lors de la compression et par un flux chaud lors de la détente, agissant comme une barrière thermique entre les deux sources de chaleur. Hachem et al. (2016) [72]. Nimvari et al. (2012) [73] ont étudié l'impact de deux configurations d'une couche de milieu poreux (centrée et en bordure) sur le flux en faisant varier le nombre de Darcy. Ils ont prouvé que l'accroissement du nombre de Darcy provoque une hausse du flux dans la couche poreuse. Jiang, P. et al. (1997) [74], ont également observé que l'inclusion de matériau poreux dans un canal à plaques améliore le coefficient de transfert de chaleur de

cinq à douze fois, mais cela se fait au prix d'une augmentation de la chute de pression. Selon Timoumi et al. (2008) [75], le matériau utilisé pour la matrice du régénérateur joue un rôle crucial dans l'efficacité des moteurs Stirling. Pour minimiser les pertes de conductivité et optimiser les transferts thermiques, un matériau ayant une faible conductivité et une forte capacité thermique, tel que l'acier inoxydable ou l'acier standard, est requis.

Dans leur étude, Gheith et al. (2015) [76], ont effectué des tests sur quatre matériaux distincts (cuivre, aluminium, Monel 400 et acier inoxydable) et ont conclu que l'acier inoxydable était le matériau le plus adapté pour le régénérateur, présentant une porosité de 85 %, en ce qui concerne les moteurs Stirling de configuration gamma. Il a été constaté que la puissance de sortie du moteur est sensible au matériau utilisé, le cuivre entraînant des problèmes d'oxydation. Alkam et al. (2001) [77] ont mis en évidence que les matériaux à haute conductivité thermique peuvent améliorer le transfert de chaleur. Hachem et al. (2023) [78] ont réalisé une caractérisation numérique d'un moteur Stirling de configuration gamma. Leur étude a montré que la puissance mécanique était affectée par l'efficacité de l'échangeur thermique, les paramètres du régénérateur du moteur étant des éléments cruciaux. Chen, W. L et al. (2014) [79] ont souligné la nécessité d'une matrice de régénérateur avec une grande capacité de stockage thermique pour des applications spécifiques, ainsi que l'importance de l'utilisation de matériaux métalliques spécifiques lors de la construction de la matrice de régénération. Cette caractéristique est étudiée pour des applications spécifiques relatives aux matériaux de stockage.

Pour caractériser les régénérateurs aussi, une étude menée par Dai et al. (2018) [80] a montré que l'utilisation de réservoirs de chaleur plus petits, en divisant le régénérateur en sous-régénérateurs, peut entraîner une efficacité supérieure. Toutefois, une distribution de température inégale est nécessaire pour atteindre une efficacité supérieure à 50 %. Une autre étude réalisée par Nielsen et al. (2019) [81], a indiqué que le nombre de sous-régénérateurs utilisés limite l'efficacité maximale du régénérateur qui peut être atteinte. Par exemple, un minimum de 19 sous-régénérateurs doit être employé pour obtenir une efficacité du régénérateur de 95 %, mais cela entraîne une augmentation du volume mort et une perte considérable qui détériorent les performances du moteur Stirling. Les propriétés thermophysiques du régénérateur sont les facteurs influents les performances du moteur. Il reste à déterminer quelle plage de valeurs offre un meilleur flux de chaleur dans un milieu poreux utilisé dans le moteur.

6. Optimisation et caractéristiques du moteur Stirling

6.1. Effet du fluide de travail

Le choix du fluide de travail utilisé exerce une grande influence sur l'optimisation des performances et de l'efficacité énergétique d'un moteur Stirling. Le fluide de travail, généralement à l'état gazeux, joue un rôle essentiel dans le transfert de chaleur à l'intérieur du moteur. Grace à leur conductivité thermique considérable et leur viscosité faible qui facilite un échange de chaleur efficace tout en minimisant les pertes liées à la friction, l'utilisation de gaz légers tels que l'hélium et l'hydrogène est généralement favorisée. Toutefois, l'influence du fluide de travail va bien au-delà d'une simple optimisation du transfert thermique. Cet élément affecte également la pression et le volume des cycles thermodynamiques ; cela a un impact direct sur l'efficacité et la performance du moteur. De plus, le choix du fluide de travail doit correspondre aux caractéristiques du régénérateur, un élément crucial du moteur qui affecte les pertes de pression et les mécanismes de transfert thermique interne.

Tableau 1.3 Travaux antérieurs sur le choix du fluide de travail

Fluide de travail	Moteur Stirling	Paramètres optimaux	Performance optimale	Référence
Helium	100W-Beta	- Une pression de 2.96 MPa - Une vitesse de 1120tr/mn	- Une puissance indiquée 165 W - Efficacité de cycle 16.5%	Ni et al. (2016) [84]
Azote	STE 1008-Gamma	- Une pression de 2 bar - Une température chaude de 800°C - Une vitesse de 500 rpm	- Une puissance 630 W	Gbashi et al. (2023) [85]
Un mélange Air +Hélium	Gamma	- Un pourcentage de l'hélium dans l'air de 34.6 %, - Une Vitesse de rotation 614 rpm, - Une pression de pressure at 4.5 bar, - Une température de chauffage 597°C.	- Une puissance 249 W - Efficacité 6.8 % - Perte de chaleur 2871 W	Vaziri et al (2024) [86]
Azote	Moteur Stirling à double effet	- Pression=135 bar - Vitesse de rotation=250 min ⁻¹	Puissance indiquée 3.8 kW	Alberti et al. (2014) [87]

Conformément à Alfarawi et al. (2014) [82], un modèle thermodynamique a été élaboré pour simuler le fonctionnement d'un moteur Stirling de type Gamma, en vue d'examiner l'effet du gaz utilisé et de la composition du régénérateur sur son rendement. Dans leur recherche, ils ont fait appel à l'hélium et à l'azote comme gaz fonctionnels. Les résultats ont indiqué que l'hélium avait accru la puissance de l'arbre de 49 %, alors que l'azote autorisait une hausse de

35 %. Selon Doğan et al (2023) [83], l'emploi d'un cylindre déplaceur doté de 120 fentes, associé à de l'hélium en tant que fluide de travail, a permis d'obtenir un rendement thermique optimal de 45,50 %. Par ailleurs, cette configuration a également conduit à la plus faible destruction d'énergie observée.

6.2. Effet de Gradient de température

Le gradient de température entre les sources chaude et froide est crucial pour le moteur Stirling. Toutefois, une source chaude plus élevée améliore l'efficacité en augmentant l'absorption de chaleur, la pression et le volume des gaz. Certes, un excès peut endommager les composants. Toutefois, il est crucial de préserver un gradient de température optimal, car des températures excessives peuvent occasionner des tensions matérielles et détériorer les éléments du moteur. Plusieurs travaux ont étudié l'effet du gradient de température sur les performances thermiques et dynamiques du moteur Stirling tel que les travaux de Chen et al. (2015) [34]. Ils ont étudié (numériquement) à l'aide un code CFD le fonctionnement du moteur Stirling de type gamma et ils ont montré que la puissance et le rendement augmentent avec l'augmentation du gradient de température ($T_H - T_C$), cependant, leurs comportements par rapport à cette augmentation sont différents. La puissance augmente presque linéairement avec l'augmentation de gradient de température tandis que le rendement augmente plus rapidement mais avec ralentissement marqué lorsque la valeur diminue. Karabulut et al. (2019) [88], ont aussi montré que pour un moteur Stirling type à piston libre lorsque l'écart de température entre les extrémités chaude et froide varie de 360 K à 600 K, le travail cyclique et l'efficacité thermique varient respectivement entre 98,12 J et 256,2 J, et entre 13,84 % et 20,74 %. Cette analyse indique que, tant que la température de l'extrémité chaude reste supérieure à 800 K, le moteur Martini étudié ici produira une quantité significative de travail et offrira une efficacité thermique acceptable.

Chaque moteur et application ont un gradient de température optimal qui améliore les performances thermiques et dynamiques. Cependant, ce n'est pas seulement l'écart de température qui compte : dans certains cas, la température de la source chaude doit atteindre une valeur précise pour maximiser l'efficacité.

6.3. Effet de la pression de charge

Un aspect essentiel des performances d'un moteur Stirling est la pression de charge. Ce paramètre a été un sujet de recherche par de nombreux scientifiques comme indiqué dans le tableau 1.4. La densité du fluide de travail augmente avec la pression de charge, ce qui accroît

la quantité de chaleur absorbée et transformée en travail mécanique. Un moteur Stirling se distingue par une génération d'énergie plus performante, due à une pression de charge supérieure, ce qui cause un accroissement de la pression et du volume des gaz durant les étapes de compression et d'expansion du cycle Stirling. Néanmoins, il est essentiel d'atteindre un équilibre idéal, car une surcharge excessive peut entraîner une usure prématurée des pièces du moteur et générer des contraintes mécaniques importantes. Dai et al. (2018) [80]. En revanche, une contrainte trop importante peut dépasser les limites de conception des matériaux, menant potentiellement à une rupture structurelle. En somme, un chargement approprié permet d'améliorer la longévité et l'efficacité d'un moteur Stirling, en assurant le fonctionnement optimal du système global.

Plusieurs recherches étudient les effets de la modification de la pression de charge et du gaz de travail dans un moteur Stirling de type gamma comme celle retenue par Oberweis et al. (2011) [89], dans le cas de l'utilisation de l'air, l'amélioration de l'efficacité par rapport à la pression est moins significative au-delà de 7,5 bars, avec une hausse de moins de 4 % entre 7,5 et 15 bars. Dans l'étude de Aksoy et al. (2017) [90], ils ont conçu et évalué un moteur Stirling de type bêta équipé d'un système d'entraînement rhombique dans diverses conditions expérimentales. Les tests ont été effectués à des températures de 600°C et 800°C, en utilisant cinq niveaux de pression de charge distincts qui varient de 1 à 5 bars, avec des augmentations d'un bar. Les données ont indiqué que le couple maximal du moteur était de 18 Nm, tandis que sa puissance maximale atteignait 1215 W.

Tableau 1.4 Travaux antérieurs sur l'effet de la pression de charge

Type de moteur Stirling	Pression de charge optimal	Paramètres optimaux	Efficacité	Référence
Beta	4 bar	Vitesse de rotation 722 tr/min. Température de chauffage 600-800°C	1,2 kW	Aksoy et al. (2017) [90]
Gamma	8 bar	Débit d'eau de refroidissement : 8,1 l/min. Température de chauffage : 350 C. Durée de fonctionnement : 7 min.	250W	Gheith et al (2015) [76]
Beta	4 bar	Une température de chauffage 260°C Une vitesse de rotation 600 rpm	183 W,	Karabulut et al. (2010) [88]

Ces résultats ont été enregistrés à des régimes moteur de 612 tr/min et 722 tr/min respectivement, sous une pression de charge de 4 bars. Ces données empiriques offrent une perspective importante sur les propriétés fonctionnelles du moteur Stirling en présence de charges différentes, mettant en avant sa capacité pour diverses applications énergétiques.

6.4. Optimisation et caractéristiques de régénérateur

Un régénérateur est un échangeur de chaleur à grande capacité, constitué d'un matériau poreux comme schématisé dans (Fig1.12) est-il capable d'absorber et de restituer la chaleur de manière alternée au fluide de travail durant les phases isochores du cycle thermodynamique.

Le tableau 1.5 présente un résumé de travaux de littérature sur la caractérisation de régénérateurs en ajustant son matériau, ses dimensions géométriques et la forme de la matrice poreuse.

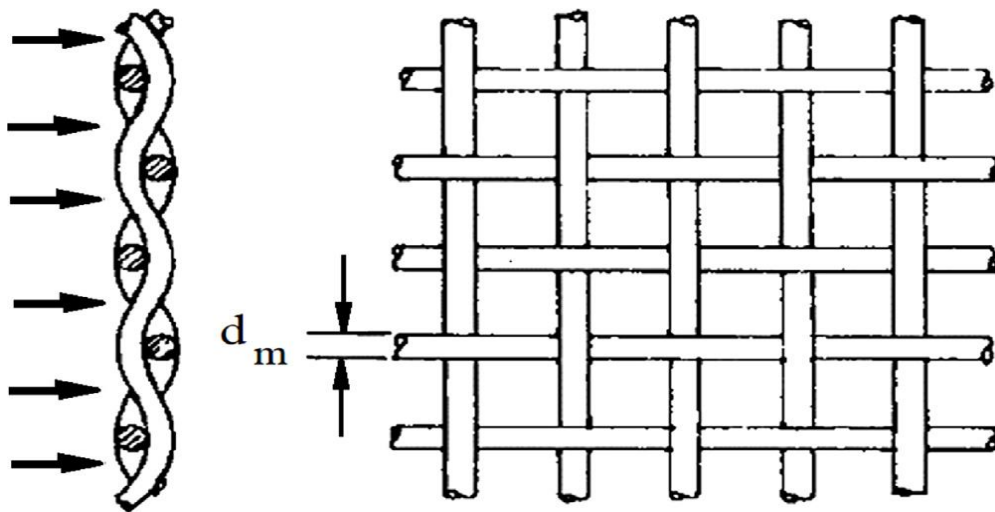


Figure 1.11 Vue de la structure du régénérateur du moteur Stirling Urieli et Berchowicz, (1984) [91]

Ce dispositif agit comme un réservoir thermique temporaire, souvent comparé à une éponge thermique. L'utilisation initiale d'un régénérateur remonte à l'invention du moteur Stirling en 1816, qui est décrit comme un moteur thermique à régénération. Cet échangeur est la clés d'une amélioration considérable du rendement global du moteur.

Tableau 1.5 Revue sur les travaux d'optimisation du régénérateur

Paramètre optimisé	Choix utilisé	Performances trouvées	Remarques	Référence
Matériau	Graphite	Échange deux fois plus de chaleur que les matériaux conventionnels.		Barth & Hofacker. (2009) [92]
	Céramique cellulaire	Alternative viable aux matériaux traditionnels, réduction des coûts.		Abduljalil et al. (2011) [93]
	Acier inoxydable	Meilleur rendement thermique et puissance de freinage, mais sensibles à l'oxydation en présence d'oxygène.	L'oxydation impacte l'échange thermique et la puissance de sortie.	Gheith et al. (2018) [17]
	Monel 400, Acier Inox, Cuivre, Céramique (ZrO ₂)	Monel 400 et acier inoxydable génèrent une puissance indiquée supérieure au cuivre. ZrO ₂ et Monel 400 montrent une puissance de refroidissement minimale.	Le matériau optimal nécessite une bonne capacité thermique volumétrique et une faible conductivité thermique.	Alfarawi. et al. (2016) [82]
	Mousse de cuivre, Maille d'acier inoxydable	Mousse de cuivre : démarrage rapide, transfert de chaleur efficace. Maille d'acier inoxydable : meilleure capacité thermique, stabilité thermique.	Le choix dépend des besoins spécifiques (rapidité vs capacité de stockage thermique)	Wu et al. (2023) [94]
Géométrie		Régénérateurs courts plus efficaces à haute vitesse de rotation pour minimiser la perte de charge.	Haute porosité recommandée pour optimiser puissance et efficacité à haute vitesse	Sheykhi et al. (2023) [95]
		Régénérateurs à flux incliné : augmentation substantielle de la puissance (16,6 %), de l'efficacité thermique (38,3 %) et énergétique (37,2 %).	Amélioration significative par rapport aux régénérateurs à flux transversal.	Yu et al. (2024) [96]
Forme de la matrice poreuse	Mousse d'aluminium	La comparaison entre une matrice composée de billes métalliques et une matrice en mousse d'aluminium fabriquée par réplcation a révélé que la mousse d'aluminium offre un transfert de chaleur nettement supérieur tout en induisant une chute de pression significativement plus faible par rapport au régénérateur constitué de billes métalliques.	Les treillis métalliques, courants en Cry réfrigération, offrent une grande surface spécifique. Les régénérateurs en acier inoxydable, grâce à leur forte capacité thermique et faible conductivité longitudinale, surpassent les mousses d'aluminium.	Barari et al. (2013) [97]
	Feutre d'acier inoxydable	Une matrice uniforme avec un facteur de remplissage réduit et des fils plus fins que ceux du régénérateur du Stirling SM5 a atténué les oscillations locales de température tout en amplifiant les oscillations globales, améliorant ainsi l'efficacité du moteur.		Andersen et al. (2006) [98]
	Grille métallique tissée	Caractérisation du flux et du transfert de chaleur de matrices en treillis métallique tissé (empilées et enroulées, 63 % de porosité) dans un régénérateur Stirling en flux unidirectionnel. La configuration empilée offre de meilleures performances en termes de chute de pression et de transfert thermique		Costa et al. (2015) [99]

6.4.1. Effet du matériau de la mousse poreuse

Le type de matériau qui compose la matrice régénératrice a une importance capitale dans la production de couple et l'efficacité thermique du moteur Stirling. Chaque métal possède des caractéristiques thermo-physiques uniques qui ont un impact sur l'efficacité du régénérateur. L'acier inoxydable, grâce à sa capacité de résister à la corrosion et sa robustesse, peut

présenter une efficacité thermique satisfaisante et une durée de vie prolongée. Toutefois, sa conductivité thermique est moins performante que celle du cuivre ou de l'aluminium. Grâce à sa conductivité thermique, le cuivre a la capacité d'améliorer la vitesse de transfert de chaleur, ce qui renforce l'efficacité thermique. Cependant, il est davantage exposé à l'oxydation et peut se révéler plus onéreux. Même si l'aluminium est léger et présente une excellente conductivité thermique, il peut ne pas égaler la durabilité de l'acier inoxydable. Les alliages de lanthane et de nickel possèdent une diffusivité très élevée en raison de leur faible conductivité thermique Briki et al (2018) [100], ce qui en fait de bons candidats pour le stockage de l'énergie. Cependant, leur coût élevé constitue un inconvénient majeur. Il est essentiel de choisir avec précision le matériau du régénérateur pour parvenir à une harmonie entre performances thermiques, tenue mécanique, et coût raisonnable.

6.4.2. Arrangement de la mousse poreuse

La disposition des matériaux au sein de la matrice joue également un rôle, le régénérateur en mousse de cuivre démarre plus rapidement grâce à ses propriétés exceptionnelles de conductivité thermique. Comme le souligne Wu (2023) [94], dans ses études, le régénérateur à mailles en acier inoxydable possède une capacité thermique supérieure. Cela permet d'optimiser la performance énergétique du système en améliorant sa capacité de rétention et de gestion de la chaleur. Dans les dispositifs Stirling, on utilise souvent deux sortes de régénérateurs, le régénérateur à anneau et le régénérateur en forme de cylindre, comme l'illustrent les figures (1.13) et (1.14).

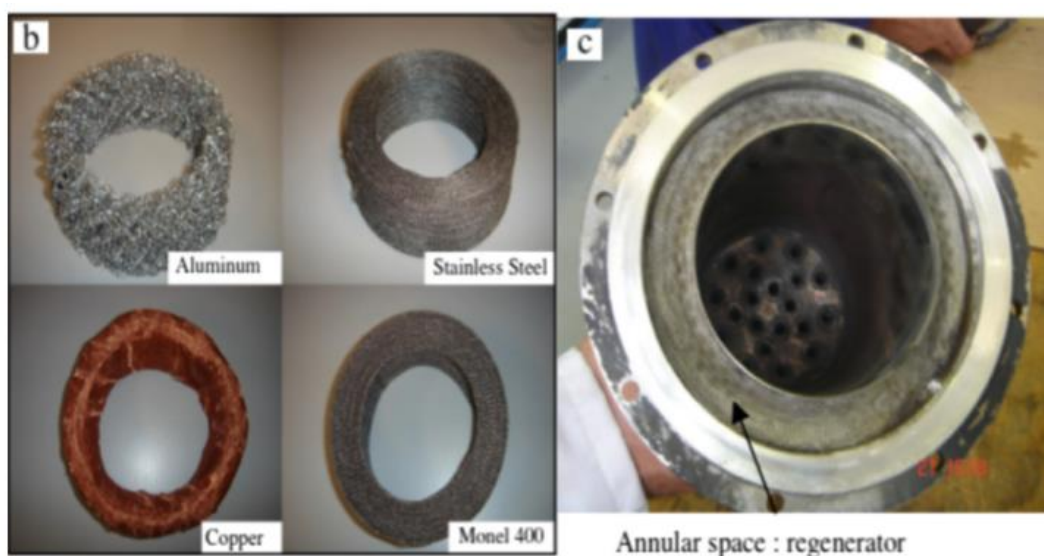


Figure 1.12 Régénérateur à anneau dans un moteur Stirling Gamma. (2018) [17]

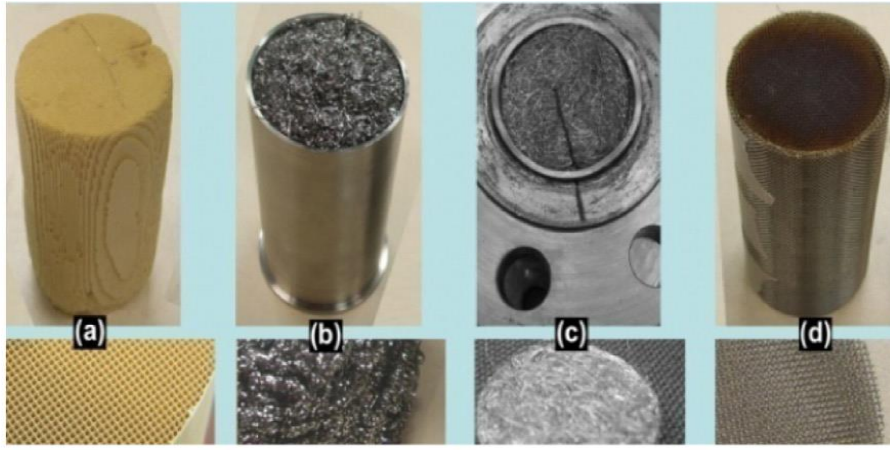


Figure 1.13 Matériau constitutif du régénérateur cylindrique utilisé dans la SE thermo acoustique SE (a) support de catalyseur en céramique (b) "racleurs" en acier (c) "laine" en acier inoxydable et (d) treillis métallique en acier [93].

Conclusion

Dans ce chapitre le paradoxe des moteurs Stirling a été analysé, ce qui conjugue une solidité thermodynamique théorique à des difficultés pratiques persistantes. Bien que ces systèmes aient réussi dans certaines situations, leur mise en œuvre à grande échelle rencontre des défis technico-économiques : des pertes d'énergie irréversibles, des coûts élevés pour les matériaux de haute performance et une gestion compliquée des régimes transitoires. Cependant, les récentes innovations intensifient leur potentiel et la modélisation multiphysique ouvre désormais la voie à une nouvelle conception. Parallèlement, l'emploi de matériaux poreux spécifiques optimise les régénérateurs, augmentant leur adéquation pour la récupération de chaleur résiduelle et la micro-cogénération.

Dans ce cadre, notre recherche met en évidence un prototype novateur de micro-cogénération bifonctionnelle, combinant des modèles thermodynamiques de haute précision et une optimisation dirigée par l'intelligence artificielle. Cette méthodologie offre non seulement l'opportunité d'identifier les facteurs clés influençant l'efficacité, mais aussi de modifier dynamiquement les conditions de fonctionnement afin d'optimiser le rendement.

Cette étude propose des applications concrètes visant à incorporer les moteurs Stirling dans le cadre de la transition énergétique, en exploitant leurs contraintes existantes comme vecteurs d'innovation prioritaires.

Chapitre 2

Régénérateur : Notions de base et lois utilisées

1.Introduction

L'objectif de ce chapitre est d'explorer en détail les propriétés géométriques et physiques du régénérateur. Nous expliquons les diverses grandeurs physiques et mathématiques, ainsi que les équations et les lois qui interviennent dans la modélisation mathématique du régénérateur.

Nous commençons par une description des milieux poreux constituant le régénérateur et de leurs propriétés physiques, puis nous présentons un aperçu des connaissances relatives à la modélisation mathématique et aux équations régissant ces types de milieux.

2. Caractéristiques physiques du régénérateur

2.1. Porosité

La porosité est définie comme la fraction entre l'espace occupé par les particules fluides et l'espace total et qui peut être exprimé par un pourcentage de 0 à 100 % ou par une fraction volumique entre 0 et 1. La structure à l'échelle micro et nano du milieu poreux est représentée dans la figure 2.1 par les travaux de Najafi et al. (2018) [101]. On définit la porosité par la relation (2.1) :

$$\varepsilon = \frac{\text{Volume des pores}}{\text{volume totale}} = \frac{V_T - V_S}{V_T} = 1 - \frac{V_S}{V_T} \quad (2.1)$$

Avec V_T et V_S représente respectivement le volume total et le volume de la partie solide.

Cette grandeur dépend de la taille des pores ainsi que de leur topologie, incluant leur forme et leur structure. Bien que sa mesure directe soit impossible, plusieurs méthodes permettent d'évaluer les paramètres nécessaires à son calcul. Parmi celles-ci, on peut citer la méthode de saturation, la méthode de Purcell élaborée par Bear (1972) [102], et l'imagerie par résonance magnétique nucléaire donnée par Götz et al. (2002) [103]

Divers modèles approximatifs existent pour décrire la variation de la porosité dans un milieu poreux :

Modèle oscillatoire amorti :

$$\varepsilon = \varepsilon_{\infty} [1 + c_1 \exp\left(\frac{-c_2 x}{dp}\right) \cos\left(\frac{2\pi x}{dp}\right)] \quad (2.2)$$

Ou c_1 et c_2 sont deux constantes et dp le diamètre de pore.

Modèle de porosité moyenne :

$$\varepsilon = \varepsilon_{\infty} \left[1 + \left(\frac{dp}{W}\right)^3\right] \quad (2.3)$$

Avec W : la longueur caractéristique du système donnée par Fand et al. (1993) [104].

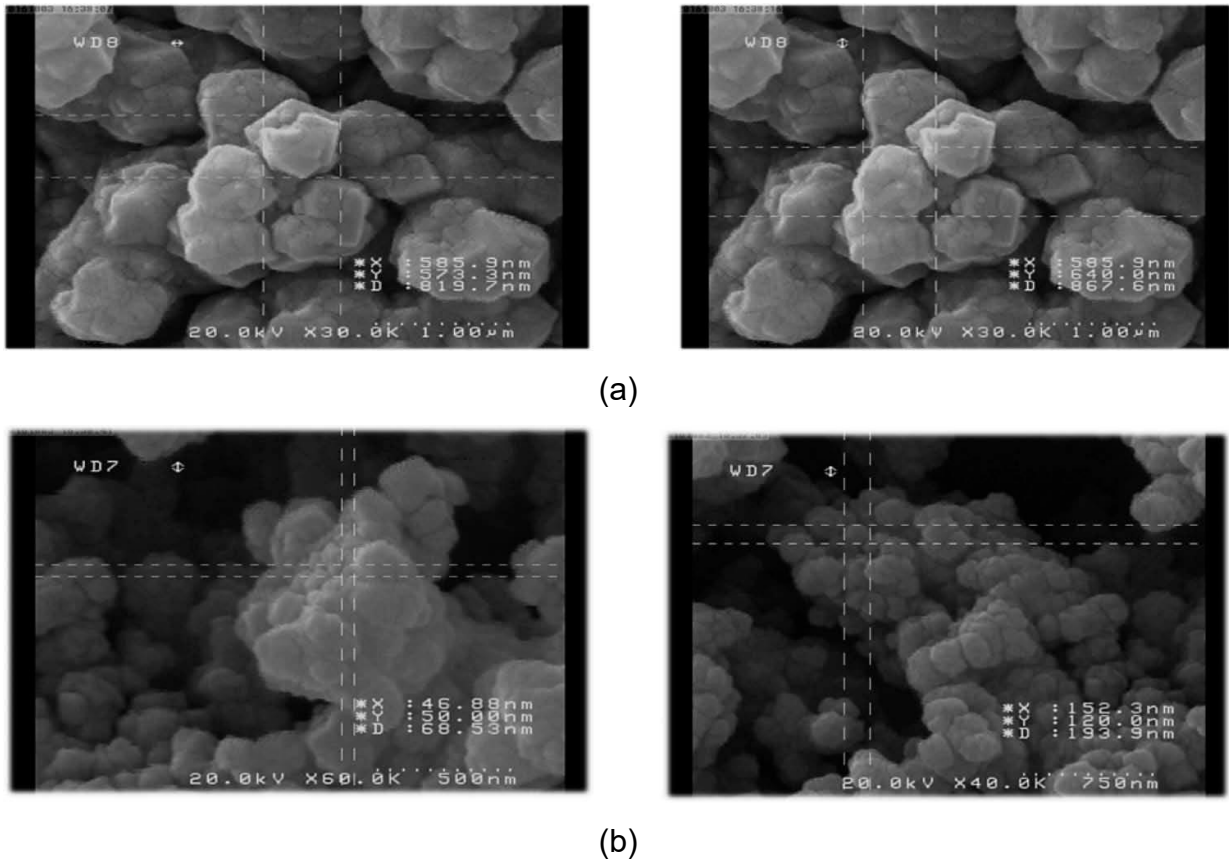


Figure 2.1 (a) Image SEM de la surface de la matrice dans le régénérateur metfoam, (b) Image MEB de la surface de la matrice dans le régénérateur nano metfoam [101]

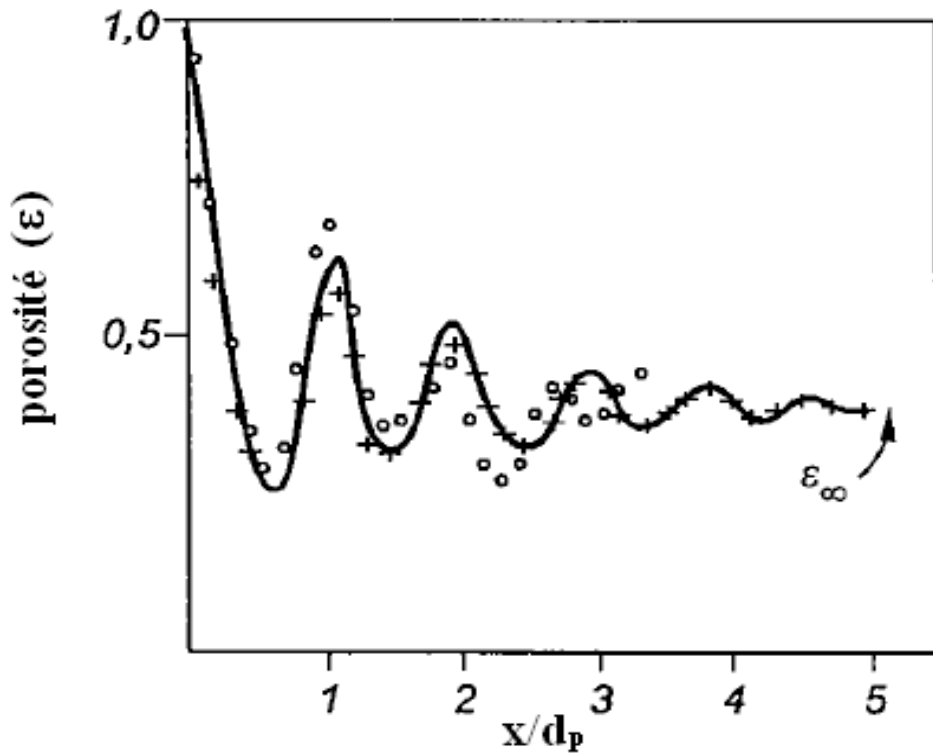


Figure 2.2 Évolution de la porosité dans un lit de sphères [105].

Modèle exponentiel amorti pour lits cylindriques :

$$\varepsilon = \varepsilon_{\infty} + (\varepsilon_0 - \varepsilon_{\infty}) \cdot \exp\left(-\frac{N(r_{rad} - r_0)}{d_p}\right) \quad (2.4)$$

où, ε_0 , est la porosité coté paroi, N est une constante et r est la distance radiale et r_0 est le rayon du lit cylindrique emballé.

2.2. Perméabilité

La perméabilité d'un milieu poreux, notée K , traduit sa capacité à laisser circuler un fluide (liquide ou gaz) à travers lui. Elle dépend non seulement de la porosité du milieu, mais aussi de la structure de sa matrice solide.

Les premières études expérimentales sur la perméabilité remontent à 1856 avec les travaux de Darcy. Il a injecté un fluide incompressible de viscosité μ dans un tube contenant un filtre poreux homogène. En mesurant le débit ainsi que les pressions P_1 et P_2 à la base et au sommet du tube, il a mis en évidence une relation entre ces pressions, les caractéristiques géométriques du tube (section S et hauteur h) et le débit Q qui s'exprime sous la forme suivante.

$$Q = S \frac{K}{\mu} \frac{P_2 - P_1}{h} \quad (2.5)$$

où K représente la perméabilité intrinsèque du milieu poreux. Cette dernière s'exprime en Darcy, unité définie comme la perméabilité d'un matériau possédant une section de 1 cm^2 et une longueur de 1 cm , soumis à une différence de pression de 1 bar , et traversé par un fluide s'écoulant à une vitesse de filtration de 1 cm/s . En unités du système international

$$1 \text{ Darcy} = 9,87 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2$$

On peut trouver trois catégories de perméabilité :

- La perméabilité intrinsèque ou absolue : elle se réfère à la perméabilité déterminée lorsqu'un seul type du fluide occupe le milieu poreux.
- La perméabilité effective : c'est la capacité d'un milieu à laisser passer un fluide en présence d'autres fluides qui ne se mélangent pas.
- La perméabilité relative : il s'agit du ratio entre la perméabilité effective et la perméabilité intrinsèque.

Par ailleurs, on peut déterminer la perméabilité en utilisant des géométries spécifiques du milieu, via la porosité et une dimension caractéristique de la matrice solide à l'échelle des pores. On remarque particulièrement :

1) La relation de Kozeny-Carman donnée par Kozeny (1952) [106] :

$$K = \frac{d^2 \cdot \varepsilon^3}{36 C_0 (1 - \varepsilon)^2} \quad (2.6)$$

Où d représente une caractéristique dimensionnelle des composants de la matrice poreuse et C_0 est une constante qui varie en fonction de la forme des grains

$$(3,6 < C_0 < 5).$$

2) La relation d'Ergun présentée dans son étude (Ergun, 1952) [107] semblable à la relation (2.6), est établie en considérant un écoulement unidirectionnel au sein d'une colonne poreuse constituée de particules sphériques de diamètre d . La colonne est soumise à un gradient de pression.

$$K = \frac{d^2 \cdot \varepsilon^3}{150(1 - \varepsilon)^2} \quad (2.7)$$

3. Approche de l'écoulement dans un milieu poreux

Cette section passe en revue les différentes lois d'écoulement appliquées aux milieux poreux afin de rationaliser la sélection des modèles adoptés dans cette étude. La littérature propose de multiples cadres pour représenter les équations de quantité de mouvement dans les systèmes poreux, les approches variant en fonction du comportement de l'écoulement (par exemple, laminaire, turbulent ou multiphasique) inhérent à ces milieux.

Un milieu poreux est caractérisé par un diamètre hydraulique d_h qui dépend de la porosité :

$$d_h = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} d_w \quad (2.8)$$

avec d_w , est le diamètre du fil.

Pour définir le régime de l'écoulement, on introduit le nombre de Reynolds défini par la relation suivante :

$$Re = \frac{\rho u d_h}{\mu} \quad (2.9)$$

Ainsi le coefficient de transfert convectif h dans le milieu poreux dépend du nombre de Nusselt Nu , de la conductivité thermique du matériau λ ainsi que du diamètre hydraulique d_h .

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_h} \quad (2.10)$$

On effectue les calculs du nombre de Nusselt, du nombre de Peclet et du nombre de Prandtl comme suit pour le cas d'une convection forcée dans un milieu poreux isotrope et homogène saturé par un fluide et pour de faible nombre de Reynolds :

$$Nu = (1 + 0.99 Pe^{0.66}) \cdot \beta^{1.79} \quad (2.11)$$

avec β le rapport de conductivité thermique effective

Le nombre de Peclet est défini comme suis.

$$Pe = Pr Re \quad (2.12)$$

Dans le cas d'un écoulement tourbillonnaire, on adopte la corrélation de Gnielinski (2002) [108] :

$$Nu = \frac{\frac{f}{8}(Re - 1000)}{1 + 12.7\sqrt{\frac{f}{8}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D}{Lt}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad (2.13)$$

Pr est le nombre de Prandtl, D est le diamètre, Lt est la longueur totale et f est un facteur de frottement trouvé à partir de la relation de Blasius :

$$f = 0.079.Re^{-0.25} \quad (2.14)$$

Cette relation, est applicable pour les conditions suivantes :

- $0 < \frac{D}{L} < 1$
- $0.6 < Pr < 2000$
- $2300 < Re < 10^6$

3.1. Modélisation de transfert thermique dans le régénérateur

Pour étudier les transferts thermiques dans un milieu poreux, certains chercheurs considèrent le milieu poreux comme un milieu homogène unique. Cette approche permet de résoudre une seule équation de la chaleur, correspondant au modèle à une température, également connu sous le nom de modèle d'équilibre thermique local (ETL). Une autre approche consiste à distinguer deux milieux distincts : le milieu solide et le milieu fluide. Dans ce cas, deux champs de température sont définis, conduisant à l'établissement de deux équations de la chaleur. Ce modèle est appelé modèle à deux températures ou modèle de non-équilibre thermique local.

Ce paragraphe introduit les deux modèles thermiques : le modèle d'équilibre thermique local (ETL) et le modèle de non-équilibre thermique local (NETL). Nous incluons aussi une explication détaillée de l'élaboration des équations et des lois qui gouvernent ces modèles.

3.1.1. Equilibre thermique local (ETL)

Dans cette situation, on suppose que la température de la phase fluide et celle de la phase solide sont identiques, soit : $T_s = T_f = T$

L'équation de transfert de chaleur dans un milieu poreux, en supposant un équilibre thermique local et en intégrant la théorie de la prise en moyenne, s'exprime de la manière suivante

d'après Carbonell et Whitaker. (1984) [109], Zanotti et Carbonell. (1984) [110], et Quintard et Whitaker. (1993) [111].

$$(\rho C p)_{eff} \frac{\partial T}{\partial t} = (\rho C p)_f \nabla(\vec{V}T) = \nabla(\lambda_{eff} \nabla T) \quad (2.15)$$

Dans cette équation le terme $((\rho C p)_{eff})$ représente la chaleur volumique équivalente du milieu poreux, définie par l'expression suivante :

$$(\rho C p)_{eff} = \varepsilon(\rho C p)_f + (1 - \varepsilon)(\rho C p)_s \quad (2.16)$$

$(\rho C p)_f$, et $(\rho C p)_s$, représentent respectivement les chaleurs volumiques des phases fluide et solide. ε Correspond à la porosité du milieu poreux, avec λ_{eff} est la conductivité équivalente du milieu poreux. Différentes expressions existent dans la littérature pour son calcul. D'après la loi de Zehner et Schlunder (1970) [112], cette conductivité équivalente est donnée par :

$$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_f} = [1 - \sqrt{1 - \varepsilon}] + \frac{2\sqrt{1 - \varepsilon}}{(1 - \sigma B)} \left[\frac{(1 - \sigma)B}{(1 - \sigma B)^2} \ln\left(\frac{1}{\sigma B}\right) - \frac{B + 1}{2} - \frac{B - 1}{1 - \sigma B} \right] \quad (2.17)$$

avec λ_f , et λ_s les conductivités thermiques des phases fluide et solide respectivement. Et $\sigma = \frac{\lambda_f}{\lambda_s}$

3.1.2. Modèle de non-équilibre thermique local

Dans un volume élémentaire du milieu poreux, ce modèle identifie séparément les températures de la phase fluide et de la phase solide. L'explication des transferts thermiques entre les deux phases se fait par le biais d'un coefficient de transfert thermique.

Les équations énergétiques en milieux poreux, selon un modèle de non-équilibre thermique local (NETL), se présentent de la manière suivante :

Équation d'énergie associée à la phase fluide

$$(\rho C p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho C p)_f \nabla(\vec{V}T_f) = \nabla(\lambda_f \nabla T_f) - h_{fs} a_{fs} (T_f - T_s) \quad (2.18)$$

Équation d'énergie associée à la phase solide

$$(1 -)(\rho C p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1 -)\nabla(\lambda_s \nabla T_s) - h_{fs} a_{fs} (T_f - T_s) \quad (2.19)$$

avec T_f et T_s , les températures des phases fluide et solide respectivement, et h_{fs} est le coefficient de transfert de chaleur entre la phase fluide-solide par unité de volume et exprimé par la relation de Wakao et al. (1979) [113].

$$h_{fs} = \frac{\lambda_f}{d} \left(2 + 1.1 Pr_f^{0.33} \left(\frac{vd}{v_f} \right)^{0.6} \right) \quad (2.20)$$

avec Pr_f , v_f , λ_f et v , le nombre de Prandtl, la viscosité cinématique, la conductivité thermique et la vitesse du fluide respectivement.

4. Loi d'écoulement dans un milieu poreux (régénérateur)

4.1. Loi de Darcy

La première recherche approfondie concernant l'écoulement dans les milieux poreux est attribuée à Darcy, et remonte à 1856.

Dans l'article intitulé « Les fontaines de la ville de Dijon », l'auteur a formulé une loi généralisant des tests réalisés grâce à des filtres. Darcy, (1856) a été le premier à suggérer une équation d'écoulement unidimensionnel stationnaire pour un fluide dans un milieu poreux saturé. En s'appuyant sur des observations expérimentales, Darcy a démontré que la vitesse d'infiltration d'un liquide à travers un lit poreux de longueur L est proportionnelle à la pente du gradient de pression motrice $P_m = P + \rho g z$ entre l'entrée et la sortie.

$$q_v = \frac{k}{\mu} S \cdot \frac{\Delta P}{L} \quad (2.21)$$

avec, μ et k , illustrent respectivement la viscosité dynamique du fluide et la perméabilité du matériau poreux.

L symbolise la longueur d'un échantillon de surface S qui est indépendante du type du fluide et dépend uniquement de la forme géométrique du milieu.

Cette loi peut être étendue à deux dimensions et en présence de la gravité, et elle se présente sous cette forme :

$$\vec{\nabla}P = \rho \vec{g} - \frac{\mu}{k} \vec{V} \quad (2.22)$$

4.2. Loi de Darcy-Brinkman

Brinkman (1947, 1948) [114 et 115], a étendu la loi de Darcy en intégrant un facteur de dissipation visqueuse. Brinkman cherchait à obtenir une formule pour la perméabilité d'un milieu poreux composé de particules sphériques. Il a superposé les forces de frottement visqueux aux forces issues de la résistance générée par la présence de la matrice poreuse. La forme suivante est alors adoptée pour cette loi de Darcy modifiée :

$$\vec{\nabla}P = \rho \vec{g} - \frac{\mu}{k} \vec{V} + U_{eff} \nabla^2 \cdot \vec{V} \quad (2.23)$$

U_{eff} Représente la viscosité effective du milieu poreux.

On appelle cette loi empirique la loi de Darcy-Brinkman. Le second terme du membre droit de l'équation précédente correspond au terme de Darcy, tandis que le troisième se rapporte à celui de Brinkman.

Brinkman a employé l'équation d'Einstein initialement suggérée pour calculer la viscosité effective d'une suspension : $\mu_{eff} = \mu(1 + 2.5(1 - \varepsilon))$. Neale et Nader, (1974) [116], ainsi que Beckermann et al., (1988) [117] ont démontré par le biais d'expérimentations que la viscosité équivalente du milieu est identique à celle du fluide. ($\mu_{eff} = \mu$). Par le biais d'une étude expérimentale, Lundgren, (1972) [118] a démontré que la viscosité effective est fonction de la viscosité du fluide et de la porosité du matériau poreux. Bear et Bachmat, (1990) [119] ont démontré que pour un milieu poreux isotrope, la viscosité effective dépend de la porosité ε .

Pour le calcul de la viscosité effective d'une suspension

4.3. Loi de Darcy- Brinkman-Forscheimer

On peut également combiner les effets de Forchheimer et de Brinkman avec le modèle de Darcy. On parvient donc à la loi modifiée de Darcy-Forchheimer-Brinkman (DFB) suivante.

$$\frac{dP}{dx} = \frac{\mu}{K} u - \frac{F\rho}{K^2} u^2 + \mu_{eff} \nabla^2 u \quad (2.24)$$

Le graphique dans la figure 2.4 représente la transition du régime de Darcy au régime de Forchheimer, tel que détaillé par Ward (1964) [120]. Elle illustre la variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour un écoulement unidirectionnel isotherme le long de l'axe des abscisses x . Dans le cadre de cette étude, nous définissons le coefficient de frottement et le nombre de Reynolds en considérant la racine carrée de la perméabilité du matériau poreux. Passage du régime de Darcy au régime de Forchheimer pour un écoulement unidirectionnel à travers un matériau poreux saturé isotherme.

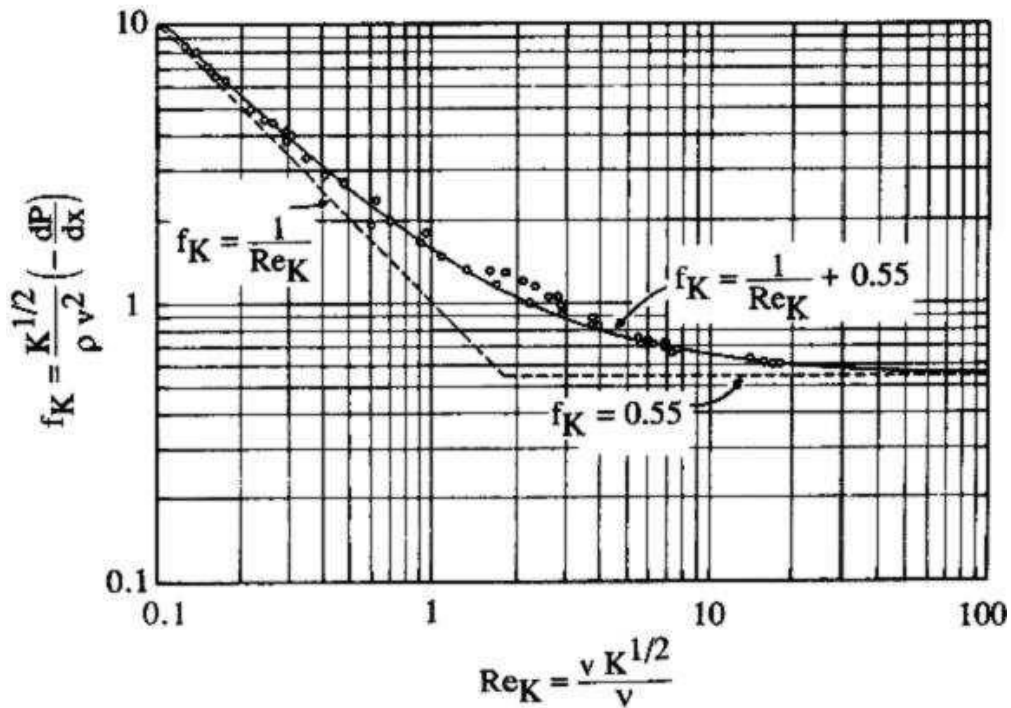


Figure 2.3 Passage du régime de Darcy au régime de Forchheimer pour un flux unidirectionnel à travers un matériau poreux saturé isotherme [120].

5. Critère de performance de régénérateur

5.1. Efficacité

L'efficacité du régénérateur η_{reg} varie de 1 pour un régénérateur idéal à 0 pour l'absence de régénérateur. Pour un système doté d'un régénérateur non idéal elle s'exprime comme suit :

$$\eta_{reg} = \frac{T_C - T_{out-reg}}{T_H - T_C} \quad (2.25)$$

avec T_C est la température de la source froide, T_H la température de la source chaude et $T_{out-reg}$ représente la température à la sortie de régénérateur.

Tlili et al. (2008) [121], ont analysé un moteur Stirling intégrant un système de type Ross Yoke, et élaboré pour des utilisations solaires. Dans ce travail une étude approfondie sur l'impact des

variables du régénérateur sur les performances du moteur Stirling a été présentée. Selon leurs conclusions, une augmentation de la porosité entraîne une diminution du coefficient de frottement et de la perte de charge. L'efficacité du régénérateur peut être modifiée en ajustant le diamètre et la longueur des fils, ce qui modifie la surface mouillée. Xiao et al. (2017) [122], ont supposé que la perte de charge par unité de longueur diminue à mesure que la longueur du régénérateur augmente. Dietrich et al. (2007) [123], a repensé la conception du régénérateur afin de surmonter les effets négatifs des flux de recirculation et d'améliorer la conductivité thermique transversale du matériau du régénérateur.

5.2. Perte de charge

Les moteurs Stirling sont connus pour fonctionner sous des pressions de service élevées pouvant atteindre 200 bars, en fonction des dimensions de la machine Stouffs (2000) [124]. En raison de sa structure poreuse, le régénérateur est le siège d'une perte de charge importante. De nombreuses recherches ont été menées pour caractériser l'écoulement à travers un milieu poreux et évaluer les pertes de charge qui en résultent.

Facteur de frottement a été introduit par Faruoli et al. (2019) [125], calculé comme indiqué :

$$C_f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho v_{max}^2} \quad (2.26)$$

D'autre scientifique tel que, Macdonald et al. (1979) [126], ont exprimé le facteur de frottement comme en fonction de type de sa surface rugueuse ou lisse :

$$C_f = \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} \left(\frac{150}{Re} + b \right) \quad (2.27)$$

avec $b = 1,8$ si la surface est formée de particules lisses.

$b = 4$ si la surface est formée de particules rugueuses.

6. Modélisations numériques et théoriques existantes

L'objectif de notre étude est d'intensifier l'écoulement dans le moteur Stirling en optimisant les transferts thermiques ainsi que l'efficacité de son régénérateur. Pour ce faire, nous devons mener une modélisation numérique par CFD (Computational Fluid Dynamics) permettant de prédire avec précision l'effet de différents paramètres sur les performances du moteur. Dans la section suivante, nous présentons les différentes approches numériques utilisées dans la littérature pour étudier le moteur Stirling.

6.1. Zéro ordre

L'analyse de premier ordre repose sur des données expérimentales. Elle consiste à exprimer directement la puissance fournie par le moteur ou la capacité frigorifique du réfrigérateur Stirling Lanzetta (1997) [127]. Cette méthode a été développée par Beale (1969) [128], qui a proposé une expression semi-empirique permettant de calculer la puissance d'une machine Stirling fonctionnant comme un moteur, selon l'équation suivante :

$$W = K.P.f.V_{sc} \quad (2.28)$$

Où K représente le facteur de correction de la puissance, V_{sc} est le volume balayé de l'espace de compression (m^3) f est la fréquence (Hz), et P correspond à la pression moyenne (Pa).

6.2. Premier ordre

La première analyse du moteur Stirling est l'analyse isotherme, publiée par le professeur Schmidt (1871) [129]. Cette analyse est considérée comme la plus simple et repose sur plusieurs hypothèses simplificatrices : la compression et l'expansion se font de manière isotherme, la régénération est parfaite et la pression est supposée uniforme à travers le moteur. L'analyse adiabatique a été réalisée par Finkelstein (1994) [130]. Il a supposé que le transfert de chaleur dans les espaces de travail se fait par convection, car la variation des températures des gaz conduit à des discontinuités de température. Finkelstein a introduit le concept de températures conditionnelles en fonction de la direction de l'écoulement du gaz de travail. La compression et l'expansion sont considérées comme adiabatiques. Le fluide de travail est modélisé comme un gaz parfait, la pression est uniforme dans le moteur, le régénérateur est parfait et présente une distribution linéaire de température. Aucune fuite du fluide de travail n'est observée et tous les processus sont réversibles. Les analyses adiabatique et isotherme sont dites être des analyses de premier ordre.

L'analyse adiabatique a été revisitée par Lee (1976) [131] et par Urieli et Berchowitz, (1984) [91]. Ces derniers ont également analysé différents moteurs en utilisant le modèle adiabatique idéal. Ils conviennent que les modèles isotherme et adiabatique ne prennent pas en compte les pertes au sein de la machine Stirling. Dans les moteurs réels, l'efficacité théorique obtenue diffère des valeurs expérimentales. En outre, d'après Tlili et al. (2008) [121] ces moteurs présentent de nombreuses pertes, telles que les pertes dues aux fuites de gaz, les pertes par friction, les pertes thermiques, les pertes dues aux mouvements des pistons, et d'autres.

6.3. Second ordre

Dans l'étude du moteur Stirling, les analyses de second ordre visent à ajuster les analyses de premier ordre afin de considérer les pertes thermiques et les pertes dues aux frottements. En effet, les différentes pertes sont considérées indépendantes. Elles peuvent être classées en deux catégories : les pertes de puissance et les pertes thermiques Martini (1983) [132]. Selon Hachem et al. (2015) [72], les pertes peuvent être classées en pertes dues au mouvement du piston, pertes dans les échangeurs de chaleur et pertes mécaniques par friction. En utilisant un modèle numérique de deuxième ordre tenant compte des pertes thermiques, de pompage et de régénération, Bataineh (2018) [133] a démontré qu'il est possible d'améliorer les performances du moteur par : la réduction de la conductivité thermique de la matrice régénératrice, l'accroissement de la capacité thermique du régénérateur, l'optimisation du volume du régénérateur, l'optimisation de la fréquence de fonctionnement et l'optimisation de la masse du gaz de travail.

6.4. Troisième ordre

La modélisation de troisième ordre repose sur la résolution des équations de Navier-Stokes et de conservation de l'énergie pour déterminer les évolutions instantanées de la vitesse, de la pression et de la température du fluide de travail dans chaque espace de travail (chambres de compression et d'expansion ainsi que les trois échangeurs de chaleur). La résolution du modèle étendu de Darcy de Brinkman-Lapwood-Forchheimer est utilisée pour déterminer le transfert de chaleur et l'écoulement dans le milieu poreux (régénérateur). Ces analyses permettent de décrire de manière plus précise les processus thermiques et hydrodynamiques qui se déroulent dans les moteurs Stirling. Xiao et al. (2018) [134], ont tenté d'améliorer un modèle de troisième ordre, Sage, en le complétant par un modèle de deuxième ordre, et ont proposé un modèle analytique simple amélioré qui prend en compte les effets des pertes par fuite d'étanchéité, les pertes dues à l'hystérésis du ressort à gaz et les pertes par friction du piston.

6.5. Simulation numérique (CFD)

Des études récentes en modélisation numérique soulignent l'importance de la CFD comme un outil primordial pour caractériser les échanges thermiques et hydrodynamiques des systèmes énergétiques. Différentes études ont été menées pour réaliser une cartographie précise des champs thermodynamiques d'un régénérateur, mettant en évidence l'influence de sa géométrie sur les pertes. Mohammadi (2018) [135] a confirmé la solidité du modèle $k-\omega$ SST,

démontrant que les variations de puissance liées à la turbulence demeurent en dessous de 1 %, validant ainsi la fiabilité des techniques CFD malgré leur coût en termes de calcul.

Cependant, même si la CFD offre une précision sans pareille en termes de résolution spatiale et temporelle, l'approche thermodynamique d'ordre supérieur se distingue par sa simplicité et son efficacité pour quantifier les irréversibilités globales des systèmes. La complémentarité est prouvée par les recherches de De la Bat et Dobson (2018) [136], qui ont élaboré un modèle consolidé en Fortran 95 pour un moteur Stirling à piston libre (FPSE). En combinant le couplage dynamique des pistons, l'électrodynamique et les équations de conservation grâce à une méthode basée sur les volumes de contrôle, leur démarche mixte a su mettre en correspondance simulations et données expérimentales, tout en mettant en exergue les pertes mécaniques et thermiques comme éléments essentiels entravant l'efficacité. Ces résultats mettent en évidence l'importance d'ajuster simultanément les paramètres thermodynamiques, mécaniques et électromagnétiques afin de parvenir à un équilibre entre efficacité énergétique et stabilité en fonctionnement.

Dans une situation spatiale stricte, de Moura et al. (2022) [137] ont amélioré cette approche en intégrant une analyse exégétique à un modèle Stirling simplifié. Leur étude, centrée sur l'utilisation de l'énergie nucléaire, a évalué l'impact des détériorations thermiques, des pertes régénératives et des rapports de compression variables. Ils ont également affiné les températures de source et de puits pour répondre aux exigences hors planète. Bien que cette approche thermodynamique à temps fini soit moins précise que la Mécanique des Fluides Numérique, elle s'avère indispensable pour évaluer rapidement les configurations possibles dans des situations critiques.

La méthode des volumes finis (MVF) se distingue par sa capacité à allier précision et efficacité. Validée par les travaux de Gedeon et Wood (1996) [138], ainsi que Ibrahim (2009) [139]. Cette méthode paraît excellente dans la résolution des équations aux dérivées partielles régissant les écoulements, notamment pour modéliser les frottements dans les régénérateurs. Sa flexibilité face aux géométries complexes et aux couplages multiphysiques en fait un lien essentiel entre la CFD détaillée et les analyses thermodynamiques globales.

En synthèse, la synergie entre ces approches de la modélisation locale (CFD/MVF) à l'évaluation globale des irréversibilités (thermodynamique de deuxième ordre) constitue un levier essentiel pour concevoir des systèmes énergétiques efficaces.

7. Méthode d'optimisation par plan d'expérience

Pour optimiser les paramètres d'un moteur Stirling, plusieurs techniques existent, comme la méthode univariée, l'algorithme génétique et la planification expérimentale. D'après Goupy et al. (2007) [140], les plans d'expériences sont une approche efficace en recherche scientifique et en industrie. Contrairement à la méthode univariée, ils réduisent le nombre d'essais, permettent d'analyser plusieurs facteurs simultanément et de détecter leurs interactions. Ce qui facilite aussi la modélisation des réponses et améliorent la précision des résultats.

La suite de ce chapitre se concentrera sur cette méthode, non pour en détailler tous les aspects, mais pour en souligner l'importance et préparer les chapitres suivants.

7.1. Principe

Le principe des plans d'expériences (ou DOE, Design of Experiments) consiste à organiser de manière systématique et stratégique les essais expérimentaux pour étudier les effets de plusieurs variables indépendantes (facteurs) sur une ou plusieurs variables dépendantes (réponses). Cette approche vise à maximiser les informations obtenues à partir d'un nombre restreint d'expériences, tout en réduisant les coûts et les ressources nécessaires.

- **Définition de l'objectif :** L'objectif du DOE est d'identifier les facteurs influençant le processus ou le système étudié, quantifier leurs effets, et déterminer les conditions optimales pour les réponses désirées.
- **Sélection des facteurs, niveaux et réponses :**
 - **Facteurs :** Variables indépendantes contrôlables que l'on souhaite étudier (ex. température, pression).
 - **Niveaux :** Les valeurs spécifiques que chaque facteur peut prendre (ex. température à 100°C, 150°C).
 - **Réponses :** Les variables dépendantes mesurées pour évaluer les effets des facteurs (ex. rendement, qualité du produit).
- **Choix du type de plan :**
 - **Plans Factoriels Complets :** Tous les niveaux de tous les facteurs sont combinés, permettant d'étudier tous les effets principaux et interactions. Convient pour un nombre limité de facteurs.
 - **Plans Fractionnaires :** Une fraction des combinaisons possibles est étudiée, réduisant le nombre d'expériences tout en conservant une partie de l'information sur les interactions.

- **Plans de Mélange, Plan de Régression, etc.** : Choisis en fonction de la nature des facteurs et des objectifs expérimentaux.
- **Réalisation des expériences** : Les expériences sont conduites selon le plan établi, en veillant à contrôler les conditions expérimentales pour assurer la reproductibilité et la fiabilité des données.
- **Analyse des données** :
 - **Analyse de la Variance (ANOVA)** : Utilisée pour déterminer l'importance statistique des effets des facteurs.
 - **Modélisation Mathématique** : Équations de régression ou modèles empiriques sont développés pour prédire les réponses en fonction des facteurs.
 - **Optimisation** : Techniques d'optimisation (ex. méthode des moindres carrés) sont utilisées pour identifier les conditions optimales des facteurs.

7.2. Plan factoriel type Box-Behnken

Box et Behnken en 1960 ont mis en place des plans d'expériences, facilitant ainsi la construction directe de modèles du second degré. Ces plans se distinguent par l'emploi de trois niveaux pour chaque variable expérimentale : -1, 0 et +1, ce qui simplifie leur application et présente la spécificité d'être séquentiels. Initialement conçus pour étudier les premiers k facteurs, ces plans peuvent être étendus pour inclure de nouveaux facteurs sans perdre les résultats des tests déjà réalisés. Le plan de Box-Behnken pour trois facteurs est disposé selon un cube, tandis que pour quatre facteurs, il prend la forme d'un hypercube à quatre dimensions, comme indiqué dans (Fig.1.16), les points expérimentaux ne sont pas situés aux sommets de ces structures, mais plutôt au milieu des arêtes, au centre des faces (formant des carrés), ou encore au centre des cubes. Cette disposition permet de répartir uniformément les points expérimentaux à égale distance du centre du domaine d'étude, suivant une sphère ou une hypersphère en fonction du nombre de dimensions. Ce qui assure une représentation équilibrée et efficace des conditions expérimentales, comme illustré dans la Figure 9.1 pour l'étude de deux facteurs, où les points noirs représentent les niveaux des facteurs, les étoiles

en gris clair indiquent les points supplémentaires, et les points blancs correspondent au centre du plan d'expériences.

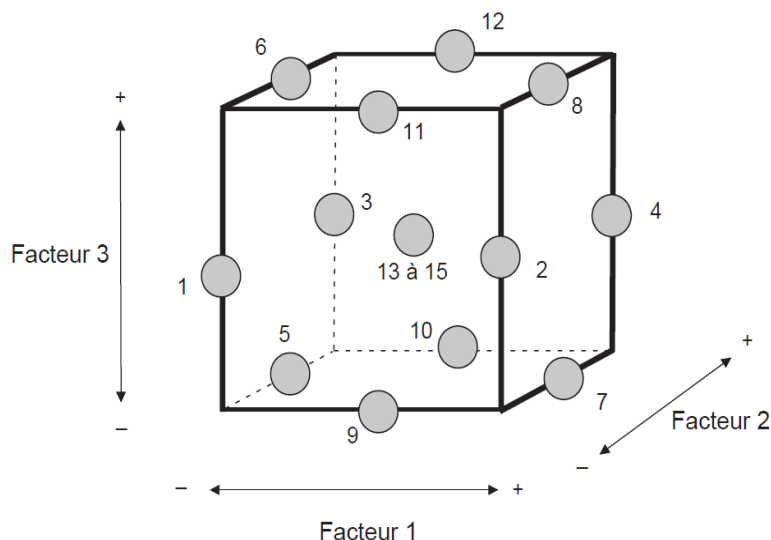


Figure 2.4 Schématisation du plan type Box-Behnken pour trois facteurs, avec douze points d'expérience situés au milieu des arêtes du cube et trois points au centre du cube [153]

7.3. Test de résidus

Il est essentiel de vérifier la validité du modèle prédit après son élaboration. Plusieurs méthodes permettent d'évaluer l'adéquation du modèle. En effet, l'examen des résidus constitue une étape critique dans toute analyse statistique, notamment dans le cadre des plans d'expériences. L'inspection minutieuse des résidus permet de déterminer si les hypothèses sous-jacentes sont justifiées et si le choix du modèle est approprié. Les résidus sont définis comme la différence entre les valeurs observées Y_{exp} et les valeurs prédites. Ils sont utilisés pour évaluer l'ajustement du modèle aux données expérimentales, ainsi que pour vérifier la normalité, l'indépendance et l'homoscédasticité des erreurs.

7.4. Test de régression

Le test de signification de la régression évalue si une relation linéaire existe entre la variable réponse Y et un sous-ensemble spécifique des variables explicatives x_1 , x_2 , x_3 et x_4 Myers et al. (2016) [141]. Le coefficient de détermination R^2 mesure la proportion de la variance de Y expliquée par les variables explicatives x_1 , x_2 , x_3 et x_4 . En outre les coefficients de corrélation ajusté R_{adj}^2 , il offre une estimation plus conservatrice de cette variance expliquée. Ces coefficients sont obtenus par la méthode des moindres carrés, une approche statistique utilisée pour déterminer la meilleure approximation linéaire des données expérimentales Miller (2006) [142].

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les différentes propriétés du régénérateur du moteur Stirling, en l'assimilant à un milieu poreux. Les principales approches numériques et les différentes méthodes de simulation employées pour modéliser le fonctionnement du moteur Stirling ont été présentées ainsi que la méthode du plan d'expériences permettant de mener une analyse multi-objectif. Ces caractéristiques, ainsi que les lois appropriées, seront prises en compte dans notre étude numérique afin de réaliser une simulation détaillée de l'écoulement et du transfert de chaleur dans le moteur Stirling.

Chapitre 3

Formulation mathématique du problème

Partie A

Modélisation basée sur un gaz parfait

1. Introduction

Dans ce chapitre, nous proposons de présenter la modélisation mathématique de l'écoulement et des transferts de chaleur d'un gaz enfermé dans un moteur de Stirling assimilé à un cylindre partiellement rempli par une matrice poreuse (régénérateur) et muni de deux pistons. La géométrie, les théories adoptées, les hypothèses simplificatrices prises en considération et les conditions aux limites sont détaillées dans cette section. Nous dévoilons, ensuite, le système d'équations à résoudre ainsi que la méthode de résolution adoptée. La modélisation mathématique est structurée en deux volets : d'une part, un ensemble d'équations régissant l'écoulement dans les régions fluides, et d'autre part, un modèle décrivant l'écoulement à travers le milieu poreux, développé à l'aide de la méthode de prise de moyenne.

2. Configuration géométrique

2.1 Configuration classique avec 1 seul régénérateur

Le moteur Stirling à double effet est un moteur à quatre cylindres identiques en termes de géométrie et de composition, chaque cylindre est animé par deux pistons en quadrature de phase ($\frac{\pi}{2}$), pour simplifier l'étude on a schématisé le moteur par un cylindre axisymétrique partiellement rempli par une matrice poreuse et traversé par un fluide caloporteur. Il est muni, sur ces deux extrémités par deux pistons plats, supposés en quadrature de phase comme l'indique la figure 3.1 ci-dessous. Afin de définir les équations de transfert de chaleur adéquates

ainsi que les conditions aux limites de notre géométrie, le cylindre est divisé en cinq zones comme suit : La zone de déplacement du piston moteur (zone 1), le réchauffeur (zone 2), le régénérateur poreux (zone 3), le refroidisseur (zone 4) et la zone de déplacement du piston déplaceur (zone 5). Le diamètre du cylindre est supposé de 65 mm et les longueurs des différentes zones sont détaillées dans le tableau 3.1.

Les nombres adimensionnels ainsi que les caractéristiques de l'écoulement sont définis dans le tableau 3.2. Le fluide de travail mis en jeu est de l'air ces caractéristiques sont citées dans le tableau 3.3 Le matériau du régénérateur est supposé être de l'acier inoxydable et sa porosité est supposé égale à 70 %.

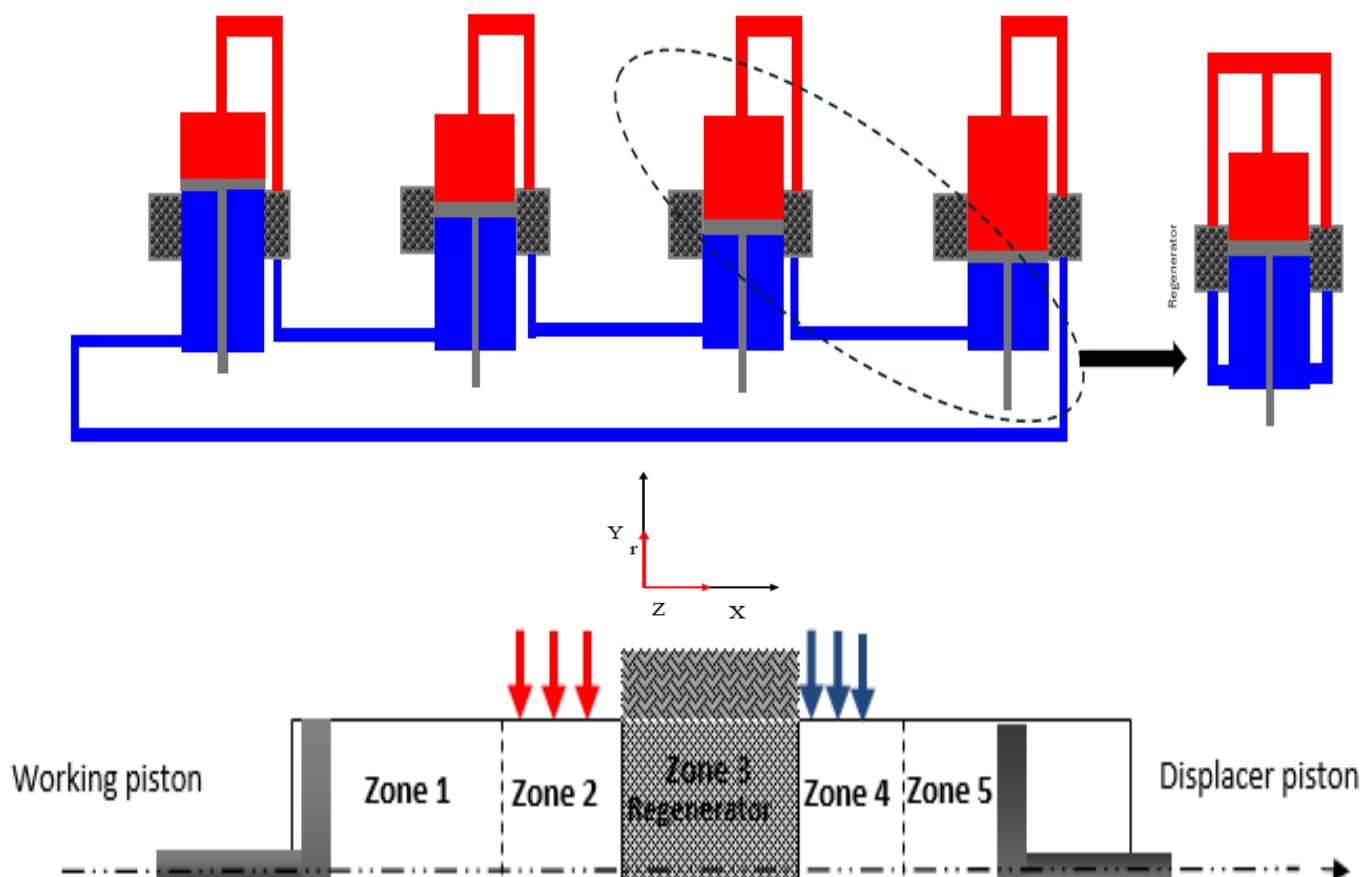


Figure 3.1 Schéma de la géométrie de travail classique (1 seul régénérateur)

Tableau 3.1 Dimensions de la géométrie adoptée

Paramètre	Valeur
Diamètre	0.0415 m
Course du piston	0.021m
Longueur de régénérateur	0.02 m
Volume de détente (zone 1)	28.4 cm ³
Volume de compression (zone 2)	27.4 cm ³

Tableau 3.2 Nombres adimensionnels et propriétés thermo physiques de l'écoulement

Paramètre	Désignation	Valeur
Nombre de Reynolds	Re	100-1000
Nombre de Womersley	Wo	10^{-4}
Nombre de Mach	Ma	<0.3
Nombre de Prandtl	Pr	0.7
Nombre de Darcy	Da	10^{-4}
Vitesse maximale des pistons	V_o	0.2 ms^{-1}
Pulsation	ω	0.25 s^{-1}

Tableau 3.3 Propriétés thermo physiques du fluide de travail (Air) à $T=20^\circ\text{C}$ et $P=1,013 \text{ bar}$

Paramètre	Désignation	Valeur
Ratio de conductivité thermique	R_k	3400
Ratio de capacité thermique	R_{ct}	3300
Viscosité dynamique	μ	$1,8e^{-5} \text{ Pa s}^{-1}$
Viscosité cinématique	ϑ	$1.5e^{-5} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$
Masse volumique	ρ	1.184 kg.m^{-3}
Constante de gaz parfait	R	$287 \text{ J.kg}^{-1} . \text{K}^{-1}$

2.2 Configuration modifiée

Pour le même moteur de type double effet, nous cherchons à déterminer l'influence de l'insertion de plusieurs milieux poreux au sein d'un même cylindre, et à analyser leur impact sur les performances thermodynamiques du moteur, notamment en termes d'efficacité et de puissance produite.

Dans ce cadre, nous avons conservé les mêmes propriétés physiques et géométriques pour l'ensemble des compartiments (refroidisseur, échangeur et zones de travail). Le milieu poreux (régénérateur) a été subdivisé en une succession de sous-régénérateurs, tout en maintenant la même longueur totale du régénérateur initial (L_p constante). La configuration a ensuite été modifiée en insérant, entre chaque sous-régénérateur, des espaces vides considérés comme des volumes fluides traversés par le fluide de travail sous l'action des pistons au cours des phases de compression et de détente. Par ailleurs, pour chaque cas étudié, nous avons maintenu le même ordre de porosité, avec une valeur moyenne de 85 %, afin de garantir une comparaison cohérente entre les différentes configurations. Enfin, dans toutes les configurations, le régénérateur est supposé adiabatique. La géométrie étudiée est illustrée à la Fig. 3.2.

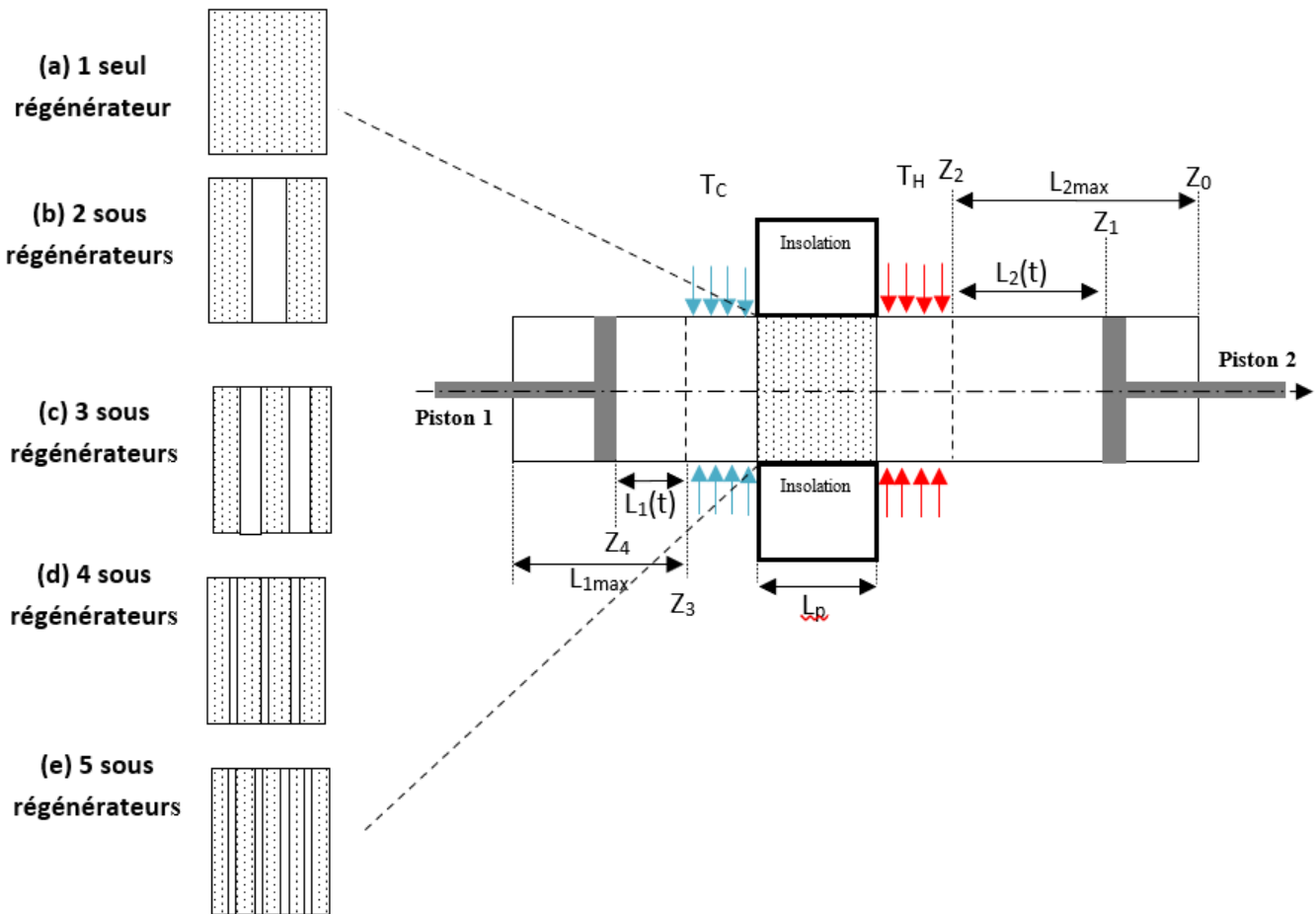


Figure 3.2 Schématisation de la configuration modifiée du régénérateur de 1 jusqu'au 5 sous régénérateurs

3. Choix de l'outil numérique

La modélisation numérique du comportement thermomécanique d'un moteur Stirling représente un défi en raison de l'interaction complexe entre l'écoulement du fluide de travail et le transfert de chaleur à travers les différents composants du moteur. Parmi ces composants, le régénérateur joue un rôle central, car il assure le stockage temporaire de la chaleur entre les phases d'expansion et de compression, contribuant ainsi de manière significative au rendement global du système.

Afin de simuler avec précision ces phénomènes, un code Fortran développé initialement par Zahi et al. (2008) [143] a été adapté pour modéliser un cycle Stirling complet en régime quasi stationnaire. Ce régime permet d'atteindre une stabilité numérique des calculs, essentielle pour l'analyse du comportement à long terme du moteur. Le choix du langage Fortran s'explique par sa robustesse et son efficacité dans les calculs numériques intensifs, notamment pour la résolution d'équations différentielles couplées et la gestion fine des conditions aux limites.

L'objectif principal de cette simulation est d'évaluer l'impact de la configuration du régénérateur et des paramètres de fonctionnement (tels que la température, la pression ou la fréquence du

cycle) sur le rendement thermique du moteur. L'approche adoptée permet ainsi d'optimiser la conception du régénérateur et d'identifier les conditions de fonctionnement les plus favorables à la performance énergétique du moteur Stirling.

4. Système d'équations

L'écriture générale des trois principales équations de conservation à résoudre est la suivante :

- Equation de conservation de masse

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.1)$$

- Equation de conservation de quantité de mouvement

$$\frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \otimes \vec{V}) = -\nabla P + \mu_f \nabla^2 \vec{V} \quad (3.2)$$

- Equation de conservation de l'énergie

$$\frac{\partial \rho C_p T}{\partial t} + \nabla(\rho C_p T \vec{V}) = \frac{\partial P}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla}(P) + \nabla(k_f \vec{\nabla} T) \quad (3.3)$$

Les équations régissant les transferts thermiques et l'écoulement du fluide entre les différents compartiments du cylindre sont divisés en deux systèmes d'équations un pour la région fluide et l'autre pour la région poreuse.

Dans la région fluide

$$\frac{\partial(\rho C_p)_f T_f}{\partial t} + \nabla((\rho C_p)_f T_f \vec{V}_f) = \frac{\partial P}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla}(P) + \nabla(k_f \vec{\nabla} T_f) \quad (3.4)$$

Dans la région solide

$$\frac{\partial(\rho C_p)_s T_s}{\partial t} = \nabla(k_s \vec{\nabla} T_s) \quad (3.5)$$

Avec ρ , C_p et k sont respectivement la masse volumique, la chaleur spécifique et la conductivité thermique de la région solide indice (s) et de la région fluide indice (f).

4.1. Equations de l'écoulement dans la région poreuse

Le milieu poreux est une structure composée (solide/fluide) difficile à traiter vu la différence de propriétés physiques qu'il apporte entre ces deux phases.

Pour ce faire deux théories sont à appliquer en se basant sur le gradient de température entre la phase solide et la phase liquide :

- Si le gradient est faible, on parle de la théorie d'équilibre thermique locale, signifie que la température des particules solides et la température des particules liquides sont les mêmes $T_s = T_f$.
- Si ce gradient est important alors on parle d'un équilibre thermique non local.

Pour le modèle avec non-équilibre thermique, cette approche est applicable lorsque la différence entre les deux températures maximales des différentes phases est significative. On associe alors à chaque phase une conductivité thermique effective et une température appropriée.

Cette approximation nous permet de considérer une seule équation macroscopique traduisant la conservation de l'énergie au niveau de la structure poreuse.

Ainsi pour simplifier l'étude on a considéré une porosité constante de l'ordre de $\varepsilon = 70\%$ tout au long de la mousse métallique

Dans cette étude nous appliquons l'approximation de l'équilibre thermique local ce qui permet d'associer une seule équation de conservation d'énergie pour les deux phases (liquide et solide) donnée par :

$$\frac{\partial((\rho C_p)_{eff} \langle T \rangle)}{\partial t} + \nabla((\rho C_p)_f \langle T \rangle \langle \vec{V}_f \rangle) = \frac{\partial \langle P \rangle}{\partial t} + \nabla(k_{eff} \vec{\nabla} \langle T \rangle) \quad (3.6)$$

avec $(\rho C_p)_{eff}$ est la chaleur volumique du milieu poreux équivalent, k_{eff} est la conductivité thermique équivalente tel que

$$k_{eff} = \varepsilon k_f + (1 - \varepsilon) k_s \quad (3.7)$$

$$(\rho C_p)_{eff} = \varepsilon (\rho C_p)_f + (1 - \varepsilon) (\rho C_p)_s \quad (3.8)$$

avec k_s , k_f représentent respectivement la conductivité de l'espace solide et fluide.

Compte tenu des variables adimensionnelles, cette formulation s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{\partial((\varepsilon + (1 - \varepsilon) R_{ct}) \langle T \rangle)}{\partial t} + \nabla(\rho \langle T \rangle \langle \vec{V} \rangle) = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\partial \langle P_m \rangle}{\partial t} + \frac{1}{Pr Re} \nabla((\varepsilon + (1 - \varepsilon) R_k) \vec{\nabla} \langle T \rangle) \quad (3.9)$$

Avec $R_c = \frac{(\rho_0 c_p)_{sd}}{(\rho_0 c_p)_f}$ est le rapport de la capacité thermique calorifique entre la phase solide et la phase fluide et $R_k = \frac{K_{sd}}{K_f}$ est le rapport de la conductivité thermique entre la phase solide et la phase fluide.

L'écoulement dans le milieu poreux suit une loi empirique c'est la loi de Darcy-Brinkman-Forchheimer. Cette loi est une version modifiée qui permet d'étudier l'écoulements à travers un milieu poreux homogène et isotrope en tenant compte des effets interstitiels et en ajoutant des termes équivalent au terme de frottement visqueux au niveau des équations de Navier stokes

C'est une combinaison des termes développés par Darcy (1856) [144], Brinkman (1949) [145], Vafai & Tien (1981) [146].

$$\frac{dP}{dx} = \underbrace{\frac{\mu}{k} u}_{(1)} - \underbrace{\frac{F \rho}{K} \frac{1}{2}}_{(2)} + \underbrace{\mu_{eff} \nabla^2 \mu}_{(3)} \quad (3.10)$$

Ici, dans l'équation (3.10) on a :

(1) : Le terme de Darcy

(2) : Le terme de Forchheimer

(3) : Le terme de Brinkman

Avec F est le coefficient de Forchheimer, μ_{eff} est la viscosité effective du fluide, μ est la viscosité dynamique du fluide, K est la perméabilité du milieu poreux, ρ est la masse volumique du fluide, u et P sont respectivement la vitesse et la pression du fluide,

Le terme de Darcy décrit la résistance à l'écoulement due à la perméabilité du milieu poreux. Le terme de Forchheimer introduit un effet inertiel lorsque les vitesses augmentent. Et le terme de Brinkman ajoute un effet de diffusion visqueuse, similaire au terme de Laplacien dans l'équation de Navier-Stokes. Les équations utilisées pour le calcul de la porosité, la perméabilité et le coefficient de Forchheimer sont représentées dans le tableau 3.4.

Tableau 3.4 Paramètres caractéristiques de la structure poreuse

Paramètres	Equation	Référence	Eq.
La porosité	$\varepsilon = \frac{V_f}{V}$ Avec V_f est le volume des espaces vides (ou volume du fluide pouvant s'écouler) et V est le volume total du milieu poreux (solide + fluide).	Vafai, (1981) [146]	(3.11)
La perméabilité	$K = \frac{d^2 \varepsilon^3}{150(1 - \varepsilon)^2}$ Avec K est la perméabilité du milieu poreux (m^2), d est le diamètre moyen des particules constitutives du milieu poreux (m) et ε est la porosité du milieu	Ergun, (1952) [107]	(3.12)
Coefficient de Forchheimer	$F = \frac{1.75}{\sqrt{150\varepsilon^3}}$	Vafai, (1981) [146]	(3.13)

4.2. Hypothèses simplificatrices

Le système étudié est un moteur Stirling à double effet et le but de cette étude est de connaître l'effet du régénérateur sur les performances mécaniques et thermiques du moteur. Compte-tenu de la complexité du cet échangeur (solide/fluide), et pour mieux caractériser les transferts de chaleur à travers ses singularités et pouvoir comprendre en détail les propriétés qui influent plus sur l'écoulement du fluide et le stockage de l'énergie, on a adopté quelques hypothèses simplificatrices pour simplifier les calculs, tels que :

- Le fluide (l'air) est un fluide Newtonien assimilable à un gaz parfait.
- L'écoulement est laminaire et axisymétrique.
- L'écoulement est subsonique.
- Les forces volumiques de pesanteur sont négligeables.
- Le rayonnement thermique est négligeable ainsi que la dissipation visqueuse.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable et il y a équilibre thermique local entre les deux phases fluide et solide.
- Les propriétés physiques du fluide sont constantes sauf la masse volumique qui varie avec le volume pour satisfaire la conservation de la masse du fluide dans la conduite.

La théorie de « faible nombre de Mach » est appliquée durant cette étude qui consiste à considérer l'écoulement du fluide de travail comme un écoulement subsonique (la vitesse de l'écoulement est faible devant la célérité de son) et ayant pour nombre de mach $Ma < 1$

4.3. Calcul de la pression

La pression dans cette étude joue un double rôle, un aspect dynamique en faisant varier la vitesse de particules du fluide de travail et aussi un rôle thermodynamique dans la variation de l'énergie thermique. Cette quantité est exprimée par la relation suivante :

$$P(x, t) = P_m(t) + \pi(x, t) \quad (3.14)$$

où $P_m(t)$ est la pression thermodynamique, $\pi(x, t)$ est la pression dynamique

Puisque nous travaillons avec un gaz parfait donc l'équation décrivant la variation de pression thermodynamique est la suivante :

$$P_m = r * \rho * T \quad (3.15)$$

où $r = \frac{R}{M}$ est la constante spécifique des gaz parfait, ρ est la masse volumique et T la température du fluide de travail.

3.3. Calcul de densité

La masse volumique est déterminée suivant l'équation suivante :

$$\rho(t) = \rho(t - \Delta t) * \frac{V(t - \Delta t)}{V(t)} \quad (3.16)$$

où $\rho(t)$ et $\rho(t - \Delta t)$ sont les valeurs de la masse volumique à l'instant t et à l'instant $t - \Delta t$ avec Δt est le pas de temps.

La densité de flux est proportionnelle à la variation du volume en fonction du temps :

$$\rho(t) = \frac{\rho(t - \Delta t) [V_1(t - \Delta t) + V_2 + \varepsilon V_3 + V_4 + V_5(t - \Delta t)]}{[V_1(t) + V_2 + \varepsilon V_3 + V_4 + V_5(t)]} \quad (3.17)$$

Avec V_i sont les valeurs respectives des différents volumes

4.4. Calcul de la température

A l'instant initial le système (solide- fluide) est supposé à température constante tout au long des différentes zones ($T=T_0$). Au cours du déplacement des pistons, l'évolution de la température dans chaque zone est faite suivant la variation de la quantité de l'énergie.

Une distinction entre la zone fluide et la zone poreuse est faite suivant l'insertion de coefficient logique δ

- $\delta=1$ si le domaine de calcul est une zone de milieu poreux
- $\delta=0$ si le domaine de calcul est une zone fluide

Ainsi on note que la température moyenne globale suit l'équation d'état :

$$T_{moy} = \frac{P_{moy}}{\rho_{moy}} \quad (3.18)$$

Avec P_{moy} et ρ_{moy} sont la pression moyenne et la masse volumique moyenne respectivement.

5. Formes adimensionnelles

5.1. Paramètres adimensionnels

Compte tenu de la complexité des paramètres intervenants dans la résolution des équations de conservation, nous avons intérêt de donner un caractère universel aux différentes quantités thermo-physiques étudiées. Les paramètres de références relatifs à la température, à la pression, à la masse volumique et au temps sont notés respectivement T_0 , P_0 , ρ_0 et t_0 .

Toutes les paramètres dans les équations précédentes sont sous forme adimensionnelles en adoptant les relations suivantes :

$$X = \frac{x}{D} \quad (3.20)$$

$$R_c = \frac{r_c}{D} \quad (3.21)$$

$$U = \frac{u}{U_{max}} \quad (3.22)$$

$$V = \frac{v}{U_{max}} \quad (3.23)$$

$$\omega = \tau t \quad (3.24)$$

$$P = \frac{p}{\rho U_{max}^2} \quad (3.25)$$

$$\sigma = \frac{T - T_i}{T_e - T_i} \quad (3.26)$$

Des nombres adimensionnels sont retenues pour décrire la nature de l'écoulement :

- Le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{D V_p}{\nu} \quad (3.27)$$

- Le nombre de Womersley :

$$Wo = \sqrt{\frac{D^2 \omega}{\nu}} \quad (3.28)$$

avec D est le diamètre du cylindre (m), ω la pulsation de l'écoulement oscillatoire (s^{-1}), ρ est la masse volumique du fluide (kg/m^3) et ν est la viscosité dynamique du fluide ($Pa \cdot s$).

- Le nombre de Mach

$$Ma = \frac{V_p}{c} \quad (3.29)$$

avec c est la célérité de son et V_p est la vitesse caractéristique du fluide (m/s),

- Le nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu_f C p_f}{K_f} \quad (3.30)$$

- Le nombre de Darcy

$$Da = \frac{K}{D^2} \quad (3.31)$$

avec K est la perméabilité du régénérateur et D est le diamètre de cylindre (m).

Pour les deux composantes de pression on admet deux quantités de références définies comme suit :

Pour la pression dynamique on définit la pression dynamique de référence :

$$P_{rfd} = \rho V_p^2 \quad (3.32)$$

Et de même on note une pression thermodynamique de référence :

$$P_{ref} = r \cdot \rho_0 \cdot T_0 \quad (3.33)$$

6. Conditions initiales

Dans la littérature il est commode de s'articuler à une approche de modélisation permettant de suivre l'évolution dynamique et thermique de l'écoulement renfermé dans un système d'étude. Pour ce travail on adopte la théorie en temps fini. Cette approche se distingue par rapport aux autres approches par l'avantage de suivre l'évolution spatiale et temporelle du fluide de travail (air) dans chaque point du système.

Le domaine d'étude est décomposé en 5 zones comme représenté dans Fig.3.1 et on a fixé les paramètres géométrique et physique mentionner dans les tableaux 3.1, 3.2 et 3.3 pour mener notre étude.

Le moteur Stirling à double effet est alors assimilé à un seul cylindre composé en 5 zones comme suit :

- **Zone 1**

On associe à cette zone l'indice 1, le fluide dans cette zone est entraîné par l'action de piston 1 :

$$V_{p1}(t) = V_0 \sin (wt) \quad (3.34)$$

Initialement le fluide est au repos et les variables thermo-physiques sont constantes :

$$T(t = 0) = T_0 \quad (3.35)$$

$$P(t = 0) = P_0 \quad (3.36)$$

$$\rho(t = 0) = \rho_0 \quad (3.37)$$

$$V1(t = 0) = 0, U(t = 0) = 0 \quad (3.38)$$

Le déplacement de piston est issu d'une intégration spatiale et temporelle de sa vitesse

$$Zp1(t) = z_0 - Z_{max}(1 - \cos (wt)) \quad (3.39)$$

avec Z_{max} est l'amplitude maximale de piston

Au cours de la phase de détente le piston se recule entraînant le retour du fluide vers sa position initiale et donc le déplacement de piston devient d la forme suivante :

$$Z_{p1}(t) = z_0 + Z_{max}(1 - \cos(wt)) \quad (3.40)$$

Les parois externes de cette zone sont retenues comme adiabatiques.

Compte tenu que le domaine est fermé en négligeant les pertes par frottement et par effet hystériser la masse évolue avec la variation de volume de compartiment.

$$P(t + 1) = r * \rho(t + 1) * T(t) \quad (3.41)$$

- **Zone 2 (échangeur chaud ou réchauffeur)**

Au niveau de ce domaine le fluide de travail subit un chauffage par un flux de chaleur imposé ayant pour température $T_H = 2 * T_0$

Le flux est imposé horizontalement sur les parois externes de l'échangeur.

- **Zone 3 (milieux poreux)**

Le milieu poreux est une sorte de structure composée (solide/fluide) difficile à traité vue la différence de propriétés physiques qu'il apporte entre ces deux phases.

Pour ce faire deux théories sont à appliquer en se basant sur le gradient de température entre la phase solide et la phase liquide, si le gradient est faible, on parle de la théorie d'équilibre thermique locale, signifie que la température des particules solides et la température des particules liquides sont les mêmes $T_s = T_f$.

Ainsi pour simplifier l'étude on a considéré une porosité constante d'ordre de $\varepsilon = 70\%$ toute au long de la mousse métallique

L'écoulements dans le milieu poreux suit une loi empirique c'est la loi de Darcy-Brinkman-Forchheimer. Cette loi est une loi modifiée qui fait l'intérêt d'étudier l'écoulements à travers un milieu poreux homogène et isotrope en tenant compte des effets interstitiels et en ajoutant des termes équivalent au terme de frottement visqueux au niveau des équations de Navier stokes

- **Zone 4 (échangeur froid ou refroidisseur)**

Dans cette zone le fluide caloporteur mise en jeu dans le domaine d'étude subit un refroidissement à travers un flux de chaleur froid imposé ayant pour température

$$T_c = 0.98 * T_0 \quad (3.42)$$

- **Zone 5**

On associe à cette zone l'indice 5, toutes les variables intensives et extensives y sont soumises à l'action du piston 2.

Le piston suit une vitesse sinusoïdale au cours de la rotation de 2π de la bielle manivelle

$$V_{p2}(t) = V_0 \sin \left(wt + \frac{\pi}{2} \right) \quad (3.43)$$

avec V_0 est la vitesse initiale et w est la pulsation.

Les deux pistons partent de la même grandeur de vitesse initiale, ici le piston est en quadrature de phase par rapport au piston 1 pour garder la propriétés cinématique de moteur Stirling.

Au cours de la phase compression le piston 2 a pour déplacement

$$Z_{p2}(t) = z_0 - Z_{max} * ((1 - \cos (wt)) \quad (3.44)$$

avec Z_{max} Est le déplacement maximal de, piston De même que la zone 1 les parois externes de ce compartiment sont supposées adiabatiques. La variation temporelle de la masse est établie proportionnellement avec la variation de volume d'un point à un autre.

7. Conditions aux limites

Cette partie établit les restrictions dynamiques et thermiques qui gouvernent le comportement du fluide dans le champ d'étude. Ces conditions sont indispensables pour représenter les interactions entre le fluide, les surfaces mobiles et les échangeurs thermiques.

7.1. Conditions aux limites dynamiques

Le système étudié est un écoulement axisymétrique dans un cylindre de rayon R et de longueur variable $L(t)$. Piloté par le mouvement oscillant de deux pistons aux extrémités

$z = 0$ et $z = L_{max}$.

En étudiant la dynamique globale du fluide dans le domaine de travail on fait associé une vitesse de déformation $\overrightarrow{S(z, t)}$ qui agit sur le déplacement des particules fluides à travers les différents compartiments.

Cette vitesse a pour conditions limites dynamiques :

$$Si \ 0 < z < L_1 \quad \overrightarrow{S(z, t)} = \frac{z(t) * (v_{p1}(t) + v_{p2}(t))}{L(t)} \quad (3.45)$$

$$\text{Si } L_1 < z < L_2 \quad \overrightarrow{S(z, t)} = 0 \quad (3.46)$$

$$\text{Si } L_2 < z < L_{max} \quad \overrightarrow{S(z, t)} = \frac{z(t) * (v_{p2}(t) + v_{p1}(t))}{L(t)} \quad (3.47)$$

La vitesse des pistons est limitée par des conditions aux limites dynamiques

$$V(r_c = 0) = 0, \quad V(r_c = R_c) = 0 \quad (3.48)$$

$$V(z = 0) = 0, \quad V(z = L_{max}) = 0 \quad (3.49)$$

$$U(z = 0) = V_{p2}(t) = V_0 \sin \left(\omega t + \frac{\pi}{2} \right) \quad (3.50)$$

$$U(z = L_{max}) = V_{p1}(t) = V_0 \sin (\omega t) \quad (3.51)$$

Sur l'axe de symétrie $\frac{du}{dr} = 0, V = 0$

7.2. Conditions aux limites thermiques

Les conditions aux limites thermiques définies dans cette section permettent de caractériser le comportement thermique du système en assurant la cohérence des transferts de chaleur aux différentes interfaces.

Sur l'axe de symétrie :

$$r_c = 0, \quad 0 < z < L \quad \frac{\partial T}{\partial r_c} = 0 \quad (3.52)$$

De même sur la paroi mobile des pistons

$$z = L(t) \text{ et } z = 0 \text{ et } 0 < r_c < R_c \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (3.53)$$

Sur les parois de la zone 1 et la zone 5 et pour on a :

$$r_c = R_c \quad \frac{\partial T}{\partial r_c} = 0 \quad (3.54)$$

Dans les échangeurs de chaleur, des températures imposées sont prescrites pour assurer le bon fonctionnement du cycle thermique du moteur Stirling.

- **Pour l'échangeur chaud (zone 2)**

La température de paroi est fixée à $T_H=3T_0$, assurant un apport thermique suffisant pour maintenir le gradient de température nécessaire au fonctionnement du moteur.

- **Pour l'échangeur froid (zone 4)**

La température est imposée à $T_C=0.98T_0$, représentant la dissipation thermique vers un réservoir froid.

Ces conditions aux limites jouent un rôle clé dans l'équilibre énergétique du système, influençant directement les performances thermodynamiques et l'efficacité globale du moteur. Sur les parois externes des échangeurs de chaleurs chaud (zone 2) :

$$r_c = R_c \quad T_H = 3 * T_0 \quad (3.55)$$

Et pour l'échangeur froid (zone 4) pour

$$r_c = R_c \quad T_c = 0.98 * T_0 \quad (3.56)$$

Les conditions aux limites thermiques et dynamiques définies précédemment permettent de formaliser le cadre physique du problème en assurant une modélisation rigoureuse des transferts de chaleur et des interactions fluides-structures. Afin de résoudre numériquement les équations gouvernantes dans ce cadre, nous présentons dans la section suivante la méthodologie numérique adoptée, incluant les schémas de discrétisation, l'algorithme de résolution et les critères de convergence.

8. Equations selon l'approche à un seul domaine

La formulation mathématique de notre problème composite génère deux systèmes d'équations distincts pour les régions fluide et poreuse. L'approche à un seul domaine permet de décrire simultanément les écoulements et les transferts dans les deux domaines fluide et poreux. Les deux systèmes d'équations sont alors unifiés en un seul système en introduisant un paramètre binaire δ , défini de la manière suivante : $\delta=0$ dans la région fluide $\delta=1$ dans le milieu poreux. Ainsi on définit une formulation adimensionnelle pour les équations de conservation.

L'équation de conservation de la masse dans le cas d'une géométrie cylindrique axisymétrique s'écrit de la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial z} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial (\rho r_c v)}{\partial r_c} = 0 \quad (3.57)$$

L'équation de conservation de la quantité de mouvement dans la direction axiale :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right] \rho u u \right] + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left[\left(\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho u v r_c \right] \\ = - \frac{\partial \Pi}{\partial z} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left(r_c \frac{\partial u}{\partial r_c} \right) \right] - \delta \left[\frac{\varepsilon}{Da Re} + \frac{F \varepsilon}{\sqrt{Da}} \|U\| \rho \right] u \end{aligned} \quad (3.58)$$

avec F est le coefficient de Forchheimer.

De même, on exprime l'équation de conservation de la quantité de mouvement dans la direction radiale comme suit :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right] \rho v u \right] + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left[\left(\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho v v r_c \right] \\ = - \frac{\partial \Pi}{\partial r} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left(r_c \frac{\partial v}{\partial r_c} \right) \right] - \frac{v}{Re r_c^2} - \delta \left[\frac{\varepsilon}{Da Re} + \frac{F \varepsilon}{\sqrt{Da}} \|U\| \rho \right] v \end{aligned} \quad (3.59)$$

L'équation de conservation de l'énergie est décrite comme suit :

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\delta (\varepsilon \rho + (1 - \varepsilon) R_{ct}) + \rho) T}{\partial t} + \left[\frac{\partial (\rho u T)}{\partial z} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} (r_c \rho v T) \right] \\ = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\partial P_{moy}}{\partial t} \\ + \frac{1}{Pr Re} \left\{ \frac{\partial^2}{\partial z^2} ([\delta (\varepsilon + (1 - \varepsilon) R_k) + 1] T) \right. \\ \left. + \left[\frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left(r_c [\delta (\varepsilon + (1 - \varepsilon) R_k) + 1] \frac{\partial T}{\partial r_c} \right) \right] \right\} \end{aligned} \quad (3.60)$$

9. Méthode Numérique

9.1. Méthode de volume de contrôle par élément finis MVCEF

La méthode MVCEF est une méthode numérique permettant d'approcher une solution pour une équation différentielle qui traite un phénomène donné, cette méthode peut se définir par les étapes suivantes :

- 1- Définition de l'équation du phénomène.
- 2- Discrétisation du domaine (subdivision du domaine en volumes finis).
- 3- Intégration de l'équation sur chaque volume élémentaire
- 4- Traitement des conditions aux limites.
- 5- Formation du système d'équations algébriques résultants et sa résolution.

Les équations de Navier stokes sont discrétisées avec la méthode de volume de contrôle par éléments finis Patankar (2018) [147].

La forme générale des équations bidimensionnelles et de transport et la suivante

$$\underbrace{\frac{\partial \rho \varphi}{\partial t}}_{(1)} + \underbrace{div(\vec{V} \rho \varphi)}_{(2)} - \underbrace{div(\Gamma_{\varphi} \nabla \varphi)}_{(3)} = \underbrace{S_{\varphi}}_{(4)} \quad (3.61)$$

- (1) Indique le terme de l'accumulation avec φ une grandeur physique quelconque dépendante de l'espace et de temps
- (2) Représente le terme de convection
- (3) Représente le terme de diffusion
- (4) Indique le terme source volumique

On associe une densité de flux qui englobe le terme diffusion et de convection

$$\vec{J}_{\varphi} = \vec{J}_d + \vec{J}_c \quad (3.62)$$

Donc on peut écrire la forme générale des équations avec l'écriture suivante

$$\frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} + div \vec{J}_{\varphi} = S_{\varphi} \quad (3.63)$$

9.1.1. Maillage et discrétisation du gradient de pression

Le domaine étudié est discrétisé en éléments finis de forme variables. Ce maillage doit être bien fait : il ne doit pas y avoir de trous ni de zones qui se chevauchent. Tous les éléments doivent ensemble couvrir entièrement la zone que l'on veut analyser.

Nous étudions des problèmes en deux dimensions et en axisymétrie, compte tenu de la nature cylindrique du domaine, qui inclut des zones caractérisées par des géométries complexes, notamment le régénérateur constitué d'un milieu poreux. Afin de discrétiser correctement cette géométrie, nous avons opté pour un maillage en éléments finis triangulaires comme indiqué dans la figure 3.3. Ceci offre une meilleure capacité d'adaptation aux formes complexes. En 2D axisymétrique, chaque élément est assimilé à un volume de contrôle torique, obtenu par la révolution de l'élément triangulaire autour de l'axe de symétrie sur un angle de

Comme le prévoit la méthode des volumes finis, l'équation est intégrée sur un volume de contrôle V_c , puis sur l'intervalle de temps Δt :

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{V_c} \frac{\partial \varphi}{\partial t} dV_c dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{V_c} div \vec{J}_{\varphi} dV_c dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_{V_c} S_{\varphi} dV_c dt \quad (3.64)$$

L'intégration sur le volume de contrôle V_c est réalisée en sommant les contributions de l'ensemble des sous-volumes qui le composent. Cela conduit à l'expression suivante :

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{V_c} \left(\frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} \text{div} \vec{J}_\varphi - S_\varphi \right) dV_c dt = \int_t^{t+\Delta t} \sum_{S_b} \int_{S_b} \left(\frac{\partial (\rho \varphi)}{\partial t} + \text{div} \vec{J}_\varphi - S_\varphi \right) dS_b dt = 0 \quad (3.65)$$

Pour convertir les équations intégrales en équations algébriques, il est indispensable d'exprimer la grandeur physique φ au sein du volume de contrôle en fonction de ses valeurs aux nœuds du maillage. Dans le cas d'un problème bidimensionnel en coordonnées cylindriques (r, z) , cette fonction s'écrit sous la forme suivante :

$$\varphi = Af(z) + Bg(r) + C \quad (3.65)$$

avec, f et g deux fonctions qui obligatoirement doivent répondre aux conditions suivantes :

- φ est continue sur l'ensemble de chaque élément triangulaire.
- φ est égale au φ_i en chaque nœud.
- Dans le cas où le terme de diffusion est prépondérant on considère φ comme linéaire selon la direction radiale r et axial z .

avec A , B et C sont déterminés à partir de la fonction φ dans chaque nœud du volume de contrôle.

Le terme source S_φ est linéarisé à l'aide d'un développement de Taylor, conformément à la méthodologie présentée dans l'étude de Patanker. (1980) et peut ainsi être exprimé sous la forme :

$$S_\varphi = S_c + S_b \varphi \quad (3.66)$$

Dans cette étude, le gradient de pression est discrétisé à l'aide d'une approche intégrale, où la pression est évaluée sur l'ensemble du périmètre du nœud iii , qui représente un volume de contrôle typique. Cette méthode permet une prise en compte précise des variations de pression tout en garantissant la cohérence des flux dans la discrétisation du champ de vitesse. Pour la modélisation du domaine, deux types de maillages sont définis :

1. **Maillage fixe** : Une grille stationnaire est employée pour la région contenant le milieu poreux. Cette approche assure une meilleure précision dans la représentation des interactions fluide-structure, notamment au niveau du régénérateur du moteur Stirling.

2. **Maillage mobile** : Une grille adaptative est utilisée pour la zone dynamique, où les nœuds suivent le mouvement des pistons en fonction de leur position instantanée. Cette méthode est cruciale pour capturer correctement les effets transitoires liés aux oscillations des pistons.

Afin de garantir une transition cohérente entre les deux domaines, un facteur logique ξ est introduit. Il prend la valeur :

- $\xi=1$ lorsque le nœud appartient à la zone poreuse,
- $\xi=0$ en dehors de cette zone.

Cette approche permet de traiter efficacement les discontinuités tout en optimisant les performances du solveur numérique.

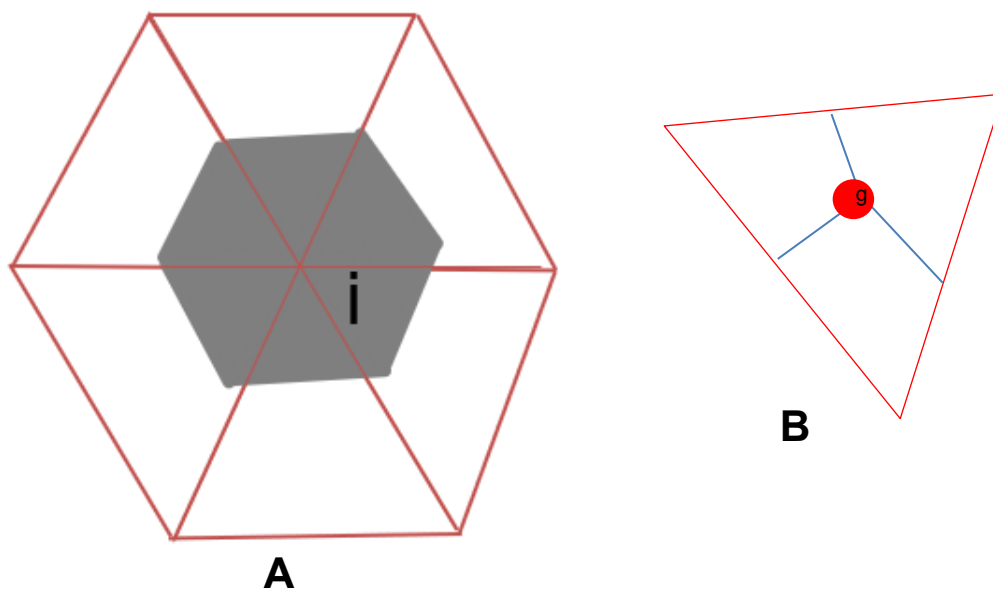


Figure 3.3 (A) Schématisation du volume de contrôle autour d'un nœud i (B) Élément fini triangulaire

7.1.2. Méthode de Résolution et Schémas Numériques

Pour assurer le couplage entre la vitesse et la pression, nous avons utilisé l'algorithme SIMPLER, développé par Patankar (2018) [160]. Cet algorithme itératif améliore la convergence des solutions en introduisant une correction explicite de la pression dans l'équation de continuité, garantissant ainsi un champ de vitesse solénoïdal.

Concernant la discrétisation des termes convectifs, nous avons opté pour le schéma de la loi de puissance. Ce schéma assure un compromis optimal entre précision et stabilité numérique, en intégrant à la fois les effets diffusifs et convectifs dans le calcul des flux aux interfaces des volumes de contrôle.

Étapes de la procédure

La méthodologie adoptée suit les étapes suivantes :

1. **Discrétisation des équations de Navier-Stokes** en intégrant les termes inertiels, visqueux et de pression, tout en appliquant les conditions aux limites adaptées au problème étudié.
2. **Résolution du champ de vitesse provisoire** en utilisant les équations de quantité de mouvement discrétisées.
3. **Correction de la pression** via l'algorithme SIMPLER, en résolvant une équation de Poisson modifiée issue de l'équation de continuité.
4. **Mise à jour du champ de vitesse** en corrigeant les valeurs obtenues dans l'étape précédente pour assurer la conservation de la masse.
5. **Intégration temporelle** : Mise à jour des grandeurs dynamiques et thermodynamiques du fluide pour progresser dans le temps.

Durant les calculs, un facteur de relaxation (sous-relaxation si divergence des calculs ou sur-relaxation si convergence normale et souhait de l'accélération de cette convergence) est appliqué.

Cette approche est résumée dans l'organigramme présenté dans la figure 3.4 pour une itération donnée. Elle permet de représenter avec précision les interactions entre les modes de transfert et la dynamique du fluide au sein du milieu poreux ainsi que les variations de pression induites par le mouvement des pistons.

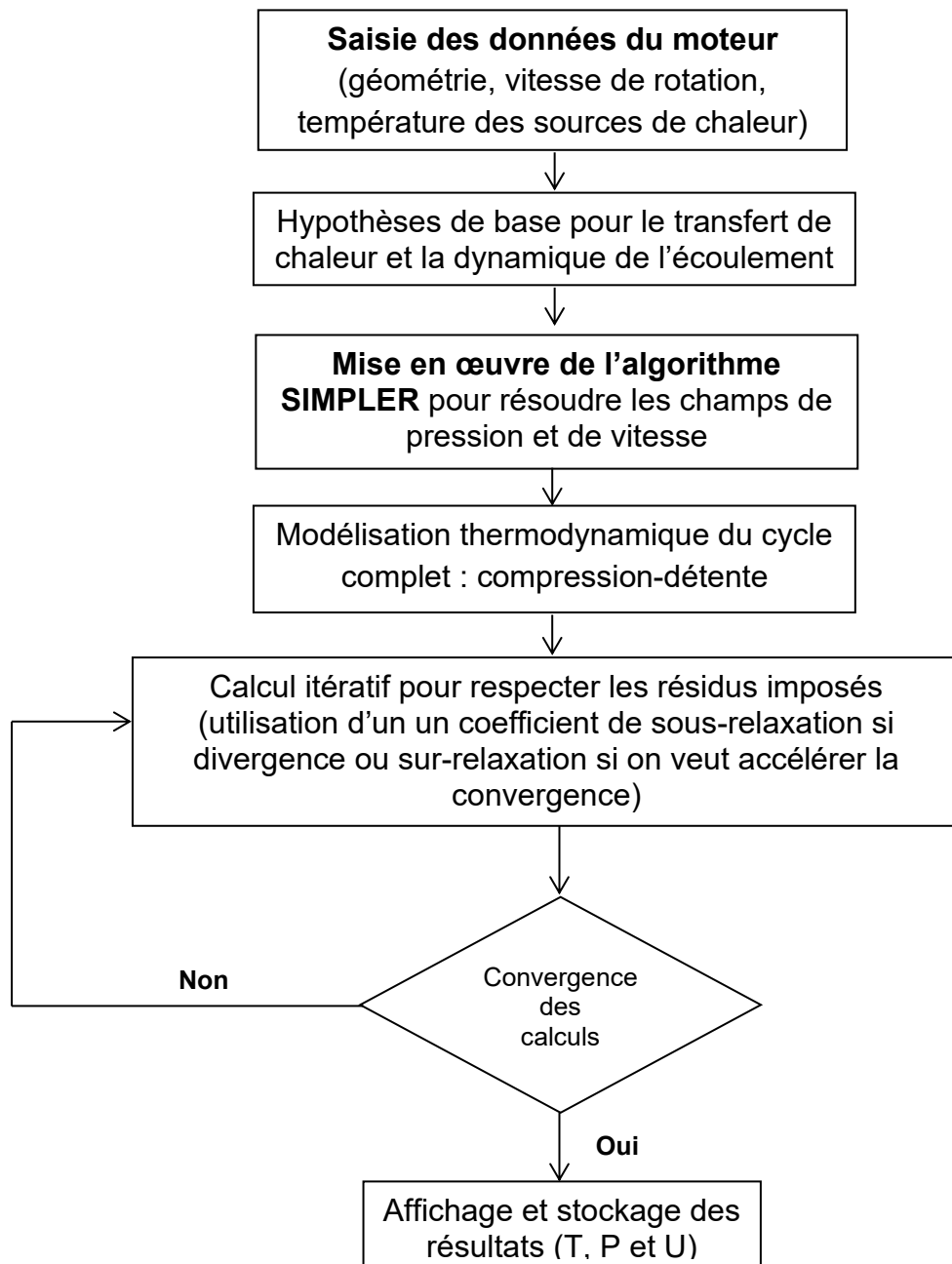


Figure 3.4 Organigramme de modélisation numérique du système mathématique

9.2. Validation numérique

Notre modèle mathématique est d'abord appliqué à la configuration de Hachem et al. (2021) [148] afin de valider sa robustesse et sa précision. En maintenant les mêmes conditions physiques et géométriques, une modification a été introduite en inversant la position du piston, tout en conservant inchangées les propriétés thermo-physiques du fluide de travail ainsi que les caractéristiques de la matrice du régénérateur. Afin d'évaluer la concordance entre notre modèle et les résultats de référence, la figure 3.5 présente la distribution des vitesses radiales obtenues numériquement et celles de Hachem et al. (2021) [148] pour trois positions distinctes

($x_1 = V_{pist}$ (position du piston), $x_2 = 0.15L$ (position intermédiaire) et $x_3 = 0.45L$ (zone plus éloignée)). Cette comparaison permet d'analyser la fidélité du modèle dans la reproduction des phénomènes hydrodynamiques et de mettre en évidence d'éventuelles divergences, qu'elles soient liées aux hypothèses numériques, aux méthodes de discrétisation ou aux conditions aux limites. Cette étape de validation est essentielle pour garantir la pertinence de notre approche avant son application à des configurations plus complexes.

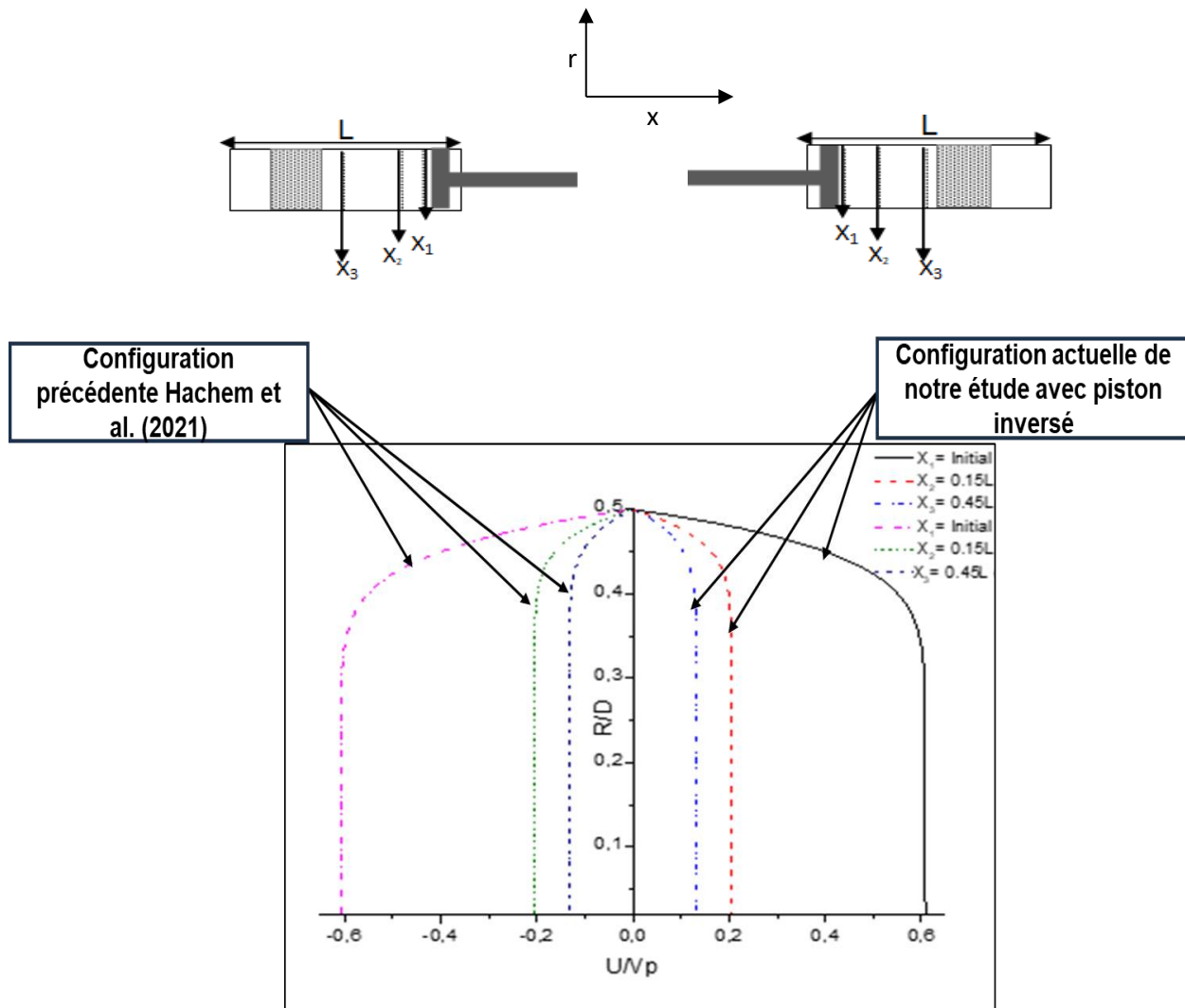


Figure 3.5 Comparaison des profils de vitesse le long du cylindre avec ceux de Hachem et al [148] à différentes positions à $Re=100$, $Da=10^{-4}$, $Wo=10$, $Lp=0,6L$, $\varepsilon=70\%$

Une deuxième validation, concernant la stabilité thermique du modèle de calcul, a été effectuée, en se concentrant sur l'évaluation de la précision des résultats obtenus. L'utilisation d'un grand nombre de mailles permet d'obtenir des résultats précis avec un minimum d'erreurs, mais elle s'accompagne d'une augmentation du temps de calcul et de la nécessité d'une capacité de mémoire importante dans la machine utilisée. Pour ces différentes raisons, un compromis doit être envisagé pour choisir le nombre optimal de mailles. La figure 3.6 illustre l'évolution du flux de chaleur convective dans le régénérateur après 50 cycles Stirling (après

stabilisation de l'échange de chaleur). Trois tracés peuvent être observés pour trois précisions différentes de la valeur de l'étendue de la grille. Le calcul donne la même valeur d'erreur pour des mailles de 131×376 et 120×376 , mais lorsque la valeur de la maille radiale est réduite, l'erreur augmente et la précision du résultat diminue. Notre modèle numérique est choisi pour une grille de 131×376 sur la base de cette caractéristique.

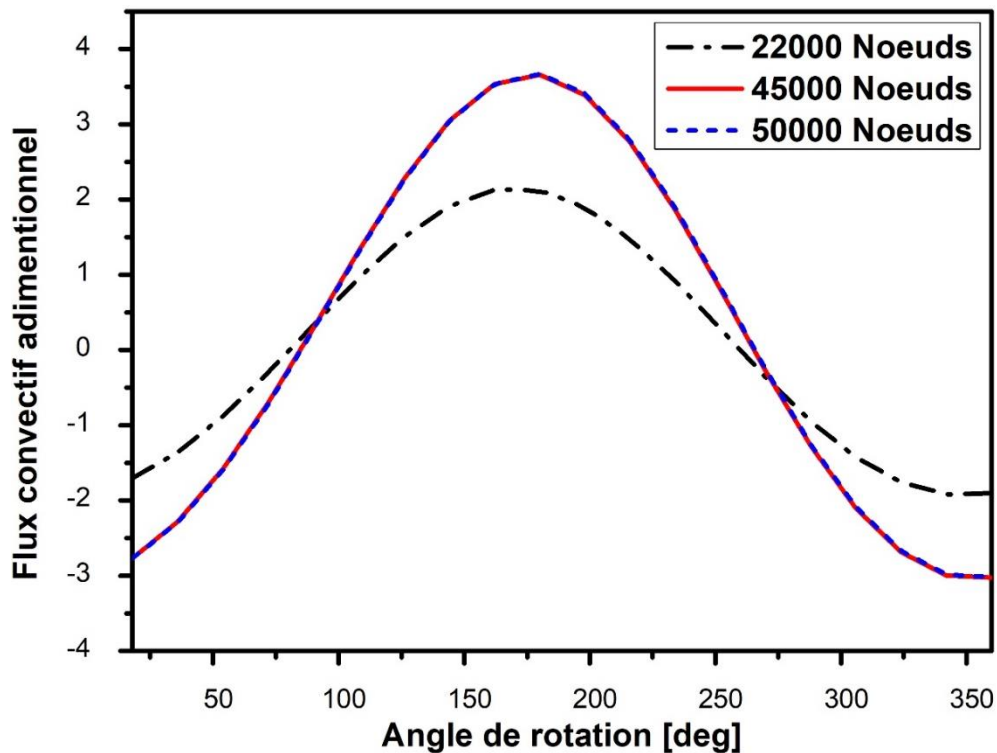


Figure 3.6 Indépendance de la grille : Evolution du flux convectif de chaleur sans dimension pendant un cycle Stirling ($Re=1000$, $T_H=3T_0$, $T_C=0,98T_0$, $\epsilon=70\%$, $L_p=0,27L$)

Conclusion

Dans cette section, nous avons présenté le modèle mathématique utilisé pour discrétiser l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur au sein du moteur Stirling. Nous avons également clarifié les différentes caractéristiques de fonctionnement du moteur, y compris les hypothèses adoptées ainsi que les conditions initiales et aux limites, en supposant un gaz parfait. Dans la section suivante, nous étudierons le comportement du système en considérant l'hypothèse d'un gaz réel de type Van der Waals.

Partie B

Modélisation basée sur un gaz réel de type Van der Waals

1. Introduction

Dans cette section, nous avons adopté l'hypothèse d'un gaz réel afin de mieux modéliser le comportement du fluide au sein du moteur Stirling. À cette fin, nous avons choisi d'utiliser l'équation d'état de Van der Waals (VDW), qui permet de prendre en compte les interactions intermoléculaires et le volume propre des molécules, caractéristiques des gaz réels. Les différentes équations résultantes de cette hypothèse, ainsi que la validation de ce modèle par rapport à des travaux expérimentaux disponibles dans la littérature, sont détaillées et analysées dans cette partie.

2. Choix du modèle de gaz réel

Pour simplifier la modélisation, le moteur Stirling (SE) a été divisé en cinq volumes de contrôle. Étant donné que l'équation des gaz réels prend en compte les forces d'attraction et de répulsion mutuelles entre les molécules, ainsi que leur géométrie non ponctuelle, le modèle actuel suppose que le fluide de travail à l'intérieur du moteur suit l'équation de Van der Waals (VDW). Les moteurs à haute puissance nécessitent des pressions internes élevées. Dans ces conditions, le comportement d'un gaz réel diffère sensiblement de celui d'un gaz parfait. Par conséquent, l'hypothèse selon laquelle le gaz de remplissage se comporte comme un gaz parfait est inappropriée. L'équation de VDW, présentée dans l'équation (2.41), offre une meilleure description des relations entre la pression, le volume et la température pour des gaz réels que l'équation des gaz parfaits. Cette approche a été adoptée à la place d'une formule plus complexe ajustant directement les propriétés réelles du gaz, en raison de sa simplicité et de sa capacité à capturer les comportements complexes des gaz réels. Elle fournit une interprétation physique fondamentale des différences entre un gaz parfait et un gaz réel. Deux paramètres spécifiques à chaque gaz, désignés par "a" et "b", ont été introduits pour améliorer l'adéquation entre les résultats théoriques et expérimentaux.

3. Modèle mathématique

Pour simplifier l'analyse du mode de fonctionnement réel du moteur Stirling à double effet, nous adoptons plusieurs hypothèses :

- Le régénérateur est représenté comme un milieu poreux homogène.
- L'écoulement est considéré comme subsonique.
- L'écoulement est supposé laminaire et axisymétrique.
- L'effet des forces gravitationnelles sur le volume de gaz est négligeable.
- La dissipation visqueuse est également considérée comme négligeable.

Notre recherche première est basée sur une étude (CFD) en développant un code numérique sous le logiciel Fortran, axé sur la prédiction des performances d'un cylindre unique. Cette étude reposait sur l'hypothèse d'un comportement idéal des gaz. Cependant, les modèles de gaz idéal génèrent des prévisions de performances imprécises : les hypothèses relatives aux gaz idéaux simplifient le comportement des gaz, ce qui peut entraîner des écarts importants dans les prévisions de performance selon Marko (2020) [149]. D'autre part, les hypothèses sur les gaz idéaux peuvent ne pas être valables pour toutes les conditions de fonctionnement, en particulier dans les applications de haute pression et à grande différence de température.

La présente étude vise à approfondir le fonctionnement d'un moteur Stirling à double effet en intégrant l'équation des gaz réels dans le modèle numérique. L'intégration de l'équation des gaz réels, telle que représentée dans l'équation (3.67), permet de prendre en compte les écarts par rapport au comportement idéal des gaz, fournissant ainsi une représentation plus précise des processus thermodynamiques se produisant dans le moteur. Cette amélioration vise à renforcer les capacités prédictives du modèle, ce qui permettra d'obtenir des évaluations de performance et des stratégies d'optimisation plus fiables pour les moteurs Stirling à double effet. Cette évolution vers un cadre de modélisation plus réaliste est essentielle pour faire progresser la conception et l'application des moteurs Stirling dans les systèmes pratiques de production d'énergie.

$$\left(P + \frac{a}{V^2}\right)(V - b) = RT \quad (3.67)$$

Donc la pression du gaz réel de Van der Waals notée P_{rvd} sera exprimée en fonction de la pression du gaz parfait comme indiqué dans l'équation (3.68) :

$$P_{rvd} = P + \frac{a}{\rho^2} = \frac{\rho RT}{1 - \rho b} - a\rho^2 \quad (3.68)$$

Cette approche garantit que les équations directrices sont discrétisées tout en préservant la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie à chaque volume de contrôle, ce qui permet une représentation précise des phénomènes d'écoulement et de transfert de chaleur au sein du système.

Dans le cas standard de simulation, le gaz utilisé est l'air, qui est considéré comme un gaz réel. L'air est alors modélisé à l'aide de l'équation d'état de Van der Waals, caractérisée par les coefficients a et b , qui représentent respectivement l'intensité des interactions moléculaires attractives et le covolume des molécules. Ces coefficients permettent d'apporter une correction aux hypothèses du gaz parfait en tenant compte des effets de compressibilité et des forces intermoléculaires.

L'air est ici assimilé à un mélange composé de 21 % d'oxygène (O_2) et de 79 % d'azote (N_2), proportions correspondant à sa composition atmosphérique moyenne. Selon Weast (1980) [150], les coefficients de Van der Waals pour l'air peuvent être déterminés en effectuant une moyenne pondérée des coefficients des gaz constituants. Les valeurs de ces coefficients sont présentées dans le tableau 3.5.

Tableau 3.5 Coefficients de correction de volume pour l'air comme gaz réel de Van der Waals

	a [$l^2 \cdot atm/mol^2$]	b [$l/mole$]
O_2	1.36	0.03183
N_2	1.39	0.03913
Air	1.3565	0.03696

Pour la modélisation de l'écoulement et du transfert de chaleur, le même cadre mathématique développé dans la partie A est rétabli. Les équations de Navier Stokes y sont appliquées, ce qui garantit la cohérence de l'approche analytique :

Equation de continuité

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0 \quad (3.69)$$

Equation de conservation de mouvement dans la direction radiale

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \rho v u + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left[\left(\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho v v r_c \right] \\ &= \frac{-\partial}{\partial r_c} \left(P + \frac{a}{\rho^2} \right) + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left(r \frac{\partial v}{\partial r} \right) \right] \\ &- \delta \left[\frac{\varepsilon}{Da Re} + \frac{F \varepsilon}{\sqrt{Da}} \|\vec{u}\| \rho \right] v \end{aligned} \quad (3.70)$$

Equation de conservation de mouvement dans la direction axiale :

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \rho u u + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left[\left(\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho u v r_c \right] \\
 &= \frac{-\partial}{\partial z} \left(P + \frac{a}{\rho^2} \right) + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left(r_c \frac{\partial u}{\partial r_c} \right) \right] \\
 &- \delta \left[\frac{\varepsilon}{Da Re} + \frac{F \varepsilon}{\sqrt{Da}} \|\vec{u}\| \rho \right] u
 \end{aligned} \tag{3.71}$$

Equation d'énergie

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial (\delta(\varepsilon \rho + (1 - \varepsilon) R_c) + \rho) T}{\partial t} + \left(\frac{\partial (\rho u T)}{\partial z} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} (r_c \rho v T) \right) \\
 &= \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho R T}{1 - b \rho} - a \rho^2 \right) \\
 &+ \frac{1}{Pr Re} \left[\frac{\partial^2}{\partial z^2} [\delta(\varepsilon + (1 - \varepsilon) R_k) + 1] T \right] \\
 &+ \frac{1}{Pr Re} \left[\frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left(r_c [\delta(\varepsilon + (1 - \varepsilon) R_k) + 1] \frac{\partial T}{\partial r_c} \right) \right]
 \end{aligned} \tag{3.72}$$

3.1 Calcul des capacités calorifiques

Pour un gaz réel obéissant à l'équation d'état de Van der Waals, la détermination des capacités calorifiques à pression constante C_p et à volume constant C_v s'obtient en dérivant l'équation d'état par rapport à la température et à la pression. Ainsi, nous obtenons :

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v = \frac{m r_c}{\left(V - \frac{m}{M} b \right)} \tag{3.73}$$

$$\left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p = \frac{m r_c}{\left(P - \frac{m^2 a}{M^2 V^2} + \frac{2 m^3 a b}{M^3 V^3} \right)} \tag{3.74}$$

avec m , M et r qui représente respectivement la masse du gaz, la masse molaire de l'air, et la constante de gaz spécifique du gaz.

Ainsi la relation entre C_p et C_v s'écrit :

$$C_p - C_v = \frac{\overline{C_p} - \overline{C_v}}{M} = \frac{T}{m} \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_V \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P \quad (3.75)$$

Et le rapport de capacité calorifique γ s'exprime comme suit :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{\overline{C_p}}{\overline{C_v}} \quad (3.76)$$

La combinaison de ces quatre équations permet de déterminer les capacités calorifiques des gaz impliqués dans le fonctionnement du moteur. Ces capacités sont essentielles pour le calcul du rapport de capacité thermique R_{ct} défini comme le rapport entre la capacité thermique massique du fluide ($C_{p,fluide}$) et celle du solide ($C_{p,solide}$).

$$R_{ct} = \frac{(\rho_0 C_p)_s}{(\rho_0 C_p)_f} \quad (3.77)$$

D'autre part cette analyse permet également d'évaluer le rapport de conductivité thermique R_k défini comme le rapport de conductivité thermique de la particule solide et fluide ce qui

$$R_k = \frac{K_{sd}}{K_f} \quad (3.78)$$

3.2 Validation du modèle

L'objectif de cette étude est de rapprocher les performances issues des simulations numériques d'un moteur à double effet des résultats observés en conditions réelles de fonctionnement. Pour ce faire, plusieurs hypothèses ont été comparées, en s'appuyant sur une revue de la littérature qui met en évidence l'influence déterminante du choix du modèle du fluide de travail sur l'écart entre les résultats théoriques et expérimentaux Kang et al, (1996) [151]. Nous avons ainsi analysé les cycles de compression et d'expansion dans un cylindre unique du moteur, en considérant deux hypothèses distinctes : dans la première, le fluide de travail est supposé être de l'air idéal, traité comme un gaz parfait ; dans la seconde, le fluide

est modélisé comme un gaz réel, sous les mêmes conditions initiales et aux mêmes conditions aux limites. Le résultat de cette comparaison est illustré dans la Figure 3.7 où le diagramme de Clapeyron P-V est présenté pour un moteur Stirling dans un cylindre, en présentant en contraste les théories du gaz idéal et du gaz réel. Conformément à l'hypothèse du gaz idéal, la pression est en excès par rapport au modèle réel en raison de la négligence des interactions entre les molécules et du volume spécifique qu'occupent ces dernières, menant ainsi à un diagramme plus étendu. Cependant, le modèle du gaz réel qui s'appuie sur l'équation de Van der Waals prend en compte les forces d'attraction et le volume des molécules, ce qui diminue les pressions observées, surtout à des densités importantes (volumes faibles). Ces modifications rendent l'hypothèse du gaz réel plus pertinente pour simuler les conditions d'opération concrètes d'un moteur Stirling.

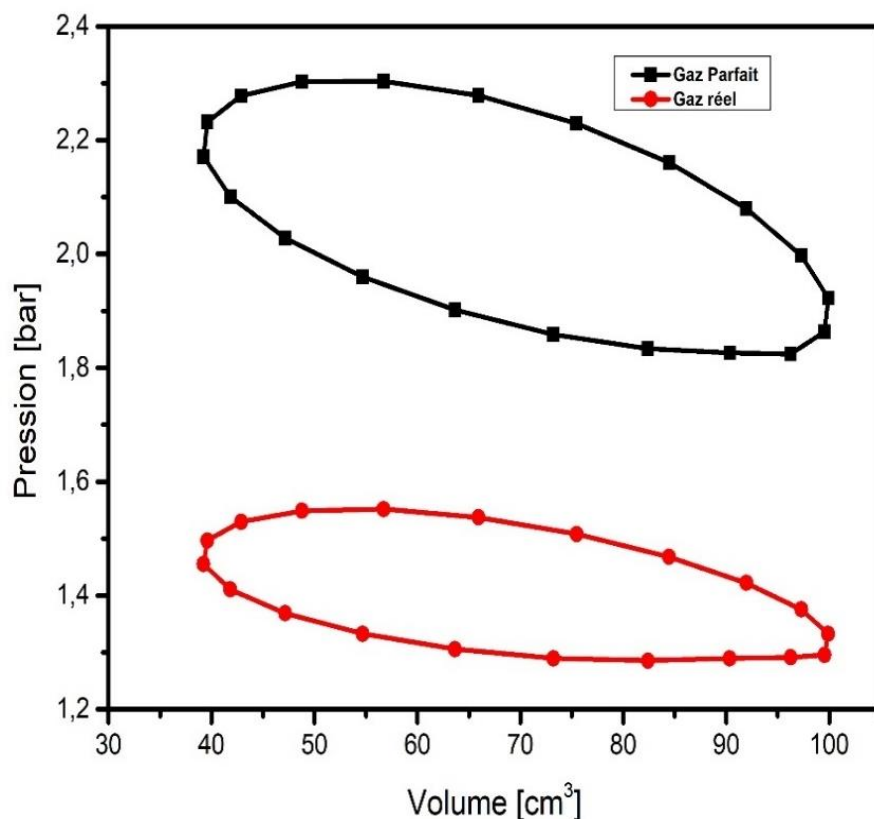


Figure 3.7 Comparaison du diagramme P-V du cycle Stirling dans deux hypothèses de gaz, $Re=1000$, $\epsilon=85\%$, $T_H=900^\circ\text{C}$, $T_C=30^\circ\text{C}$, azote comme fluide de travail et 1 seul régénérateur

Le modèle de calcul développé a été comparé avec des travaux expérimentales mené sur le même type de moteur (Moteur Stirling à double effet de type WhisperGen), Pour valider les résultats de calcul, une comparaison a été effectuée entre la puissance de sortie prédite par le modèle proposé et les données expérimentales établies par Valenti et al. (2014) [32], utilisant de l'azote comme fluide de travail à une température de source chaude de $T_H=900^\circ\text{C}$ et une température de puits froid de $T_C=30^\circ\text{C}$. La fig.3.8 représente les résultats de l'étude de Valenti et al. (2014) [32] dans laquelle des puissances électriques d'environ 400 W, 800 W et

930 W ont été rapportées pour trois valeurs distinctes de pression de charge initiale. En comparaison, les résultats obtenus à partir de notre modèle (CFD) s'élèvent respectivement à 430 W, 820 W et 990 W. Les erreurs relatives entre les résultats expérimentaux et numériques étaient de 7,5 %, 2,5 % et 6,4 % pour chaque cas. On a considéré le résultat de 50^{ème} cycle de compression-détente, pour assurer une bonne stabilité numérique en minimisant l'influence de toute variabilité ou valeur aberrante entre les cycles individuels. Les écarts observés sont principalement dus aux différences du rendement électrique pour convertir l'énergie mécanique en énergie électrique. Dans notre modèle, nous avons utilisé un générateur avec un rendement supposé de 85 %, tandis que pour le travail expérimental nous n'avons pas une idée sur l'ordre de grandeur du rendement de la génératrice utilisée, ce qui a probablement contribué à la légère variation de la puissance de sortie. Cette marge d'erreur se situe dans une fourchette acceptable pour de telles simulations et indique la robustesse du modèle CFD proposé.

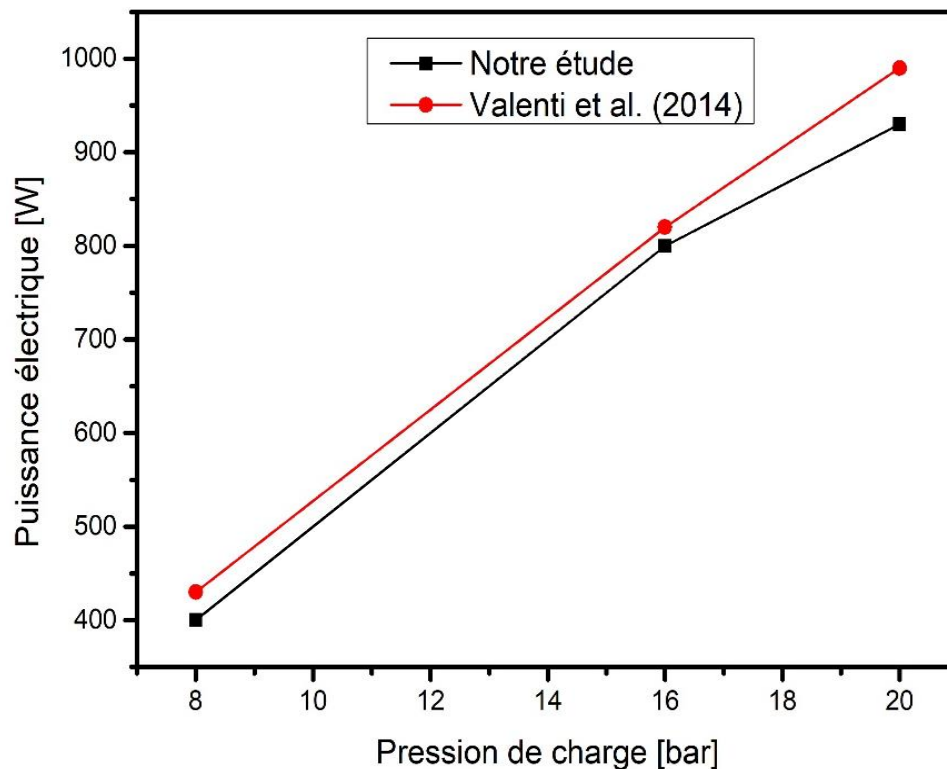


Figure 3.8 Validation expérimentale du model développé avec le model de Valenti et al. (2014) [32]

4. Equations cratérisant les performances du moteur

Le modèle mathématique ayant été validé, nous avons procédé à la simulation du fonctionnement du moteur Stirling selon deux approches :

- La première en supposant un gaz parfait,
- La seconde en utilisant un gaz réel de type Van der Waals.

Pour les deux cas, une étude approfondie a été menée dans le but d'optimiser les performances du moteur. À cette fin, le moteur a été évalué à la fois d'un point de vue thermique et mécanique, en calculant :

- Les échanges thermiques par convection,
- L'efficacité thermique du régénérateur,
- Les pertes de charge,
- Ainsi que le rendement global du moteur.

Ces résultats ont été obtenus en s'appuyant sur les formulations mathématiques suivantes :
Le flux de chaleur échangé à travers le milieu poreux pendant le cycle de compression-expansion est transféré par convection. Le flux de chaleur convaincu à travers un disque de rayon R peut être défini comme suit :

$$Q = \int_0^r \rho C_p u T 2\pi r dr \quad (3.79)$$

Au niveau du régénérateur le flux est donné par l'équation suivante

$$Q = Q|_{\text{sortiedumilieu poreux}} - Q|_{\text{entréemilieu poreux}} \quad (3.80)$$

Le rendement global du moteur est défini comme le rapport entre l'énergie utile produite et l'énergie reçue en entrée :

$$\eta_{Stirling} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} \quad (3.81))$$

où Q_{in} et Q_{out} désignent respectivement l'énergie reçue et fournie par le moteur.

$$Q_{in} = m_f R T_c \ln(\lambda) + Q_{nonreg} \quad (3.82)$$

$$Q_{out} = m_f R T_f \ln(\lambda) + Q_{nonreg} \quad (3.83)$$

Q_{nonreg} est la quantité d'énergie dissipée par le moteur., λ représente le ratio de compression

$$\lambda = \frac{V_{\min}}{V_{\max}}$$

La perte de charge générée par les singularités du régénérateur est également étudiée en utilisant la formulation

$$P_d = \Delta P \quad (3.84)$$

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons exposé minutieusement le problème analysé, allant de la disposition géométrique à l'application de la technique numérique. La mise en parallèle de la configuration traditionnelle avec un unique régénérateur et la version modifiée constitue le fondement permettant d'évaluer les performances thermiques et mécaniques du système.

L'intégration des paramètres et des équations sans dimension est cruciale, car elle favorise la diminution du nombre de variables et l'identification des grandeurs physiques prépondérantes, tout en simplifiant l'extension des résultats obtenus. Les hypothèses établies et les conditions aux limites fixées fournissent un cadre strict pour la résolution numérique, alors que l'utilisation de la méthode du volume de contrôle par éléments finis (MVCEF) garantit une exactitude et une souplesse correspondant à la complexité du problème. Cette fondation mathématique et numérique renforce l'approche intégrale de notre recherche et pave la voie pour une analyse détaillée des résultats dans les prochains chapitres.

Notre modèle CFD développé a été validé à partir de travaux numériques et expérimentaux issus de la littérature. La section suivante présente une première étude d'optimisation paramétrique du moteur, portant sur le régénérateur et les paramètres de fonctionnement, en adoptant l'hypothèse d'un gaz parfait. Les conclusions de cette analyse seront ensuite généralisées à la configuration à quatre cylindres

Chapitre 4

Influence de la subdivision du régénérateur sur les performances globales d'un moteur Stirling : Etude des paramètres principaux

1. Introduction

Ce chapitre vise à approfondir la compréhension de l'influence du régénérateur sur les performances globales d'un moteur Stirling, y compris les caractéristiques thermo-physiques et géométriques et d'autre part on vise à identifier l'effet du fluide de travail dans l'amélioration des rendement mécanique et thermique de notre moteur. Certaines hypothèses simplificatrices sont appliquées pour décrire la nature de l'écoulement et le type du fluide de travail, tout en mettant l'accent sur le rôle du régénérateur.

2. Modèle mathématique et méthodologie numérique

2.1. Description de la géométrie étudiée

La configuration classique d'un moteur Stirling est représenté dans la figure 4.1, Un cylindre contenant deux pistons plats connectés mécaniquement. Un milieu poreux est utilisé pour remplir partiellement le cylindre. La présente étude porte sur un cylindre axisymétrique à section constante, entouré d'une enveloppe conductrice munie d'un piston de chaque côté. Le cylindre contient un milieu poreux à travers lequel circule un gaz compressible, soumis à un flux périodique généré par le mouvement de translation des pistons. Le mouvement des pistons engendre un débit oscillant, ce qui permet d'approcher le cycle du fluide en deux demi-périodes. Pendant la première moitié de la période, le fluide chaud traverse le régénérateur en passant par l'échangeur froid (refroidisseur), tandis que pendant la seconde moitié, le fluide froid entre dans le régénérateur via l'échangeur chaud (chauffeur).

La géométrie comprend cinq régions : deux régions de volume déformable en contact avec les deux pistons, dont le volume varie avec le mouvement des pistons, et 3 régions d'échangeurs thermiques à volumes constants. Une zone chauffée extérieurement par un système de chauffage, une zone refroidie extérieurement par un système de refroidissement, et une troisième zone poreuse adiabatique constituant le régénérateur.

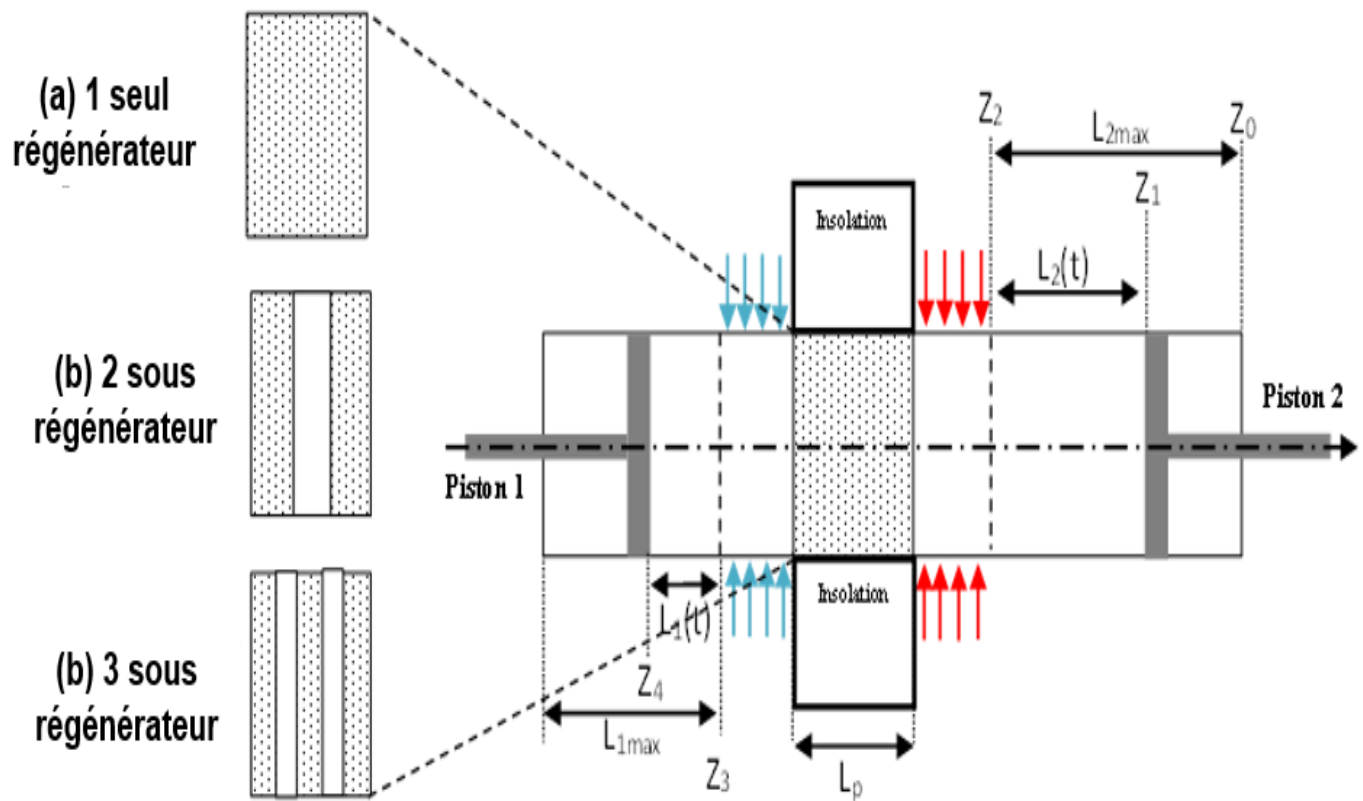


Figure 4.1 Schématisation de la géométrie du moteur Stirling étudié

Dans cette étude, l'amélioration de l'efficacité thermique du moteur Stirling est exploré à travers l'analyse de l'écoulement oscillant à l'intérieur du régénérateur du moteur en utilisant la méthode MVCEF. L'approche adoptée repose sur une modélisation détaillée du régénérateur Stirling, incluant la résolution des équations de Navier-Stokes pour l'écoulement des fluides et l'application du modèle de Brinkman-Lapwood-Forchheimer, étendu à Darcy, pour déterminer l'écoulement et le transfert de chaleur dans le milieu poreux (régénérateur). La solution numérique de ces équations a été obtenue à l'aide de la méthode des volumes de contrôle basée sur la méthode (MVCEF), une approche hybride combinant les volumes finis et les éléments finis.

Cependant, la complexité et le temps de calcul élevé de cette méthode ont nécessité l'adoption de certaines hypothèses simplificatrices. Ces hypothèses visent à prédire les performances d'écoulement et de transfert de chaleur des régénérateurs présentant différentes propriétés thermiques et géométriques.

Les hypothèses utilisées dans cette étude sont les suivantes :

- Le fluide de travail, l'air, est considéré comme un gaz parfait.
- L'écoulement est supposé laminaire et symétrique selon l'axe.
- Les phases fluide et solide sont en équilibre thermique local, et le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- L'écoulement est subsonique et les forces volumétriques de gravité sont négligeables.
- La dissipation visqueuse est également supposée négligeable.
- Les caractéristiques physiques du fluide restent constantes, à l'exception de sa densité, qui varie en fonction du volume afin d'assurer la conservation de la masse.

3. Résultats et discussions

3.2. Evolution temporelle de la température

L'évolution de la température à différentes positions du moteur Stirling est présenté dans la figure 4.2. La variation de température observée pour les trois échangeurs montre clairement que le régénérateur subit des fluctuations thermiques plus importantes que le refroidisseur et le réchauffeur. Une différence de température d'environ 240°C, 70°C et 60°C est enregistrée respectivement à travers le régénérateur, le refroidisseur et le réchauffeur au cours d'un cycle Stirling.

La stabilité de l'échange de chaleur est atteinte à partir du 50^{ème} cycle dans le régénérateur et dans le refroidisseur. Le transfert de chaleur dans le réchauffeur peut prendre plus de temps à se stabiliser en raison de plusieurs facteurs. Tout d'abord, le réchauffeur est généralement conçu pour assurer un transfert thermique efficace entre le fluide de travail à haute pression et la source de chaleur. Ce processus peut nécessiter plusieurs cycles pour atteindre un équilibre thermique optimal, car le fluide de travail doit s'adapter aux conditions de température et de pression.

En outre, les phénomènes de convection et de conduction thermique à l'intérieur du dispositif de chauffage peuvent influencer la vitesse à laquelle la stabilité de l'échange thermique est atteinte. Ces phénomènes peuvent nécessiter un certain temps avant que le fluide de travail et la source de chaleur n'atteignent un équilibre thermique.

Dans la suite de notre étude paramétrique visant à caractériser le transfert de chaleur et l'écoulement au sein du régénérateur, nous nous appuyerons sur les résultats issus de notre modèle numérique à partir du 50^e cycle. Ce choix se justifie par le fait qu'au-delà de ce seuil, le régime d'écoulement atteint une stabilité suffisante, ce qui garantit la fiabilité des données, en particulier dans la zone du régénérateur, qui représente l'une des parties les plus complexes du moteur Stirling.

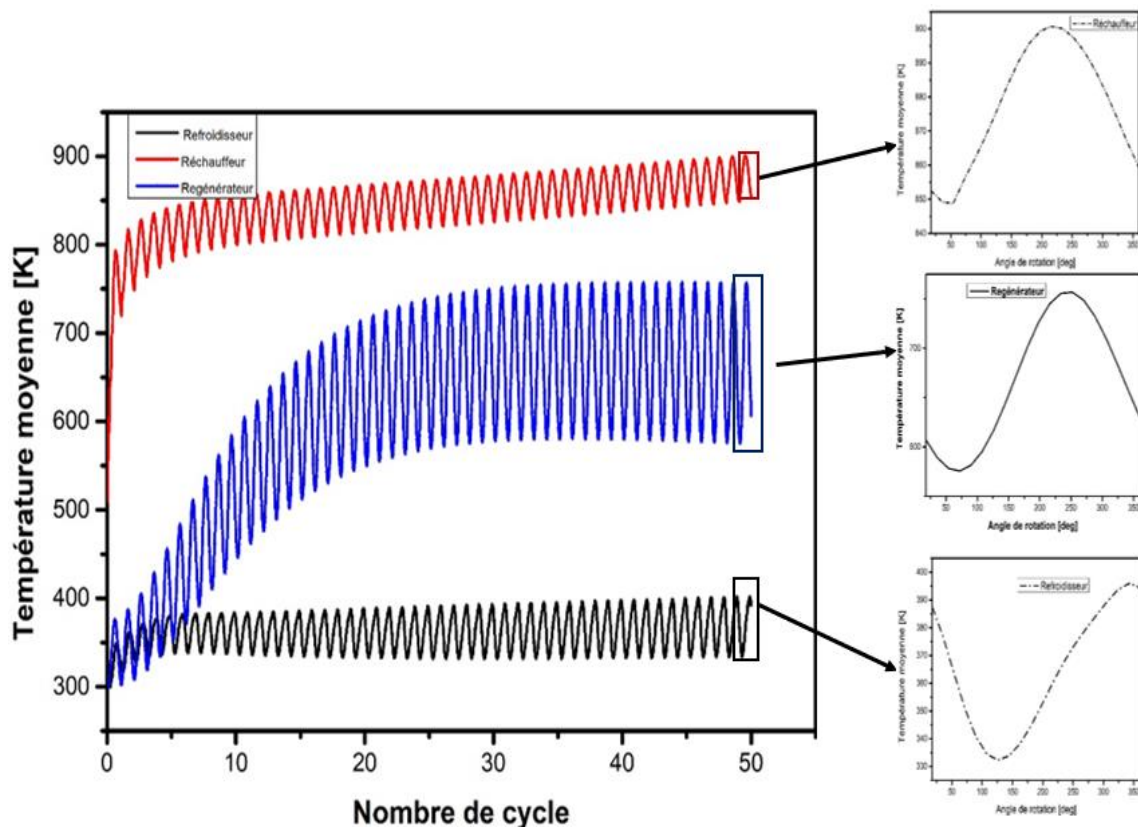


Figure 4.2 Réponse transitoire de l'évolution de la température d'un moteur Stirling avec un seul régénérateur ($Re=1000$, $T_H=3T_0$, $T_C=0$, $98T_0$, $\varepsilon=70\%$, $L_p=0,27L$)

3.3. Evolution temporelle de la vitesse

La variation temporelle de la vitesse axiale en différentes positions d'axe du cylindre dans un écoulement laminaire pour ($Re = 1000$) est illustrée dans la figure 4.3. La variation temporelle est ici marquée par la variation de l'angle de rotation du vilebrequin, un cycle complet correspond à une rotation de 360° du vilebrequin. Les calculs de l'évolution de la vitesse ont été enregistrés tous les 18° , ce qui signifie qu'un cycle complet s'étend de 18° à 378° . Les vitesses présentent une périodicité nette lors des phases de compression et d'expansion, mais avec des amplitudes différentes, dues au déphasage mécanique de 90° entre les deux pistons. Au début du cycle, le piston 2 commence sa phase de compression et atteint une valeur de vitesse maximale à $\theta=90^\circ$, moment auquel le flux est poussé à travers le réchauffeur. En fait, le flux accélère progressivement en s'éloignant du piston avant de ralentir en présence du milieu métallique en raison de la formation de la couche limite, de la compressibilité du fluide et de la création de la zone de recirculation pariétale. Le piston 1 atteint son point mort bas (fin de la phase d'expansion) à $\theta=180^\circ$, tandis que le piston 2 continue de revenir à sa position de départ. En raison de singularités géométriques, le profil de vitesse dans le régénérateur chute de manière significative. En revanche, la vitesse au niveau du refroidisseur augmente par rapport à celle du régénérateur. Ce phénomène est dû au fait que les pressions des deux pistons se mélangent.

Pendant la phase d'expansion, à $\theta=270^\circ$, on observe une diminution considérable de la vitesse, la valeur minimale étant enregistrée dans le refroidisseur, ce qui est dû à la diminution de la température, à la fin de la phase d'expansion $\theta=360^\circ$, la vitesse dans le régénérateur augmente par rapport à celle au niveau du piston, ce qui explique le caractère « éponge thermique » du régénérateur.

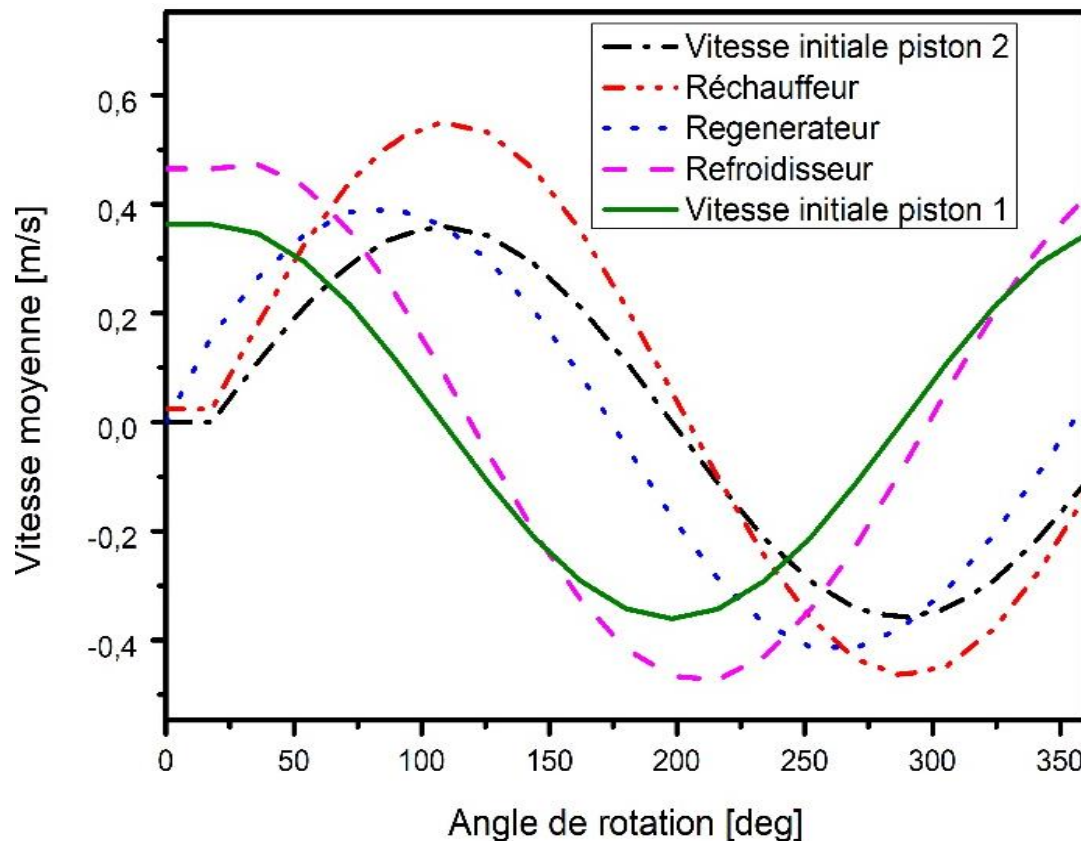


Figure 4.3 Évolution de la vitesse moyenne à différentes positions pendant le 50^{ème} cycle en régime permanent et avec un régénérateur Stirling ($Re=1000$, $T_H=3T_0$, $T_C=0,98T_0$, $\varepsilon=70\%$, $L_p=0,27L$)

3.4. Étude paramétrique

3.4.1. Effet du matériau du milieu poreux

Les matériaux constituant la matrice métallique du régénérateur représentent un défi important qui a suscité l'intérêt de nombreuses recherches. En effet, plusieurs études expérimentales ont été menées afin de caractériser des matériaux performants permettant d'assurer un bon fonctionnement du moteur Stirling. Parmi elles, on peut citer les travaux de Gheith et al. (2018) [17] qui ont testé différentes matrices métalliques telles que le Monel 400, le cuivre et l'acier inoxydable. Ils ont montré que l'acier inoxydable est le matériau le plus adapté en raison de sa résistance à la corrosion, de sa bonne tenue à haute température et de sa capacité thermique relativement élevée.

Kumarevelu et al. (2022) [152] ont également comparé des matrices métalliques en cuivre, en acier inoxydable et en aluminium. Il en ressort que l'aluminium présente la plus faible capacité de stockage thermique parmi les matériaux étudiés, ce qui le rend moins adapté au rôle de régénérateur.

De manière générale, il est admis qu'un bon matériau pour un régénérateur doit présenter une forte capacité thermique, une faible conductivité thermique ainsi qu'une faible émissivité, afin de limiter les pertes de chaleur et d'optimiser l'efficacité du cycle thermodynamique du moteur Stirling.

En partant de ces conclusions pertinentes et afin d'améliorer les performances thermiques du régénérateur Stirling, trois matériaux de milieu poreux ont été testés : l'acier inoxydable, l'alliage de nickel et de lanthane et l'Hastelloy X. Le tableau 4.1 résume les propriétés thermo-physiques des matériaux testés. On sait que l'efficacité du régénérateur dépend du gradient de température entre la source chaude et la source froide de l'échangeur Stirling et de la valeur de la température à l'extrémité de la paroi du régénérateur, en effectuant des calculs numériques pour trois matériaux poreux choisis. La figure 4.4(a) montre l'impact du matériau de la matrice sur l'efficacité du régénérateur Stirling calculée à partir de l'équation (2.25). Il a été observé que l'efficacité du régénérateur Stirling suit une évolution périodique pendant un cycle (0° à 360°). Cependant, une variation de l'efficacité maximale et minimale a été observée lors de l'utilisation de matériaux aux propriétés différentes. L'efficacité maximale est observée à 80° , tandis que l'efficacité minimale est observée à 240° . L'utilisation d'un matériau de régénération en alliage de Lanthane Nickel intensifie l'efficacité thermique du régénérateur.

Tableau 4.1 Propriétés thermo-physiques du matériau du cas test

Matériaux	Conductivité thermique ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)	Capacité thermique ($\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$)	Densité (kg.m^{-3})	Diffusivité (m^2/s)	Rc	Rk
Hastelloy X	10,2	420	7950	$0,29 \cdot 10^{-5}$	2858,43	392,30
Alliage de lanthane et de nickel	3,18	419	8200	$1,106 \cdot 10^{-6}$	2941	122,30
Acier inoxydable	14,1	460	7800	$0,39 \cdot 10^{-5}$	3588	542,30

Tableau 4.2 Performances du moteur Stirling par rapport au matériau poreux du régénérateur

Matériaux	W (J)	ΔT_{reg}	η_{reg} (%)	$Q_{non\ reg}$ (J)	Q_{in} (J)	Q_{out} (J)	$\eta_{Stirling}$ (%)
Acier inoxydable	17,098	150	16	973	1659,38	1165	29,79
Alliage de lanthane et de nickel	17,021	179	24	785,77	1472,15	1068	27,45
Hastelloy X	1801	318	20	999,45	1685,81	1228,24	27,14

La puissance mécanique générée lors d'un cycle Stirling complet pour les trois matériaux étudiés est déduite du diagramme PV, représenté sur la fig.4.4(b). Le travail fourni par le moteur Stirling est égal à la surface de ce diagramme. Le tableau 4.2 résume l'effet des trois matériaux de matrice testés sur les performances du moteur Stirling. Il est égal à 18,01J lors de l'utilisation d'Hastelloy X comme matériaux régénérateurs ($Re=1000$, $Lp=0,27L$, $\varepsilon=70\%$). La puissance mécanique est plus élevée lorsqu'une matrice poreuse en alliage de lanthane et de nickel est utilisée, comparée à d'autres matrices conçues en acier inoxydable ou en Hastelloy X. Ainsi, la faible conductivité thermique du lanthane améliore le stockage de la chaleur dans la matrice poreuse, permettant de maximiser le gradient thermique entre les parois du régénérateur ce qui est en accord avec les travaux de Briki et al. [100]. Vue sa diffusivité minimale et sa résistance à la corrosion c'est le type de la matrice qui serai considérée dans la suite de notre optimisation.

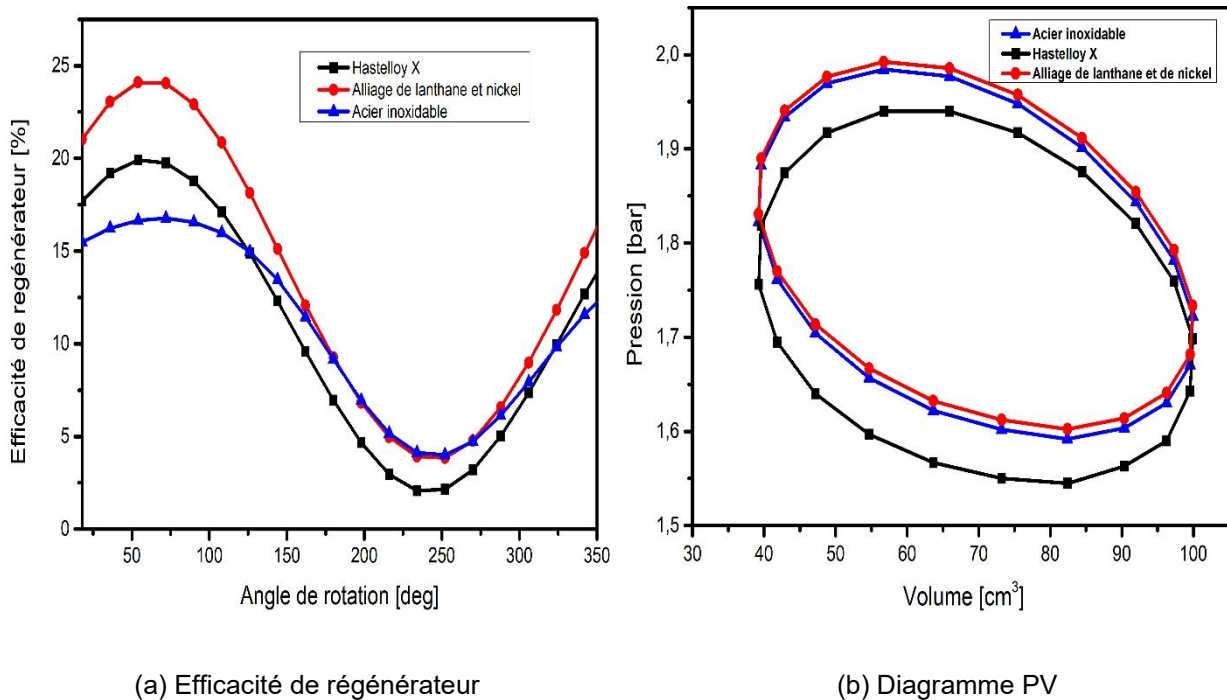


Figure 4.4 Effet du matériau poreux sur (a) l'efficacité du régénérateur et (b) le diagramme PV

($Re=1000$, $Lp=0.27L$, $\varepsilon=70\%$)

3.4.2. Effet du nombre de sous -régénérateur

Cette section s'intéresse à l'impact de la configuration géométrique du régénérateur sur les performances du moteur. Nous avons présenté dans la figure 4.5 l'illustration des nouvelles formes testées du régénérateur. Comme le témoigne cette figure, une comparaison est établie entre trois configurations de régénérateur (un régénérateur unique, deux subdivisions du régénérateur, et trois subdivisions du régénérateur) ayant les mêmes porosité, la même perméabilité, la même épaisseur et conçues du même matériau. L'épaisseur du vide inter sous-régénérateur est conservée. Nous conduisons par la suite une discussion de l'effet du nombre de sous-régénérateurs sur le rendement mécanique et les performances énergétiques du moteur.

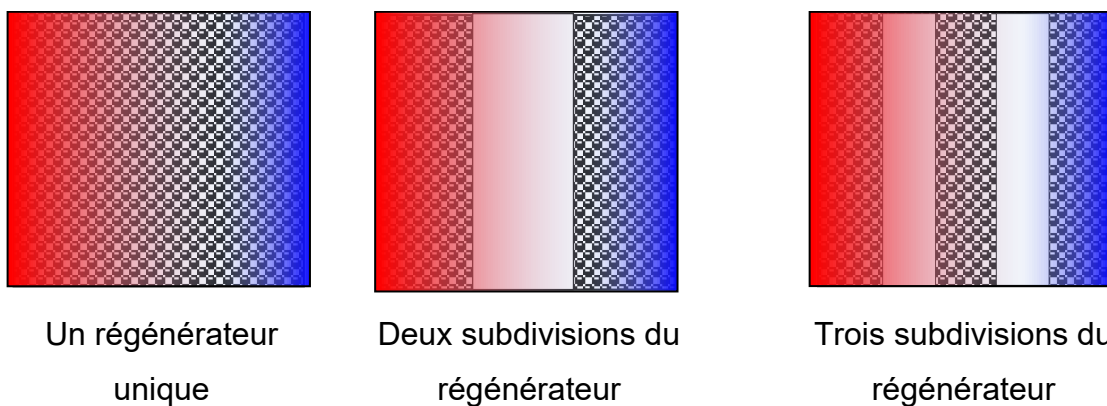


Figure 4.5 Subdivision du régénérateur en un bloc de sous régénérateur

Comme le montre la figure.4.6, l'évolution des isothermes au cours du cycle de compression-détente pour les différentes configurations du régénérateur. Les mêmes paramètres de fonctionnement du moteur sont fixés pour les trois configurations testées ($Re=1000$, $T_H=900$ K, $T_C=298$ K).

Après stabilité des calculs nous pouvons visualiser le début de 50^{ème} cycle, à l'instant initial $\theta=18^\circ$, le flux de chaleur est uniformément réparti pour les trois configurations et dans tous les compartiments du moteur. En effet, les espaces de travail et le régénérateur sont initialement à température ambiante. Un flux de chaleur externe est appliqué aux deux échangeurs de chaleur (refroidisseur et réchauffeur). Le flux de chaleur est alors transféré au fluide de travail par conduction.

Pour $\theta=180^\circ$, les isothermes montrent qu'à la fin de la phase de compression, le régénérateur se réchauffe, illustrant son rôle crucial dans le stockage thermique durant la première moitié du cycle de Stirling. Lors de ce mouvement, le piston déplace le fluide froid dans la couche poreuse chauffée, où un phénomène de transfert thermique se produit. Cependant, le réchauffement du fluide pendant la compression est attribué non seulement au chauffage, mais

aussi à l'effet de la zone de recirculation. En effet, la température de l'espace mort est plus élevée en fin de compression qu'au début du cycle, ce qui est particulièrement visible dans les configurations à deux et trois subdivisions. Près de la zone de travail, la première subdivision du régénérateur gagne en température durant la compression.

À la fin de la phase d'expansion ($\theta=360^\circ$), la zone de travail est caractérisée par une température plus basse que celle observée au début du cycle de Stirling, surtout dans la première configuration, et dans une moindre mesure pour les configurations à deux et trois subdivisions.

En régime permanent, les isothermes dans la figure 4.6 deviennent presque verticaux. La température adiabatique du régénérateur se rapproche de la température ambiante, le régénérateur agissant comme une source de stockage thermique et remplissant une fonction de préchauffage et de pré-refroidissement du fluide de travail. L'échange de chaleur convectif domine au niveau du régénérateur, tandis qu'au niveau du réchauffeur et du refroidisseur, le transfert de chaleur est principalement conductif. La comparaison des contours de température entre les trois configurations montre qu'augmenter le nombre de blocs de milieu poreux améliore le stockage thermique, ainsi que le préchauffage et le pré-refroidissement du flux de fluide. Cela s'explique par l'augmentation de la surface d'échange.

À l'instant $\theta=180^\circ$, en fin de compression, la pression de l'air est maximale et la direction de la vitesse axiale change, formant une zone de recirculation due à l'apparition de la couche limite. En fin de phase d'expansion ($\theta=360^\circ$), la vitesse axiale change de direction à nouveau (inversion de flux).

L'analyse des lignes de courant représentées dans la figure 4.7 indique que les forces centrifuges, agissant de la paroi externe du cylindre vers son centre de courbure, sont responsables des changements de direction du flux. La pression augmente ou diminue à proximité de la paroi externe lorsque le flux passe de la section droite à la section courbe. La vitesse du piston atteint son maximum à $\theta=180^\circ$, ce qui entraîne une accélération des particules de fluide. En revanche, l'interface fluide/milieu poreux montre une augmentation du gradient de vitesse, avec une déflexion accrue des lignes de courant pour compenser l'impédance du milieu poreux et le développement de la couche limite dynamique dans la zone déformable.

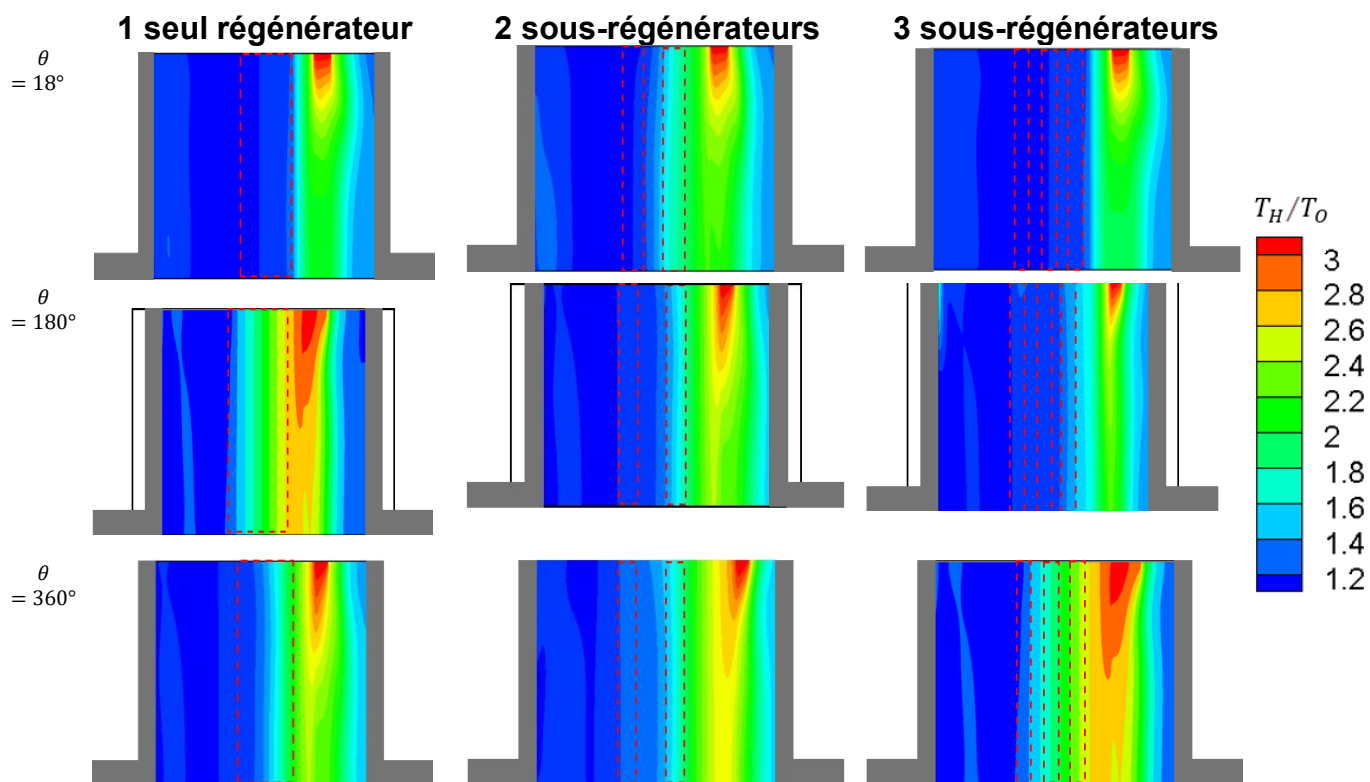


Figure 4. 6 Comparaison de l'évolution des contours de température au cours d'un cycle en régime permanent après 50 cycles de compression-détente pour les différentes configurations de régénérateurs de Stirling ($Re=1000$, $T_H=900$ K, $T_C=298$ K, matériau en alliage de nickel et de lanthane).

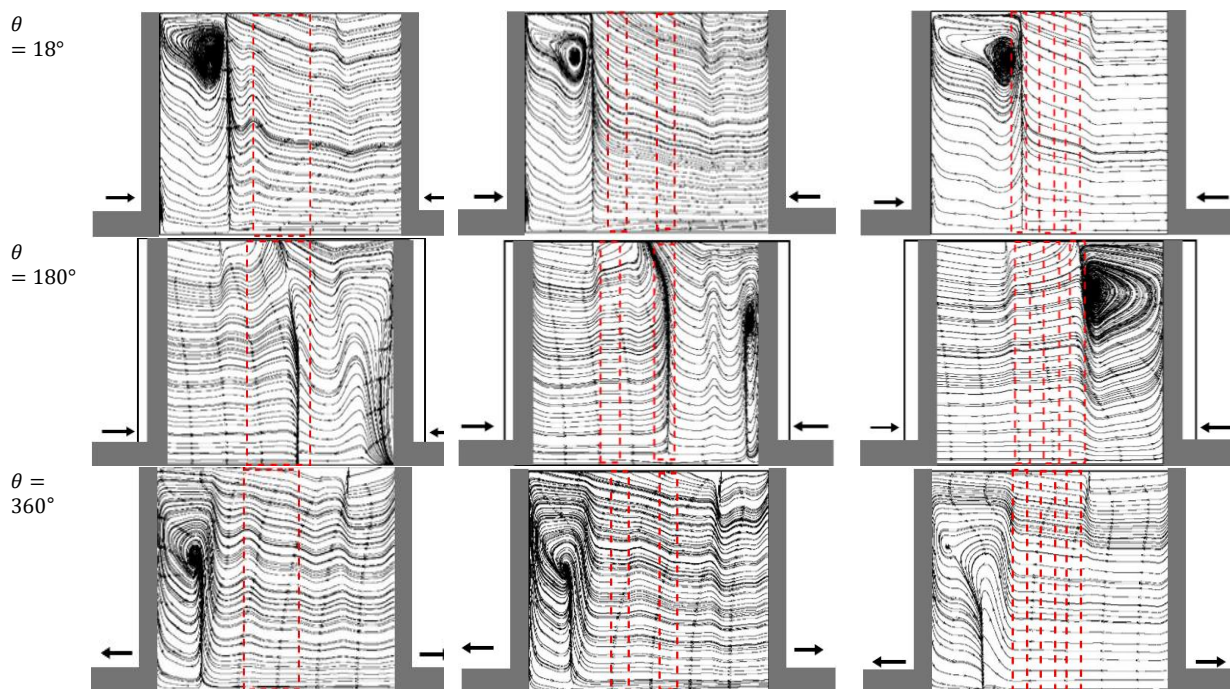


Figure 4.7 Comparaison de l'évolution des lignes de courant au cours d'un cycle en régime permanent après 50 cycles de compression-détente pour les différentes configurations de régénérateurs de Stirling ($Re=1000$, $T_H=900$ K, $T_C=298$ K, matériau en alliage de nickel et de lanthane)

La subdivisions du régénérateur en un bloc de sous-régénérateurs améliore les performances mécaniques et thermiques du moteur Stirling, mais engendre également des pertes de charge importantes, ce qui réduit l'efficacité du moteur. Il est donc nécessaire de rechercher un nombre optimal permettant d'assurer un bon compromis entre la maximisation de l'efficacité et la réduction de l'entropie.

L'étude des pertes de pression dans les trois configurations de régénérateurs étudiées comme le témoigne la figure 4.8 (a), révèle une hausse des pertes en raison de l'introduction de la matrice poreuse.

Cette occurrence résulte de la transformation de la structure de la zone d'écoulement : l'alternance de zones solides et fluides dérègle le modèle d'écoulement, provoquant une instabilité dans la vitesse du fluide. Lorsque le fluide traverse ces zones hétérogènes, il subit une amplification des forces de friction par rapport à un régénérateur fait d'un seul bloc homogène de matériau poreux.

Chaque passage d'une zone solide à une zone fluide crée des phénomènes de recirculation et des gradients de vitesse marqués, ce qui engendre une plus grande dissipation d'énergie. Cependant, même si l'augmentation de la surface d'échange du régénérateur optimise le transfert thermique, elle entraîne aussi une augmentation du volume mort général du moteur Stirling.

L'augmentation du volume inactif a une incidence directe sur la perte de charge, mettant partiellement en danger l'avantage énergétique découlant de l'optimisation du régénérateur. Dans la conception des régénérateurs de nouvelle génération, la balance entre l'efficacité thermique et les pertes de charge est donc un enjeu crucial.

Dans la fig 4.8 (b), nous avons représenté le flux convectif de chaleur afin de caractériser l'effet des subdivisions du régénérateur sur la performance thermique du moteur. Ces aperçus ont confirmé que l'optimisation du régénérateur améliore significativement le transfert thermique, une amélioration qui pourrait être attribuée à l'accroissement de la surface d'échange thermique entre le fluide et les particules solides. En effet, cette dernière a été multipliée par un facteur d'environ trois par rapport à un régénérateur Stirling classique à configuration unique, comme le montre la fig 4.8 (c). L'évolution de l'efficacité thermique du régénérateur en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin montre des fluctuations cycliques caractéristiques du fonctionnement d'un moteur Stirling à double effet. La performance demeure relativement basse, alors que l'intégration de deux ou trois sous-régénérateurs conduit à des valeurs considérablement plus élevées, dépassant les 60 % durant certaines étapes du cycle.

L'efficacité est à son maximum durant la phase de compression (entre 18° et 150° d'angle de rotation du vilebrequin), période durant laquelle le fluide est comprimé à une haute température et donc l'échange thermique entre le fluide opérant et le régénérateur est le plus performant, avant de décroître graduellement pour atteindre un point bas aux environs de 200° - 250° , où le fluide subit un refroidissement et donc la température à la sortie du milieu poreux décroît. Les diagrammes PV des trois configurations étudiées sont présentés à la fig 4.8 (d).

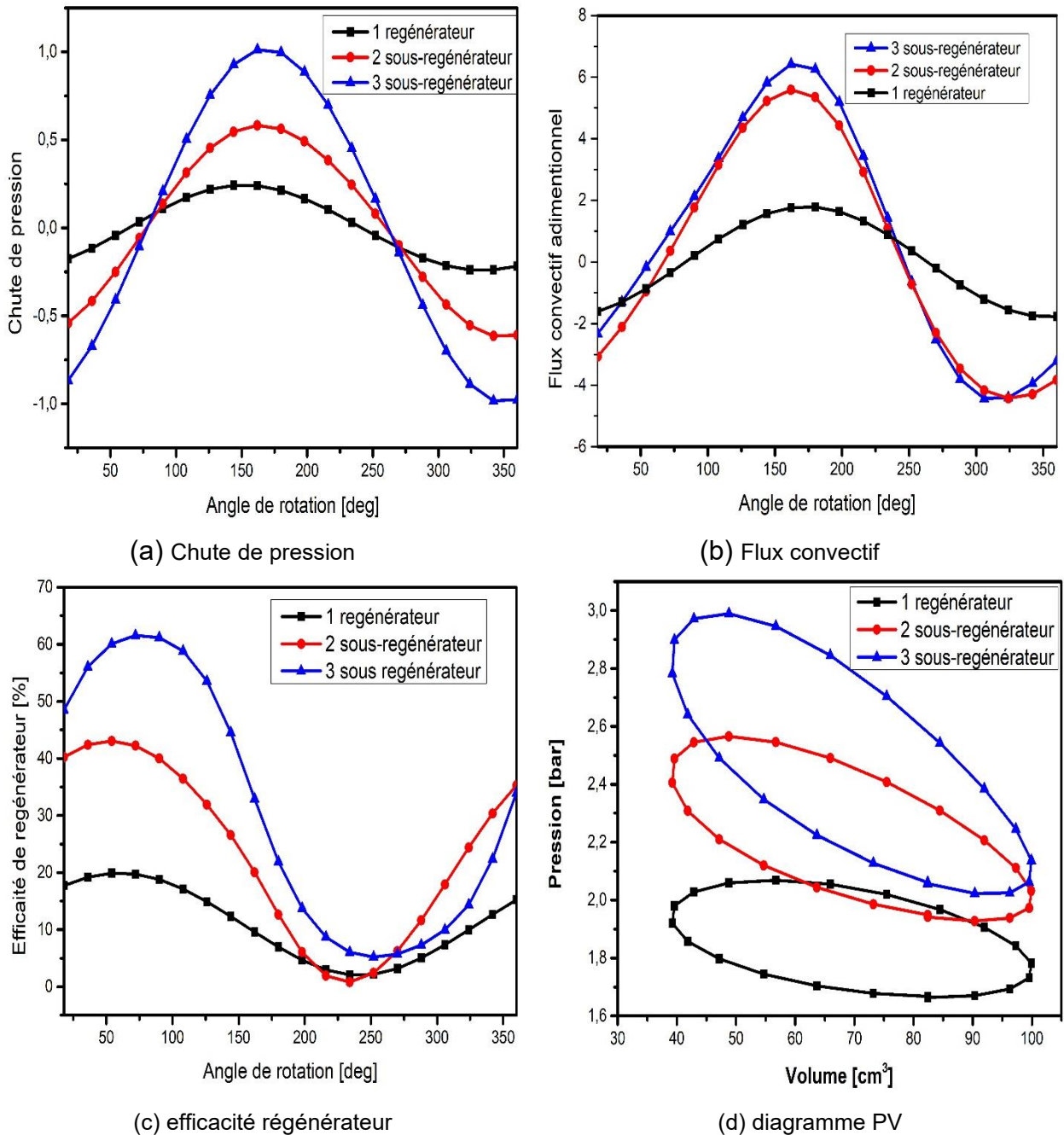


Figure 4.8 Effet du nombre de subdivisions du régénérateur sur (a) la perte de charge du régénérateur, (b) le flux de chaleur échangé par convection à l'intérieur du régénérateur, (c) l'efficacité du régénérateur et (d) les évolutions du diagramme PV ($Re=1000$, matériau en alliage de nickel et de lanthane, $\epsilon=85\%$)

Ces conclusions indiquent que l'optimisation du régénérateur est essentielle pour améliorer les performances du moteur Stirling, même si certaines pertes demeurent et qu'une amélioration du design du régénérateur pourrait également augmenter son efficacité. Une comparaison des performances de moteur pour les différentes configurations est représentée dans le tableau 4.3, nous constatons qu'en divisant le régénérateur, on obtient une amélioration significative des performances du moteur Stirling. Notamment, l'énergie mécanique délivrée par le moteur passe de 16,30 J dans le cas d'un unique régénérateur à 29,96 J lorsqu'il s'agit d'un dispositif à trois blocs de régénérateurs subdivisés. Ceci démontre l'avantage de cette méthode pour optimiser l'énergie.

Tableau 4.3 Performances du moteur Stirling en fonction du nombre de subdivisions du régénérateur

Nombre de sous-régénérateur	W (J)	ΔT_{reg}	η_{reg} (%)	$Q_{non\ reg}$ (J)	Q_{in} (J)	Q_{out} (J)	$\eta_{Stirling}$ (%)
1	17,021	179	24	785,77	1472,15	1068	27,45
2	22,46	375	30	873,3	1559,6	1102	29,34
3	29,96	405	29	873	1559	1101	29,37

3.4.3. Effet de la distribution de la porosité

Après avoir confirmé l'effet pertinent de la subdivision du régénérateur sur l'amélioration du rendement du moteur, nous envisageons de rendre le bloc régénérateur à porosité variable. Chaque sous-régénérateur est ainsi défini avec une porosité appropriée. Nous discutons ensuite de l'influence du sens de variation de la porosité sur l'intensification du transfert de chaleur, ainsi que sur le rendement global du moteur.

Par conséquent, nous analysons deux scénarios :

- Cas 1 : La porosité du milieu poreux dans le sens d'écoulement du fluide de travail, de l'espace chaud vers l'espace froid ; la porosité est donc maximale à proximité du réchauffeur.
- Cas 2 : La porosité diminue de l'espace froid vers l'espace chaud, avec une porosité maximale près du refroidisseur.

Les porosités ε_1 , ε_2 et ε_3 , correspondant respectivement aux premier, deuxième et troisième bloc du sous-régénérateur comme représenté dans la figure 4.9.

Les différents sous-régénérateurs sont constitués d'un alliage de lanthane et de nickel, présentant une même perméabilité, $Da=10^{-4}$. Ils possèdent également la même épaisseur et le même rayon que le cylindre principal du moteur.

Les espaces intercalés entre les sous-régénérateurs, de même épaisseur, sont définis comme des zones de fluide pur. Ces zones, tout comme les sous-régénérateurs, sont supposées constantes et uniformes en termes de propriétés physiques.

Nous considérons deux répartitions différentes de la porosité dans le sens de l'écoulement, allant de l'espace chaud vers l'espace froid :

Dans le premier scénario : $\varepsilon_1=90\%$, $\varepsilon_2=85\%$, $\varepsilon_3=70\%$

- Dans le second scénario : $\varepsilon_1=70\%$, $\varepsilon_2=85\%$, $\varepsilon_3=90\%$

Pour les deux scénarios nous avons adopté une porosité moyenne égale à 85%.

Les principaux résultats issus de ces essais sont présentés dans la figure 4.9.

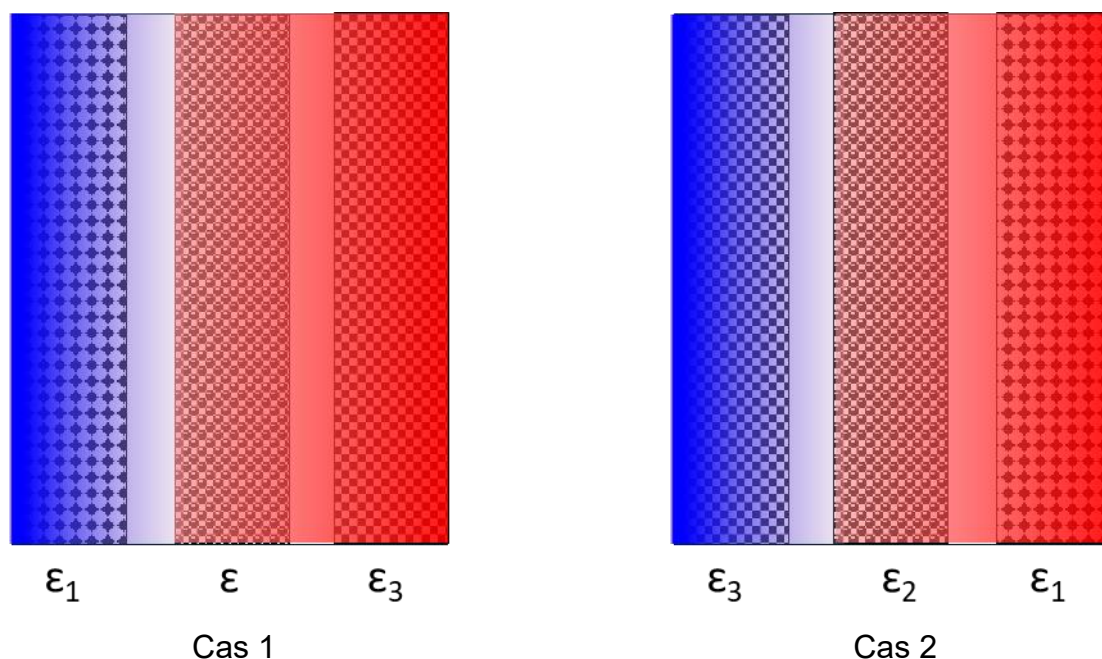


Figure 4.9 Schématisation de la distribution de la porosité dans un bloc de 3 sous-régénérateurs

Pour minimiser la perte de charge, le diamètre hydraulique du régénérateur peut être augmenté en réduisant la densité des mailles ou des tiges métalliques. Cependant, augmenter la porosité du régénérateur peut entraîner une réduction de sa surface mouillée et de sa surface d'échange thermique. Il est donc essentiel de déterminer la direction optimale de distribution de la porosité. La fig 4.10 (a) illustre l'évolution de la perte de charge en fonction de l'angle du vilebrequin sous les deux scénarios : lorsque la porosité diminue de l'espace froid vers l'espace chaud, et lorsqu'elle diminue de l'espace chaud vers l'espace froid. Il a été observé que la distribution optimale de la porosité est obtenue lorsque la porosité maximale du bloc de régénérateur est située près du refroidisseur, comme illustré en fig 4.10 (b). L'évolution du flux de chaleur par convection à travers le bloc de régénérateur a doublée par rapport au cas 2. Cela s'explique par le fait qu'une porosité réduite près de la paroi du réchauffeur minimise le gradient de température à l'intérieur des singularités du régénérateur.

En fig.4.10 (c), nous avons examiné l'effet de la distribution de porosité sur l'efficacité thermique du régénérateur. En ajustant la porosité dans le milieu poreux du régénérateur, le système peut s'adapter dynamiquement aux variations de charge et de température au cours du déplacement du piston. Cette adaptation améliore le transfert thermique durant les cycles de compression et de détente, augmentant ainsi l'efficacité thermique. Par conséquent, l'augmentation de l'efficacité thermique est corrélée à un gain de puissance totale générée, comme illustré en fig 4.10 (d).

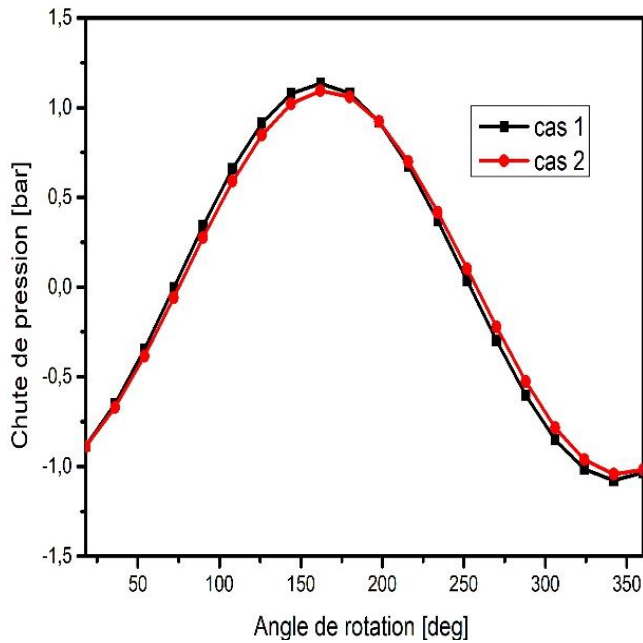
D'autres solutions ont également été identifiées pour réduire la perte de charge dans le régénérateur, notamment en réduisant la masse du fluide de travail, la fréquence du moteur et la fluctuation de température du régénérateur.

La distribution de la porosité dans le régénérateur a été identifiée comme un facteur crucial influençant la puissance et l'efficacité des moteurs Stirling. Un contrôle précis de la distribution de porosité offre une approche avancée pour optimiser les performances du moteur. L'exploitation contrôlée des gradients thermiques, couplée à l'application rigoureuse des principes de la mécanique des fluides, permet d'optimiser simultanément le rendement thermique et la réponse transitoire, ouvrant la voie à des configurations de moteurs Stirling à la fois plus performantes et plus réactives.

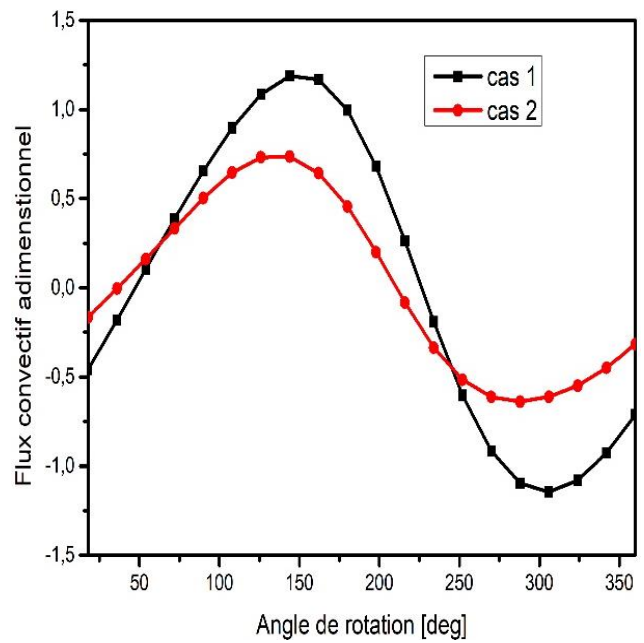
Tableau 4.4 Performances du moteur Stirling en fonction de la distribution de la porosité dans un régénérateur à trois subdivisions

La distribution de porosité de l'espace chaud à l'espace froid.	W (J)	ΔT_{reg}	η_{reg} (%)	$Q_{non\ reg}$ (J)	Q_{in} (J)	Q_{out} (J)	$\eta_{Stirling}$ (%)
Cas 1 : $\varepsilon_1=90\%$; $\varepsilon_2=85\%$; $\varepsilon_3=70\%$	26,78	591	70	367,2	1053,58	569,2	45,97
Cas 2 : $\varepsilon_1=70\%$; $\varepsilon_2=85\%$; $\varepsilon_3=90\%$	25,58	372	42	709	1395	902	35,34

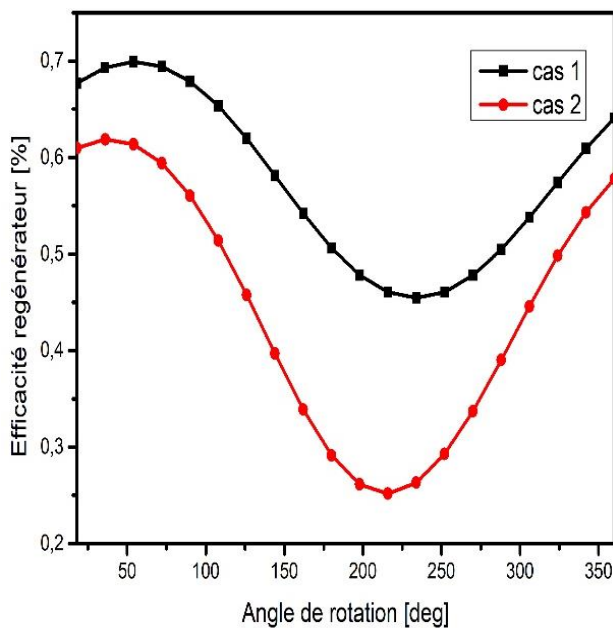
Les résultats de recherche indiquent qu'une diminution de la porosité de 90 % (à l'interface avec le refroidisseur) à 70 % (à l'interface avec le réchauffeur) entraîne une augmentation de la puissance de sortie et de l'efficacité du moteur, ainsi qu'une amélioration de la réponse dynamique du moteur. Un phénomène d'hystérésis a été observé lorsque la distribution de porosité le long du sous-régénérateur passe de 70 % à l'interface avec le refroidisseur à 90 % à l'interface avec le réchauffeur. Il est intéressant d'utiliser un gradient de porosité plus faible à l'interface de la source chaude et un gradient plus élevé à l'interface de la source froide.



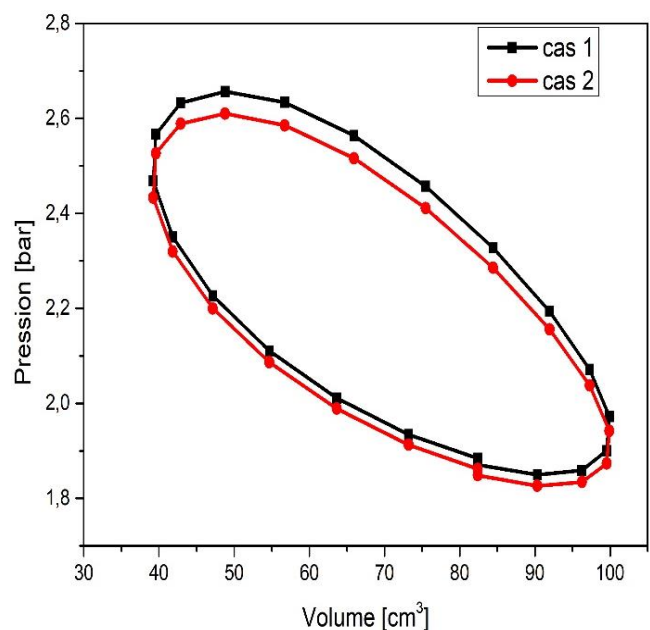
(a) Chute de pression



(b) Flux convectif



(c) efficacité de régénérateur



(d) diagramme PV

Figure 4.10 Effet de la distribution de la porosité sur (a) la chute de pression (b) le flux thermique par convection à travers les 3 sous-régénérateurs, (c) l'efficacité du régénérateur et (d) le diagramme PV ($Re=1000$, $Da=10^{-4}$, $L_p=0,27L$, régénérateur en alliage de nickel-lanthane)

4. Effet du fluide de travail

Le choix du fluide de travail est un facteur déterminant dans le comportement et les performances d'un moteur Stirling, car il influence directement les transferts de chaleur, la densité du gaz et la dynamique des échanges thermiques. Dans cette étude, quatre

fluides (hélium, néon, azote et argon) ont été sélectionnés en raison de leurs propriétés thermo-physiques distinctes (Tableau 4.5). L'évaluation des performances du moteur a été réalisée en considérant les grandeurs clés telles que la puissance mécanique et le rendement thermodynamique, permettant ainsi de comparer l'efficacité et la capacité énergétique de chaque gaz dans des conditions de fonctionnement similaires. Cette analyse vise à identifier le fluide le plus adapté pour maximiser à la fois la production de puissance et l'efficacité énergétique du moteur Stirling.

Tableau 4.5 Propriétés thermiques du fluide de travail

Fluide de travail	Conductivité thermique λ (W.m ⁻¹ . K ⁻¹)	Densité ρ (kg.m ⁻³)	Capacité thermique C_p (J.kg ⁻¹ K ⁻¹)
Helium (He)	0,1513	0,178	5190
Neon (Ne)	0.04860	0.842	1030
Nitrogen (N ₂)	0,02583	1,250	1040
Argon (Ar)	0.01772	1.669	520

4.1. Dépendance de la pression de charge aux propriétés du gaz de travail

La pression de charge détermine la masse de gaz de travail circulant dans le moteur Stirling. La masse du gaz de travail influence la quantité d'énergie échangée dans le moteur Stirling. Lorsque la pression de charge augmente, le moteur tend à absorber une plus grande quantité de chaleur. Ainsi, sa puissance de sortie augmente. La pression de charge est limitée par deux contraintes techniques :

- Premièrement, le moteur Stirling a une capacité limitée à résister à des pressions extrêmes en raison des propriétés mécaniques des matériaux.
- Deuxièmement, le bon fonctionnement du moteur Stirling nécessite l'établissement d'une étanchéité précise les fuites de gaz.

La Figure 4.11 illustre de manière détaillée afin de réduire l'influence de la pression de charge sur la puissance mécanique générée par le moteur Stirling pour différents fluides de travail, mettant en évidence l'importance cruciale des propriétés thermo-physiques des gaz utilisés. On observe que, quelle que soit la nature du gaz, l'augmentation de la pression de charge entraîne une croissance quasi linéaire de la puissance mécanique. Ce comportement s'explique par l'accroissement de la masse de gaz contenue dans le moteur, ce qui intensifie les échanges thermiques et permet de convertir une plus grande quantité d'énergie thermique en travail mécanique. L'hélium se distingue nettement comme le fluide le plus performant,

atteignant environ 2 kW à 20 bar, grâce à sa conductivité thermique exceptionnelle, son très faible poids moléculaire et sa faible capacité thermique spécifique, qui favorisent un transfert de chaleur rapide et efficace tout en minimisant les pertes. De plus, sa faible densité réduit les pertes de charge dans le régénérateur, améliorant ainsi la régularité et la fluidité de l'écoulement, ce qui renforce l'efficacité thermodynamique globale. Le néon, bien que légèrement moins performant que l'hélium, occupe la deuxième place grâce à une densité et une conductivité thermique qui assurent un bon compromis entre transfert de chaleur et pertes par frottement. L'azote (N_2) présente des performances moindres, limitées par une conductivité thermique relativement faible, tandis que l'argon se situe en dernière position en raison de sa densité élevée et de sa très faible conductivité thermique, qui freinent le transfert de chaleur et augmentent les pertes de charge. Ces résultats montrent que le choix du fluide de travail ne doit pas se baser uniquement sur la capacité à produire de la puissance brute, mais aussi sur l'optimisation des échanges thermiques et la réduction des pertes internes, l'hélium restant le candidat privilégié pour les applications nécessitant un rendement et une puissance élevés sous forte pression de charge.

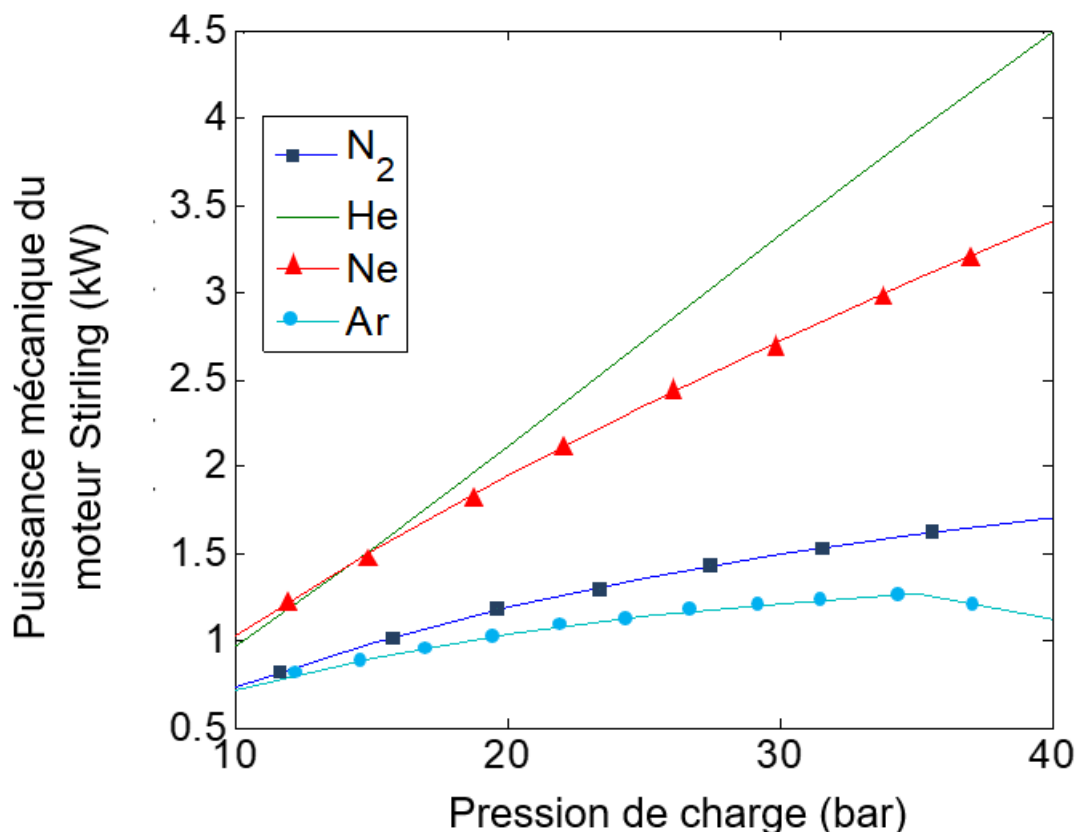


Figure 4.11 Evolution de la puissance mécanique en fonction de la pression de charge pour différent fluide de travail, $\Delta T=620^\circ\text{C}$ $Da=10^{-4}$, $\epsilon_{\text{moy}}=85\%$

4.2. Dépendance de la température de la source chaude aux propriétés du gaz de travail

La température de la source chaude influence directement les transferts de chaleur dans le moteur Stirling et, par conséquent, la puissance mécanique produite et le rendement thermodynamique. Les résultats indiquent que, pour toute valeur de température de l'extrémité chaude, l'hélium produit la puissance la plus élevée, grâce à sa faible densité qui facilite un écoulement rapide dans les échangeurs de chaleur (réchauffeur, refroidisseur et régénérateur). Cette meilleure circulation réduit les pertes de charge et augmente l'efficacité des échanges thermiques, ce qui se traduit par une augmentation significative de la puissance de sortie.

La figure 4.12 montre l'évolution de la puissance mécanique en fonction de la température de la source chaude pour quatre fluides de travail : hélium (He), néon (Ne), azote (N_2) et argon (Ar). On constate que, pour l'ensemble des gaz, la puissance mécanique augmente de manière quasi linéaire avec la température de la source chaude, ce qui s'explique par l'amélioration du gradient thermique disponible pour les échanges de chaleur, conduisant à une conversion plus importante de l'énergie thermique en énergie mécanique. Parmi les gaz étudiés, l'hélium se démarque nettement en offrant les performances les plus élevées sur toute la plage de températures testée. Cette supériorité est attribuée à sa forte conductivité thermique, qui facilite le transfert rapide de la chaleur à travers les échangeurs, et à sa faible densité, qui permet un écoulement plus fluide avec des pertes de charge minimisées dans le régénérateur. Le néon, bien que présentant une conductivité thermique inférieure à celle de l'hélium, occupe la deuxième place avec des performances relativement proches, ce qui en fait un candidat intéressant dans des conditions où l'hélium serait moins disponible ou plus coûteux. L'azote, gaz diatomique à faible conductivité thermique, génère une puissance nettement inférieure, en raison de transferts thermiques plus limités, tandis que l'argon, caractérisé par une densité élevée et une très faible conductivité thermique, se place en dernière position avec la plus faible puissance mécanique enregistrée. Ces résultats confirment que le choix du fluide de travail influence fortement les performances globales du moteur Stirling, l'ordre d'efficacité observé étant : $He > Ne > N_2 > Ar$.

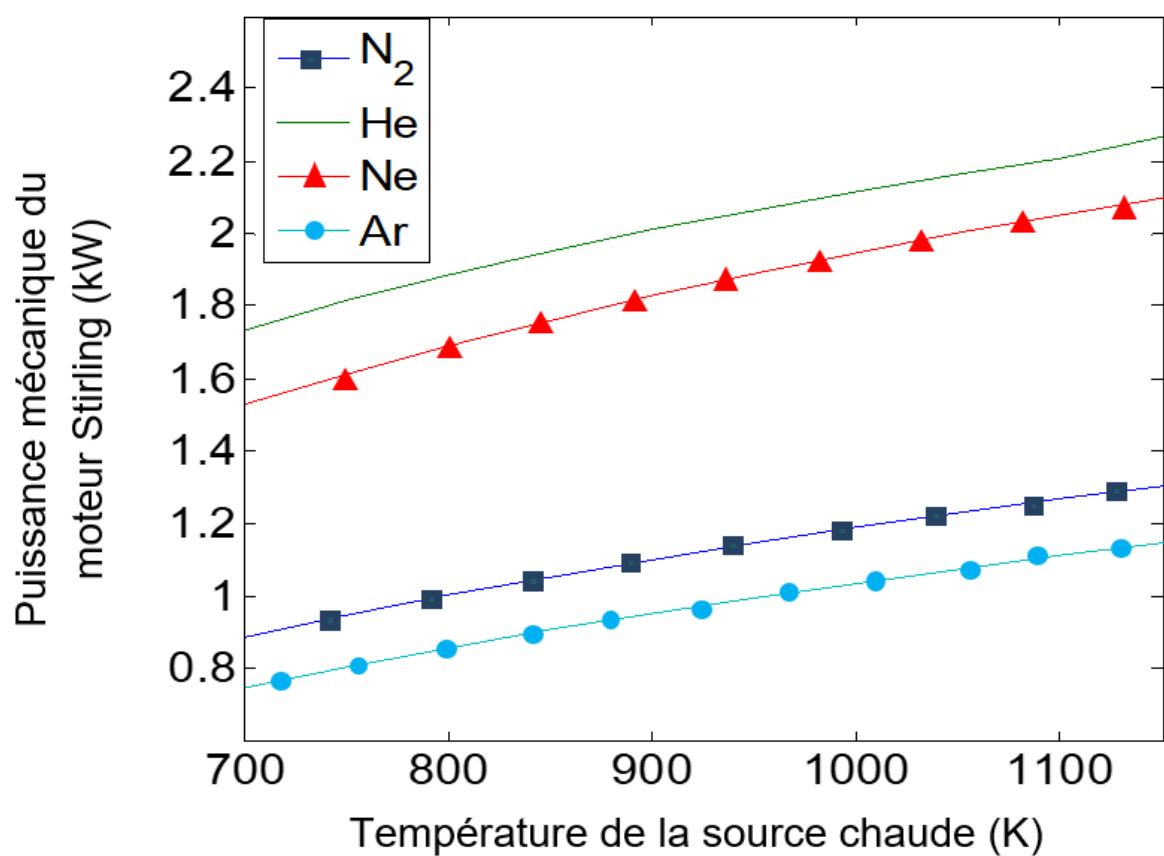


Figure 4.12 Evolution de la puissance mécanique en fonction de la température de la source chaude pour différent fluide de travail, $Da=10^{-4}$, $\epsilon_{moy}=85\%$

La Figure 4.13 présente l'évolution du rendement thermodynamique du moteur Stirling en fonction de la température de la source chaude pour quatre gaz de travail : hélium (He), néon (Ne), azote (N_2) et argon (Ar). On observe que, pour tous les gaz, le rendement diminue lorsque la température de la source chaude augmente. Ce comportement, contre-intuitif par rapport à la tendance classique des cycles idéaux, s'explique probablement par les pertes thermiques accrues, les effets irréversibles dans les échangeurs et les limitations du régénérateur à haute température. L'Hélium affiche le rendement le plus élevé sur toute la plage étudiée, grâce à un compromis favorable entre sa conductivité thermique et sa densité, permettant des échanges efficaces tout en limitant les pertes. Le néon présente un rendement légèrement inférieur à celui du néon, ce qui peut être lié à ses propriétés spécifiques de capacité thermique et à une plus grande sensibilité aux pertes à haute température. L'argon et l'azote présentent des rendements nettement plus faibles, l'azote étant en dernière position en raison de sa faible conductivité thermique, qui limite l'efficacité globale des échanges de chaleur. L'ordre d'efficacité thermique observé est donc : $He > Ne > Ar > N_2$.

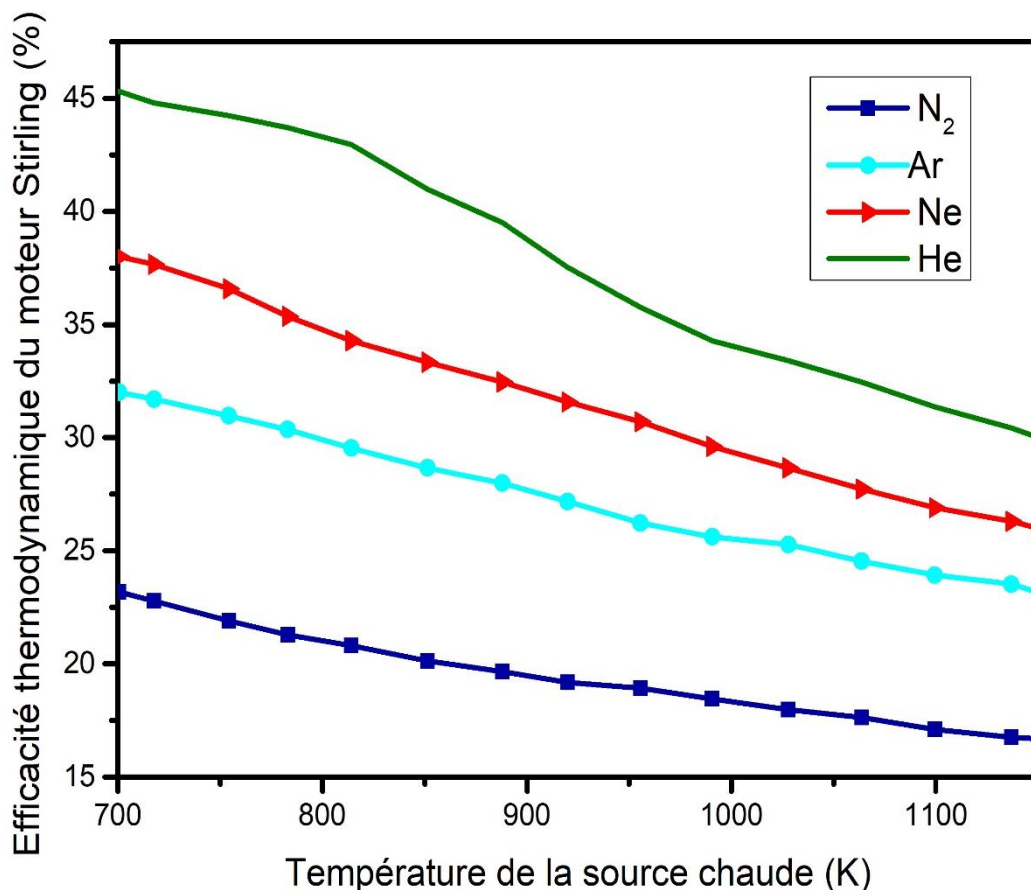


Figure 4.13 Evolution de l'efficacité thermodynamique du moteur Stirling en fonction de la température de la source chaude pour différent fluide de travail chaude pour $Da=10^{-4}$, $\epsilon_{moy}=85\%$

5. Effet du nombre de Darcy

De nombreuses études ont été menées sur l'effet de la perméabilité des milieux poreux sur les pertes de charge et le transfert de chaleur. Dans notre cas, nous avons analysé la chute de pression au niveau du régénérateur au cours d'un cycle en fonction du nombre de Darcy avec l'utilisation de l'hélium comme fluide de travail, une différence de température de 620°C entre les deux sources de chaleur et une porosité moyenne de 85 % pour un bloc de 3 sous-régénérateurs. Les résultats présentés dans la figure 4.14 montrent que, pour les différentes valeurs de nombre de Darcy la perte de charge est fortement sensible aux variations du nombre de Darcy. En effet, des nombres de Darcy plus faibles sont associés à une chute de pression plus importante. Cela s'explique par le fait qu'une plus faible perméabilité limite la circulation du fluide à travers la structure poreuse, ce qui augmente ainsi les pertes de pression et limite le transfert thermique par convection. Ce phénomène est confirmé par l'étude de Alkam et al (2001), en adoptant la méthode de Brinkman-Forchheimer-Extended- Darcy, dans une conduite partiellement remplie par un milieu poreux. Ils ont affirmé que la résistance à l'écoulement dépend du nombre de Darcy. Un nombre de Darcy élevé ($Da > 10^{-2}$) indique une faible résistance à l'écoulement, faisant en sorte que le milieu poreux se comporte comme un fluide libre. En revanche, un nombre de Darcy faible ($Da < 10^{-4}$) entraîne une forte résistance, rendant le milieu poreux quasi-solide, ce qui explique le déphasage de la courbe avec un nombre de Darcy $Da = 10^{-5}$. Quand on continue à affaiblir la perméabilité la structure (morphologie) du milieu poreux change considérablement (diminution du diamètre des pores). Concernant le transfert de chaleur, une diminution du nombre de Darcy améliore l'échange thermique en augmentant la dispersion thermique et en favorisant un meilleur mélange du fluide. Toutefois, lorsque le nombre de Darcy devient très faible, cette amélioration est limitée, car la perméabilité réduite du milieu poreux entrave la circulation du fluide. Cette corrélation inversement proportionnelle entre la chute de pression et le nombre de Darcy entraîne de même une influence au niveau de puissance mécanique produite par le moteur. En outre, nous avons exploré l'effet de la perméabilité de la mousse poreuse sur les performances mécaniques de moteur, ce qui est représenté dans la figure 4.15, en utilisant l'hélium comme fluide de travail et en gardant une différence de température de 620°C ainsi qu'une porosité moyenne de 85 % pour un bloc de 3 sous-régénérateurs, la puissance mécanique et le rendement global du moteur sont améliorés en considérant un nombre de Darcy de $Da = 10^{-3}$.

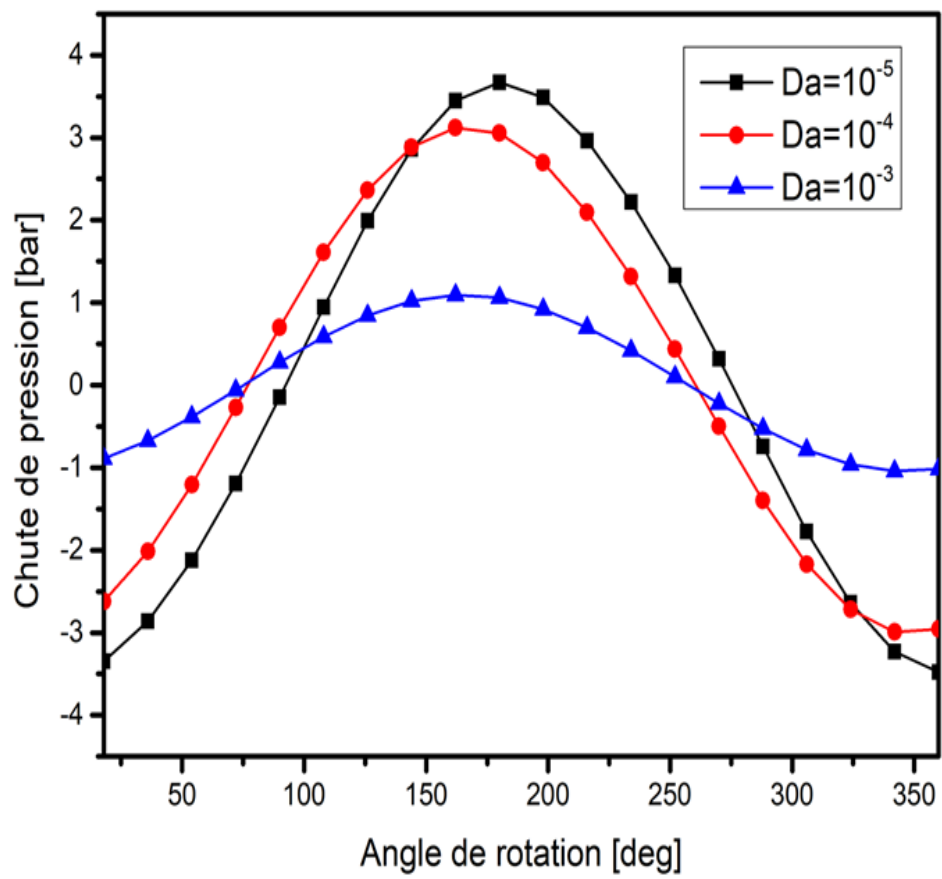


Figure 4.14 Evolution de la chute de pression en fonction du temps pour différents nombre de Darcy, avec l'hélium comme fluide de travail, $\Delta T=620^{\circ}\text{C}$, $\varepsilon_{\text{moy}}=85\%$

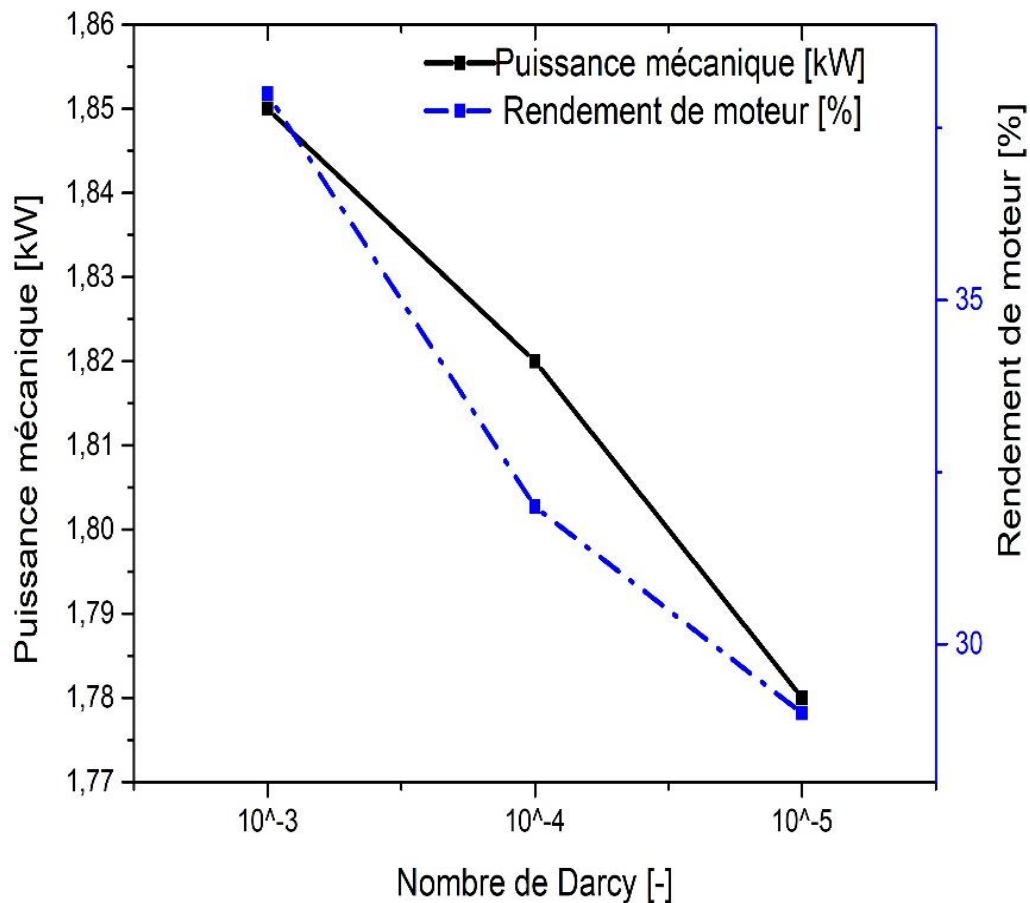


Figure 4.15 Evolution de la puissance mécanique et du rendement du moteur pour différents nombre de Darcy en utilisant l'hélium comme fluide de travail, $\Delta T = 620^\circ\text{C}$, $\varepsilon_{\text{ moy}} = 85\%$.

6. Effet de la porosité moyenne du régénérateur

La porosité constitue un paramètre clé dans la conception des régénérateurs, car elle influence directement les performances thermiques et mécaniques du moteur Stirling. Une porosité élevée permet d'augmenter la surface d'échange thermique entre le fluide de travail et la matrice métallique, ce qui améliore la capacité du régénérateur à stocker et restituer l'énergie thermique au cours des cycles. Toutefois, une porosité trop importante peut réduire la masse de matériau disponible pour le stockage thermique et affaiblir la structure mécanique de la matrice. Elle entraîne également une augmentation des pertes de charge à travers le régénérateur, ce qui diminue l'efficacité globale du moteur.

Plusieurs travaux ont mis en évidence cet équilibre critique. Par exemple, Ibrahim et Tew (2011) ont montré que la porosité optimale se situe généralement entre 85 % et 95 %, en fonction du matériau utilisé et des conditions de fonctionnement du moteur. Gheith et al. (2015) [76] ont également confirmé que, bien que la porosité élevée améliore les transferts thermiques, elle doit être maîtrisée pour ne pas compromettre la résistance mécanique et les performances fluidiques. Ils ont testé une porosité entre 70 % et 95 % et ont trouvé qu'une porosité de 85% est la valeur optimale. En outre les résultats de Korlu et al. (2017) [155]

montrent qu'en augmentant la porosité du régénérateur de 0,42 à 0,82, on peut atteindre le point optimal pour la porosité du régénérateur le moteur Stirling et l'efficacité maximale du système hybride, soit environ 55 et 36,7 % respectivement.

Nous avons étudié cet effet afin de mener une caractérisation à la fois thermo physique et géométrique du régénérateur. La figure 4.16 illustre l'effet de la porosité moyenne sur la puissance mécanique et le rendement total du moteur en utilisant l'hélium comme fluide de travail. Lorsque la porosité passe de 75 % à 85 %, les deux paramètres augmentent de manière significative, atteignant des valeurs maximales à environ 85 % de porosité avant de diminuer. Cette porosité optimale maximise le transfert de chaleur tout en minimisant la résistance à l'écoulement, ce qui se traduit par une puissance mécanique maximale de 1,85 kW et un rendement du moteur de 38 %. Ces résultats suggèrent que l'équilibre de la porosité est essentiel pour améliorer la conversion de l'énergie et atteindre des performances optimales dans les régénérateurs à milieux poreux multiples.

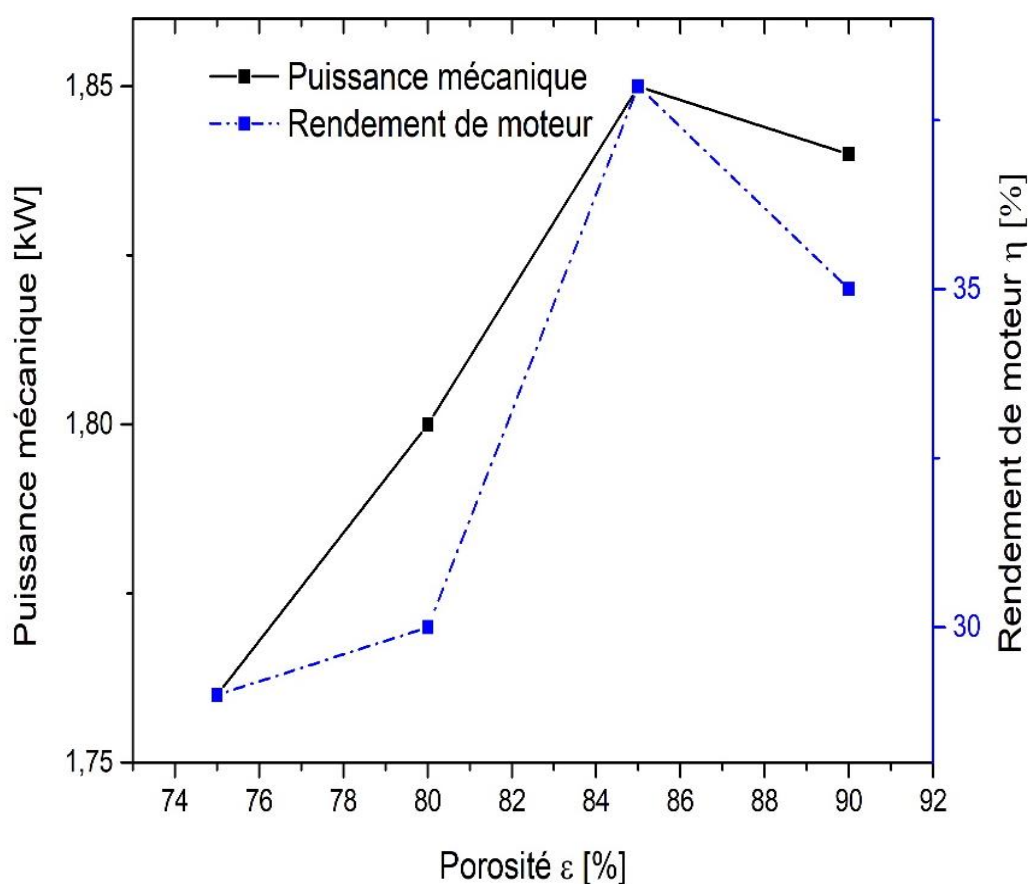


Figure 4.16 Evolution de puissance mécanique et de rendement de moteur à différent porosité de régénérateur et avec hélium comme fluide de travail, $\Delta T=620^{\circ}\text{C}$, $Da=10^{-3}$

Conclusion

Ce chapitre met en évidence l'importance des innovations dans la conception des sous-régénérateurs et leur rôle central dans l'amélioration des performances des moteurs Stirling. Grâce à des simulations numériques approfondies, il a été démontré que ces conceptions permettent non seulement d'augmenter l'efficacité du transfert de chaleur, mais aussi de réduire les pertes de charge, jetant ainsi les bases de futures avancées technologiques.

De plus, cette étude propose une approche novatrice qui explore les effets combinés de la sélection du fluide de travail, du gradient de température et de la configuration du régénérateur. Les résultats révèlent que l'utilisation de l'hélium, associée à un gradient thermique optimisé et à une matrice poreuse avec une porosité de 85 % et un nombre de Darcy de 10^{-3} , maximise la puissance mécanique et l'efficacité thermique. Ces découvertes offrent des orientations précieuses pour le développement des moteurs Stirling de nouvelle génération, notamment pour la récupération et la production d'énergie durable.

Dans la partie suivante, nous approfondirons notre étude en intégrant une optimisation multi-objectifs à l'aide du modèle de plan de Box-Behnken, afin d'analyser l'effet des paramètres opératoires du cycle Stirling couplé à l'influence du nombre de sous-régénérateurs.

Chapitre 5

Optimisation énergétique en utilisant la méthode des plans d'expériences type box-Behnken

1. Introduction

Dans la section précédente, nous avons montré que le régénérateur offrant les performances optimales pour le moteur Stirling à une configuration constituée d'un bloc régénérateur formé de trois sous-régénérateurs, une matrice poreuse en alliage de Lanthane et de Nickel (LaNi₅) et avec une porosité moyenne d'environ 85 %. De plus nous avons trouvé qu'à partir de 50^{ème} cycle les résultats de simulation ont une stabilité satisfaisante. Dans cette partie, nous allons considérer les propriétés optimales issues de notre simulation CFD mono critère précédente et allons analyser l'impact de certains paramètres de fonctionnement sur la puissance mécanique délivrée par le moteur Stirling, l'efficacité du régénérateur ainsi que sur la chute de pression entre les deux limites extérieures du bloc régénérateur tout en adoptant l'hypothèse de gaz réel de type Vander Waals. Pour mener cette analyse, nous avons adopté la méthode de plan d'expérience basée sur le modèle de Box-Behnken, permettant d'évaluer de manière systématique et statistiquement rigoureuse l'influence des paramètres clés. Les variables étudiées incluent la pression de charge, variant entre 1 et 30 bar, la température de chauffage, comprise entre 250°C et 650°C, ainsi que le nombre de sous-régénérateurs, ajusté entre 1 et 5. Cette approche méthodologique permettra de mieux comprendre les interactions entre ces paramètres et leur impact sur les performances globales du moteur Stirling, tout en identifiant des configurations optimales pour des applications énergétiques avancées.

2. Système d'étude

Les paramètres choisis, pour cette étude multi-objectives, incluent la pression de charge, la température de chauffage, et le nombre de sous-régénérateur. L'optimisation des paramètres

sera réalisée à l'aide d'une analyse multicritères visant à maximiser la puissance mécanique du moteur et l'efficacité de régénérateur ainsi que minimiser la chute de pression à travers le régénérateur.

La géométrie étudiée est présentée sur la figure 5.1. Il s'agit d'un moteur à 4 cylindres, chacun animé par deux pistons et partiellement rempli par un régénérateur. Pour simplifier l'étude, nous avons opté pour une modélisation du moteur à double effet avec un seul cylindre divisé en 5 zones. La zone 1 est animée par le piston 1, la zone 2 représente le réchauffeur, où un flux chaud à température constante est imposé de l'extérieur, la zone 3 représente le bloc régénérateur, la zone 4 correspond au refroidisseur, où un flux froid à température constante est imposé de l'extérieur, et enfin, la zone 5, où se trouve le piston 2.

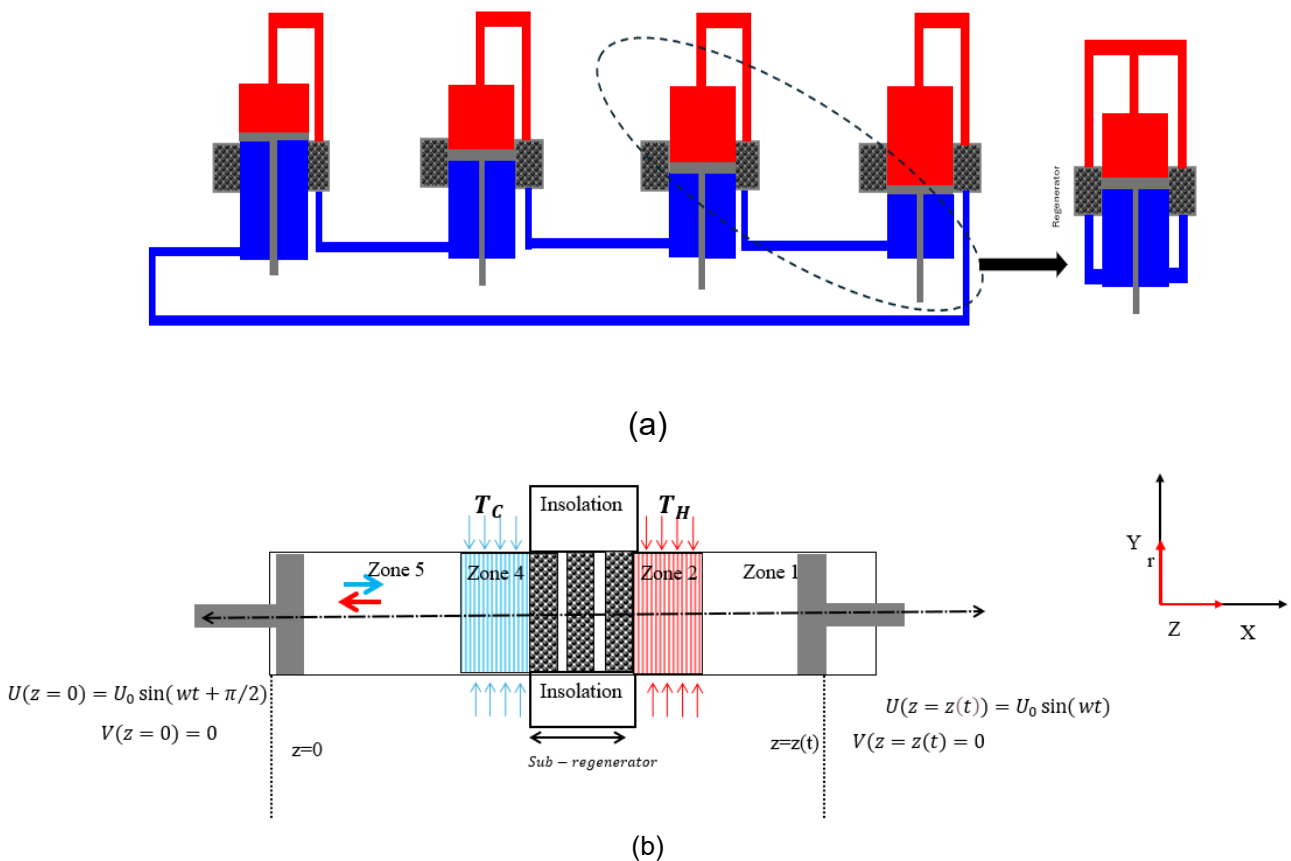


Figure 5.1 Schématisation de la configuration de système étudié : (a) Configuration à 4 cylindres, (b) Décomposition d'un cylindre en 5 zones

3. Description du plan

3.1 Modèle de Box-Bhenken

Un plan d'expérience Box-Behnken est une méthode de conception expérimentale appartenant à la famille des plans de surface de réponse (RSM, Response Surface Methodology). Il est utilisé pour modéliser les relations entre plusieurs variables indépendantes

(facteurs) et une ou plusieurs réponses, tout en réduisant le nombre d'essais nécessaires. Voici les caractéristiques et étapes principales d'un plan Box-Behnken.

Le plan Box-Behnken repose sur des combinaisons de niveaux de facteurs situées aux points centraux des arêtes du cube expérimental. Ce type de plan diminue le nombre d'expériences nécessaires par rapport à d'autres plans de surface, tout en assurant une bonne estimation des effets quadratiques. Il est adapté aux situations impliquant trois facteurs ou plus, chaque facteur ayant trois niveaux : bas, moyen, et haut.

- **Conditions et Facteurs**

Pour un nombre donné de facteurs (en général entre 3 et 7), le plan Box-Behnken positionne les points expérimentaux aux niveaux intermédiaires pour chaque paire de facteurs, tandis que les autres facteurs sont maintenus à leur niveau central. Par exemple, pour trois facteurs (A, B, C), le plan génère des combinaisons telles que (A bas, B moyen, C moyen), (A moyen, B bas, C moyen), etc., avec un point central où tous les facteurs sont au niveau moyen.

- **Avantages**

Le plan Box-Behnken évite les points d'extrémité (aux coins du cube expérimental) où les conditions peuvent être complexes ou coûteuses à réaliser. Il permet une estimation fiable des interactions et des effets quadratiques des facteurs, et sa structure minimise le risque de résultats inexploitable, comme dans des conditions extrêmes. De plus, ce plan est rota-table, offrant une réponse plus stable sur toute la plage des facteurs étudiés.

3.2. Modèle multi-objectif

Un total de 15 essais numériques, comprenant 3 répétitions du point central, ont été réalisés. L'effet de trois facteurs (nombre de sub-régénérateur, pression de charge et température chaude) sera étudié simultanément sur les performances mécanique (Travail total généré à la fin de cycle et les pertes par chute de pression) et les performances thermiques telles que l'efficacité de régénérateur. Ces facteurs considérés comme pouvant influencer les performances mécaniques et thermiques de moteur Stirling sont entièrement maîtrisables en termes de réglage. Les trois facteurs étudiés dans ce qui suit et leurs domaines de variation, qui ont été considérés sur la base d'une étude préliminaire et revue des travaux de la littérature effectués précédemment sont : le nombre de sub-régénérateur $N_b = [1-5]$, la pression de charge $P = [1-30 \text{ bar}]$, la température de chauffage $T_H = [250^\circ\text{C}-650^\circ\text{C}]$

Le plan d'expériences, tant en variables réelles qu'en variables codées, est détaillé dans le Tableau 5.1. Dans ce tableau, les variables A, B et C représentent respectivement le nombre de sub-régénérateurs (N_b), la pression de charge (P) et la température de chauffage (T_H). Chaque variable est essentielle pour l'analyse et l'optimisation du processus étudié. La variable

A (Nb) permet de comprendre l'effet du nombre de sub-régénérateurs sur le système, tandis que la variable B (P) indique comment la pression de charge influence les performances. Enfin, la variable C (T_H) est crucial pour évaluer l'impact de la température de chauffage sur les résultats expérimentaux. Les valeurs de ces variables sont présentées de manière codée pour faciliter l'interprétation statistique et l'analyse des interactions entre elles.

Nous avons étudié en détail l'impact de trois facteurs distincts sur trois réponses différentes à savoir : La chute de pression ΔP , l'efficacité thermique de régénérateur η_{reg} ainsi que le travail total généré après un cycle Stirling W . Comme le témoigne la figure 5.2, pour cette analyse, nous avons pris en compte les facteurs suivants : le nombre de sub-régénérateurs (NB), la pression de charge (P) et la température de chauffage (T_H). Chaque facteur a été soigneusement varié et ses effets sur les quatre réponses étudiées ont été scrupuleusement mesurés. Les réponses, correspondant à des paramètres clés de performance du système, ont été choisies pour offrir une vue d'ensemble complète des impacts potentiels. En examinant l'interaction entre ces facteurs et leurs effets sur les réponses sélectionnées, nous avons pu obtenir des informations précieuses sur le comportement du système et identifier les conditions optimales pour son fonctionnement.

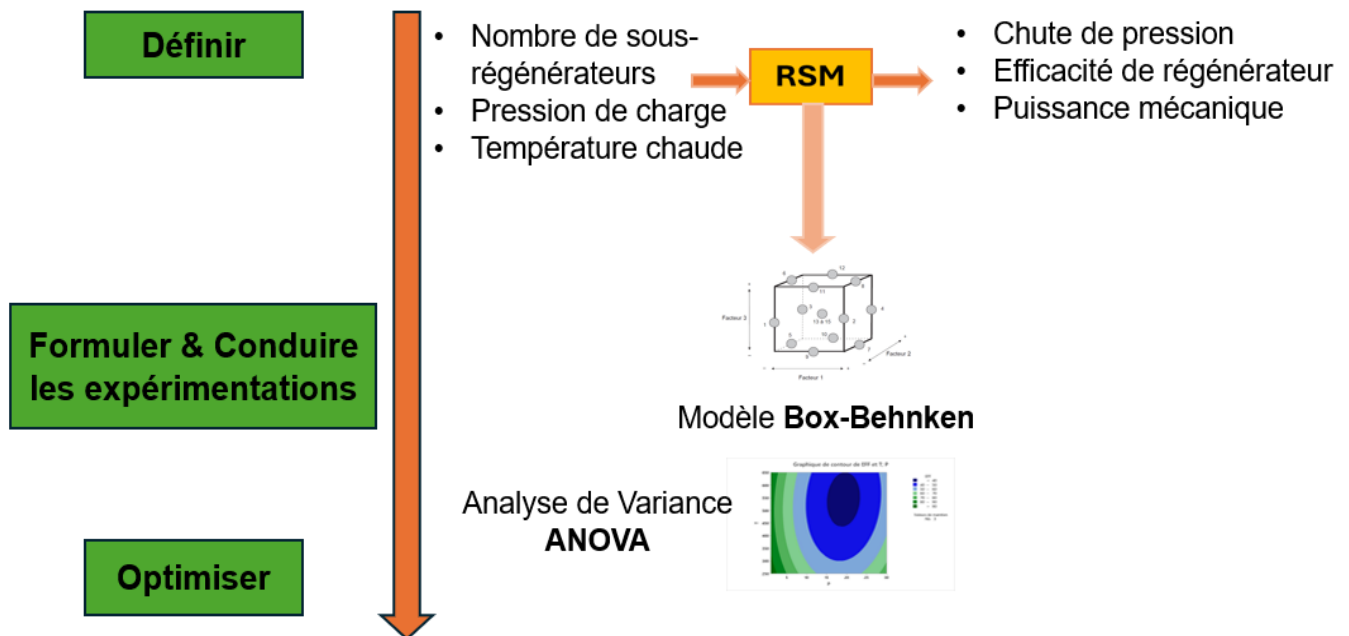


Figure 5.2 Carte du processus RSM

3.3. Méthode et définition de facteurs

La recherche vise à optimiser et à évaluer les réglages numériques à l'aide de la méthodologie des surfaces de réponse (RSM), en combinaison avec un plan de Box-Behnken, élaboré à l'aide du logiciel Minitab. Les différentes combinaisons de paramètres pression de charge, nombre de sous-régénérateurs et température de chauffage sont calculées après 50 cycles de compression-détente, simulés sur notre modèle numérique développé sous Fortran 90. Les niveaux des facteurs sont détaillés dans le Tableau 5.1 on a utilisé un intervalle de facteur compris entre $[-1,0,1]$, où -1 désigne la valeur minimale de chaque facteur, 0 désigne la valeur centrale et +1 désigne la valeur maximale de chaque facteur. Cette nomenclature est faite pour simplifier le calcul.

Un modèle de régression linéaire a été employé par le logiciel pour dériver les résultats. Des expériences ont été menées en utilisant différentes combinaisons de facteurs, suivant la séquence décrite dans le Tableau 5.2, qui correspond à l'ordre d'exécution dans la matrice de conception. Les valeurs de réponse pour chaque essai ont été documentées, englobant un minimum de 15 essais avec des combinaisons distinctes de paramètres d'entrée impliquant 3 Répliques du point central. L'ensemble optimal de variables pour la performance du moteur a été identifié comme le groupe de paramètres produisant les résultats les plus favorables.

Tableau 5.1 Définition des facteurs de plan d'expérience

Facteurs	Variables codées		
	-1	0	+1
Nombre de sous-régénérateurs	1	3	5
Pression de charge [bar]:P	1	15,5	30
Température de chauffage [K] T_H	250	450	650

Tableau 5. 2 Plan d'expériences en variable réelles et en variable codées

		Entrée						Sortie		
		Facteur codés			Facteur non codés					
N° Essai	Bloque	A	B	C	NB	Pc	T _H	ΔP	η_{reg}	W
1	1	-1	-1	0	1	1.0	500	0.089	0.85	5.2
2	1	1	-1	0	5	1.0	500	0.052	0.87	6.4
3	1	-1	1	0	1	30.0	500	0.080	0.64	6.348
4	1	1	1	0	5	30.0	500	0.061	0.66	5.344
5	1	-1	0	-1	1	15.5	400	0.085	0.75	5.358
6	1	1	0	-1	5	15.5	400	0.028	0.94	6.2
7	1	-1	0	1	1	15.5	600	0.085	0.61	6.344
8	1	1	0	1	5	15.5	600	0.045	0.68	4.847
9	1	0	-1	-1	3	1.0	400	0.018	0.98	4.821
10	1	0	1	-1	3	30.0	400	0.028	0.88	5.1
11	1	0	-1	1	3	1.0	600	0.018	0.98	5.359
12	1	0	1	1	3	30.0	600	0.025	0.86	5.4
13	1	0	0	0	3	15.5	500	0.027	0.98	5.344
14	1	0	0	0	3	15.5	500	0.027	0.98	5.344
15	1	0	0	0	3	15.5	500	0.027	0.98	5.344

4. Résultats d'optimisation

4.1. Diagramme de PARETO

Le graphique de Pareto est un outil précieux pour identifier les variables les plus pertinentes ainsi que pour évaluer l'impact de leurs interactions sur la réponse étudiée. Dans ce graphique, chaque barre représente un effet estimé, et la longueur de chaque barre est proportionnelle à la valeur absolue de cet effet. Les barres qui dépassent la ligne verticale ($y=\alpha$) indiquent des effets statistiquement significatifs, ce qui signifie qu'ils ont une probabilité inférieure à 5 % (niveau de confiance de 95 %) de s'être produits par hasard. La valeur de α est déterminée en utilisant l'expression du test t, qui permet de mesurer la signification statistique des effets observés. Ainsi, le graphique de Pareto non seulement met en évidence les facteurs les plus influents, mais il permet aussi de quantifier leur impact avec un haut degré de fiabilité statistique.

La ligne verticale correspond à un intervalle de confiance de 95 %, indiquant que la valeur moyenne a une probabilité de 95 % de se situer dans cet intervalle. Cette ligne est tracée en utilisant la méthode de Lenth (1989) [156]. Tout effet qui dépasse cette ligne est considéré

comme significatif pour la réponse. On suppose que les réponses suivent une distribution normale.

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{\pi}} e^{1/2} \frac{(x - \mu)}{\sigma} \quad (5.1)$$

avec μ la moyenne de la variable x et σ l'écart type.

Pour que la probabilité d'observer x soit de 95 %, la valeur de α doit se situer entre -1,96 et +1,96. La valeur de α est déterminée à l'aide de l'équation suivante Lenth, (1989) :

$$\alpha = \frac{(x * -\mu)}{\sigma\sqrt{n}} \quad (5.2)$$

Un facteur dont la valeur dépasse la barre verticale représentée sur le diagramme de Pareto est considéré comme significatif. Les graphiques de Pareto classent les facteurs et leurs interactions en fonction de leur influence sur la réponse étudiée. Ainsi, ils permettent de visualiser rapidement les éléments les plus influents du modèle.

Dans la figure 5.3, le diagramme de Pareto présente les différents effets de trois principaux facteurs : le nombre de sub-régénérateurs, la pression de charge et la température de chauffage. En analysant ce diagramme, nous pouvons déterminer quels facteurs ont le plus grand impact sur la réponse, ainsi que l'importance relative de chaque interaction entre ces facteurs. Cela aide à orienter les efforts d'optimisation et à focaliser l'attention sur les variables les plus critiques pour améliorer les performances du système.

Dans notre cas d'étude, à partir de la figure 5.3 qui présente l'effet de la pression de charge, de la température et du nombre de sous-régénérateurs sur la génération de pertes de charge, il est clair que le nombre de sous-régénérateurs est le facteur le plus influençant. En deuxième lieu, la pression de charge, qui joue un rôle très important dans la génération de pertes au niveau du régénérateur. Cela est expliqué par la définition de la perte de charge : en augmentant la pression, le gradient de pression augmente entre les parois limites d'entrée et de sortie du régénérateur.

Le digramme représenté dans la figure 5.4 décrit l'effet des facteurs choisis sur l'efficacité du régénérateur. En effet le facteur dominant est la pression de charge. Une élévation de pression, entraîne une augmentation de la densité du fluide traversant le régénérateur, ce qui permet l'intensification d'échange de chaleur. Le deuxième facteur le plus influant est le nombre de sous régénérateur ceci est expliqué par l'augmentation de surface d'échange entre les particules solides et le fluide.

En outre pour comprendre l'influence des facteurs imposés sur la puissance mécanique produite par le moteur Stirling, on observe que la pression de charge est le facteur le plus important, comme le montre la figure 5.5.

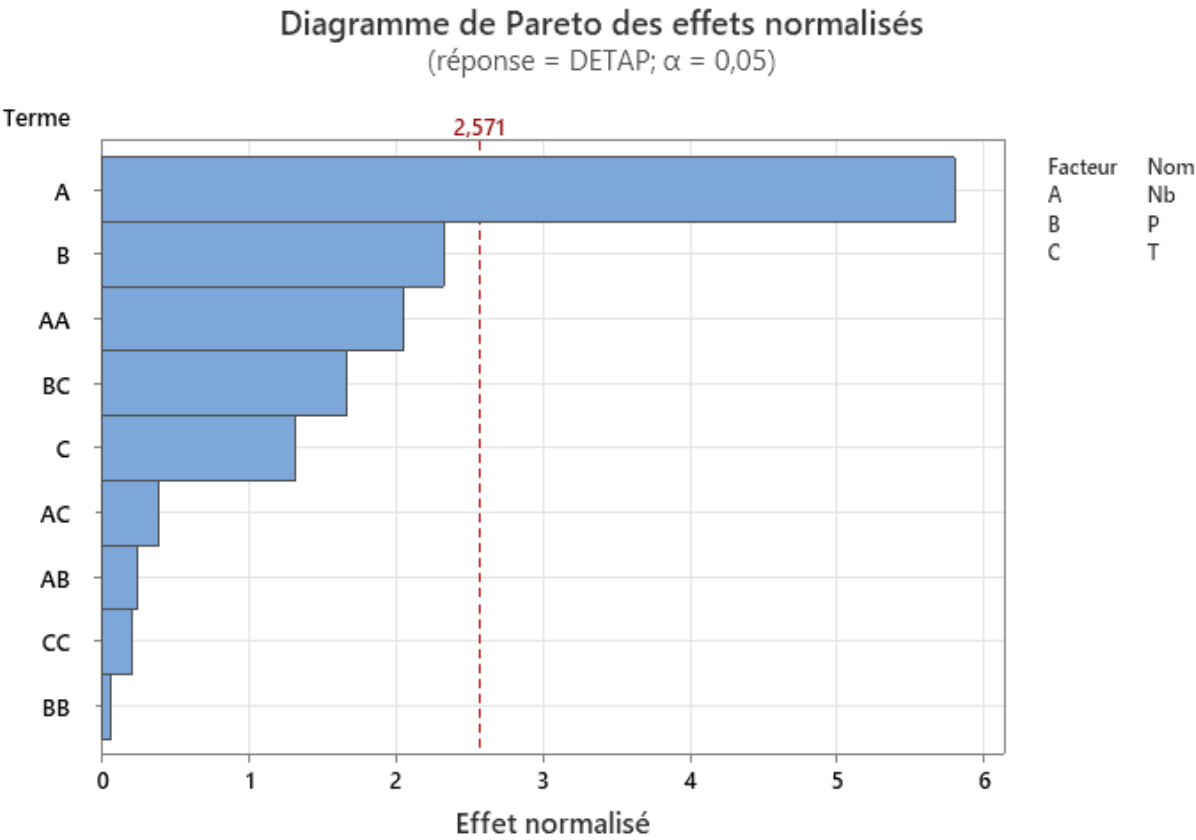


Figure 5.3 Diagramme de Pareto de la chute de pression pour diverses combinaisons de Nb, P et T_H

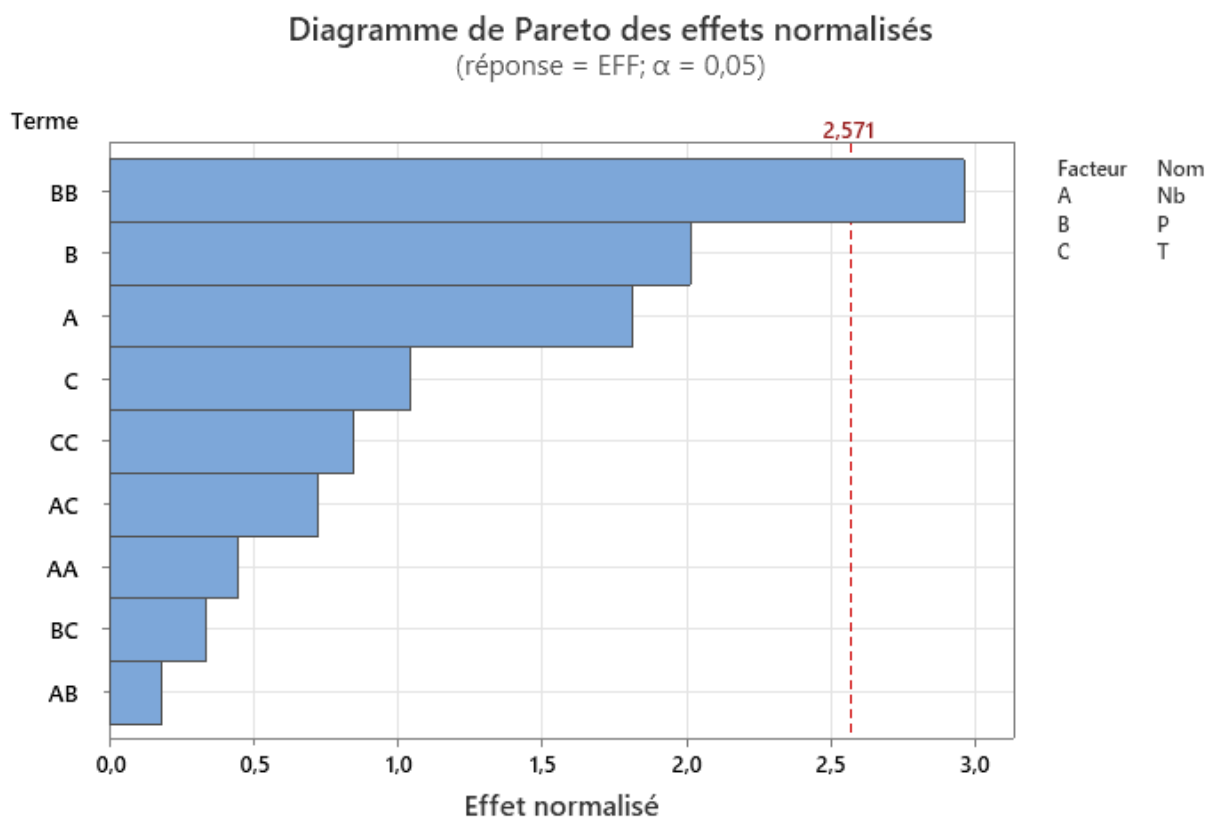


Figure 5.4 Diagramme de Pareto de l'efficacité thermique de régénérateur pour diverses combinaisons de Nb, P et T_H

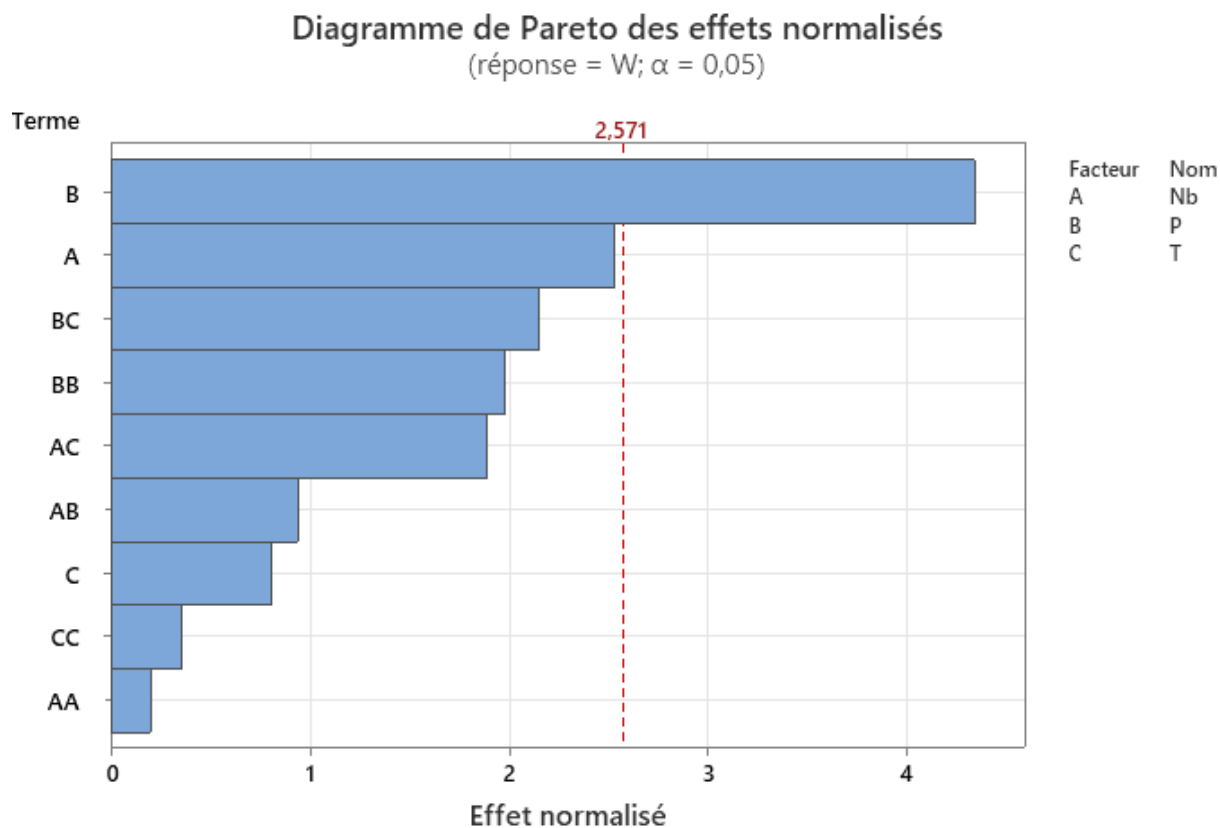


Figure 5.5 Diagramme de Pareto du Travail total généré pour diverses combinaisons de Nb, P et T_H

4.2. Modèle de régression

Les coefficients de régression du modèle permettent de formuler l'équation donnant la contrainte maximale (en MPa) et le pourcentage d'allongement prévu en fonction des trois facteurs étudiés : le nombre de sous-régénérateurs, la pression de charge et la température de chauffage. Cette modélisation aboutit à une équation polynomiale qui permet de prédire la réponse du système dans diverses conditions de travail. Le modèle peut être une équation polynomiale de premier ou de second degré, selon la complexité requise pour une prédiction précise.

Le Tableau 5.3 résume les modèles issus de la régression, basés sur l'analyse de la variance, et inclut les statistiques d'adéquation associées. L'utilisation de la méthode d'ajustement par élimination régressive a permis d'identifier les termes d'interaction statistiquement significatifs pour la réponse étudiée. Ces termes d'interaction sont essentiels pour comprendre comment les facteurs combinés influencent la contrainte maximale et le pourcentage d'allongement.

Les statistiques d'adéquation des modèles indiquent que les trois modèles générés présentent des coefficients de détermination (R^2) élevés, dépassant 85 % et 95 % pour la résistance maximale et le pourcentage d'allongement à la compression, respectivement. Ces valeurs élevées de R^2 témoignent d'un ajustement satisfaisant du modèle aux données numériquement trouvées. On observe une diminution du coefficient de détermination R^2 dans le cas de l'efficacité du régénérateur, avec une valeur de $R^2 = 89,22$ %, qui apparaît comme la plus faible parmi les trois réponses analysées. Cela est dû à l'insuffisance du modèle mathématique choisi (notamment le type de régression employé), qui n'a pas pleinement décrit l'évolution de la réponse de l'efficacité. Toutefois, dans notre cas, cette valeur du coefficient est considérée comme la plus appropriée, compte tenu du modèle de régression adopté pour représenter les trois réponses sélectionnées. De plus, l'écart type (S), exprimé dans les unités de la réponse, reste dans une plage acceptable pour tous les modèles, confirmant ainsi la fiabilité des prédictions fournies par ces modèles de régression.

Tableau 5.3 Modèles de régression et leurs statistiques d'ajustement développés pour les réponses étudiées

Réponse	Modèle de régression	Ajustement statistique
Chute de pression ΔP [bar]	$\Delta P = 0,0635 - 0,0252 Nb + 0,00171 P$ $+ 0,000011 T_H$ $+ 0,00272 Nb * Nb$ $+ 0,000002 P * P$ $+ 0,000043 Nb * P - 0,000005 Nb * T_H$ $- 0,000003 P * T_H$	$S=0,0076974$ $R^2= 97,05 \%$
Efficacité de régénérateur η_{reg} [%]	$EFF = 158,9 - 9,4 Nb - 5,01 P$ $- 0,262 T_H + 1,12 Nb * Nb$ $+ 0,1415 P * P$ $+ 0,000213 T_H * T_H$ $+ 0,060 Nb * P + 0,0175 Nb$ $* T_H - 0,00112 P * T_H$	$S= 0,0762889$ $R^2=89,22 \%$
Puissance mécanique W [W]	$W = -70 + 202 Nb + 68,9 P + 1,84 T_H$ $+ 4,7 Nb * Nb - 0,898 P * P$ $+ 0,00086 T_H * T_H + 2,97 Nb$ $* P - 0,433 Nb * T_H$ $+ 0,0680 P * T_H$	$S=2,36020$ $R^2=93,6 \%$

4.3. Etude des iso-surfaces

4.3.1. Etude de la réponse de la puissance mécanique

On obtient les surfaces d'iso-réponses par projection sur un plan des surfaces de réponse. On utilise la représentation des surfaces d'iso-réponses pour illustrer le comportement de deux facteurs simultanément. La figure 5.6 illustre la transformation de la puissance mécanique du moteur en fonction de la pression de charge et de la température de chauffage ainsi que de nombre de sous-régénérateur. La réponse (puissance mécanique) atteint son plus haut niveau (plus de 1,8 kW) lorsque la pression de charge, le nombre de sous-régénérateur et la température de chauffage atteignent des valeurs supérieures.

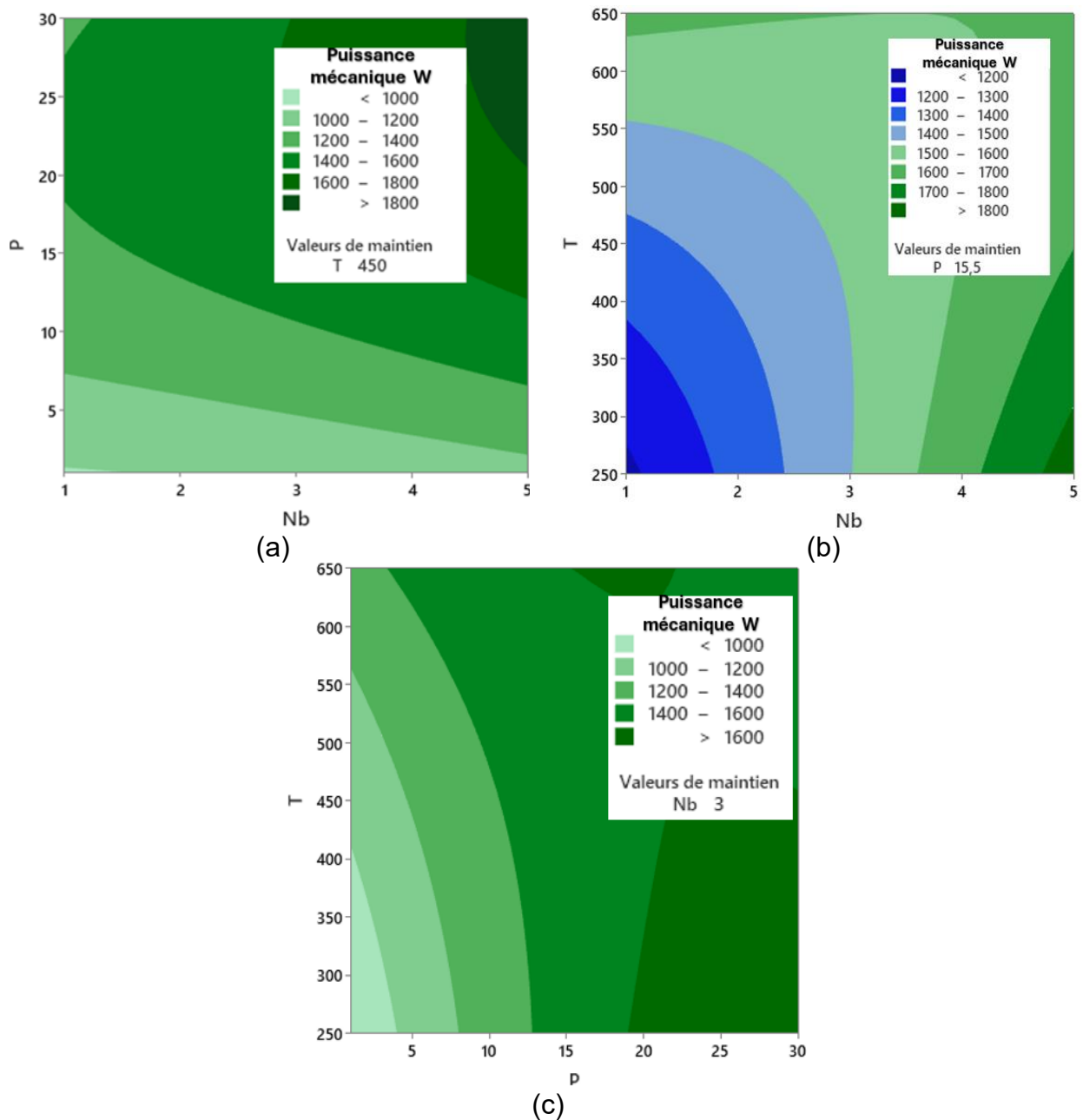


Figure 5.6 Iso-surface pour la réponse de la puissance mécanique, (a) pour différentes pressions de charge et différents nombres de sous-régénérateurs, à température de chauffage constante, (b) différentes températures de chauffage et différents nombres de sous-régénérateurs, à pression de charge constante, (c) pour différentes températures de chauffage, différentes pressions de charge, et un nombre de sous-régénérateurs fixe

4.3.2. Etude de réponse de l'efficacité de régénérateur

En exploitant les iso-surfaces illustrant l'effet des paramètres d'optimisation sur l'efficacité du régénérateur, on observe d'après la figure 5.7 (a), que pour une température de chauffage maintenue à $T_H = 450^\circ\text{C}$ et en faisant varier la pression de charge ainsi que le nombre de sous-régénérateurs, certaines tendances se dégagent. Notamment, l'efficacité du régénérateur est minimale pour des pressions de charge comprises dans l'intervalle $P = [11-26]$ bar et pour un nombre de sous-régénérateurs compris entre 1 et 3. En revanche, au-delà de 4 sous-régénérateurs, même à faible pression de charge, l'efficacité du régénérateur peut atteindre des valeurs très élevées, dépassant 90 %. De même l'analyse de figure 5.7 (c) montre que,

pour maximiser l'efficacité du régénérateur dans un moteur Stirling avec 3 sous régénérateurs il est crucial de maintenir des températures élevées ($T_H < 500^\circ\text{C}$) et des pressions de charge intermédiaires à élevées [$P=15\text{--}25$] bar. Ces conditions favorisent un transfert thermique efficace, tout en minimisant les pertes énergétiques.

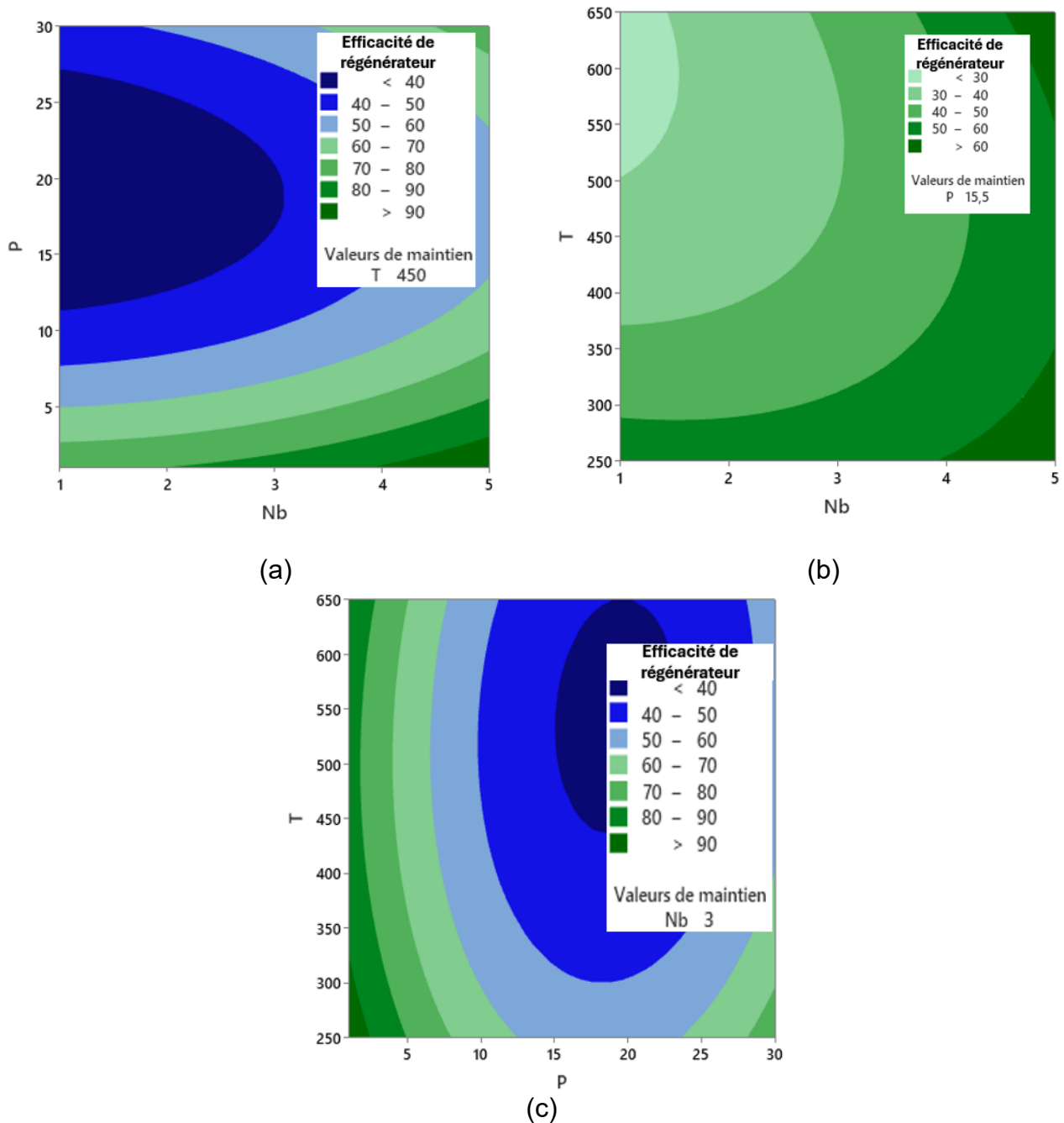


Figure 5. 7 Iso-surface pour la réponse de l'efficacité de régénérateur, (a) pour différentes pressions de charge et différents nombres de sous-régénérateurs, à température de chauffage constante, (b) à différentes températures de chauffage et différents nombres de sous-régénérateurs, à pression de charge constante, (c) pour différentes températures de chauffage, différentes pressions de charge, et un nombre de sous-régénérateurs fixe

4.3.3 Etude de réponse de chute de pression

Cette étude révèle que la sélection judicieuse du nombre de sous-régénérateurs et de la pression de charge est indispensable pour réduire au minimum les pertes dues à la chute de pression tout en optimisant les performances globales du moteur Stirling. En effet, Cette carte de contours présentée dans la figure 5.8, illustre l'évolution de la chute de pression (ΔP) en fonction du nombre de sous-régénérateurs (N_b) et de la température (T_H) pour une pression de charge fixée à $P = 15,5$ bar.

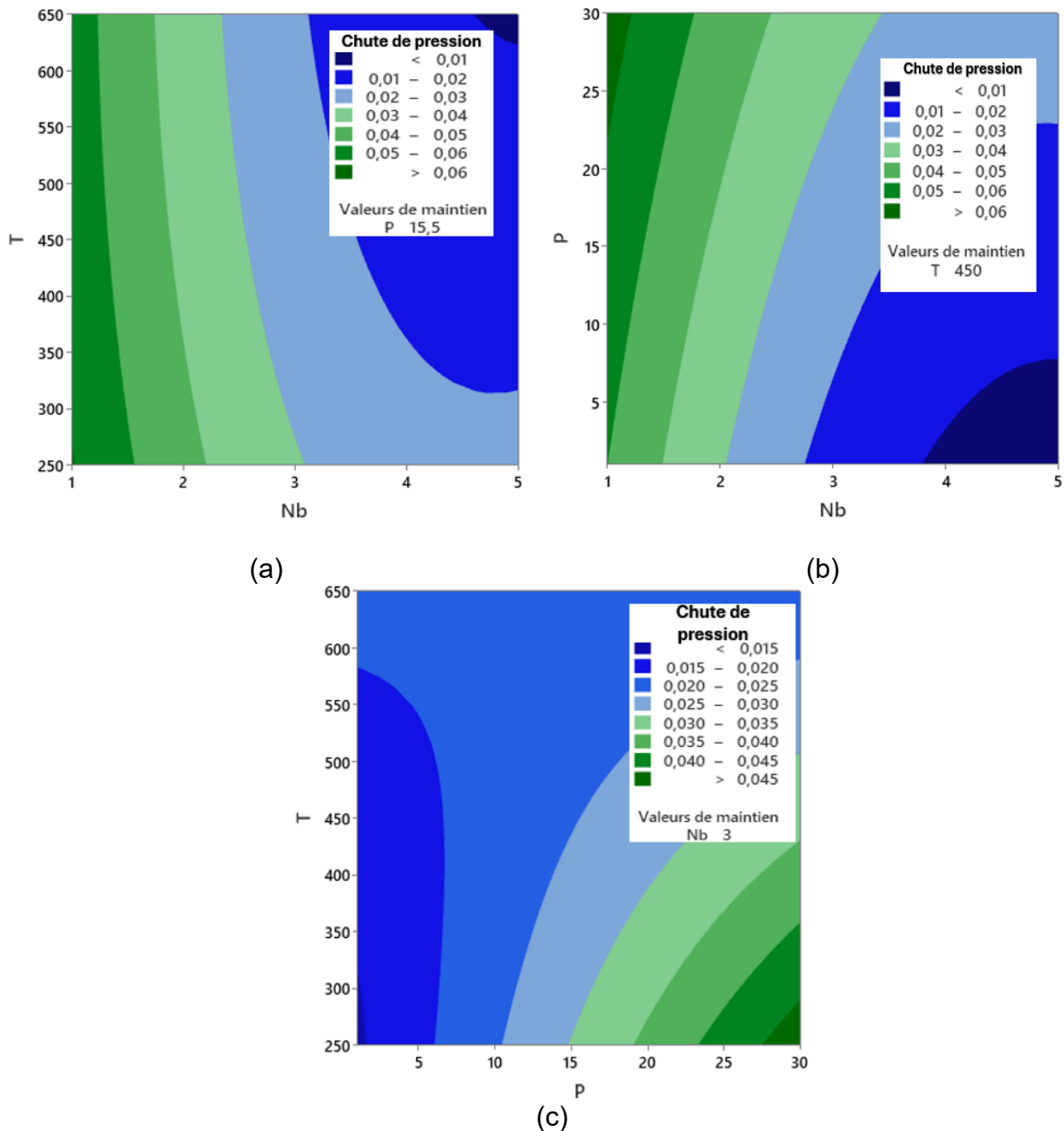


Figure 5.8 Iso-surface pour la réponse de la chute de pression, (a) à différentes températures de chauffage et différents nombres de sous-régénérateurs, à pression de charge constante, (b) pour différentes pressions de charge et différents nombres de sous-régénérateurs, à température de chauffage constante, (c) pour différentes températures de chauffage, différentes pressions de charge, et un nombre de sous-régénérateurs fixe

On observe que, pour des températures basses ($T_H < 350^\circ\text{C}$) la chute de pression est significative ($>0,05$) lorsque le nombre de sous-régénérateurs est faible ($N_b = 1-2$) reflétant une densité élevée du fluide de travail qui augmente les pertes par friction. A des températures intermédiaires ($350^\circ\text{C} < T_H < 500^\circ\text{C}$) la chute de pression diminue progressivement ($0,03-0,04$) tandis que pour des températures élevées ($T_H > 500^\circ\text{C}$) elle devient minimale ($<0,02$) lorsque ($N_b \geq 4$) grâce à une fluidité accrue et une meilleure gestion des pertes dans le régénérateur. De plus, le nombre de sous-régénérateur a une importance significative : un faible nombre ($N_b = 1-2$) entraîne des pertes significatives dans toutes les plages de température, tandis qu'un nombre intermédiaire ($N_b = 3$) réduit notablement la chute de pression pour ($T_H > 400^\circ\text{C}$) C'est un nombre élevé ($N_b = 4-5$) réduit les pertes à toutes les températures. Pour améliorer l'efficacité du moteur Stirling, il est conseillé de conserver une température haute et d'opter pour un nombre important de sous-régénérateurs qui assurent un équilibre parfait entre efficacité thermique et minimisation des pertes de pression.

4.4. Diagramme des effets principaux

4.4.1. Réponse de la chute de pression

D'après le diagramme de Pareto de la figure 5.9 il est évident que la division des sous-régénérateurs est le facteur le plus influent dans la génération de la chute de pression. En particulier, faire fonctionner le moteur à une température de l'extrémité chaude (T_H) de 450°C , combinée à une faible pression de charge et à un grand nombre de sous-régénérateurs, entraîne une chute de pression suffisamment basse. En revanche, en fixant la pression de charge à 15,5 bar, faire fonctionner le système avec moins de trois sous-régénérateurs, même dans des conditions de haute température de chaleur et de pression de charge élevée, s'avère peu économique, car cela entraîne une augmentation significative de la chute de pression. Cette tendance est en accord avec les résultats rapportés par Nielsen et al. (2019) [81].

L'impact de la pression de charge est clairement observé. Une augmentation de la pression de charge contribue à des distributions de flux inégales et à des zones localisées de stagnation ou de turbulence. Cela peut mener à des distributions de chaleur non uniformes, entravant davantage l'efficacité du processus de récupération de chaleur, tandis qu'une pression de charge ou de travail excessive induit des niveaux de stress élevés. De plus, mener ces simulations avec divers nombres de sous-divisions du régénérateur offre un aperçu plus approfondi des limitations de la conception, mettant en évidence les plages de nombre de sous-régénérateurs où le moteur fonctionne de manière efficace.

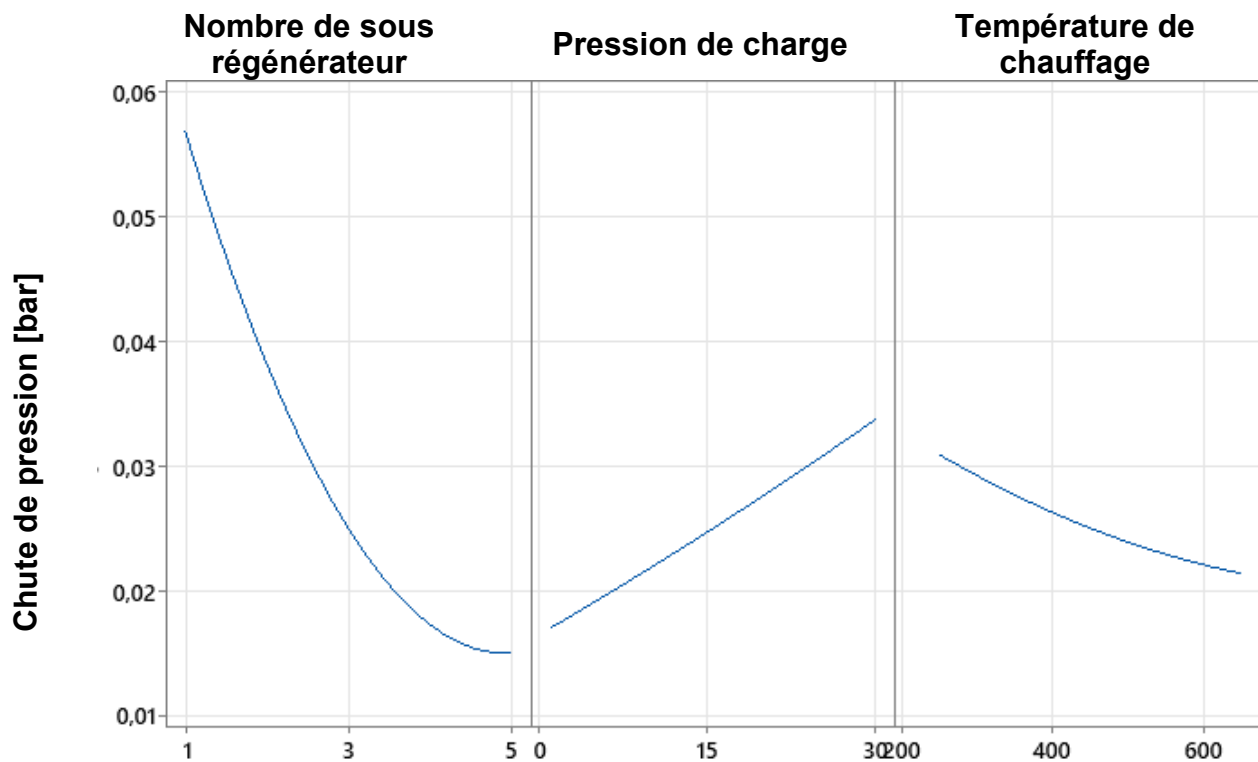


Figure 5.9 Graphique des effets principaux pour la chute de pression

4.4.2. Réponse de l'efficacité de régénérateur

À partir des illustrations de la figure 5.10, on peut conclure que l'efficacité du régénérateur est fortement influencée par le nombre de sous-régénérateurs. Chaque sous-régénérateur supplémentaire augmente la surface d'échange de chaleur, permettant une récupération plus efficace de la chaleur résiduelle des gaz de travail. Cela entraîne une réduction des pertes de chaleur et une amélioration de l'efficacité globale du système. En effet, plus le nombre de sous-régénérateurs est élevé, plus il est possible de stocker et de réutiliser de la chaleur, minimisant ainsi la quantité d'énergie requise pour chauffer ou refroidir le fluide de travail.

De plus, les graphiques indiquent que l'efficacité diminue à mesure que la pression de charge augmente, ce qui est cohérent avec les résultats de Li et al. (2017) [157]. Des vitesses plus élevées peuvent entraîner un échange de chaleur moins efficace, car une plus grande partie du gaz contourne le matériau de stockage thermique sans interaction ou transfert de chaleur adéquat. Cela ressemble au concept de "court-circuit", où le gaz chaud ne passe pas assez de temps en contact avec le matériau du régénérateur pour atteindre un chauffage significatif. Cependant, à une certaine valeur de pression de charge, l'efficacité augmente avec l'augmentation de la pression de charge, ce qui correspond à un comportement similaire observé en ce qui concerne la température de chauffage. Cela s'explique par le fait qu'à haute pression, le gaz peut présenter un comportement plus complexe en raison des non-idéalités,

ce qui pourrait influencer la manière dont la chaleur est récupérée dans le régénérateur. Cependant, à $P_c=16$ bar, le comportement de l'efficacité devient sensible à l'augmentation de la pression de charge, au-delà de ce seuil.

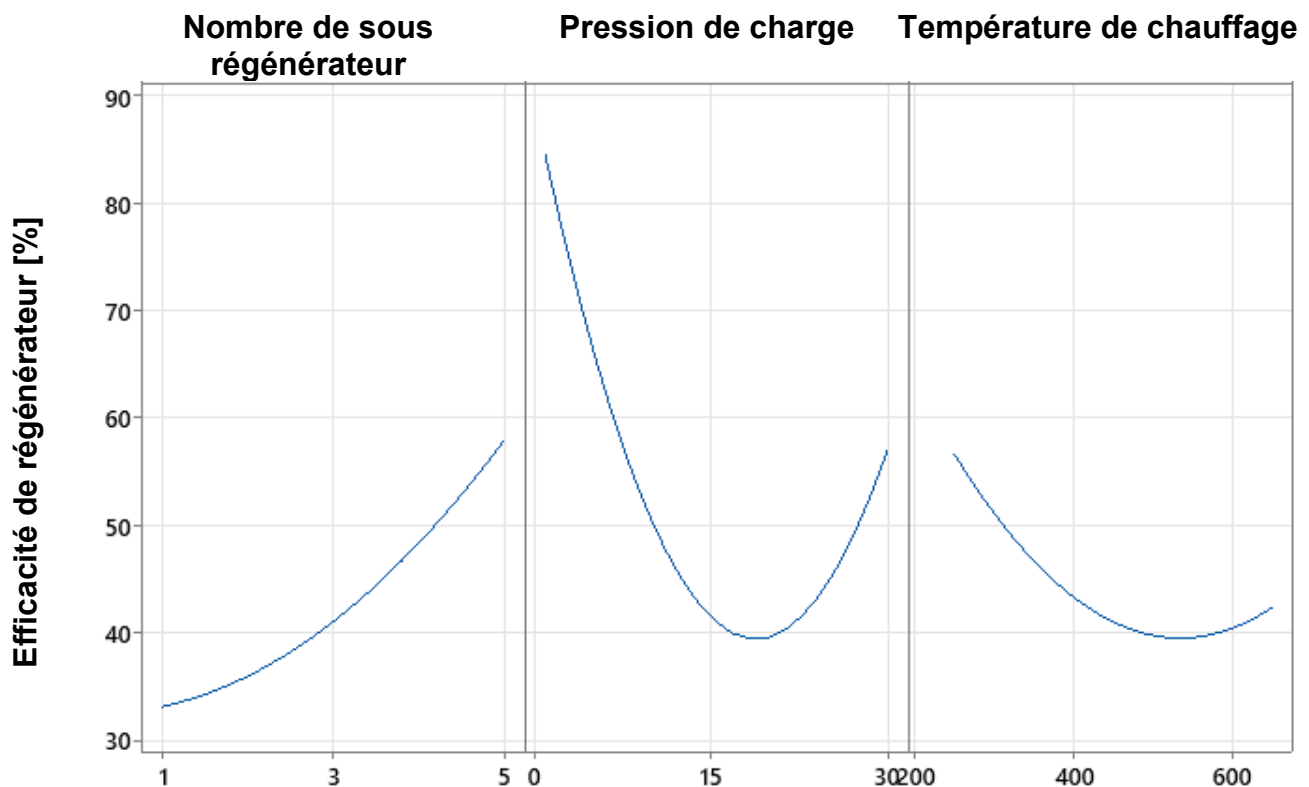


Figure 5.10 Graphique des effets principaux pour l'efficacité du régénérateur

Dai et al. (2018) [80], ont suggéré que la technique de segmentation du régénérateur diminue considérablement les pertes de conduction thermique axiale et améliore l'efficacité du régénérateur. Dans leur enquête théorique sur les régénérateurs Stirling, Nielsen et al. (2019) [81] ont souligné que diviser le régénérateur est une approche efficace pour atteindre une efficacité régénérative dépassant 95 %.

Une efficacité thermique plus élevée indique une récupération et une utilisation de la chaleur plus efficaces, ce qui améliore directement la performance globale du moteur.

4.4.3. Etude de la puissance mécanique de moteur

D'après la figure 5.11, la puissance mécanique totale produite par le moteur s'améliore considérablement à mesure que le nombre de sous-régénérateurs augmente. En effet, l'augmentation du nombre de sous-régénérateurs dans le moteur améliore l'efficacité de la récupération de chaleur, entraînant une augmentation de la puissance mécanique générée. Les sous-régénérateurs récupèrent la chaleur des gaz de travail chauds et la réintroduisent dans le cycle, réduisant les pertes de chaleur et augmentant l'énergie disponible pour être convertie en travail mécanique. En améliorant la récupération de chaleur et en réduisant les

pertes, le système peut générer davantage de puissance mécanique à partir de la même quantité d'énergie initiale.

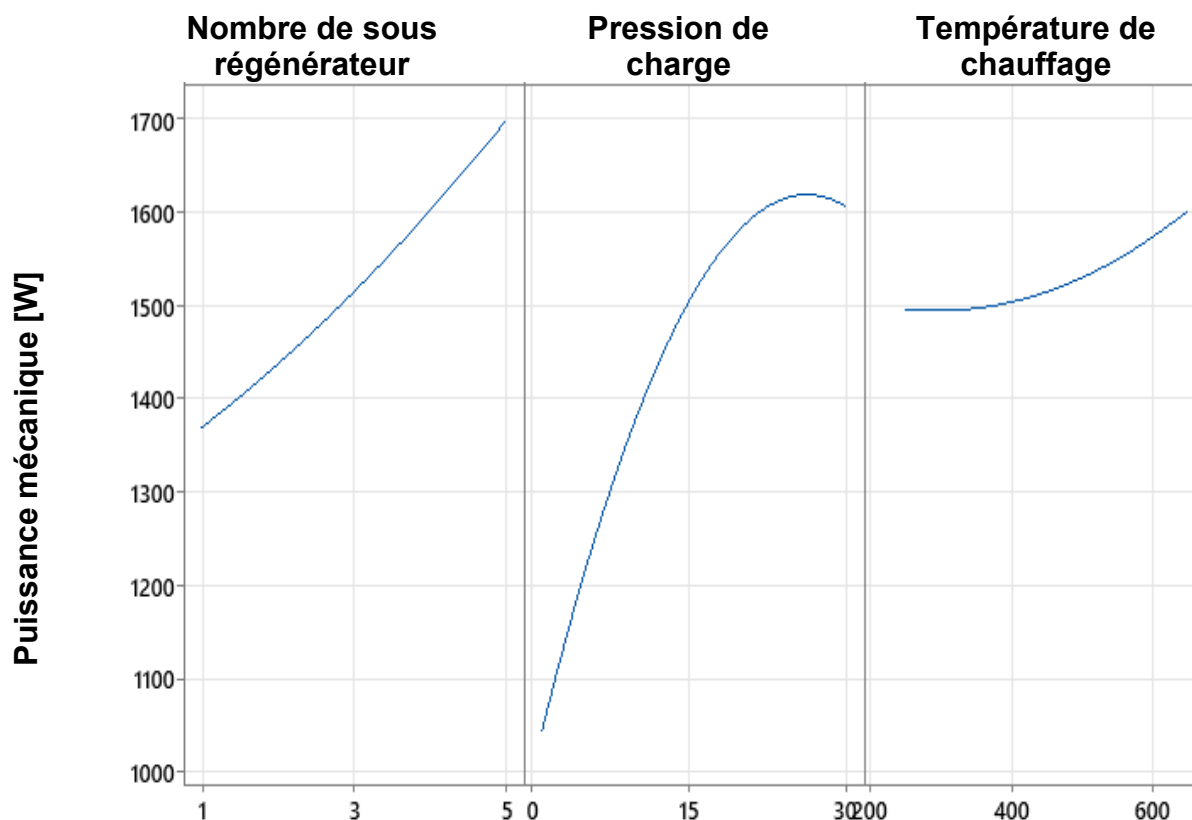


Figure 5.11 Effets principaux sur la puissance mécanique produite

L'augmentation de la température chaude et de la pression de charge améliore les performances du moteur. En revanche, au-delà d'un certain seuil, une pression excessive peut entraîner une dégradation des performances. En effet une pression accrue augmente la densité énergétique du fluide de travail, ce qui permet de générer davantage de puissance mécanique. Cependant, si cette pression dépasse un certain niveau, elle peut provoquer des effets indésirables tels que des pertes liées à la friction ou encore une détérioration thermique des matériaux (Vaziri et al. (2024) [86]).

4.5 Optimisation

En visualisant les intersections des différents facteurs sur la puissance mécanique générée, nous pouvons avoir une idée claire des valeurs optimales des facteurs contribuant à la puissance mécanique maximale. Les courbes illustrées dans la figure 5.12 et issues d'une génération automatique, permet d'observer le comportement thermodynamique du système en fonction de diverses configurations du nombre de sous-régénérateurs (N_b) et de la température de chauffage (T_H), tout en conservant une pression de fonctionnement constante établie à $P=5$ bar. Les graphiques de réponse obtenus montrent une dépendance significative

entre ces deux paramètres d'entrée (N_b et T_H) et les performances thermiques du système, notamment la puissance effective produite et l'efficacité du régénérateur.

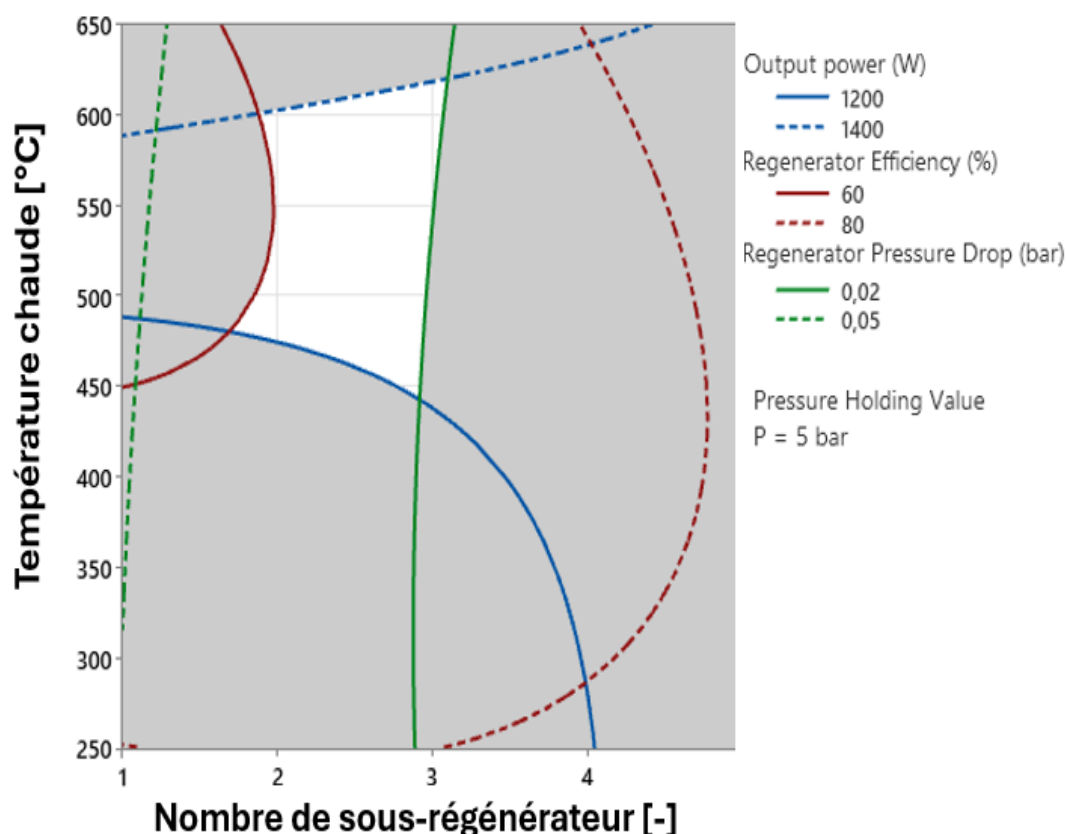


Figure 5.12 Présentation des interactions des facteurs de conception expérimentale (a) effet de la température et du nombre de sous-régénérateurs sur la puissance, la chute de pression et l'efficacité du régénérateur

Un point d'intersection significatif des courbes apparaît lorsque $N_b=4$ et $T_H=620$ °C. Sous ces conditions particulières, le système obtient une puissance utile de 1400 W, avec un rendement du régénérateur avoisinant les 80 %. Cette convergence signale un équilibre idéal entre la sophistication technologique (liée à l'accroissement du nombre de sous-régénérateurs) et le perfectionnement des performances thermiques.

Cette conclusion souligne l'importance primordiale de la température de chauffage pour optimiser l'efficacité énergétique, tout en démontrant qu'après un certain seuil de sous-régénérateurs, les bénéfices supplémentaires en puissance deviennent négligeables par rapport à la complexité accrue. Donc, opter pour $N_b=4$ semble être une solution équilibrée qui assure une performance élevée sans surcharger la structure.

Les graphiques de réponse obtenus dans la figure 5.13 montrent une dépendance significative entre les paramètres d'entrée (N_b et T_H et P) et les performances thermiques du système, notamment la puissance effective produite et l'efficacité du régénérateur. L'entrelacement des courbes présentées dans la figure met en évidence une zone de fonctionnement optimale pour un nombre de subdivisions fixé à $N_b=5$. Cette région se situe approximativement dans

l'intervalle de température chaude (T_H) compris entre 600 et 620 °C, et pour une pression de charge allant de 18 à 22 bar. Dans ce domaine de fonctionnement, le système atteint une configuration particulièrement favorable, caractérisée par une puissance utile de 1400 W, un rendement du régénérateur élevé de l'ordre de 80 %, ainsi qu'une chute de pression modérée, maintenue en dessous de 0,02 bar. Cette synergie entre les paramètres thermodynamiques et hydrauliques reflète un compromis optimal entre performance énergétique et contraintes de fonctionnement, utile pour le dimensionnement et l'exploitation efficace du dispositif.

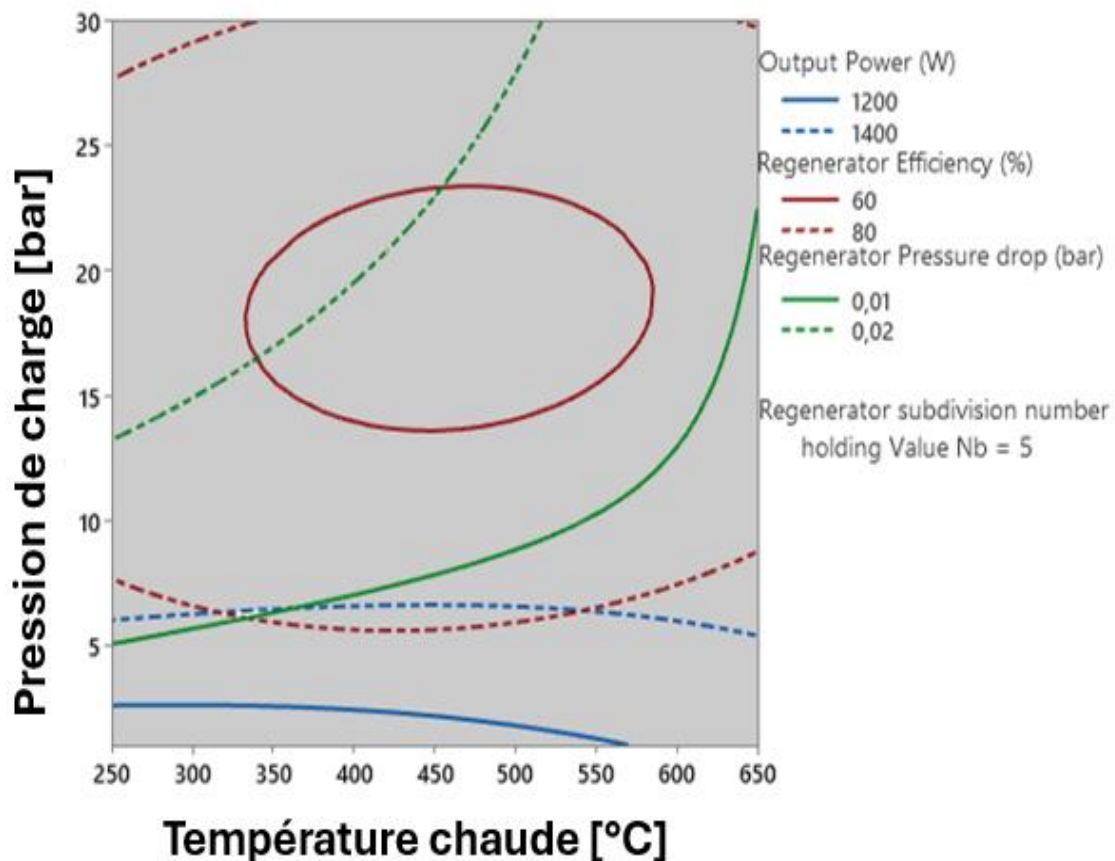


Figure 5.13 Présentation des interactions des facteurs de conception expérimentale : effet de la pression et de la température chaude sur la puissance, de la chute de pression et de l'efficacité du régénérateur

Pour la figure 5.14, si nous maintenons une température de chauffage constante $T_H=250^\circ\text{C}$, et que nous faisons varier le nombre de sous-régénérateurs et la pression de charge, nous constatons que pour un $Nb=3$ et $P=5$ bar, nous obtenons un rendement de 80 % et une chute de pression $\Delta P=0,02$ bar. Ces chiffres démontrent que des améliorations significatives des performances du moteur peuvent être obtenues en incorporant jusqu'à trois sous-régénérateurs, en particulier lorsqu'ils fonctionnent avec un faible gradient de température thermique et une charge à haute pression. Toutefois, il est essentiel de tenir compte de la sensibilité de la conception du moteur et des matériaux utilisés, car des pressions plus élevées peuvent entraîner une augmentation des contraintes mécaniques et des problèmes thermiques. Il est également possible d'obtenir des gains de performance comparables en

travaillant à des pressions de charge plus faibles, à condition de maintenir une température de chauffage élevée. Cette approche offre une solution plus équilibrée, réduisant potentiellement l'usure des matériaux et les risques opérationnels tout en améliorant l'efficacité du moteur. L'optimisation minutieuse de la pression et de la température est essentielle pour maximiser les performances du moteur Stirling sans compromettre la fiabilité ou la durabilité. Le tableau 5.4 résume les valeurs optimales permettant d’atteindre une maximisation considérable des performances du système.

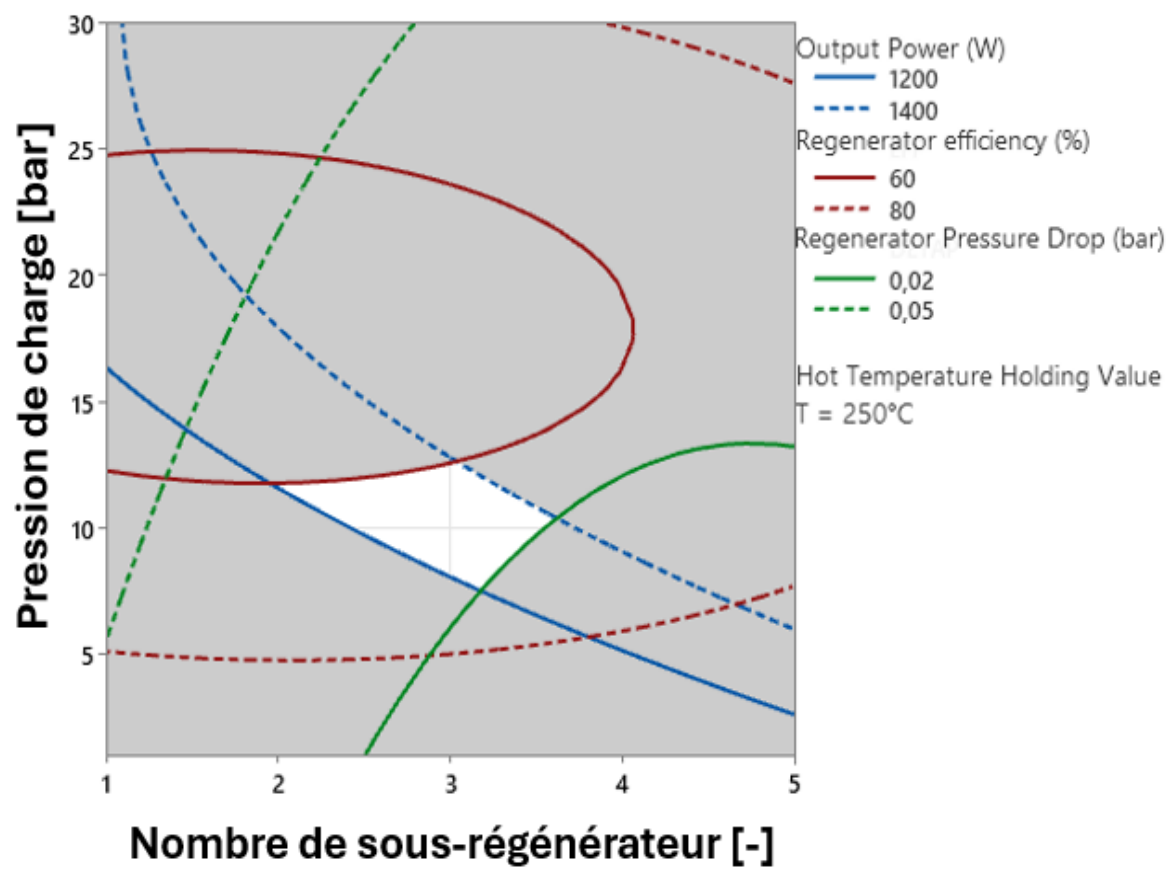


Figure 5.14 Présentation des interactions des facteurs de conception expérimentale : effet de la pression et du nombre de sous-régénérateur sur la puissance, la chute de pression et l'efficacité du régénérateur

Tableau 5.4 Valeurs optimisées des réponses étudiées

Solution	Nombre de sous régénérateur Nb	Pression de charge P [bar]	Température de chauffage T_H	Valeur de puissance ajustée	Valeur de l'efficacité ajustée	Valeur de chute de pression ajustée	Composite de désirabilité
1	5	30	648.078	1594.12	80.6198	0.011	0.802075

Cette étude offre une méthode efficace pour prédire les performances, permettant l'optimisation précise et rapide des performances du moteur Stirling. Les déclarations finales fournissent un résumé succinct des principaux aspects examinés dans cette étude. Le modèle proposé a été validé en comparant ses prédictions avec des données expérimentales. Les

résultats ont indiqué que l'erreur relative moyenne dans la puissance de sortie entre les valeurs prédites et expérimentales était inférieure à 5 %, démontrant un fort accord entre les résultats numériques et les conclusions expérimentales. En faisant varier le nombre de sous-divisions au sein du régénérateur, les résultats de la Méthode des Surfaces de Réponse (RSM) montrent qu'une configuration avec cinq sous-régénérateurs est optimale pour maximiser la performance thermique et mécanique du moteur. Plus précisément, cette configuration a entraîné une augmentation d'environ 0,21 % de la puissance de sortie mécanique, ainsi qu'une amélioration double de l'efficacité du régénérateur par rapport à un régénérateur unique non subdivisé.

La variation de la pression de charge a été identifiée comme un facteur critique dans l'optimisation des performances du moteur Stirling. Au départ, l'augmentation de la pression entraîne une hausse proportionnelle de la puissance de sortie du moteur, car des pressions plus élevées améliorent l'efficacité thermodynamique du cycle. Cependant, au-delà d'un certain seuil, de nouvelles augmentations de pression entraînent des rendements décroissants et finissent par avoir un effet négatif sur les performances. Ce phénomène se produit en raison de facteurs tels que des pertes par friction accrues, des limites matérielles et des inefficacités dans le transfert de chaleur, qui l'emportent sur les avantages d'une pression plus élevée. L'optimisation de la pression de charge est donc essentielle pour équilibrer ces effets concurrents et maximiser la puissance mécanique du moteur.

En examinant les résultats de l'optimisation, nous avons constaté qu'en utilisant cinq sous-régénérateurs et une pression de charge maximale de 30 bar, combinée à un faible gradient de température dans le moteur Stirling, on peut obtenir une augmentation significative de la puissance du moteur. Alternativement, avec cinq sous-régénérateurs et en maintenant une pression de charge plus faible d'environ 5 bar tout en maximisant la température d'entrée de chaleur à environ 630°C, cela fournit une solution efficace et économique pour l'optimisation du moteur Stirling dans les applications industrielles. Cette approche offre un équilibre entre l'amélioration des performances et la rentabilité, en faisant de cette configuration une option pratique pour améliorer l'efficacité du moteur.

Conclusion

Notre étude multi-objectif a été menée en s'appuyant sur un plan d'expériences de type Box-Behnken. Cette méthode, efficace pour prédire les performances du système, a permis d'optimiser avec précision les paramètres tout en réduisant le temps nécessaire à l'identification des facteurs influençant les performances mécaniques et énergétiques du moteur Stirling à double effet.

En faisant progresser l'optimisation des moteurs Stirling, ce travail contribue non seulement au développement de cette technologie, mais aussi au domaine plus large des systèmes énergétiques durables. Il ouvre la voie à une récupération de chaleur résiduelle plus efficace et à de nouvelles applications dans le domaine des énergies renouvelables.

Conclusion générale et perspectives

Ce travail de thèse s'inscrit dans le cadre d'une analyse approfondie des performances thermiques et mécaniques d'un moteur Stirling à double effet, avec une attention particulière portée sur le rôle central du régénérateur. L'objectif principal était d'approfondir la compréhension des mécanismes complexes associés à l'écoulement oscillatoire compressible et aux transferts de chaleur dans des conditions de fonctionnement réalistes. Cette démarche visait à proposer des solutions concrètes et des pistes d'optimisation pour améliorer l'efficacité et la viabilité de cette technologie prometteuse dans le domaine des énergies renouvelables.

Un outil avancé (code de calcul) de simulation numérique CFD a été développé en utilisant le langage de programmation « Fortran 90 » pour répondre à ces objectifs. Ce code permet de résoudre les équations de Navier-Stokes couplées à l'équation de l'énergie et l'équation de continuité dans une configuration bidimensionnelle pour un écoulement laminaire instationnaire, oscillatoire et compressible. Cette approche rigoureuse a permis de décrire précisément les phénomènes physiques se produisant dans les différentes zones du moteur, particulièrement au sein du régénérateur. La modélisation a ainsi facilité l'évaluation et la quantification des pertes énergétiques, tant thermiques que dynamiques, et a conduit à des propositions d'optimisation pour différentes configurations de régénérateur.

Le régénérateur, en tant qu'élément clé du moteur Stirling, a fait l'objet d'une attention particulière. Responsable des échanges thermiques entre le fluide de travail et le solide poreux, sa conception influence directement l'efficacité globale du cycle Stirling. Les résultats ont mis en évidence les avantages de l'utilisation d'un alliage nickel-lanthane présentant une porosité optimisée de 85 %, permettant de maximiser les transferts thermiques tout en réduisant les pertes par frottement. L'intégration de gradients de porosité, soigneusement étudiés, s'est également révélée déterminante pour améliorer les performances globales du moteur. En particulier, des configurations exploitant une porosité décroissante (par exemple, de 90 % en contact avec le refroidisseur à 70 % en contact avec le réchauffeur) ont démontré leur capacité à optimiser les transferts de chaleur et à tirer parti des gradients thermiques et fluidiques pour des gains tangibles en efficacité.

L'analyse comparative des différents fluides de travail (hélium, néon, azote et argon) appliquée au moteur Stirling souligne l'importance cruciale des propriétés thermo-physiques dans la détermination des performances globales. Les résultats montrent que l'augmentation de la pression de charge et de la température de la source chaude entraîne systématiquement

une amélioration quasi linéaire de la puissance mécanique, due à un accroissement de la masse de gaz contenue et à un gradient thermique plus élevé favorisant les échanges de chaleur. L'ampleur de ces gains dépend cependant fortement de la nature du fluide utilisé.

L'hélium apparaît comme un fluide de travail le plus performant à utiliser, grâce à la nature de son atomicité, induisant ainsi une conductivité thermique élevée, une faible masse moléculaire et une faible densité, qui favorisent un transfert de chaleur efficace, permettant de réduire les pertes de charge et améliorer le rendement thermodynamique du moteur Stirling. Le néon occupe la deuxième place, offrant un compromis intéressant entre efficacité énergétique et faisabilité pratique. L'azote et l'argon présentent en revanche des performances limitées, en raison de leur conductivité thermique plus faible et, pour l'argon, d'une densité élevée accentuant les pertes.

Ces résultats confirment que le choix du fluide de travail ne peut se limiter à la simple production de puissance brute, mais doit intégrer une optimisation globale des transferts thermiques et des pertes internes. Dans ce contexte, l'hélium demeure le candidat privilégié pour des applications nécessitant à la fois une puissance élevée et un rendement optimisé, particulièrement sous forte pression de charge et à haute température de la source chaude.

Une autre avancée majeure de cette étude réside dans l'optimisation de la structure interne du régénérateur. Les simulations ont montré que la division du régénérateur en cinq sous-régénérateurs permet une amélioration significative des performances thermiques et mécaniques. Cette configuration a non seulement conduit à une augmentation bien quantifiable de la puissance mécanique, mais elle a également doublé l'efficacité thermique du régénérateur par rapport à un modèle unique non subdivisé.

Concernant les paramètres opérationnels, l'étude a révélé que la pression de charge est un facteur critique pour optimiser les performances du moteur Stirling. Une pression de 30 bars s'est avérée idéale pour maximiser la puissance de sortie, tandis qu'une pression plus modérée de 5 bars, combinée à une température d'entrée de chaleur de 630 °C, constitue un compromis économique intéressant pour des applications industrielles. Ces résultats soulignent la nécessité de concilier les gains en efficacité thermodynamique avec la limitation des contraintes matérielles et des pertes mécaniques, telles que les frottements et l'inefficacité des transferts thermiques.

En conclusion, cette thèse apporte une contribution significative à la compréhension des mécanismes complexes qui régissent le fonctionnement des moteurs Stirling à double effet. Elle met en lumière le rôle déterminant du régénérateur, tant dans l'amélioration de

l'efficacité thermique que dans l'optimisation des performances mécaniques. En intégrant des matériaux innovants, des conceptions optimisées et une gestion thermique rigoureuse, les connaissances générées dans ce travail ouvrent la voie à une nouvelle génération de moteurs Stirling adaptés aux besoins des systèmes énergétiques modernes.

Les perspectives pour continuer cette recherche sont multiples. Des travaux complémentaires pourraient explorer des modèles multi-échelles pour une description encore plus précise des interactions fluide-solide dans le régénérateur, notamment par l'adoption de l'hypothèse de non-équilibre thermique local (NETL) entre particule fluide et solide. De plus, l'intégration de fluides innovants et l'analyse des contraintes liées aux matériaux dans des conditions extrêmes pourraient enrichir les connaissances actuelles et favoriser l'émergence de moteurs Stirling encore plus performants. La prise en compte de l'aspect radiatif du régénérateur s'avère également cruciale pour mesurer avec précision les pertes thermiques. Cette approche permettrait de sélectionner judicieusement les matériaux et d'optimiser les performances globales d'un tel système de micro-cogénération.

Ces avancées participent directement à l'innovation dans les domaines de la cogénération et de la récupération de chaleur fatale, contribuant ainsi aux efforts globaux en faveur de la transition énergétique et des technologies durables.

REFERENCES

- [1] KPMG France. (2024). Rapport annuel énergie – Édition 2024. <https://kpmg.com/fr/fr/insights/energie/rapport-annuel-energie-edition-2024.html>
- [2] Ministère de la Transition écologique et de la Cohésion des territoires. (2024). Chiffres clés de l'énergie – Édition 2024 : International. <https://www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr/edition-numerique/chiffres-cles-energie-2024/11-in>
- [3] Friedlingstein P. et al., 2023. Global Carbon Budget 2023. *Earth Syst. Sci. Data*, 15, 5301– 5369. Doi: 10.5194/essd-15-5301-2023
- [4] Sun, Y., Luo, K., Wang, J., Luo, E., Hu, J., Wu, Z., Zhang, L., Zeng, Y., & Chi, J. (2024). Integrated combined heating, cooling and electricity system based on triple-effect free-piston Stirling configuration. *International Journal of Refrigeration*. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2024.102841>
- [5] Yadav, A. K., Sinha, S., & Kumar, A. (2023). Comprehensive review on performance assessment of solid oxide fuel cell-based hybrid power generation system. *Thermal Science and Engineering Progress*, 46, 102226. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.102226>
- [6] Erol, D., Doğan, B., & Çalışkan, S. (2021). The investigation of an energetic and exergetic performance characteristics of a beta-type Stirling engine with a rhombic drive mechanism. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 43(4). <https://doi.org/10.1007/s40430-021-02939-0>
- [7] Conroy, G., Duffy, A., & Ayompe, L. M. (2014). Economic, energy and GHG emissions performance evaluation of a WhisperGen Mk IV Stirling engine μ -CHP unit in a domestic dwelling. *Energy Conversion and Management*, 81, 465-474. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.02.002>
- [8] Zhu, S., Yu, G., Liang, K., Dai, W., & Luo, E. (2021). A review of Stirling-engine-based combined heat and power technology. *Applied Energy*, 294, 116965. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.116965>
- [9] Chen, Y., Yu, G., Ma, Y., Xue, J., Ahmed, F., Cheng, Y., Sun, H., Zhu, S., Dai, W., & Luo, E. (2024). A thermally-coupled cascade free-piston Stirling engine-based cogeneration system. *Applied Thermal Engineering*, 236, 121679. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121679>
- [10] Arslan, T. A., Solmaz, H., İpci, D., & Aksoy, F. (2023). Investigation of the effect of compression ratio on performance of a beta-type Stirling engine with rhombic mechanism by CFD analysis. *Environmental Progress & Sustainable Energy*, 42(4), e14076. <https://doi.org/10.1002/ep.14076>
- [11] Singh, D. V., & Pedersen, E. (2016). A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*, 111, 315-328. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.073>
- [12] Kuban, L., Stempka, J., & Tyliśczak, A. (2019). A 3D-CFD study of a γ -type Stirling engine. *Energy*, 169, 142-159. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.009>
- [13] Ben-Mansour, R., Abuelyamen, A., & Mokheimer, E. M. A. (2017). CFD analysis of radiation impact on Stirling engine performance. *Energy Conversion and Management*, 152, 354-365. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.09.056>
- [14] Murugan, S., & Horák, B. (2016). A review of micro combined heat and power systems for residential applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 64, 144-162. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.04.064>
- [15] Chahartaghi, M., & Sheykhi, M. (2019). Energy, environmental and economic evaluations of a CCHP system driven by Stirling engine with helium and hydrogen as working gases. *Energy*, 174, 1251-1266. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.03.012>
- [16] Bert, J., Chrenko, D., Sophy, T., Le Moyne, L., & Sirot, F. (2014). Simulation, experimental validation and kinematic optimization of a Stirling engine using air and helium. *Energy*, 78, 701-712. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.10.061>
- [17] Gheith, R., Hachem, H., Aloui, F., & Nasrallah, S. B. (2018). *Stirling Engines* (Vol. 4, p. 169). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-809597-3.00409-0>
- [18] Fénies, G. (2016). Développement et optimisation d'un moteur Stirling pour la valorisation d'énergie thermique [Phdthesis, Université Grenoble Alpes]. <https://hal.science/tel-03152047>
- [19] Formosa, F., & Fréchette, L. G. (2013). Scaling laws for free piston Stirling engine design: Benefits and challenges of miniaturization. *Energy*, 57, 796–808. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.05.009>
- [20] Lin, C., Zhou, W. X., Chen, X., & Guo, Z. Z. (2011). Improve the free-piston Stirling engine design with high order analysis method. *Applied Mechanics and Materials*, 44, 1991–1995.
- [21] Kwankaomeng, S., Silpsakoolsook, B., & Savangvong, P. (2014). Investigation on Stability and Performance of a Free-piston Stirling Engine. *Energy Procedia*, 52, 598–609. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.07.115>
- [22] Güven, M., Bedir, H., & Anlas, G. (2019). Optimization and application of Stirling engine for waste heat recovery from a heavy-duty truck engine. *Energy Conversion and Management*, 180, 411–424. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.10.096>

- [23] Alberti, F., & Crema, L. (2014). Design of a New Medium-temperature Stirling Engine for Distributed Cogeneration Applications. *Energy Procedia*, 57, 321–330. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.037>
- [24] Hou, M., Wu, Z., Yu, G., Hu, J., & Luo, E. (2018). A thermoacoustic Stirling electrical generator for cold exergy recovery of liquefied natural gas. *Applied Energy*, 226, 389–396. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.05.120>
- [25] Wu, Z., Yu, G. Y., Zhang, L., Hu, J., & Luo, E. (2014). Development of a 3kW double-acting thermoacoustic Stirling electric generator. *Applied Energy*, 136, 866–872. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.04.105>
- [26] Huo, J., Wu, H., Sun, W., Chen, J., & Wang, L. (2015). Improved design of the transmission mechanism of the 4-cylinder double-acting Stirling engine. *Journal of Vibroengineering*, 17(2), 643–654.
- [27] Campos, M. C., Vargas, J. V. C., & Ordóñez, J. C. (2012). Thermodynamic optimization of a Stirling engine. *Energy*, 44(1), 902–910. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.04.060>
- [28] Carlqvist, S. G., Gothberg, Y., Lundholm, G., & Torstensson, B. (1990). Study of 4-cylinder, double-acting and hermetically sealed stirling engine. *Proceedings of the 25th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, 6, 323–328. <https://doi.org/10.1109/IECEC.1990.748072>
- [29] Clucas, D. M. (1993). Development of a Stirling engine battery charger based on a low-cost wobble mechanism (Doctoral dissertation, University of Canterbury, Christchurch, New Zealand). <http://dx.doi.org/10.26021/3108>
- [30] Haywood, D., Raine, J. K., & Gschwendtner, M. A. (2001). Investigation of seal performance in a 4- α double-acting Stirling cycle heat-pump/refrigerator. 10th International Stirling Engine Conference, Osnabrück, Germany. Published in International Stirling Engine Conference Proceedings. Retrieved from <https://hdl.handle.net/10292/4941>
- [31] Dang, T. T., Ruellan, M., Ben Ahmed, H., Prévond, L., & Multon, B. (2014, juillet). Optimisation du dimensionnement d'une génératrice à induction linéaire tubulaire appliquée dans un système de micro-cogénération à moteur Stirling. *Symposium de Génie Électrique 2014*, Cachan, France. <https://hal.science/hal-01065159>
- [32] Valenti, G., Silva, P., Fergnani, N., Di Marcoberardino, G., Campanari, S., & Macchi, E. (2014). Experimental and numerical study of a micro-cogeneration Stirling engine for residential applications. *Energy Procedia*, 45, 1235–1244. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.01.129>
- [33] González-Pino, I., Pérez-Iribarren, E., Campos-Celador, A., & Terés-Zubiaga, J. (2020). Analysis of the integration of micro-cogeneration units in space heating and domestic hot water plants. *Energy*, 200, 117584. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117584>
- [34] Chen, W. L., Yang, Y. C., & Salazar, J. L. (2015). A CFD parametric study on the performance of a low-temperature-differential γ -type Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 106, 635–643. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.10.007>
- [35] Bataineh, K., & Taamneh, Y. (2017). Performance analysis of stand-alone solar dish Stirling system for electricity generation. *International Journal of Heat and Technology*, 35(3), 498–508. <https://doi.org/10.18280/ijht.350306>
- [36] Aboelmaaref, M. M., Zhao, J., Li, W., Ali, E. S., Askalany, A. A., Ghazy, M., Gu, L., & Zayed, M. E. (2023). Research on solar dish/Stirling engine driven adsorption-based desalination system for simultaneous co-generation of electricity and freshwater: Numerical investigation. *Case Studies in Thermal Engineering*, 47, 103044. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103044>
- [37] McClure, P. R., Poston, D. I., Gibson, M. A., Mason, L. S., & Robinson, R. C. (2020). Kilopower Project: The KRUSTY fission power experiment and potential missions. *Nuclear Technology*, 206(sup1), S1–S12. <https://doi.org/10.1080/00295450.2020.1722554>
- [38] Caetano, B. C., Santos, N. D. S. A., Hanriot, V. M., Sandoval, O. R., & Huebner, R. (2022). Energy conversion of biogas from livestock manure to electricity energy using a Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 15, 100224. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2022.100224>
- [39] <https://biogasworld.com/fr/news/production-deelectricite-et-de-chaleur-par-cogeneration-de-biogaz-decouvrez-des-technologies/>
- [40] Bravo, Y., Monné, C., Bernal, N., Carvalho, M., Moreno, F., & Muñoz, M. (2014). Hybridization of solar dish-stirling technology: Analysis and design. *Environmental Progress & Sustainable Energy*, 33(4), 1459–1466. <https://doi.org/10.1002/ep.11929>
- [41] Kropiwnicki, J. (2020). Application of Stirling engine type Alpha powered by the recovery energy on vessels. *Polish Maritime Research*, 27(1), 96–106. <https://doi.org/10.2478/pomr-2020-0010>
- [42] <https://www.meretmarine.com/fr/defense/le-sous-marin-suedois-gotland-remis-a-l-eau-apres-refonte>
- [43] Djetele-Gothe, S., Bégot, S., Lanzetta, F., & Gavignet, E. (2020). Design, manufacturing and testing of a Beta Stirling machine for refrigeration applications. *International Journal of Refrigeration*, 115, 96–106. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.03.005>
- [44] Murugan, S., & Horák, B. (2016). A review of micro combined heat and power systems for residential applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 64, 144–162. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.04.064>

- [45] Martinez, S., Michaux, G., Salagnac, P., & Bouvier, J.-L. (2017). Micro-combined heat and power systems (micro-CHP) based on renewable energy sources. *Energy Conversion and Management*, 154, 262-285. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.10.035>
- [46] Ahmadi, M. H., Ahmadi, M.-A., & Pourfayaz, F. (2017). Thermal models for analysis of performance of Stirling engine: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 68, 168-184. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.033>
- [47] Wang, K., Dubey, S., Choo, F. H., & Duan, F. (2016). A transient one-dimensional numerical model for kinetic Stirling engine. *Applied Energy*, 183, 775-790. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.09.024>
- [48] Ferreira, A. C., Nunes, M. L., Teixeira, J. C. F., Martins, L. A. S. B., & Teixeira, S. F. C. F. (2016). Thermodynamic and economic optimization of a solar-powered Stirling engine for micro-cogeneration purposes. *Energy*, 111, 1-17. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.05.091>
- [49] Sookramoon, K. (2022). Updraft gasifier-Stirling engine biomass incineration system power generation. *Trends in the Sciences*, 19(3), 2170. <https://doi.org/10.48048/tis.2022.2170>
- [50] Qiu, S., Gao, Y., Rinker, G., & Yanaga, K. (2019). Development of an advanced free-piston Stirling engine for micro combined heating and power application. *Applied Energy*, 235, 987-1000. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.11.036>
- [51] Pirkandi, J., Mahmoodi, M., Shirinfekr, A., & Ebadati, E. (2023). Parametric study and thermodynamic performance analysis of a hybrid solid oxide fuel cell-Stirling engine system for cogeneration applications. *Process Safety and Environmental Protection*, 176(1). <https://doi.org/10.1016/j.psep.2023.05.062>
- [52] Zhu, S., Yu, G., Liang, K., Dai, W., & Luo, E. (2021). A review of Stirling-engine-based combined heat and power technology. *Applied Energy*, 294, 116965. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.116965>
- [53] Chmielewski, A., Gumiński, R., Mączak, J., & Radkowski, S. (2016). Aspects of balanced development of RES and distributed micro-cogeneration use in Poland: Case study of a μ CHP with Stirling engine. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 59, 1182-1193. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.01.074>
- [54] Urciuolo, M., Chirone, R., Marra, F. S., & Solimene, R. (2019). Power generation by Stirling engine during fluidized bed combustion of wood pellets. *Combustion Science and Technology*, 191(4-5), 675-689. <https://doi.org/10.1080/00102202.2018.1453122>
- [55] Micro-CHP Accelerator. (2007). Interim report. <https://www.osti.gov/etdeweb/biblio/21059110>
- [56] Sato, K., Ohiwa, N., Ishikawa, A., Shimojima, H., Nishiyama, A., & Moriya, Y. (2008). Development of small-scale CHP plant with a wood powder-fueled Stirling engine. *Journal of Power and Energy Systems*, 2(5), 1221-1231. <https://doi.org/10.1299/jpes.2.1221>
- [57] Clucas, D. M. (1993). Development of a Stirling engine battery charger based on a low-cost wobble mechanism (Doctoral dissertation, University of Canterbury, Christchurch, New Zealand). <http://dx.doi.org/10.26021/3108>
- [58] Nik Abdul Rahman, N. K. M., Saadon, S., & Che Man, M. H. (2021). Waste heat recovery of biomass-based industrial boilers by using Stirling engine. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 89(1), 1-12. <https://doi.org/10.37934/arfmts.89.1.112>
- [59] García, D., Suárez, M.-J., Blanco, E., & Prieto, J.-I. (2022). Experimental and numerical characterisation of a non-tubular Stirling engine heater for biomass applications. *Sustainability*, 14(24), 16488. <https://doi.org/10.3390/su142416488>
- [60] García, D., & Prieto, J. I. (2012). A non-tubular Stirling engine heater for a micro solar power unit. *Renewable Energy*, 46, 127-136. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.03.025>
- [61] García, D., Suárez, M.-J., Blanco, E., & Prieto, J.-I. (2019). Experimental correlations and CFD model of a non-tubular heater for a Stirling solar engine micro-cogeneration unit. *Applied Thermal Engineering*, 153, 715-725. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.013>
- [62] Hargreaves, C. M. (1991). *The Philips Stirling engine*. Elsevier Science Publishers B. V.
- [63] Kuosa, M., Kaikko, J., & Koskelainen, L. (2007). The impact of heat exchanger fouling on the optimum operation and maintenance of the Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, 27(10), 1671-1676. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.07.004>
- [64] Schneider, T., Müller, D., & Karl, J. (2020). A review of thermochemical biomass conversion combined with Stirling engines for the small-scale cogeneration of heat and power. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 134, 110288. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110288>
- [65] Godett, T. M., Meijer, R. J., Verhey, R. P., Pearson, C. J., & Khalili, K. (1989). STM4-120 Stirling engine test development. SAE Technical Paper, 890149. <https://doi.org/10.4271/890149>
- [66] Hoshino, T., Naito, H., Fujihara, T., & Eguchi, K. (1999). NAL research program on space solar power technology-NALSEM500 Stirling alternator and solar receiver. *Proceedings of the 9th International Stirling Engine Conference*, Pilanesburg, South Africa, 2-4.
- [67] Kaliakatsos, D., Cucumo, M., Ferraro, V., Miele, A., Cucumo, S., & Miele, A. (2015). Performance of Dish-Stirling CSP system with dislocated engine. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 8(1), 1-12. <https://doi.org/10.1007/s40095-015-0183-z>

- [68] Xin, F., Tang, B., Zhao, B., Yang, Y., Liu, W., & Liu, Z. (2024). Heat transfer enhancement of a Stirling engine heating tube with three-pronged slant rods under oscillatory flow. *Energy*, 301, 131707. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.131707>
- [69] Kumaravelu, T., Saadon, S., & Abu Talib, A. R. (2022). Heat transfer enhancement of a Stirling engine by using fins attachment in an energy recovery system. *Energy*, 239, 121881. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121881>
- [70] Renzi, M., & Brandoni, C. (2014). Study and application of a regenerative Stirling cogeneration device based on biomass combustion. *Applied Thermal Engineering*, 67(1), 341-351. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.03.045>
- [71] Catapano, F., Perozziello, C., & Vaglieco, B. M. (2021). Heat transfer of a Stirling engine for waste heat recovery application from internal combustion engines. *Applied Thermal Engineering*, 198, 117492. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117492>
- [72] Hachem, H., Gheith, R., Aloui, F., & Ben Nasrallah, S. (2015). Numerical characterization of a γ -Stirling engine considering losses and interaction between functioning parameters. *Energy Conversion and Management*, 96, 532-543. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.02.065>
- [73] Nimvari, M. E., Maerefat, M., & El-Hossaini, M. K. (2012). Numerical simulation of turbulent flow and heat transfer in a channel partially filled with a porous media. *International Journal of Thermal Sciences*, 60, 131-141. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2012.05.016>
- [74] Jiang, P., Wang, Z., Ren, Z., & Wang, B. (1997). Forced convective heat transfer in a porous plate channel. *Journal of Thermal Science*, 6(3), 197-206. <https://doi.org/10.1007/s11630-997-0037-y>
- [75] Timoumi, Y., Tlili, I., & Ben Nasrallah, S. (2008). Performance optimization of Stirling engines. *Renewable Energy*, 33(9), 2134-2144. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.12.012>
- [76] Gheith, R., Aloui, F., & Ben Nasrallah, S. (2015). Determination of adequate regenerator for a Gamma-type Stirling engine. *Applied Energy*, 139, 272-280. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.11.011>
- [77] Alkam, M. K., Al-Nimr, M. A., & Hamdan, M. O. (2001). Enhancing heat transfer in parallel-plate channels by using porous inserts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(5), 931-938. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(00\)00155-1](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00155-1)
- [78] Hachem, H., Gheith, R., & Aloui, F. (2023). Chapter 35 - Waste heat-driven Stirling engine systems : Vehicle cogeneration domain. In F. Aloui, E. G. Varuvel, & A. Sonthalia (Éds.), *Handbook of Thermal Management Systems* (p. 747-767). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-443-19017-9.00035-0>
- [79] Chen, W.-L., Wong, K.-L., & Chang, Y.-F. (2014). A computational fluid dynamics study on the heat transfer characteristics of the working cycle of a low-temperature-differential γ -type Stirling engine. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75, 145-155. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.03.055>
- [80] Dai, D. D., Yuan, F., Long, R., Liu, Z. C., & Liu, W. (2018). Imperfect regeneration analysis of Stirling engine caused by temperature differences in regenerator. *Energy Conversion and Management*, 158, 60-69. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.032>
- [81] Nielsen, A. S., York, B. T., & MacDonald, B. D. (2019). Stirling engine regenerators : How to attain over 95% regenerator effectiveness with sub-regenerators and thermal mass ratios. *Applied Energy*, 253, 113557. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113557>
- [82] Alfarawi, S., AL-Dadah, R., & Mahmoud, S. (2016). Influence of phase angle and dead volume on gamma-type Stirling engine power using CFD simulation. *Energy Conversion and Management*, 124, 130-140. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.016>
- [83] Doğan, B., Erol, D., Yeşilyurt, M. K., & Yaman, H. (2023). The effects of different channel geometries in the displacer cylinder, working fluids, and engine speed on the energy and exergy performance characteristics of a β -type Stirling engine with a slider-crank drive mechanism. *International Journal of Engine Research*, 24(9), 4008-4020. <https://doi.org/10.1177/14680874231177362>
- [84] Ni, M., Shi, B., Xiao, G., Peng, H., Sultan, U., Wang, S., Luo, Z., & Cen, K. (2016). Improved simple analytical model and experimental study of a 100W β -type Stirling engine. *Applied Energy*, 169, 768–787. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.069>
- [85] Gbashi, Y. A., & AL-Hamadani Ali, A. F. (2023). The effect of different hot source temperature, charge pressure and engine speed on Stirling engine. *AIP Conference Proceedings*, 2839(1). <https://pubs.aip.org/aip/acp/article-abstract/2839/1/020001/2913715>
- [86] Vaziri, B., Azadi, M., Biglari, M., & Madani, S. N. (2024). Multi-objective optimization in air-helium Stirling engine under objectives of efficiency, power, heat loss, and cost. *Journal of Engineering Research*. <https://doi.org/10.1016/j.jer.2024.03.019>
- [87] Alberti, F., & Crema, L. (2014). Design of a New Medium-temperature Stirling Engine for Distributed Cogeneration Applications. *Energy Procedia*, 57, 321-330. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.037>
- [88] Karabulut, H., Okur, M., & Ozdemir, A. O. (2019). Performance prediction of a Martini type of Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 179(1), 1-12. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.10.059>

- [89] Oberweis, S., & Al-Shemmeri, T. (2011). Stirling engine – The effect of different working gases and pressures. *Renewable Energy and Power Quality Journal*, 9(1), 315–320. <https://doi.org/10.24084/repqj09.322>
- [90] Aksoy, F., Solmaz, H., Çinar, C., & Karabulut, H. (2017). 1.2 kW beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism. *International Journal of Energy Research*, 41(9), 1310-1321. <https://doi.org/10.1002/er.3714>
- [91] Urieli I, Berchowitz DM. Stirling cycle analysis. Bristol: Adam Hilger; 1984.
- [92] Barth, E., & Hofacker, M. (2009). *Dynamic modeling of a regenerator for the control-based design of free-piston Stirling engines*. In *Proceedings of the NSF Engineering Research Innovation Conference*. Division of Civil, Mechanical and Manufacturing Innovation (CMMI), National Science Foundation, Arlington, VA.
- [93] Abduljalil, A. S., Yu, Z., & Jaworski, A. J. (2011). Selection and experimental evaluation of low-cost porous materials for regenerator applications in thermoacoustic engines. *Materials & Design*, 32(1), 217-228. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2010.06.012>
- [94] Wu, K. (2023). Enhancing alpha solar stirling engine performance with regenerator. *Theoretical and Natural Science*, 12, 120-129. <https://doi.org/10.54254/2753-8818/12/20230448>
- [95] Sheykhi, M., & Mehregan, M. (2023). Improvement of technical performance of heat regenerator of GPU-3 Stirling engine. *Energy Reports*, 9, 607-620. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.12.029>
- [96] Yu, M., Xu, L., Cui, H., Liu, Z., & Liu, W. (2024). Characteristics and potential of a novel inclined-flow stirling regenerator constructed by sinusoidal corrugated channels. *Energy*, 288, 129686. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129686>
- [97] Barari, F., Luna, E. M. E., Goodall, R., & Woolley, R. (2013). Metal foam regenerators; heat transfer and storage in porous metals. *Journal of Materials Research*, 28(17), 2474-2482. <https://doi.org/10.1557/jmr.2013.156>
- [98] Andersen, S. K., Carlsen, H., & Thomsen, P. G. (2006). Numerical study on optimal Stirling engine regenerator matrix designs taking into account the effects of matrix temperature oscillations. *Energy Conversion and Management*, 47(7), 894-908. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.06.006>
- [99] Costa, S. C., Barreno, I., Tutar, M., Esnaola, J. A., & Barrutia, H. (2015). The thermal non-equilibrium porous media modelling for CFD study of woven wire matrix of a Stirling regenerator. *Energy Conversion and Management*, 89, 473-483. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.10.019>
- [100] Briki, C., Belkhiria, S., Dhaou, M. H., Askri, F., & Jemni, A. (2018). Dynamic study of a new design of tanks based on metallic hydrides. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43(3), 1526–1536. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.11.085>
- [101] Najafi Amel, A., Kouravand, S., Zarafshan, P., Kermani, A. M., & Khashehchi, M. (2018). Study the Heat Recovery Performance of Micro and Nano Metfoam Regenerators in Alpha Type Stirling Engine Conditions. *Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering*, 22(2), 137-151. <https://doi.org/10.1080/15567265.2018.1456581>
- [102] Bear, J. (1972). *Dynamics of fluids in porous media*. American Elsevier Publishing Company
- [103] Götz, J., Zick, K., Heinen, C., & König, T. (2002). Visualisation of flow processes in packed beds with NMR imaging: Determination of the local porosity, velocity vector and local dispersion coefficients. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 41(7), 611–629
- [104] Fand, R. M., Varahasamy, M., & Greer, L. S. (1993). Empirical correlation equations for heat transfer by forced convection from cylinders embedded in porous media that account for the wall effect and dispersion. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36(18), 4407–4418
- [105] Venneti M., Govindarao H. And Froment G.F., (1986). Voidage profiles in packed beds of spheres, *Chem. Engn Sci.*, 41, 3, 533-539.
- [106] Kozeny, J. (1927). Flow in porous media. *S.B. Akad 2a*: 126.Ergun, S. (1952). Fluid flow through packed columns. *Chemical Engineering Progress*,48:89–94.
- [107] Ergun, S. (1952). Fluid Flow Through Packed Columns. *Chemical Engineering Progress*, 48(2), 89.
- [108] Gnielinski V. Heat transfer and pressure drop in helically coiled tubes. *Proc 8th Int Heat Transfer Conf*, San Francisco, Hemisphere, 1986. (VDI Heat Atlas, Springer, 2010, pp. 696)
- [109] Carbonell, R. G., & Whitaker, S. (1984). Heat and mass transfer in porous media. In *Fundamentals of transport phenomena in porous media* (pp. 121–198). Martinus Nijhoff
- [110] Zanotti, F., & Carbonell, R. G. (1984). Development of transport equations for multiphase systems—III: Application to heat transfer in packed beds. *Chemical Engineering Science*, 39(2), 299–311.
- [111] Quintard, M., & Whitaker, S. (1993). Transport in ordered and disordered porous media: Volume averaged equations, closure problems, and comparison with experiment. *Chemical Engineering Science*, 48(14), 2537–2564
- [112] Zehner, P., & Schlunder, E. U. (1970). Wärmeleitfähigkeit von Schüttungen bei mäßigen Temperaturen. *Chemie Ingenieur Technik*, 42, 933–941.
- [113] Wakao, N., Kaguei, S., and Kunazkri, K. (1979). Effect of fluid dispersion coefficients on particle-to-fluid heat transfer coefficients in packed beds. *Chemical Engineering Sciences* 34:325–336.
- [114] Brinkman, H. C. (1947). A calculation of the viscous force exerted by a flowing fluid on

- [115] a dense swarm of particles. *Applied Scientific Research*, A1:27–34.
- [116] Brinkman, C. (1948). On the permeability of media consisting of closely packed porous particles. *Applied Scientific Research*, A1:81–86.
- [117] Neale, G., & Nader, W. (1974). Practical significance of Brinkman's extension of Darcy's law: Coupled parallel flows within a channel and bounding porous medium. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 52, 457–478
- [118] Beckermann, C., Viskanta, R., & Ramadhyani, R. (1988). Natural convection in vertical enclosures containing simultaneously fluid and porous layers. *Journal of Fluid Mechanics*, 186, 257–284. <https://doi.org/10.1017/S0022112088000194>
- [119] Lundgren, T. S. (1972). Slow flow through stationary random beds and suspensions of spheres. *Journal of Fluid Mechanics*, 51, 273–299. <https://doi.org/10.1017/S0022112072001213>
- [120] Bear, J., & Bachmat, Y. (1990). *Introduction to modeling of transport phenomena in porous media*. Kluwer Academic.
- [121] Ward, J. C. (1964). Turbulent flow in porous media. *ASCE Journal of the Hydraulics Division*, 90(HY5), 1–12.
- [122] Tili, I., Timoumi, Y., & Nasrallah, S. B. (2008). Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application. *Renewable Energy*, 33(8), 1911–1921. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.09.024>
- [123] Xiao, G., Peng, H., Fan, H., Sultan, U., & Ni, M. (2017). Characteristics of steady and oscillating flows through regenerator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108, 309–321. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.11.096>
- [124] Dietrich, M., Yang, L. W., & Thummes, G. (2007). High-power Stirling-type pulse tube cryocooler: Observation and reduction of regenerator temperature-inhomogeneities. *Cryogenics*, 47(5), 306–314. <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2007.03.009>
- [125] Stouffs, P. (2000). Dimensionnement optimal des volumes de compression et de détente des moteurs Stirling. Colloque annuel - SFT, 851–856. <http://pascal-francis.inist.fr/vibad/index.php?action=getRecordDetail&idt=1019136>
- [126] Faruoli, M., Viggiano, A., & Magi, V. (2019). A Porous Media Numerical Approach for the Simulation of Stirling Engine Regenerators. <https://doi.org/10.18280/ti-ijes.632-425>
- [127] Macdonald, I. F., El-Sayed, M. S., Mow, K. E., & Dullien, F. A. L. (1979). Flow through porous media—the Ergun equation revisited. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 18(3), 199–208. <https://doi.org/10.1021/i160071a001>
- [128] Lanzetta, F. (1997). Etude des transferts de chaleur instationnaires au sein d'une machine frigorifique de stirling [These de doctorat, Besançon]. <https://theses.fr/1997BESA2014>
- [129] Beale, W. T. (1969). Free piston Stirling-some model tests and simulation. *International Automotive Engineering Congress*, Society of Automotive Engineers Inc, 13–17.
- [130] Schmidt, G. (1871). Classical analysis of operation of Stirling engine. A report published in German engineering union (Original German), 15, 1–12
- [131] Finkelstein, T. (1994). Insights into the thermodynamics of Stirling cycle machines. *Semanticscholar*. <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:111634634>
- [132] Lee, F. Y. (1976). Computer simulation of Stirling engines (Master's thesis, University of Calgary, Calgary, Canada). Retrieved from <http://hdl.handle.net/1880/15444>
- [133] Martini WR. *Stirling engine design manual*. University Press of the Pacific. Reprinted from the 1983 edition. ISBN: 1-4102-1604-7; 2004.
- [134] Bataineh KM. Numerical thermodynamic model of alpha -type Stirling engine. *Case Stud Therm Eng* 2018. <http://dx.doi.org/10.1016/j.csite.2018.03.010>.
- [135] Xiao, G., Huang, Y., Wang, S., Peng, H., Ni, M., Gan, Z., Luo, Z., & Cen, K. (2018). An approach to combine the second-order and third-order analysis methods for optimization of a Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 165, 447–458. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.03.082>
- [136] Mohammadi MA, Jafarian A. CFD simulation to investigate hydrodynamics of oscillating flow in a Beta-type Stirling engine. *Energy* 2018. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2018.04.017>.
- [137] de la Bat, B. J. G., & Dobson, R. T. (2018, July). Theoretical simulation, design and manufacture, and experimental evaluation of a free piston Stirling engine (FPSE) electric generator. Paper presented at the 2018 International Energy Conversion Engineering Conference, Cincinnati, OH. American Institute of Aeronautics and Astronautics. <https://doi.org/10.2514/6.2018-4502>
- [138] de Moura, E. F., Henriques, I. B., & Ribeiro, G. B. (2022). Finite-time thermodynamics and exergy analysis of a Stirling engine for space power generation. *Thermal Science and Engineering Progress*, 27, 101078. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101078>
- [139] Gedeon, D., & Wood, J. G. (1996). Oscillating-Flow Regenerator Test Rig : Hardware and Theory With Derived Correlations for Screens and Felts (E-10076). <https://ntrs.nasa.gov/citations/19960015878>
- [140] Ibrahim, M., Danila, D., Simon, T. W., & Tew, R. (2009). Computational modeling of a segmented-involute-foil regenerator for Stirling engines. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 23(4), 786–800. <https://doi.org/10.2514/1.40330>

- [141] Goupy, J., & Creighton, L. (2007). Introduction to Design of Experiments with JMP Examples, Third Edition (3rd éd.). SAS Publishing.
- [142] Myers, R. H., Montgomery, D. C., & Anderson-Cook, C. M. (2016). Response Surface Methodology : Process and Product Optimization Using Designed Experiments. John Wiley & Sons.
- [143] Miller, S. J. (2017). The method of least squares. In *The probability lifesaver: All the tools you need to understand chance* (Ch. 24). Princeton University Press. <https://doi.org/10.1515/9781400885381-026>
- [144] Zahi N, Dhahri H, Boughamoura A, Nasrallah S Ben. Compressible flow and heat transfer through a porous regenerator under piston motion. *J Enhanc Heat Transf* 2011;18. <https://doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.2011001768>.
- [145] Darcy, H. (1856). Les fontaines publiques de Dijon.
- [146] Brinkman H.C., (1947). A calculation of the viscous force exerted by a flowing fluid on a dense swarm of particles, *Appl. Sci. Res. A1*, 27-34.
- [147] Vafai, K., & Tien, C. L. (1981). Boundary and inertia effects on flow and heat transfer in porous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 24(2), 195-203. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(81\)90027-2](https://doi.org/10.1016/0017-9310(81)90027-2)
- [148] Patankar, S. (1980). Numerical heat transfer and fluid flow (1st ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/9781482234213>
- [149] Hachem, H., Gheith, R., & Aloui, F. (2021, August). Numerical Investigating of Oscillatory Flow and Heat Transfer Through Stirling Regenerator. In *Fluids Engineering Division Summer Meeting* (Vol. 85284, p. V001T02A006). American Society of Mechanical Engineers.
- [150] Marko, M. (2020). Numerical simulations of the molecular behavior and entropy of non-ideal argon. arXiv. <https://doi.org/10.48550/arXiv.2004.03584>
- [151] Weast R.C., Handbook of chemistry and physics, *Chemical Rubber Publishing Company, p-p D-194, CRC Press, Inc., Boca Raton, Florida 33431, USA, ISBN-0-8494-0460-8* (1980).
- [152] Kang, J. K., Kim, J. S., & Park, T. Y. (1996). Study on development of high-performance evaporator for automotive air conditioner. Korea, Republic of: N. p.
- [153] Kumaravelu, T., Saadon, S., & Abu Talib, A. R. (2022). Heat transfer enhancement of a Stirling engine by using fins attachment in an energy recovery system. *Energy*, 239, 121881. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121881>
- [154] Almajri AK, Mahmoud S, Al-Dadah R. Modelling and parametric study of an efficient Alpha type Stirling engine performance based on 3D CFD analysis. *Energy Convers Manage* 2017;145:93–106. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.04>.
- [155] Ibrahim, M. B., & Tew Jr, R. C. (2011). *Stirling convertor regenerators*. CRC Press.
- [156] Korlu, M., Pirkandi, J., & Maroufi, A. (2017). Thermodynamic analysis of a gas turbine cycle equipped with a non-ideal adiabatic model for a double acting Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 147, 120-134.
- [157] Lenth, R. V. (1989). Quick and easy analysis of unreplicated factorials. *Technometrics*, 31(4), 469–473. <https://doi.org/10.1080/00401706.1989.10488595>
- [158] Li, R., Grosu, L., & Li, W. (2017). New polytropic model to predict the performance of beta and gamma type Stirling engine. *Energy*, 128, 62-76. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.001>

ANNEXE A

L'étude numérique de l'écoulement des fluides et du transfert de chaleur dans les différents compartiments du moteur Stirling nécessite un modèle mathématique qui prend en compte la complexité de la géométrie, incluant à la fois des domaines fluides et solides. Afin de simplifier la modélisation du point de vue calculatoire, nous avons choisi d'exprimer les équations caractérisant le fonctionnement du moteur sous forme adimensionnelle. Cette approche présente l'avantage de réduire le nombre de paramètres intervenant dans les calculs et, surtout, de regrouper l'effet des différentes propriétés physiques (ρ , μ , k , ...) au sein de nombres adimensionnels, conduisant ainsi à des équations plus simples et plus universelles.

Ce choix méthodologique est justifié dans le paragraphe suivant, qui détaille le passage de la forme dimensionnelle à la forme adimensionnelle macroscopique pour les équations de Navier-Stokes couplées à l'équation de l'énergie.

1) Equation de continuité

$$\frac{\partial \rho^*}{\partial t^*} + \frac{\partial \rho^* u^*}{\partial z^*} + \frac{1}{r_c^*} \frac{\partial (\rho^* r_c^* v^*)}{\partial r_c^*} = 0 \quad \text{A.1}$$

Les termes sont dimensionnés en utilisant les échelles suivantes :

$$x = \frac{x^*}{D}, r_c = \frac{r_c^*}{D}, t = \frac{t^*}{\frac{D}{v_p}}, \rho = \frac{\rho^*}{\rho_0}, \vec{V} = \frac{\vec{V}^*}{v_p}, T = \frac{T^*}{T_0}$$

Avec les variables avec exposant * sont les variables réelles. Ce qui rend l'équation A.1 sous la forme adimensionnelle comme suit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial z} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial (\rho r_c v)}{\partial r_c} = 0 \quad \text{A.2}$$

2) Equation de conservation de la quantité de mouvement dans la direction axiale

Dans le cadre d'un écoulement compressible en présence d'un milieu poreux, et dans un repère de coordonnées cylindriques (r, z, θ), l'équation de la quantité de mouvement dans la direction axiale s'écrit sous la forme suivante, en appliquant les mêmes échelles de dimensionnement que l'équation (A.2) :

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho u u \right] + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left[\left(\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho u v r_c \right] \\
& + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\left(\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho w u \right] \\
& = - \frac{\partial \Pi}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left(r_c \frac{\partial u}{\partial r_c} \right) \right] - \delta \left[\frac{\mu}{K} u + C_F \frac{\rho \|U\|}{\sqrt{K}} \right] u
\end{aligned} \tag{A.3}$$

avec Π est la pression dynamique C_F est le coefficient de Forchheimer, K est la perméabilité.

Or nous traitons une géométrie axisymétrique (r, z) donc les termes en fonction de la composante azimutale seront négligés.

Et donc l'équation s'écrit sous la forme suivante :

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho u u \right] + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left[\left(\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho u v r_c \right] \\
& = - \frac{\partial \Pi}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left(r_c \frac{\partial u}{\partial r_c} \right) \right] - \delta \left[\frac{\mu}{K} u + C_F \frac{\rho \|U\|}{\sqrt{K}} \right] u
\end{aligned} \tag{A.4}$$

Pour passer à la forme non dimensionnelle, nous allons utiliser une échelle inertielle. En effet, dans les équations de Navier-Stokes, les grandeurs caractéristiques sont généralement choisies de manière à mettre en évidence les effets d'inertie, qui constituent le facteur dominant par rapport aux autres phénomènes (visqueux, diffusifs, etc.). Ainsi, l'échelle inertielle sert de référence pour introduire les variables sans dimension et comparer l'importance relative des différents termes de l'équation :

$$\frac{1}{Re} = \frac{\mu}{\rho U L}, \text{ et } \frac{\varepsilon}{Da Re} = \frac{\mu}{K} * \frac{L}{\rho U}$$

On trouve alors la forme adimensionnelle suivante :

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho u u \right] + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left[\left(\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho u v r_c \right] \\
& = - \frac{\partial \Pi}{\partial z} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left(r_c \frac{\partial u}{\partial r_c} \right) \right] - \delta \left[\frac{\varepsilon}{Da Re} + \frac{F \varepsilon}{\sqrt{Da}} \|U\| \rho \right]
\end{aligned} \tag{A.5}$$

2) Equation de conservation de la quantité de mouvement dans la direction radiale :

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right] \rho v u \right] + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left[\left(\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho v v r_c \right] \\
& + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\left(\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho w v \right] - \left(\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho \frac{w^2}{r_c} \\
& = - \frac{\partial \Pi}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left(r_c \frac{\partial v}{\partial r_c} \right) + \frac{1}{r_c^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} - \frac{v}{r_c^2} - \frac{2}{r_c^2} \frac{\partial w}{\partial \theta} \right] \\
& - \delta \left[\frac{\mu}{K} v + C_F \frac{\rho \|U\|}{\sqrt{K}} \right] v
\end{aligned} \tag{A.6}$$

L'équation devient, après considération de l'axisymétrie de la géométrie traitée,

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right] \rho v u \right] + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left[\left(\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho v v r_c \right] \\
& = - \frac{\partial \Pi}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left(r_c \frac{\partial v}{\partial r_c} \right) - \frac{v}{r_c^2} \right] - \delta \left[\frac{\mu}{K} v + C_F \frac{\rho \|U\|}{\sqrt{K}} \right] v
\end{aligned} \tag{A.7}$$

Pour passer à la forme Adimensionnelle on fait la même démarche que pour l'équation de quantité de mouvement dans la direction axiale.

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right] \rho v u \right] + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left[\left(\delta \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) + 1 \right) \rho v v r_c \right] \\
& = - \frac{\partial \Pi}{\partial r} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left(r_c \frac{\partial v}{\partial r_c} \right) \right] - \frac{v}{Re r_c^2} - \delta \left[\frac{\varepsilon}{Da Re} \right. \\
& \left. + \frac{F \varepsilon}{\sqrt{Da}} \|U\| \rho \right] v
\end{aligned} \tag{A.8}$$

3) L'équation de la conservation de l'énergie :

Dans sa forme dimensionnelle l'équation de la conservation de l'énergie est donnée comme suivant toute en considérant une géométrie cylindrique axisymétrique avec insertion de milieu poreux.

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\delta(\varepsilon\rho_f C p_f + (1-\varepsilon)\rho_s C p_s) + \rho_f C p_f)T}{\partial t} + \left[\frac{\partial(\rho_f C p_f u T)}{\partial z} \right. \\
& \quad \left. + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} (r_c \rho_f C p_f v T) \right] \\
& = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\partial P_{moy}}{\partial t} \\
& \quad + \frac{1}{PrRe} \left\{ \frac{\partial^2}{\partial z^2} ([\delta(\varepsilon K_f + (1-\varepsilon)K_s) + 1]T) \right. \\
& \quad \left. + \left[\frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left(r_c [\delta(\varepsilon K_f + (1-\varepsilon)K_s) + 1] \frac{\partial T}{\partial r_c} \right) \right] \right\}
\end{aligned} \tag{A.9}$$

Ici, le coefficient δ joue un rôle très important il permet d'activer ou désactiver la présence de milieu poreux.

Pour rendre cette équation à sa forme adimensionnelle on pose les rapports de capacité thermique et de conductivité thermique respectivement :

$$R_{ct} = \frac{(\rho_0 C p)_s}{(\rho_0 C p)_f}, \quad R_k = \frac{K_{sd}}{K_f}$$

Donc on divise par $\rho_f C p_f$ et K_f on obtient

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\delta(\varepsilon\rho + (1-\varepsilon)R_{ct}) + \rho)T}{\partial t} + \left[\frac{\partial(\rho u T)}{\partial z} + \frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} (r_c \rho v T) \right] \\
& = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\partial P_{moy}}{\partial t} \\
& \quad + \frac{1}{PrRe} \left\{ \frac{\partial^2}{\partial z^2} ([\delta(\varepsilon + (1-\varepsilon)R_k) + 1]T) \right. \\
& \quad \left. + \left[\frac{1}{r_c} \frac{\partial}{\partial r_c} \left(r_c [\delta(\varepsilon + (1-\varepsilon)R_k) + 1] \frac{\partial T}{\partial r_c} \right) \right] \right\}
\end{aligned} \tag{A.10}$$

ANNEXE B

L'élaboration d'un modèle mathématique à partir de données expérimentales s'appuie sur les techniques traditionnelles d'analyse de corrélation et de régression. Ces méthodes facilitent la détection des dépendances entre les variables expérimentales et l'établissement des conditions opératoires idéales. Le modèle obtenu prend la forme d'une surface de réponse, établissant une relation fonctionnelle entre le paramètre caractéristique des résultats expérimentaux et les variables indépendantes ajustées pendant les expériences.

$$Y_{\text{mod}} = b_0x_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^k \sum_{j=i+1}^k b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k \sum_{j=i+1}^k \sum_{k=j+1}^k b_{ijk} x_i x_j x_k + \sum_{i=1}^k b_{iii} x_i^3 + \dots \quad \text{B.1}$$

Y_{mod} Peut toujours être exprimée sous forme matricielle comme le produit de deux vecteurs selon l'équation suivante :

$$Y_{\text{mod}} = f_x(x)\beta \quad \text{B.2}$$

Avec $f_x(x)$ Ils s'agit d'un vecteur ligne dont les composantes incluent les valeurs des k facteurs ainsi que l'ensemble de leurs combinaisons possibles et β représente un vecteur colonne pour les coefficients correspondants à chaque combinaison.

$$f_x(x) = [1x_1x_2\dots x_kx_1^2x_2^2\dots x_k^2x_1x_2\dots x_1x_k\dots x_2x_k\dots] \quad \text{B.3}$$

$$\beta = (^tXX)^{-1} \cdot ^tXY \quad \text{B.4}$$

Dans le cadre de notre étude, les coefficients codés ont été déterminés comme le montre le Tableau B.1, pour l'analyse de la réponse de la chute de pression au niveau du régénérateur

Tableau B.1 : Coefficients codés relatifs à la réponse de la chute de pression

Terme	Coeff	Coef ErT	Valeur de T	Valeur de p	FIV
Constante	0,02500	0,00588	4,25	0,008	
Nb	-0,02088	0,00360	-5,80	0,002	1,00
P	0,00838	0,00360	2,33	0,068	1,00
T	-0,00475	0,00360	-1,32	0,244	1,00
Nb*Nb	0,01087	0,00530	2,05	0,095	1,01
P*P	0,00037	0,00530	0,07	0,946	1,01
T*T	0,00113	0,00530	0,21	0,840	1,01
Nb*P	0,00125	0,00509	0,25	0,816	1,00
Nb*T	-0,00200	0,00509	-0,39	0,711	1,00
P*T	-0,00850	0,00509	-1,67	0,156	1,00

Tableau B.2 : Coefficients codés relatifs à la réponse de l'efficacité de régénérateur

Terme	Coeff	Coef ErT	Valeur de T	Valeur de p	FIV
Constante	41,0	11,1	3,68	0,014	
Nb	12,38	6,83	1,81	0,130	1,00
P	-13,75	6,83	-2,01	0,100	1,00
T	-7,13	6,83	-1,04	0,344	1,00
Nb*Nb	4,5	10,0	0,45	0,673	1,01
P*P	29,8	10,0	2,96	0,031	1,01
T*T	8,5	10,0	0,85	0,436	1,01
Nb*P	1,75	9,65	0,18	0,863	1,00
Nb*T	7,00	9,65	0,73	0,501	1,00
P*T	-3,25	9,65	-0,34	0,750	1,00

Tableau B.3 : Coefficients codés relatifs à la réponse de la puissance mécanique

Terme	Coeff	Coef ErT	Valeur de T	Valeur de p	FIV
Constante	1514	106	14,32	0,000	
Nb	164,0	64,8	2,53	0,052	1,00
P	280,9	64,8	4,34	0,007	1,00
T	52,3	64,8	0,81	0,456	1,00
Nb*Nb	19,0	95,3	0,20	0,850	1,01
P*P	-188,7	95,3	-1,98	0,105	1,01
T*T	34,3	95,3	0,36	0,734	1,01
Nb*P	86,0	91,6	0,94	0,391	1,00
Nb*T	-173,0	91,6	-1,89	0,118	1,00
P*T	-197,3	91,6	-2,15	0,084	1,00

Titre : Valorisation énergétique de la chaleur fatale issue des gaz d'échappement d'un moteur à combustion interne couplé à un moteur Stirling

Ce travail, numérique, porte sur l'intensification des échanges de chaleur et transferts pour déterminer les performances énergétiques d'un moteur Stirling de type à double effet, où règne un écoulement alternatif laminaire instationnaire, animé par l'action de deux pistons en quadrature de phase. L'étude présentée s'articule autour de l'optimisation de fonctionnement de ce moteur en se basant sur une autre optimisation des conditions opératoires et en se focalisant sur la caractérisation du régénérateur, qui est l'élément clé du moteur Stirling. Nous avons effectué une simulation numérique (CFD) en résolvant les équations de Navier-Stokes couplées à l'équation de l'Energie dans les deux sources chaude et froide, et dans le milieu poreux de la matrice poreuse (régénérateur). La méthode numérique utilisée pour cette simulation est de type SIMPLER s'appuyant sur un schéma de volumes finis (ou volumes de contrôle) à base d'élément finis. Dans le régénérateur (milieu poreux), l'écoulement est décrit par la loi de Darcy-Brinkman-Forchheimer. Une étude paramétrique sur la porosité, la nature du matériau (trois types choisis : acier inoxydable, Hastelloy X et alliage de lanthane-Nickel (LaNi5)), la perméabilité et la configuration géométrique, a été alors menée pour qualifier et quantifier les transferts de chaleur permettant de conduire à un meilleur compromis entre la maximisation énergétique du Stirling et la minimisation de la perte de charge dans le milieu poreux. En effet, ces trois matériaux ont été étudiés et comparés. Les résultats montrent que le choix de l'alliage de lanthane-Nickel (LaNi5) suite à ses caractéristiques thermo-physiques, conduit à la meilleure efficacité énergétique du système. Nous avons ensuite étudié trois configurations géométriques de régénérateurs, formant une matrice poreuse avec un seul régénérateur, deux sous-régénérateurs et trois sous-régénérateurs. Le dernier cas représentant un bloc constitué de trois sous-régénérateurs, ayant les mêmes épaisseurs et le même matériau, mais avec une porosité variable, s'avère la configuration la plus intéressante. Celle-ci conduit à une intensification considérable des transferts de chaleur, permettant ainsi une meilleure production d'énergie mécanique, pouvant être convertie en énergie électrique qui serait à dissiper dans un électrolyseur pour la production de l'hydrogène vert. Celui-ci servirait comme un combustible pour alimenter en partie le même moteur à combustion interne (en boucle fermée). Par la suite, nous avons montré que le sens de distribution axiale de la porosité joue un effet notable dans les réponses énergétiques du moteur Stirling. En effet, une porosité décroissante dans le sens de la source froide vers celui de la source chaude, présente d'importants avantages. En fin, pour mieux se rapprocher du comportement d'un gaz réel dans un moteur Stirling, nous avons considéré un fluide de travail représentant un gaz de type van der Waals pour mener des investigations détaillées et multi-objectif mais pour un nombre de sous-régénérateurs variant de 1 à 5. Les résultats ainsi obtenus, ont été validés par comparaison avec des travaux expérimentaux existants pour un même système que celui étudié dans notre cas. Les différentes investigations réalisées par simulations numériques et s'appuyant sur la méthode des plans d'expériences, ont montré qu'un fonctionnement optimal pourrait être atteint avec une pression de charge d'environ 30 bar, une température de chauffe d'environ 630°C et une matrice poreuse composée de 5 sous-régénérateurs presque accolés. Ces résultats montrent bien l'efficacité d'un tel procédé, utilisant un moteur Stirling pour la cogénération via la récupération de la chaleur fatale perdue à l'échappement d'un moteur à combustion interne et la possibilité de son intégration dans les systèmes de production d'énergies propres.

Mots clés : Moteur Stirling, Pistons à double effet, CFD, MVCEF, Intensification des transferts - Régénérateur et sous-régénérateurs, Ecoulement laminaire alterné, Plan d'expériences

Title: Energy recovery from the exhaust gases of an internal combustion engine coupled to a Stirling engine

This numerical study focuses on enhancing heat exchange and transfer processes to determine the energy performance of a double-acting Stirling engine. The engine operates with an unsteady laminar alternating flow, driven by two pistons in phase quadrature. The study is structured around optimizing the engine's operation by improving operational conditions and characterizing the regenerator, which is the key element of the Stirling engine. A numerical simulation (CFD) was performed by solving the Navier-Stokes equations coupled with the energy equation in both the hot and cold sources, as well as in the Stirling porous matrix (regenerator). The numerical method used for this simulation follows the SIMPLER approach, employing a finite volume (or control volume) scheme based on finite elements. In the regenerator (porous medium), the flow is described by the Darcy-Brinkman-Forchheimer law. A parametric study was conducted to analyze the impact of porosity, material properties, permeability, and geometric configuration on heat transfer. Three materials (stainless steel, Hastelloy X, and lanthanum-nickel alloy (LaNi5)) were selected and compared. The results indicate that LaNi5, due to its advantageous thermophysical properties, provides the highest energy efficiency. Additionally, three geometric configurations of regenerators were investigated: a single regenerator, two sub-regenerators, and three sub-regenerators. The configuration consisting of three sub-regenerators, with the same thickness and material but variable porosity, proved to be the most effective. This setup significantly intensifies heat transfer, leading to improved mechanical energy production, which can be converted into electrical energy for green hydrogen production via an electrolyzer. The hydrogen produced can then be used as a fuel to partially power the same internal combustion engine in a closed-loop system. Furthermore, the axial distribution of porosity was found to play a crucial role in the Stirling engine's energy performance. A decreasing porosity gradient from the cold to the hot source offers significant advantages. To better approximate real gas behavior in a Stirling engine, a van der Waals gas model was considered for detailed multi-objective investigations with varying numbers of sub-regenerators (from 1 to 5). The results obtained were validated by comparing them with existing experimental studies on similar systems. Numerical simulations based on the design of experiments method demonstrated that optimal operation could be achieved with a load pressure of approximately 30 bar, a heating temperature of around 630°C, and a porous matrix consisting of five nearly adjacent sub-regenerators (separated from each other by a small gap of approximately 1mm, filled with real gas). These findings highlight the effectiveness of using a Stirling engine for cogeneration by recovering waste heat from an internal combustion engine's exhaust and integrating it into clean energy production systems.

Key words: Stirling engine, Double acting pistons, CFD, MVCEF, Transfer intensification Regenerator and sub-regenerators, Alternating laminar flow, Design of experiments.