

UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA

Faculté des sciences de l'ingénieur

Département de mécanique

MEMOIRE DE MAGISTERE

Spécialité : Energétique

SIMULATION NUMERIQUE D'UN CYCLE DE MOTEUR STIRLING SOLAIRE DE TYPE GAMMA PAR LA METHODE DECOUPLEE

PAR

Mohamed ABBAS

Devant le jury composé de :

N. Ait Messaoudene	Professeur, U.de BLIDA	Président
A. Khellaf	Directeur de recherche, C.D.E.R.,ALGER	Examineur
M. Saighi	Maître de conférence, U.S.T.H.B	Examineur
B. Boumeddane	Chargé de cours, U.de BLIDA	Rapporteur
N. Saïd	Chargé de recherche, C.D.E.R., ALGER	Co-rapporteur

Blida, Mai 2006

RESUME

L'énergie solaire est l'une des ressources d'énergies renouvelables la plus attractives, la conversion de cette dernière par voie thermique en électricité est un enjeu énergétique majeur. Les systèmes actuels sont essentiellement basés sur la technologie dite « Solar Dish/Stirling », qui utilise des moteurs Stirling placés au foyer d'un concentrateur paraboloidal. Le moteur Stirling présente un excellent rendement théorique équivalent au rendement du moteur de Carnot. Il est à combustion externe, silencieux, moins polluant et demande peu de maintenance ; grâce à ces avantages, le moteur Stirling est très intéressant à étudier.

La présente étude a pour objet la simulation numérique du moteur Stirling cinématique de type gamma associé à un concentrateur paraboloidal et un récepteur de type cavité. Nous avons développé une modélisation énergétique du moteur Stirling cinématique basée sur la méthode dite «découplée » ; nous évaluons, à partir d'une analyse adiabatique idéale, les puissances thermiques et mécaniques échangées, que nous corrigeons ensuite en calculant les différentes pertes au sein de la machine ; nous supposons que ces pertes sont indépendantes les unes des autres. Une étude optique du concentrateur paraboloidal, ainsi qu'une analyse énergétique du récepteur ont été faites, ce qui nous a permis de faire une étude de sensibilité de différents paramètres qui influent sur les performances du système Dish Stirling, tel que la température de la source chaude et celle de la source froide, la pression, et le ratio des deux volumes balayés du compression et de détente.

Ce modèle conduit à l'écriture d'importants systèmes d'équation algèbro-différentielles. Le programme de calcul élaboré sous MATLAB pour résoudre ce système permet de calculer les performances de tout types des moteurs Stirling suivant la cinématique utilisée, les types de régénérateurs, les échangeurs, ainsi que les différents fluides de travail utilisés.

Mots Clefs :

Moteur Stirling, énergie solaire, régénérateur, Dish Stirling, concentrateur parabolique

ABSTRACT

Solar energy is one of the more attractive renewable energy sources; the conversion of the latter per thermal way into electricity is a major energy stake. The current systems are primarily based on technology known as 'solar dish/Stirling', which uses Stirling engines placed at the focal plan of a paraboloidal concentrator. The Stirling engine presents an excellent theoretical output equivalent to the output of Carnot one. It is with external combustion, less pollutant, silencer and request little maintenance. Thanks to these advantages which the Stirling engine is very interesting to study.

The present study is dedicated to a numerical simulation of the kinematics Stirling engine of gamma type associated with a paraboloidal concentrator and a receiver of cavity type. We developed an energy modelling of the kinematics Stirling engine based on the method known as "uncoupled ", we evaluate, starting from an ideal adiabatic analysis, the thermal and mechanical powers exchanged, that we correct then by calculating the various losses within the machine; we suppose these losses independent from/to each other.

An optical study of the paraboloidal concentrator, as well as an energy analysis of the receiver was made, which us a makes it possible to make a study of sensitivity of various parameters which influence in the performances of the system dish Stirling, such as the temperature of the hot source, the pressure, and the ratio of two swept volumes of compression and expansion.

The calculation programme worked out under MATLAB to solve this system makes it possible to calculate the performances of all types of the Stirling engines following kinematics used, the types of regenerators, the exchangers, as well as the various working liquids used.

Key words:

Stirling engines, solar energy, regenerator, Dish Stirling, concentrator parabolic.

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail à :

Mes parents pour leur encouragement durant mon cycle d'étude.

Ma fiancée

Mon frère Ahmed

Mes sœurs : Dalila, Rabiaa

Tous mes amis ; Touaibi Rabah, Ali Ben Yahia Brahim, Bouzar S., Kastali F.

Tous mes collègues de travail de l'UDES (Unité de Développement des Equipements Solaires – Bou Ismail).

REMERCIEMENTS

Je rends à ALLAH de m'avoir donné le courage et la volonté ainsi que la conscience et pour avoir guidé mes pas pour bien mener ce mémoire.

Je tiens en premier lieu à exprimer toute ma reconnaissance à mon promoteur Monsieur B. Boumeddene, ainsi mon co-promoteur Monsieur N. Saïd, pour m'avoir offert l'opportunité d'effectuer ce mémoire et pour m'avoir prodigué les précieux conseils et judicieuses suggestions. Leurs idées fécondes et brillantes ont été un élément essentiel à l'aboutissement de cette étude.

Mes gratitudee et chaleureux remerciements à messieurs :

Mr. N. Ait Messaoudene, professeur à l'université de Saad Dahleb, Blida de l'honneur qu'il me fait de bien vouloir assurer la présidence de ce jury.

Mr A. Khellaf, directeur de recherche au C.D.E.R. Alger, et Mr M. Saighi, Maître de conférence à U.S.T.H.B., qui ont accepté de consacrer leur temps à l'examen et au jugement de ce travail. Qu'ils trouvent ici l'expression de mes vifs remerciements.

Je remercie aussi mes enseignants qui ont contribués à ma formation durant l'année théorique.

Je tiens également à remercier mes amis, pour leurs aides, disponibilités, suggestions et conseils, ainsi qu'à la discussion entourant les travaux de ce mémoire.

Je vous saurais gré d'accepter le renouvellement de mes remerciements et mon profond respect.

TABLE DES MATIERES

RESUME	
REMERCIEMENTS.....	
TABLE DES MATIERES.....	
LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX.....	
INTRODUCTION.....	11
1. GENERALITES SUR LES MOTEURS STIRLING SOLAIRES.....	
1.1 Introduction.....	15
1.2 Cycle théorique de Stirling.....	16
1.3 Classification du moteur Stirling.....	21
1.4 Caractéristiques et atouts des moteurs Stirling.....	26
1.5 Domaine d'application.....	27
1.6 Historique du moteur stirling à énergie solaire.....	28
1.7 Principe de fonctionnement.....	30
1.8 Moteurs Stirling modernes : état de l'art.....	33
1.9 Système : concentrateur- moteur Stirling.....	34
1.10 Conclusion.....	38
2. NIVEAUX DE MODELISATION DES MOTEURS STIRLING.....	
2.1 Introduction.....	39
2.2 Modélisation approximative (ou du premier ordre).....	39
2.3 Modélisations découplées (ou du deuxième ordre).....	40
2.4 Méthodes couplées ou de troisième ordre.....	44
2.5 Autres méthodes.....	45
2.6 Conclusion.....	45
3. MODELISATION ADIABATIQUE IDEALE DU MOTEUR STIRLING.....	
3.1 Introduction.....	46
3.2 Principe de la méthode découplée.....	46
3.3 Configuration du moteur à modéliser.....	47
3.4 Hypothèses du modèle.....	47
3.5 Profil de température dans le moteur.....	48
3.6 Volume de contrôle du régénérateur.....	50
3.7 Développement des équations du modèle.....	51
3.8 Procédure de résolution.....	61
3.9 Conclusion.....	63
4. ANALYSE DECOUPLEE (CALCUL DES PERTES).....	
4.1 Introduction.....	64
4.2 Etude de l'imperfection du réchauffeur et du refroidisseur.....	64
4.3 Etude de l'imperfection du régénérateur.....	66

4.4	Calcul des puissances réelles.....	72
4.5	Calcul des différentes pertes thermiques.....	73
4.6	Pertes de puissance dues aux frottements visqueux du fluide de travail.....	76
4.7	Conclusion.....	78
5.	ETUDE DU SYSTEME CONCENTRATEUR – RECEPTEUR.....	
5.1	Introduction.....	79
5.2	Analyse optique du concentrateur paraboloidale.....	79
5.3	Analyse thermique du récepteur.....	92
5.4	Performances du système solaire Dish Stirling.....	98
5.5	Conclusion.....	100
6.	RESULTATS ET INTERPRETATIONS	
6.1	Introduction.....	101
6.2	Description du moteur Stirling à simuler.....	101
6.3	Application à l'étude du moteur Stirling.....	102
6.4	Dimensionnement d'un moteur par la théorie de similitude énergétique.....	134
	CONCLUSION.....	138
	APPENDICES.....	
	REFERENCES.....	

LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX

Figure 1.1	Cycle théorique de Stirling	17
Figure 1.2	Quatre processus du cycle théorique de Stirling	19
Figure 1.3	Comparaison entre le cycle de Carnot et celui de Stirling	20
Figure 1.4	Forme de simple et double effet	21
Figure 1.5	Formes d'agencement de cylindres	23
Figure 1.6	Classification générale des moteurs Stirling	25
Figure 1.7	Moteur Stirling en 1816	28
Figure 1.8	Principe de fonctionnement du moteur Stirling	30
Figure 1.9	Différents mécanismes d'entraînement existants	31
Figure 1.10	Système Dish Stirling	36
Figure 1.11	Différentes formes du récepteur direct	37
Figure 1.12	Récepteur indirect (Caloducs ou Sodium).	38
Figure 2.1	Distribution de la température du modèle isotherme	42
Figure 3.1	Modèle adiabatique idéal	47
Figure 3.2	Diagramme de distribution de la température du modèle	49
Figure 3.3	Volumes de contrôle élémentaires du régénérateur	50
Figure 3.4	Cellule de l'espace de compression	57
Figure 4.1	Distribution de température dans le réchauffeur non idéal	65
Figure 4.2	Profile de la température du régénérateur non idéal.	68
Figure 5.1	Géométrie paraboloidale du cone optique	80
Figure 5.2	Image focale du concentrateur de Dish.	82
Figure 5.3	Profile de la concentration du flux pour une optique parfait	84
Figure 5.4	Rendement d'interception en fonction des valeurs de $\frac{\chi}{R}$	86
Figure 5.5	Concentration géométrique en fonction de l'angle d'ouverture	86
Figure 5.6	Effet des erreurs surfaciques normales.	87
Figure 5.7	Influence des erreurs sur le déplacement des images	89
Figure 5.8	Profile de la concentration du flux pour un optique imparfait	90
Figure 5.9	Fraction d'énergie cumulée en fonction de $\frac{\chi}{R}$ pour optique imparfait	91



Figure 5.10	Ratio de concentration pour l'optique imparfait	91
Figure 5.11	Flux incident sur le plan arrière de la cavité cylindrique	93
Figure 5.12	Flux incident sur la surface intérieure cylindrique de la cavité	94
Figure 5.13	Distribution du flux sur le plan arrière vertical de la cavité	94
Figure 5.14	Distribution du flux sur le plan arrière horizontale de la cavité	95
Figure 6.1	Schéma interne du modèle composé	105
Figure 6.2	Diagramme indicateur (P, V)	106
Figure 6.3	Evolution de la température dans le moteur	107
Figure 6.4	Pression du gaz dans le moteur	108
Figure 6.5	Evolution de la masse du gaz dans l'espace de compression et détente	109
Figure 6.6	Evolution de la masse du gaz dans les trois échangeurs	109
Figure 6.7	Cartes des trajectoires	110
Figure 6.8	Débits massiques dans le moteur Stirling	111
Figure 6.9	Evolution des quantités de chaleur dans les échangeurs.	112
Figure 6.10	Evolution du travail mécanique	113
Figure 6.11	Evolution de température intérieure de la cavité	114
Figure 6.12	Evolution des pertes thermiques de la cavité réceptrice	114
Figure 6.13	Evolution du rendement de collection / la température interne	115
Figure 6.14	Evolution du rendement de collection / la concentration géométrique	116
Figure 6.15	Evolution du rendement global du système / la température interne.	117
Figure 6.16	Evolution des rendements / la température interne de la cavité	117
Figure 6.17	Influence de l'efficacité du régénérateur	118
Figure 6.18	Influence de l'imperfection du refroidisseur et du réchauffeur	119
Figure 6.19	Chute de pression dans l'espace de compression et d'expansion.	120
Figure 6.20	Chute de pression dans les trois échangeurs.	121
Figure 6.21	Pertes de puissance dissipée au niveau des échangeurs	121
Figure 6.22	Pertes de navette du déplaceur & pompage en fonction du jeu.	122
Figure 6.23	Puissance en fonction du déphasage	123
Figure 6.24	Rendement en fonction du déphasage	123
Figure 6.25	Puissance en fonction de ratio des volumes balayés.	125
Figure 6.26	Rendement en fonction de ratio des volumes balayés	125
Figure 6.27	Puissances en fonction du volume mort	126
Figure 6.28	Rendement en fonction du volume mort	127
Figure 6.29	Puissance en fonction de la vitesse de rotation	128

Figure 6.30	Rendement en fonction de la vitesse de rotation	128
Figure 6.31	Influence de la vitesse de rotation sur le rendement du régénérateur	129
Figure 6.32	Evolution des puissances avec la température de la source chaude.	130
Figure 6.33	Evolution des rendements avec la température de la source chaude	131
Figure 6.34	Evolution des puissances avec la température de la source froide	132
Figure 6.35	Evolution des rendements avec la température de la source froide	132
Figure 6.36	Evolution de puissance en fonction de la pression moyenne	133
Figure 6.37	Rendement thermique en fonction de la pression moyenne	134
Tableau 6.1	Dimension du système Dish Stirling à simuler.	102

INTRODUCTION

La nécessité de réduire les émissions de dioxyde de carbone (CO₂) est aujourd'hui devenue un impératif. Depuis de nombreuses années que la communauté scientifique en parle toujours avec plus de vigueur; le réchauffement climatique du à ce qu'on appelle communément « effet de serre » est étroitement lié à ces émissions.

Aujourd'hui les pouvoirs publics ne peuvent plus définir une politique énergétique sans considérer ce problème. Un certain nombre 'accords, pris au niveau international et par lesquels les états signataires s'engagent à limiter leurs émissions de gaz à effet de serre se traduisent à différents niveaux par une politique volontariste d'utilisation rationnelle d'énergie. Le plus connu de ces accords est bien celui du Protocole de Kyoto (1997).

La production de dioxyde de carbone est essentiellement liée à l'utilisation des énergies fossiles (charbon, pétrole et gaz principalement) dans les cycles classiques de production de chaleur et d'électricité. Comme les technologies de ces combustibles fossiles deviennent désuètes, la plupart du temps en raison de l'épuisement des sources de carburant, la demande des technologies d'énergie renouvelable, telles que l'énergie solaire, les piles à combustible, l'éolienne se développe. Ces sources énergétiques renouvelables étaient peu utilisées car les combustibles fossiles étaient relativement à des prix réduits.

Le soleil est une excellente source d'énergie radiante, il émet le rayonnement électromagnétique avec une insolation de $1367 \frac{W}{m^2}$ sur la surface de la terre. Si un collecteur à plaque plane est utilisé, le rayonnement diffus et à faisceau sont collectés, mais si un collecteur optique (parabolique) est utilisé, seulement le rayonnement à faisceau est rassemblé. Par la focalisation de l'irradiance solaire à un point particulier, le système est capable de produire des températures suffisamment élevées à employer par un moteur thermique cyclique, comme le moteur Stirling pour produire efficacement de l'électricité.

Le moteur Stirling qui tient son nom de son inventeur Robert Stirling en 1816, est un dispositif mécanique à combustion externe fonctionnant théoriquement avec le cycle de Stirling, dans lequel circule un fluide de travail, tel que l'air, l'hydrogène ou l'hélium. Le moteur Stirling, qui fut un succès commercial très important jusqu'au début du XX^e siècle, connaît depuis peu une vogue nouvelle, car il possède de nombreuses avantages : il est silencieux, peu polluant, facile à concevoir et à construire. Il peut utiliser n'importe quelle source de chaleur (énergie solaire, biomasse, gaz...), il offre la possibilité d'avoir un rendement plus élevé avec moins d'émission par comparaison avec le moteur à combustion interne; en outre plusieurs obstacles technologiques qui avaient jusqu'ici limité son développement ont été levés, d'autre part l'absence de techniques de modélisation appropriées et de prédictions théoriques valables des performances des moteurs Stirling constitue un handicap majeur pour le développement de ces moteurs [22]. Enfin il existe un nombre de créneaux dans lesquels le moteur Stirling pourrait connaître un certain avenir.

TRAVAUX PORTANTS SUR LES MOTEURS STIRLING SOLAIRES

Le moteur Stirling connaît depuis quelques années un important regain d'intérêt en particulier aux Etats-Unis et au Japon, essentiellement lié à son rendement élevé et sa grande adaptabilité à tout type de source de chaleur.

Plusieurs travaux qui traitent du moteur Stirling cinématique solaire sont élaborés, parmi lesquels, on peut citer le travail de Nakajima et al. [53] qui développe un micro moteur Stirling de 10g avec un volume balayé de 0.05 cm^2 , ce moteur produit 10 mW à 10 Hz.

Markman et al. [54] a entrepris une expérience sur la configuration bêta du moteur Stirling pour déterminer les paramètres d'un moteur de 200 W en mesurant les pertes thermiques et mécaniques.

Orunov et al. [55] ont présenté une méthode pour calculer les paramètres optimaux d'un moteur Stirling. Ils ont conclu que la masse et la taille caractéristique du moteur pourraient être améliorées en employant le choix correct des paramètres optimaux qui auraient comme conséquence de la grande efficacité.

Aramtummaphon [3] a examiné un moteur de Stirling à cycle ouvert par l'utilisation du vapeur chauffée par un producteur de gaz, produisant une puissance de 1.36 kW.

Hirata et al. [10] a évalué les performances d'un petit moteur de 100 W, un modèle d'analyse basé sur le modèle isotherme pris en considération les différentes pertes mécaniques est utilisé dans ce travail.

Petruscu et al. [56] a présenté une méthode pour le calcul de puissance et du rendement du moteur basée sur le premier principe de la thermodynamique pour un processus avec vitesse finie, les résultats ont montrés un bon accord avec les performances des moteurs actuels obtenues à partir de 12 moteurs Stirling.

Wu et al. [57] ont étudié les performances optimaux du moteur Stirling. L'influence du transfert thermique, le temps de régénération et l'imperfection du régénérateur sur les performances optimaux du moteur Stirling irréversible sont discuté. Les résultats obtenus ont fourni une nouvelle base théorique pour l'évaluation et l'amélioration des performances du moteur Stirling.

Les technologies modernes du système Dish Stirling ont été développées au début du 1980 par Advanco corporation, United Stirling AB et McDonnell Douglas Aerospace Corporation.

Diver et al.[3] ont étudié le système Dish Stirling (ADDS), ce système est composé d'un concentrateur paraboloidal et du moteur Stirling SOLO 161, ils ont obtenu une puissance de 9 KWe.

Davenport et al. [58] ont rapporté les résultats et les expériences opérationnels du prototype du système SunDish. Ils ont également discuté les changements de conception et les améliorations du système résultant de l'opération avec le prototype du système SunDish.

Davenport et al. [59] ont rapporté l'opération d'une seconde génération du système SunDish, plusieurs améliorations sur le moteur et le concentrateur ont été apportées pour augmenter la fiabilité et améliorer les performances du système. Ils ont signalé que la puissance a été améliorée de dessous de 20 kW en 1998 à plus de 23 kW en 2002 et une efficacité de 26%.

Costea et al. [60] ont étudié l'effet des pertes de pression et du transfert thermique réel sur les performances du moteur Stirling solaire. Les résultats obtenus indiquent que quand le moteur fonctionne à la température optimale, l'efficacité du cycle réel est approximativement la moitié de l'efficacité du cycle idéal.

LA STRUCTURE DE CE TRAVAIL

Le présent travail est dédié à une simulation numérique du moteur Stirling associé à un concentrateur paraboloidal. Pour améliorer le rendement et la puissance produite par le système, une modélisation adiabatique découplée est élaborée, en étudiant le système en ciblant les paramètres les plus influant sur les performances du système. La très grande

souplesse du programme de simulation développé (Appendice H) est mise en évidence dans l'étude de tout types des moteurs Stirling cinématiques solaires.

Le plan du présent travail fait apparaître six chapitres. Dans le premier chapitre, nous faisons une présentation générale des moteurs Stirling ainsi que le système Dish Stirling, en particulier leurs descriptions, leurs composants et leurs classifications.

Dans le deuxième chapitre nous présentons les différentes techniques de modélisation utilisées jusqu'à aujourd'hui.

Nous exposons dans le troisième chapitre une modélisation adiabatique idéale des moteurs Stirling cinématique, ce qui nous a permis d'établir un ensemble d'équations algèbre différentielles qui n'a pas de solution analytique.

Le chapitre quatre est consacré à la présentation des différentes pertes thermiques et mécaniques qui existent au sein du moteur Stirling cinématique pour corriger les valeurs de base de la puissance calorifique et mécanique obtenues par la modélisation adiabatique idéale.

Nous présentons dans le cinquième chapitre une analyse optique des concentrateurs paraboloidaux par la méthode dite « cone optics », ainsi qu'une étude thermique du récepteur de type cavité en déduisant la température interne et les différentes pertes thermiques existantes au niveau du récepteur.

Finalement, dans le sixième chapitre nous présentons et commentons les différents résultats relatifs à la simulation du moteur Stirling cinématique solaire, ce qui nous a permis de proposer un dimensionnement d'un moteur Stirling par la méthode de similitude énergétique développée par Alain Organ.

CHAPITRE 1

GENERALITES SUR LE MOTEUR STIRLING SOLAIRE

1.1 Introduction

Le pasteur Robert Stirling exerçait son ministère au début du XIX^e siècle, quand se multipliaient en Angleterre les machines à vapeur et que le pays subissait le choc de la révolution industrielle. A cette époque, de nombreuses personnes étaient des victimes de l'explosion des machines à vapeur, l'accroissement de ces accidents était relativement incroyable, car pour augmenter les rendements, ils utilisaient la vapeur à des pressions plus élevées, mais les ambitions des ingénieurs étaient en avance sur les performances de la métallurgie, et les aciers de l'époque ne résistent pas aux hautes pressions utilisées.

Comme il convenait à sa vocation, Stirling fut ému par un certain nombre de drames individuels et il conçut un moteur moins dangereux, qui fonctionnait à des pressions moindres. Le moteur stirling connut un succès important jusqu'au début du XX^e siècle ; mais il fut alors détrôné par les moteurs à combustion interne et les moteurs électriques.

Le moteur Stirling connaît depuis peu une vogue nouvelle, car il possède de nombreux avantages ; il est silencieux, peu polluant, il peut utiliser n'importe quelle source de chaleur ; en outre, plusieurs obstacles technologiques qui avaient jusqu'ici limité le développement du moteur stirling ont été levés (joints, lubrification, tenue des matériaux aux hautes températures...).

Il existe un certains nombres de créneaux dans lesquels le moteur Stirling pourrait connaître un succès important. Il s'agit notamment de la conversion de l'énergie solaire ou la biomasse en énergie mécanique ou /et électrique, des installations de cogénération dans le tertiaire, ou de petits groupes électrogènes pour applications stationnaires ou pour véhicules hybrides.

1.2 Cycle théorique de Stirling

1.2.1 Description théorique du moteur

Un moteur Stirling est un moteur à piston fonctionnant selon le principe général du cycle de Stirling. Le cycle et le moteur de Stirling ont été définis en 1989 par la communauté scientifique internationale comme [1] :

“Un cycle Stirling est défini comme un processus qui se produit dans n'importe quel espace fermé contenant un fluide de travail dans lequel les variations de volume induisent les changements cycliques de pression du fluide et son déplacement dans l'espace fermé induit les changements de température cycliques dans le fluide.”

“Un moteur Stirling est n'importe quelle machine qui fonctionne sensiblement sur un cycle Stirling comme défini ci-dessus. Typiquement, des moyens régénérateurs sont donnés pour la conservation de l'énergie pendant le cycle, mais l'absence physique d'un tel composant n'exclut pas une machine de la description comme un moteur de Stirling.”

Le moteur Stirling, tient son nom de son inventeur écossais Robert Stirling en 1816. Il s'agit d'un moteur à combustion externe, qui utilise le même fluide de travail d'une façon continue. Dans ce moteur, le fluide de travail est chauffé par n'importe quel apport de chaleur externe (biomasse, gaz, énergie solaire, foyer de bois,...). Plusieurs fluides sont utilisés comme fluide de travail tels que l'air, l'hydrogène et l'hélium [2]. Mais pour un meilleur rendement, on utilise l'hydrogène et l'hélium. Ces deux gaz se distinguent par leur haute conductivité thermique et faible viscosité.

Le moteur Stirling offre la possibilité d'avoir un des meilleurs rendements avec moins d'émission contrairement aux moteurs à combustion interne. Ses anciens modèles sont moins efficaces et énormes mais les modèles actuels sont plus développés, ce qui permet d'améliorer l'efficacité, ainsi que l'utilisation de n'importe quelle source de chaleur extérieure pour des températures très élevées [2].

Le moteur Stirling est plus utilisé dans la cryogénie. Dans ce cas, il faut lui fournir de l'énergie mécanique. L'intérêt d'un tel fonctionnement est qu'on retire des calories à la source froide pour les transférer à la source chaude. C'est le principe du réfrigérateur ou de la pompe à chaleur. Dans l'industrie cryogénique cette propriété est depuis longtemps exploitée pour

l'énergie est rejetée vers la source froide et la compression est isotherme ; ce temps est représentée par la courbe 1-2 sur le diagramme indicateur théorique.

2- Réchauffement isochore :(transfert de chaleur de régénérateur vers le fluide de travail)

Le piston de détente monte et le piston de travail descend, ce qui permet le déplacement du gaz de coté chaud, sans changer de volume ; le segment 2-3 du diagramme théorique est donc vertical. En traversant le régénérateur, le gaz récupère la chaleur qui s'y trouvait stockée et, du même coup, redonne à cet élément sa température initiale.

3- Détente isotherme : (transfert de chaleur d'une source extérieure vers le fluide de travail)

Le piston du cylindre froid (le piston de travail) est au sommet de sa course descendante, tandis que le piston du cylindre chaud (le piston de détente) est au milieu de sa course ascendante ; le piston de détente descend, alors que le piston de travail reste immobile. C'est le temps moteur ; la source chaude fournit au gaz de l'énergie thermique, et la descente du piston de détente entraîne le vilebrequin. Sur le diagramme indicateur théorique, ce temps du cycle correspond à la courbe 3-4. Comme le volume du gaz augmente et que sa température est constante, la pression du gaz dans le cylindre chaud diminue.

4- Refroidissement isochore : (transfert de chaleur du fluide de travail vers le régénérateur)

Le dernier temps étant achevé, le cycle est ramené à son état initiale 1 .A partir du point 4, le couplage mécanique entre les deux pistons est tel que le piston de travail commence à monter, tandis que le piston de détente descend ; lors de ce double mouvement, le gaz étant chaud, il cède sa chaleur au régénérateur et le gaz se refroidit en passant d'un cylindre à l'autre. Comme son volume reste constant, sa pression diminue ; ce qui est représenté par le segment 4-1 du diagramme théorique. Le moteur est revenu au point du départ, le régénérateur est prêt à absorber à nouveau de la chaleur et un nouveau cycle peut recommencer.

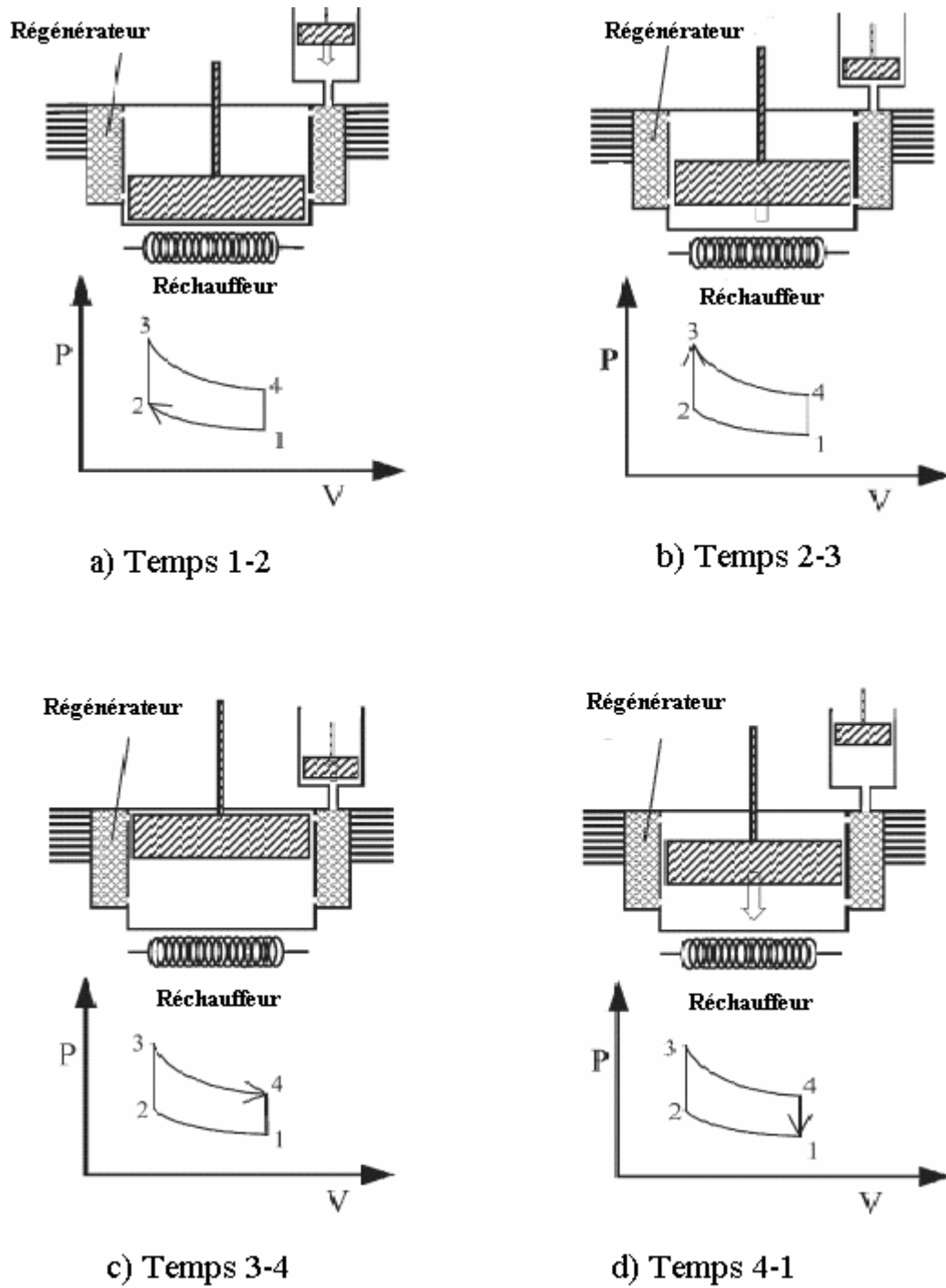


Figure 1.2 : Quatre processus du cycle théorique de Stirling [3]

1.2.2.1 Avantages de cycle de Stirling [3]

- Le principal avantage du cycle de Stirling par rapport à celui de Carnot est dû au remplacement de deux transformations isentropiques par deux transformations isochores, ce qui augmente considérablement l'aire du cycle dans le diagramme (P, V). Une comparaison du diagramme (P,V), comme il est représenté dans la figure 1.3, de cycle de Stirling et celui de Carnot entre deux températures identiques, les surfaces tramées 2C-2-3 et 1-4C-4 représentent dans le diagramme (P-V), le travail additionnel rendu disponible dans le cycle de Stirling du fait de la substitution des phases isentropiques par des phases isochores, dans le diagramme (T-S), elles représentent l'accroissement de quantité de chaleur échangée. Comme l'accroissement de la quantité de chaleur échangée est proportionnel à l'accroissement du travail, les rendements des deux cycles restent identiques.
- La comparaison entre toutes les machines thermiques réciproques qui travaillent dans les mêmes conditions (les mêmes limites de températures, pression, volume, la même masse du fluide de travail) montre que le moteur Stirling idéal a le maximum possible du rendement mécanique [1].

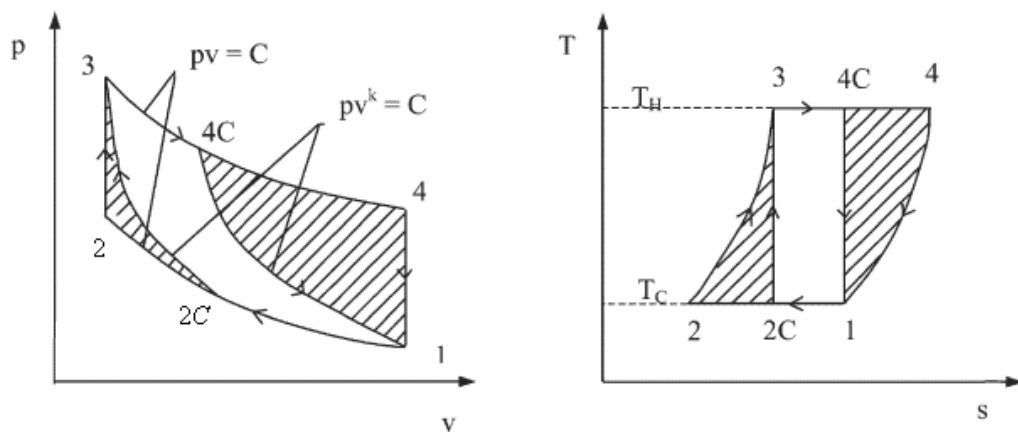


Figure 1.3 : Comparaison entre le cycle de Carnot et celui de Stirling [3]

1.3 Classification des moteurs Stirling

La classification généralement utilisée dans le domaine des moteurs Stirling identifie trois niveaux de catégorisation :

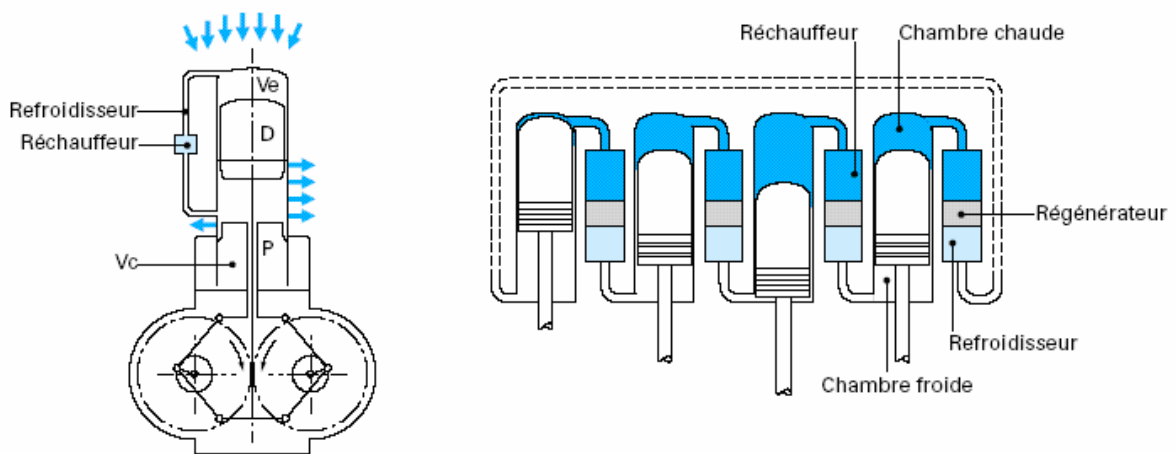
- Le mode de fonctionnement.
- L'agencement des cylindres.
- Le couplage des pistons.

1.3.1 Mode de fonctionnement

On peut distinguer trois types indépendants de modes de fonctionnement. Un moteur Stirling peut fonctionner en :

1.3.1.1 Simples ou doubles effets

Double effet est un terme général désignant un piston travaillant sur ses deux faces ; les moteurs à double effet sont caractérisés par la possession d'un seul piston par cylindre ; entrent dans cette classe, les moteurs de type Simens, Rinia et Van Weenan.



a) simple effet

b) double effet

Figure 1.4 : Forme de simple et double effet [4]

1.3.1.3 Mono ou multiphasique

Selon l'état thermodynamique du fluide, qui peut être diphasique par exemple dans les fluidynes.

1.3.1.4 Résonnant ou non résonnant

Cette distinction n'est pertinente que pour les moteurs à piston libre et les fluidynes. Le mode de fonctionnement résonnant correspond aux machines dont le déplaceur et le piston se déplacent de façon continue et, dans la plupart des cas, de façon sinusoïdale. Le mode non résonnant ou surexcité ("over driven") correspond à un fonctionnement pour lequel le mouvement du déplaceur et/ou celui du piston sont discontinus.

1.3.2 Couplage des pistons

On distingue trois types différents de couplage des pistons dans les moteurs Stirling :

- Le couplage rigide (moteurs cinématiques).
- Le couplage gazeux (moteurs à pistons libres).
- Le couplage liquide (fluidynes).

1.3.2.1 Couplage rigide (moteurs cinématiques)

Les moteurs à couplage rigide (ou cinématique) utilisent un lien mécanique pour relier les pistons entre eux. Ce type de moteur est nommé cinématique car le mouvement linéaire des pistons obtenu par la compression et la détente du gaz de travail donne un mouvement rotatif géré par mécanisme de couplage, ce qui rend ce moteur plus pratique dans l'industrie où il est utilisé pour entraîner des générateurs électriques, des machines industrielles et pour le forage. Les principales considérations qui guident le choix d'un mécanisme de couplage entre les mouvements des deux pistons sont les suivantes :

- On cherche des systèmes simples et donc peu coûteux en fabrication et en maintenance.
- On cherche enfin des systèmes permettant la plus grande étanchéité possible, car l'une des caractéristiques des moteurs Stirling est le fonctionnement à des pressions relativement élevées de fluide léger, donc par nature difficile à confirmer.

1.3.2.2 Couplage gazeux (moteurs à pistons libres)

Le concept de moteur Stirling à piston libre présente la particularité de transformer l'énergie thermique en une énergie directement utilisable. Cette configuration incorpore à l'intérieur d'une enceinte unique et hermétique le piston de transfert, tandis que le piston libre agit directement sur la machine entraînée. Son rendement est plus grand par rapport aux moteurs cinématique à cause de l'absence de mécanisme d'entraînement (vilebrequin, bielle manivelle) [4]. Une simplification du système cinématique est obtenue en laissant le différentiel de pression qui agit sur les extrémités de la tige de commande du déplaceur, provoquer le mouvement alternatif de celui-ci à la place d'un système bielle manivelle. On dispose alors d'un moteur Stirling à déplaceur libre. Le mouvement rapide du piston déplaceur a alors l'avantage de rapprocher le cycle réel du moteur au cycle théorique de Stirling.

1.3.2.3 Couplage liquide (fluidynes)

La dernière forme de connexion des pistons est désignée par le terme « couplage liquide ». Les pistons sont connectés par l'intermédiaire d'un liquide. Dans la plupart des cas, les pistons sont eux-mêmes liquides. Différents systèmes existent. Un exemple intéressant est le moteur appelé « fluidynes » qui est constitué avec des colonnes de liquide oscillantes.

1.3.3 Agencement des cylindres

Pour les moteurs Stirling cinématiques, On distingue trois types de configuration selon la façon dont les différents cylindres sont disposés [3], comme le montre la figure 1.5.

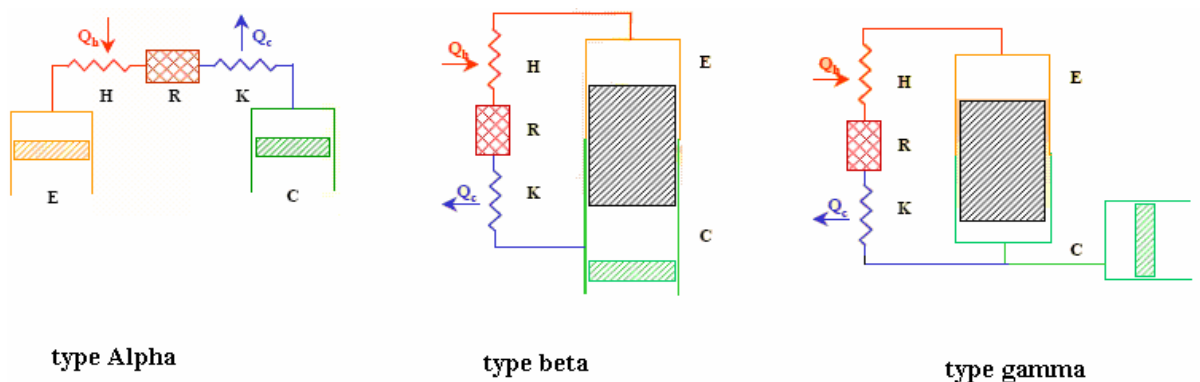


Figure 1.5 : Formes d'agencement de cylindres [5]

I.3.3.1 Type alpha

Dans cette configuration le déplaceur n'est pas utilisé, elle possède deux cylindres séparés, dans chacun desquels se trouve un piston hermétique. L'un pour la compression et l'autre pour la détente, ainsi qu'un réchauffeur, refroidisseur et un régénérateur. Les deux pistons travaillent uniformément dans la même direction. Quand tout le fluide de travail est transféré dans un cylindre, un piston sera fixé et l'autre se déplace pour la compression ou la détente du fluide de travail. La compression est assurée par le piston froid et la détente assurée par le piston chaud.

I.3.3.2 Type Bêta

Dans ce type, le piston de travail et le déplaceur sont arrangés dans le même cylindre. Le déplaceur a pour objet le déplacement du fluide de travail entre la zone chaude et la zone froide du cylindre, passant par le réchauffeur, le régénérateur et le refroidisseur. Le piston de travail se localise dans la zone froide du cylindre, assure la compression du fluide de travail quand il est dans la zone froide et de même pour la détente du fluide de travail lorsqu'il se trouve dans la zone chaude.

I.3.3.3 Type gamma

Ce type est en quelque sorte un hybride des deux précédents. On y trouve deux cylindres comme dans le couplage Alpha mais les volumes variables chaud et froid sont créés de la même façon que dans la configuration Bêta. Le déplaceur assure le déplacement du fluide de travail entre la zone chaude et la zone froide du cylindre de déplaceur, passant par le réchauffeur, le régénérateur et le refroidisseur. Dans cette configuration, le piston de travail assure la compression et la détente du fluide de travail. La configuration gamma avec un arrangement de piston à double effet a théoriquement le maximum possible de rendement mécanique. Ce type de moteur est fréquent pour mettre à profit de faibles écarts de température entre source chaude et source froide.

Finalement, on peut résumer la classification générale des moteurs Stirling comme il est représenté dans la figure 1.6.

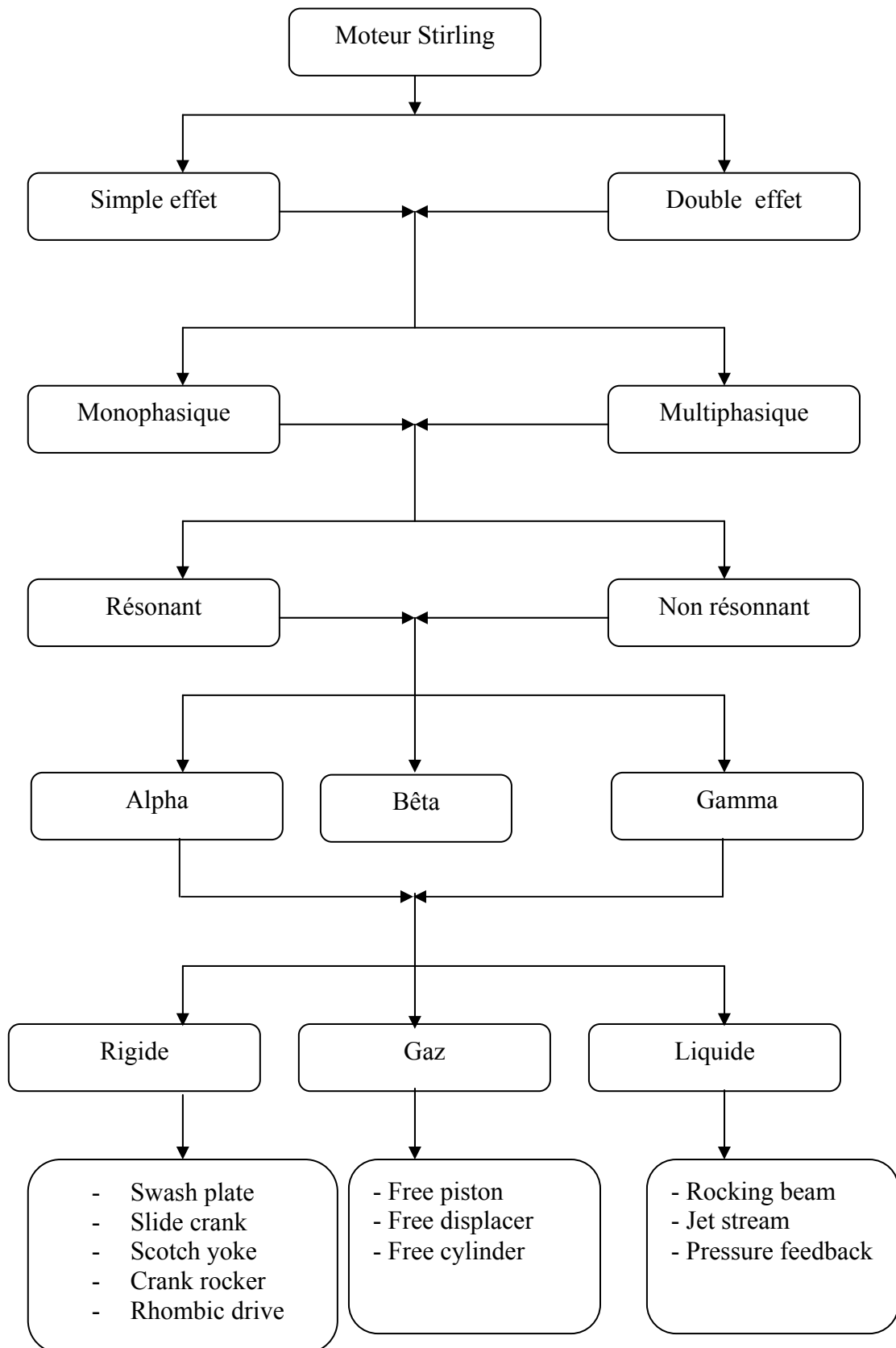


Figure 1.6 : Classification générale des moteurs Stirling [22]

1.4 Caractéristiques et atouts des moteurs Stirling

Les moteurs Stirling possèdent, par rapport à d'autres types de moteurs thermiques, Un certain nombre d'atouts, parmi lesquels on peut citer les suivants [1] :

- Le moteur Stirling accepte tout type de source de chaleur, et en particulier :
 - la chaleur provenant de la combustion de tout type de combustible : solide, liquide, gazeux, biomasse, ...
 - l'énergie solaire, concentrée ou non, l'énergie nucléaire.
 - la chaleur provenant d'un stockage thermique, la chaleur géothermique, ...

En cas de combustion à la source chaude, celle-ci est externe et continue ; elle peut donc être correctement maîtrisée et les rejets de gaz polluants peuvent être réduits considérablement.

- Moins bruyant : le fluide de travail circule en cycle fermé et ne s'échappe pas à l'atmosphère, contrairement au moteur à combustion interne dont le bruit d'échappement est très important.

Les moteurs Stirling actuels ont des performances énergétiques comparables à celles des meilleurs moteurs Diesel de même puissance.

- Il n'y a ni explosions, ni combustion interne :
 - le fonctionnement est donc extrêmement silencieux.
 - le couple produit est très régulier et les pièces mécaniques sont moins sollicitées.
 - le moteur a une très grande durée de vie, peut atteindre 10 fois celle des moteurs à combustion interne à cause de l'absence de combustion à l'intérieur du moteur.
 - les besoins en maintenance sont très réduits.

Le coût de fabrication en grande série est potentiellement du même ordre de grandeur, voire légèrement plus faible qu'un moteur à combustion interne de puissance comparable.

- De bonnes performances globales et des perspectives d'améliorations de ces performances plus importantes que pour les moteurs à combustion interne.

- La fiabilité et la maintenance aisée : la relative simplicité technologique permet d'avoir des moteurs d'une grande fiabilité et nécessitant peu de maintenance.
- La diversité du domaine d'utilisation : du fait de son autonomie et son adaptabilité au besoin et à la nature de la source chaude (du mW au MW).

Toutes ces caractéristiques ont contribué à faire de ce type de moteur Stirling un concurrent sérieux des autres types de moteurs, dans certains créneaux d'applications.

1.5 Domaine d'application

Les applications possibles sont évidemment très nombreuses. Parmi les applications les plus étudiées et les plus crédibles ou les applications déjà réalisées, on peut citer [1] :

- La propulsion des navires et des sous-marins ; plusieurs sous-marins actuellement en service, tant civils que militaires, sont propulsés par des moteurs Stirling cinématiques.
- La production d'électricité en zone rurale. Il y a actuellement un créneau important pour la conversion énergétique de combustibles peu nobles dans un domaine de puissance de l'ordre de 0,5 kWe-1MWe à partir du charbon, du combustible industriel, de déchets commerciaux et agricoles ainsi que de la biomasse.
- La production d'électricité à basse puissance à partir de combustible fossile pour les besoins locaux : campings, bâtiments isolés, marchés, travaux publics, bateaux de plaisance
- La production d'électricité pour les véhicules hybrides ; le moteur Stirling étant une alternative intéressante à la turbine à gaz ou au moteur à combustion interne, la société Philips a étudié au cours des années 1940 à 1980 diverses applications du moteur Stirling à une Ford Torino.
- La production d'électricité à partir d'énergie solaire pour application stationnaire ; cette application a été particulièrement développée aux Etats-Unis et a bénéficié d'un support important de la NASA. De telles installations peuvent être munies de brûleurs de combustible fossile d'appoint permettant de garantir la production d'électricité quelles que soient les conditions climatiques ainsi que la nuit.

- La cogénération dans le secteur tertiaire et résidentiel ; les qualités intrinsèques de propreté, de fiabilité, d'absence de besoin de maintenance mais surtout de silence autorisent l'utilisation du moteur Stirling comme élément de cogénération à l'échelle de l'habitat individuel, ce qui n'est pas possible avec les moteurs à combustion interne.
- Application biomédicale ; cœur artificiel.
- Cryogénie ; la réversibilité du moteur Stirling est utilisée afin de produire du froid de façon industrielle.

1.6 Historique du moteur Stirling à énergie solaire [1,3]

1.6.1 Apparition des moteurs Stirling dans la première ère

Les premières réalisations du moteur Stirling étaient pratiquement inutilisables ; les couplages entre les deux pistons étaient à l'origine de frottements importants qui réduisaient considérablement le rendement ; de surcroît, le fonctionnement du régénérateur laissait beaucoup à désirer. La figure 1.7 montre l'un des tous premiers moteurs Stirling réalisé par Robert Stirling lui-même en 1816; un tel moteur fut utilisé pour pomper l'eau d'une mine.

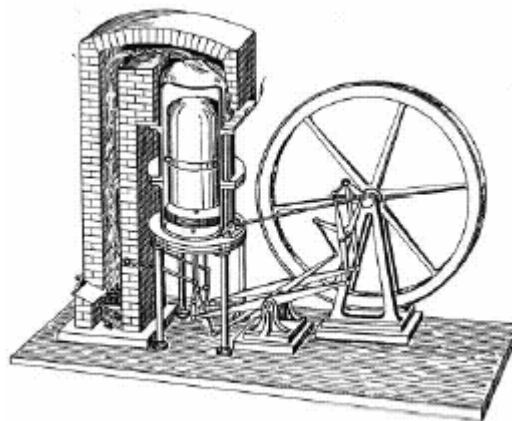


Figure 1.7 : moteur Stirling en 1816 [1]

En 1864, Ericsson a inventé un moteur Stirling à énergie solaire à l'aide d'un réflecteur pour chauffer l'extrémité de cylindre de déplaceur. Jordan et Ibele ont rapporté cela entre 1864 et 1870, Ericsson a utilisé les collecteurs paraboliques à cuvette pour chauffer la

vapeur comme il a employé la vapeur pour conduire son moteur. En 1870, le moteur Stirling a été adapté par Ericsson a fonctionné avec de l'énergie solaire. Ericsson a ensuite construit un moteur à air chaud à cycle ouvert où il a employé un concentrateur sphérique. Ce moteur pourrait fonctionner à 420 tr/mn à ciel clair. Reader et Hooper ont rapporté cela en 1908, ils ont proposés le moteur Stirling comme un système de pompage d'eau.

1.6.2 Apparition des moteurs Stirling dans la deuxième ère

La deuxième ère du moteur Stirling est commencée en 1937, où il a bénéficié du grand développement technologique par les recherches des laboratoires de Philips à Eindhoven. Les premiers travaux consistent à développer un petit moteur thermique pour la production de l'électricité pour alimenter une station de radio et des équipements similaires dans des zones isolées. Les nouveaux matériaux sont un des clés de succès du moteur Stirling. L'équipe de Philips a utilisé des nouveaux matériaux, tel que l'acier inoxydable. Un autre clé succès, c'est la bonne connaissance du thermique et les propriétés des fluides que la première ère.

Pendant 1950-1955, Ghai et Khanna ont travaillé sur un cycle ouvert du moteur Stirling à énergie solaire utilisant un collecteur parabolique. L'énergie solaire était concentrée sur la paroi du réchauffeur mais ils ont des problèmes de perte de chaleur. Jordan et Ibele ont proposé un moteur Stirling à énergie solaire de puissance 100W pour le pompage de l'eau. Des travaux postérieurs liés à ces types de moteur, aux différentes variétés et arrangements du cylindre et de déplaceur comprenant aussi la construction et l'exploitation ont été rapportés par Daniel.

1.6.2.1 Moteur Stirling et l'industrie

Les recherches intensives de Philips et des autres laboratoires industriels ramènent à développer un petit moteur de Stirling avec un rendement de 30 %.

- En 1954 Philips a développé un moteur qui utilise l'hydrogène comme fluide de travail, Ce moteur produit 30 KW pour une température maximale de cycle de 977 K, avec un rendement thermique de 36 %.
- D'autres essais de développement du moteur Stirling sous licence de Philips sont réalisés par General Motors de 1958 à 1970 et par United Stirling AB de Malmo (suède) en 1968, et aussi par MAN et MWM (Germany) en 1967.

- En 1973 des expériences ont été réalisées sur la Ford 4-125 fonctionnant avec un moteur Stirling.
- 1976-78 : réalisation des générateurs électriques entraînés par des moteurs Stirling à piston libre. Philips a construit un moteur Stirling de 3KW en 1979.

Actuellement, le moteur Stirling est le champs d'un grand développement de ses performances, ses domaines d'application, ainsi l'amélioration de son rendement.

1.7 Principe de fonctionnement [5]

Le moteur Stirling est un moteur qui converti l'énergie thermique en énergie mécanique comme montre la figure 1.8, avec un rendement théoriquement plus haut. Les limites thermiques de fonctionnement de ce moteur dépendent des matériaux utilisés à la construction.

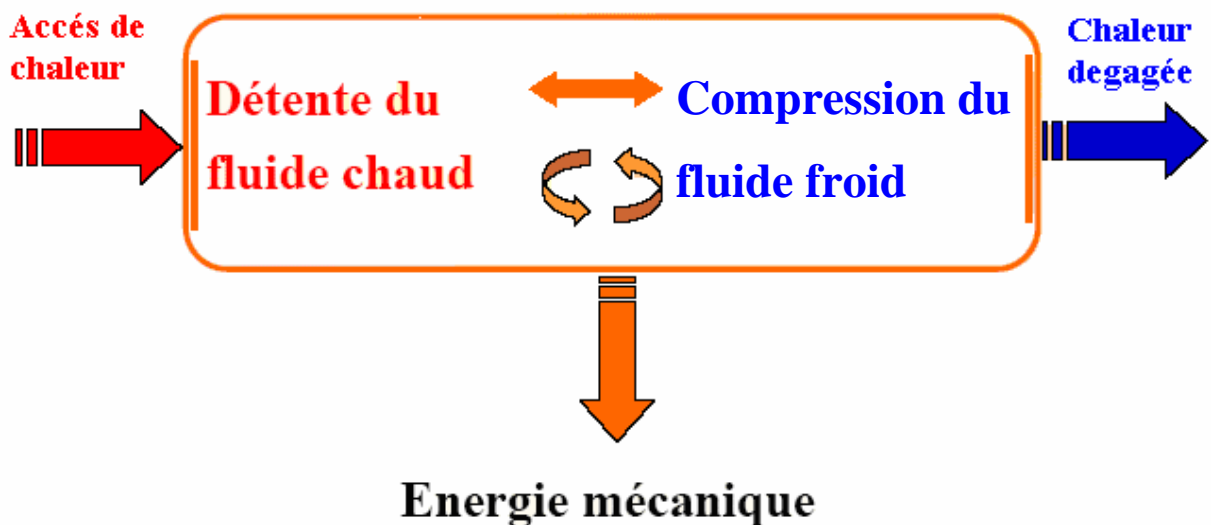


Figure 1.8 : Principe de fonctionnement du moteur Stirling [5]

1.7.1 Alimentation

La combustion externe, caractéristique du moteur Stirling, permet d'utiliser des carburants diversifiés. Le combustible peut être d'origine fossile sous forme solide, liquide ou gazeuse ou encore d'origine solaire ou nucléaire. Comme elle peut être une pile atomique, ou une masse quelconque réchauffée. On note aussi que les moteurs Stirling sont depuis peu

approvisionnés en énergie thermique par des sources couplées utilisant simultanément l'énergie solaire et un combustible solide.

1.7.2 Pistons

Dans les trois configurations du moteur Stirling il y a deux pistons. Chacun agit dans l'un ou l'autre des espaces fonctionnels du moteur. Ils doivent nécessairement être reliés à un certain mécanisme d'entraînement, parmi lesquels on peut citer trois systèmes, le système swash plate, le système Yoke drive, ou un système rhombique (figure 1.9).

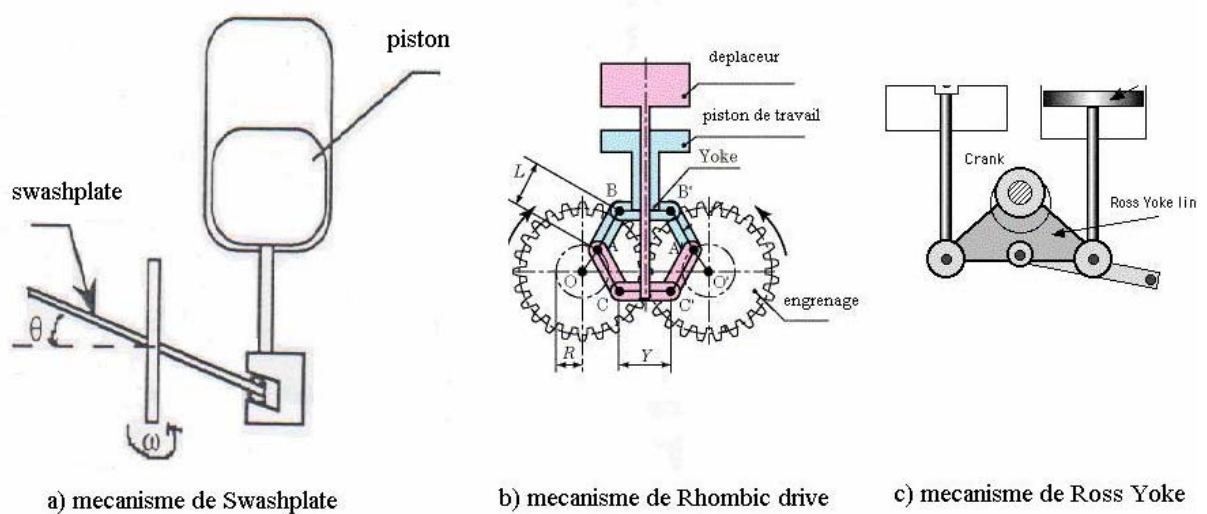


Figure 1.9 : Différents mécanismes d'entraînement existants [22,23,27]

1.7.3 Régénérateur

Le régénérateur est un type assez particulier d'échangeur de chaleur, ce composant est l'élément clé du moteur Stirling [6]. En pratique, un régénérateur est constitué d'une suite de chicane, réseau de grilles, amas de bille, feuille enroulée, ou tout autre matériau poreux, au travers duquel circule le fluide de travail [7], Présentant une compacité importante, que l'on peut assimiler à une éponge thermique qui accumule ou restitue alternativement de la chaleur [8]. Il doit posséder deux propriétés :

- Il doit être un mauvais conducteur thermique dans la direction axiale car, étant placé entre l'espace de détente et l'espace de compression, il ne doit pas constituer un pont thermique entre les sources chaudes et froides du cycle.
- Il doit jouer le rôle d'un réservoir thermique temporaire, stockant la chaleur quand il est traversé par le gaz chaud et la restituant quand il est traversé par le gaz froid. Telle est sa fonction régénératrice : refroidir le gaz chaud ; réchauffer le gaz froid. Cela signifie que le même espace va être occupé à la fois par un fluide devant recevoir de la chaleur et par un autre devant en céder mais jamais en même temps [6], donc le transfert thermique net par cycle entre le fluide de travail et la matrice du régénérateur est zéro. Grâce au régénérateur, le rendement du moteur Stirling peut atteindre le rendement de Carnot. Dans les cycles idéals, tout l'échange thermique pendant l'échauffement et le refroidissement isochore se produit dans le régénérateur, ce qui augmente l'efficacité des processus de transfert de chaleur isotherme.

1.7.4 Réchauffeur et refroidisseur

Le refroidissement et le réchauffement du fluide de travail doivent survenir pendant des parties définies du cycle, et c'est réalisé par la présence d'un réchauffeur et refroidisseurs continuellement opératoires [9]. Le réchauffeur est habituellement constitué d'un serpentin de tubes fins, chauffé par une source extérieure quelconque, (le rayonnement solaire dans notre cas), et le fluide de travail circule dedans. D'une autre part, Le refroidisseur est généralement constitué des tubes fins, le fluide de travail circule dedans et l'eau froide circule à l'extérieur. Autres conceptions utilisent l'ambient comme refroidisseur.

1.7.5 Fluides de travail

Les fluides de travail les plus communs dans les moteurs Stirling sont les gaz légers, soit l'hydrogène, l'hélium, ou l'air. L'hydrogène semble être de moins en moins utilisé, essentiellement pour des raisons de sécurité. La plupart des moteurs Stirling d'une puissance supérieure à environ 500 W fonctionnent avec l'hélium.

Le fluide traditionnel pour les moteurs Stirling est l'air à la pression atmosphérique, puisque à cette pression l'air a une grande densité et peut être utilisé directement. Cependant,

la température des organes intérieurs est limitée car l'oxygène peut dégrader rapidement les matériaux.

1.8 Moteurs Stirling modernes : état de l'art

Nous présentons ici quelques exemples de réalisations récentes. Le choix des machines présentées repose en grande partie sur l'arbitraire. Nous avons cependant essayé d'illustrer ici la grande diversité des moteurs Stirling et de leurs applications [1].

- Les moteurs Stirling SOLO ; développé par la société allemande SOLO, Il s'agit d'un moteur cinématique de configuration alpha à deux cylindres simple effet disposé en V à 90°. Ce moteur a une puissance à l'arbre pouvant varier de 3 à 10kW à 1500 tr/min. Son rendement est de 30 %. Il permet de produire 9 kW électriques ainsi que de l'eau chaude sanitaire à 50-60°C. SOLO propose deux versions de son moteur (SOLO160, SOLO161), la première pour cogénération et la seconde pour conversion d'énergie solaire.
- Le sous-marin civil SAGA ; est le plus grand sous-marin commercial du monde. Développé conjointement par la COMEX (Marseille) et l'IFREMER, il a été lancé en octobre 1987. En plongée, ce sous-marin est propulsé par deux moteurs Stirling V4-R275 du type Siemens, cinématique à double effet. Ils développent chacun une puissance de 75 kW avec un rendement de 31%. La source chaude est assurée par une combustion sous pression, avec de l'oxygène pur stocké en réservoir cryogénique.
- Le moteur 4-95 MkII utilisé dans un système de conversion thermodynamique de l'énergie solaire en énergie électrique par voie thermodynamique, utilisant la technologie Dish/Stirling. Il s'agit d'une réalisation de McDonnell Douglas/Southern California Edison, produisant une puissance électrique de 25 kW. Cette installation, réalisée dans les années 1984-1988, associe un concentrateur d'un diamètre équivalent de 10,57 m à une cavité réceptrice de 0,2 m de diamètre d'ouverture. Ce moteur est constitué par United Stirling AB (USAB), a un rendement de 38-42 % pour une température maximale de l'hydrogène utilisé comme fluide de travail de 720 °C. L'ensemble de cette installation conduit à un rendement global de conversion de l'énergie solaire en énergie électrique de 29-30 %. Ce chiffre est environ le double de celui du rendement de conversion par cellules photovoltaïque, mais l'infrastructure correspondante est évidemment plus lourde.

- Le moteur Tech Ltd ; constitué par la société néo-zélandaise Whisper Tech Ltd commercialise de petits modules de cogénération produisant 5 kW de chaleur utile et 750 W d'électricité à partir de la combustion de combustibles liquides ou gazeux. Ils sont équipés d'un moteur Stirling cinématique à 4 cylindres à double effet.
- Le moteur Ecoboy-SCM81 [10]: ce moteur cinématique développé par « a committee of the Japan Society of Mechanical Engineers » est de configuration Gamma, produisant une puissance de 100W a une pression moyenne de 1 Mpa et une vitesse de rotation de 1300 tr/mn, avec un rendement thermique de 20%. Il fonctionne dans une plage de température entre 343k et 923k, avec l'hélium comme fluide de travail.
- Les moteurs à faible différence de température ont été inventés en 1984 par le prof. Ivo Kolin, de l'Université de Zagreb. Cette machine peut utiliser la chaleur dégagée par la paume de la main comme source chaude. Une telle machine a pu fonctionner avec une différence de température de seulement 0,5°C entre les réservoirs chaud et froid.
- Le moteur NS 30 S développé par SANYO electric : il s'agit d'un moteur de double action qui peut fournir une puissance à l'arbre de 45.6 kw avec un rendement thermique maximal de 37.2% à une vitesse de rotation de 1500 tr/mn et pression moyenne de 15 Mpa, avec l'hélium comme fluide de travail [11].

1.9 Système :concentrateur- moteur Stirling

Les technologies solaires à concentration permettent de transformer le rayonnement solaire en chaleur à un niveau de température situé entre 200°C et 2000°C, avec un rendement supérieur à 70%. Cette chaleur primaire peut ensuite être utilisée dans des procédés de transformation ou de synthèse de matériaux ou bien être convertie en vecteur énergétique comme l'électricité ou l'hydrogène. La ressource est ici le rayonnement solaire direct, qui représente entre 50% et 90% de la totalité du rayonnement solaire. La concentration du rayonnement solaire permet, pour une surface de capteur donnée, de diminuer la surface de réception effective et donc de minimiser l'influence des pertes thermiques du récepteur. Ainsi la température atteinte après transformation en chaleur est plus élevée que pour des dispositifs à capteurs sans concentration (typiquement capteurs thermiques plans ou panneaux photovoltaïques). Les principaux dispositifs optiques qui permettent de concentrer l'énergie solaire mettent en oeuvre des surfaces réfléchissantes (miroirs). La forme géométrique qui donne la meilleure concentration est la parabole [12].

Il existe deux filières pour la conversion d'énergie solaire en électricité ; le recours à des cellules photovoltaïques : qui est assez chère et de rendement faible, la conversion thermodynamique ; est basée sur une installation thermique motrice à apport de chaleur externe.

Parmi les machines motrices qui existent ; pour des applications à moyenne et basse température, on note le moteur Stirling associé à un concentrateur parabolique , c'est la technique dite Dish Stirling, figure 1.10[13]. Cette technique est parmi les anciennes technologies solaires, c'est Ericsson qui a inventé en 1864 un système de conversion de l'énergie solaire en électricité par un moteur de l'air chaud associé à un réflecteur. Ericsson a utilisé un collecteur parabolique creux, et utilise le vapeur pour fonctionner ce moteur, mais en 1870 le moteur Stirling est adapté par Ericsson pour fonctionner avec l'énergie solaire.

La moderne technologie solaire de Dish Stirling est développé par Advanco corporation, United Stirling AB, McDonnell Douglas Aerospace Corporation (MDA), et NASA's Jet Propulsion Laboratory.

1.9.1 Description du système Dish Stirling

Le système Dish Stirling est un ensemble qui converti l'énergie thermique d'origine solaire en énergie mécanique et /ou électrique. Ce système utilise une surface réfléchissante de forme paraboloidale disposée pour la réflexion et la concentration du rayonnement solaire incident dans le récepteur, où il sera transformé en énergie thermique pour obtenir et atteindre la température requis pour la convertir en énergie mécanique, l'énergie thermique sera ensuite transférée au moteur Stirling par le récepteur, celui-ci la convertit à son tour en énergie mécanique. Un générateur directement couplé au vilebrequin du moteur transforme l'énergie mécanique en électricité.

Le système Dish Stirling est caractérisé par sa haute efficacité, le fonctionnement autonome, le rendement élevé, et la capacité de l'utilisation du système hybride lorsque le rayonnement solaire n'est pas disponible. Le rendement de la conversion de l'énergie solaire en électricité effectué par le meilleur moteur Stirling est environ 40%. La puissance et la modularité pose le système Dish Stirling comme le meilleur candidat pour plusieurs applications flexibles, et aussi le potentiel de devenir un des sources moins chère de l'énergie renouvelable [2].

1.9.2 Composants du système Dish Stirling

Le système Dish Stirling est constitué de quatre éléments principaux :

- Un concentrateur solaire paraboloidal.
- Un moteur Stirling avec alternateur.
- Un récepteur.
- Un système de poursuite du soleil.

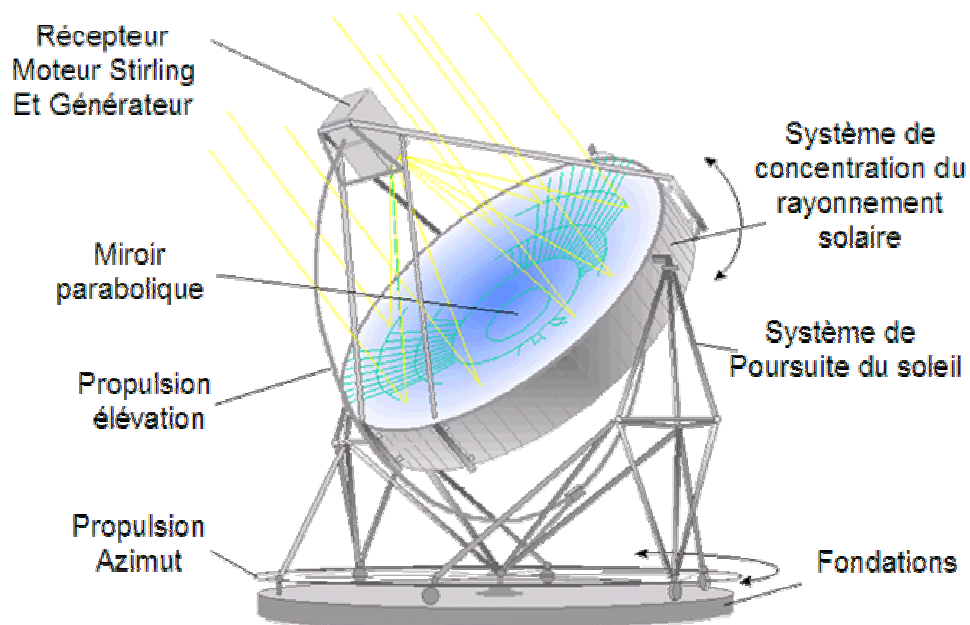


Figure 1.10 : Système Dish Stirling [63]

1.9.2.1 Concentrateur paraboloidal

Les concentrateurs de haute qualité ont leurs surfaces réfléchissantes faites en matériaux fortement réfléchissants tels que les miroirs. Presque toutes sont aujourd'hui basées sur la mise en œuvre de verre argenté en face arrière comme surface réfléchissante. Elle présente un excellent coefficient de réflexion, bonne tenue aux intempéries. La mise en œuvre de ce matériau en vue de réaliser une parabole de révolution peut être effectuée selon deux voies principales :

- Juxtaposition de nombreux trapèzes plans pour approcher au mieux la surface parabolique théorique (dans le cas des paraboles de grandes dimensions).
- Utilisation de verre mince cintré en double courbure qui permet, théoriquement,

d'obtenir une parabole parfaite. Une alternative apparemment séduisante a souvent été étudiée. Il s'agit de mettre en œuvre comme matériau réfléchissant une feuille ultra mince de mylar aluminisé. Une variante intéressante de cette technique a toutefois été développée plus récemment : on met en forme parabolique par dépression arrière (ou par surpression avant) une tôle mince d'acier inoxydable et on la recouvre de miroirs minces cintrés et collés [14].

1.9.2.2 Récepteur

Le récepteur relie entre le concentrateur et le moteur Stirling, il a deux objets [16] :

- Absorber le maximum des rayons solaires réfléchis dedans par le concentrateur.
- Transférer cette énergie absorbée au moteur Stirling sous forme de chaleur avec le minimum possible des pertes.

Il existe deux types de récepteurs pour le système Dish Stirling :

1.9.2.2.1 Récepteurs directs DIR (direct illumination receivers)

Plusieurs technologies sont utilisées pour cette raison ; figure 1.12, une cavité de forme rectangulaire, conique, ou cylindrique isolée de deux cotés, avec une ouverture en avant qui permet d'absorber les rayons réfléchis par le concentrateur. L'autre côté est en contact avec le cylindre chaud du moteur Stirling. Les faces intérieures de la cavité sont formées de telle sorte qu'elles permettent de contenir les rayons absorbés [17].

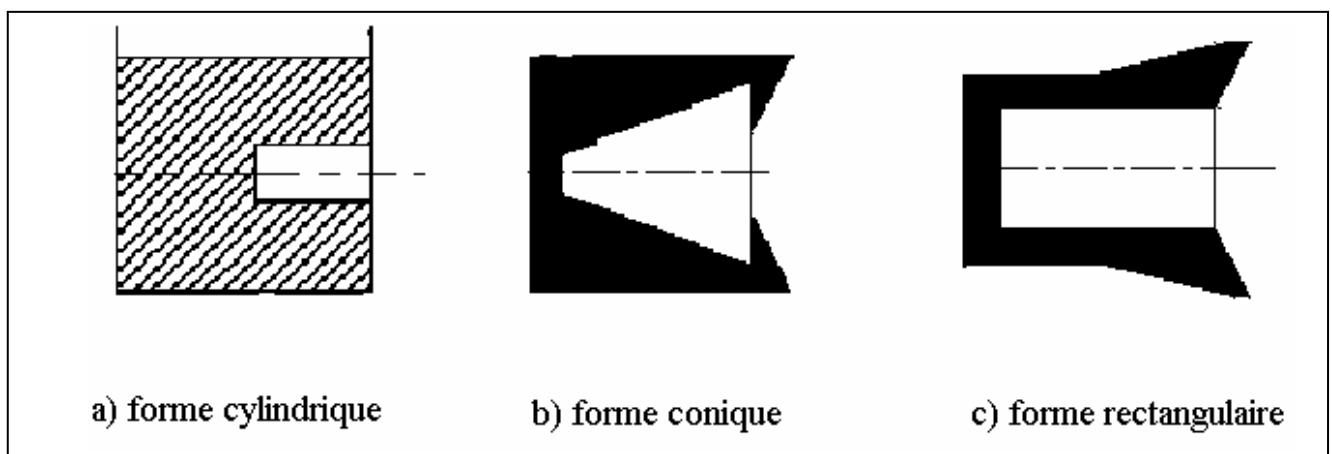


Figure 1.11 : Différentes formes du récepteur directe [45]

1.9.2.2 Récepteur indirect (Heat Pipe Receivers)

Cette technologie utilise un fluide de transfert intermédiaire entre le soleil et le gaz du cycle, tel que le caloducs au Sodium, un liquide de sodium est vaporisé dans la surface absorbante et condensé dans les tubes du réchauffeur du moteur Stirling, ce qui résulte une température uniforme dans les tubes de réchauffeurs comme il est représenté dans la figure 1.13[18].

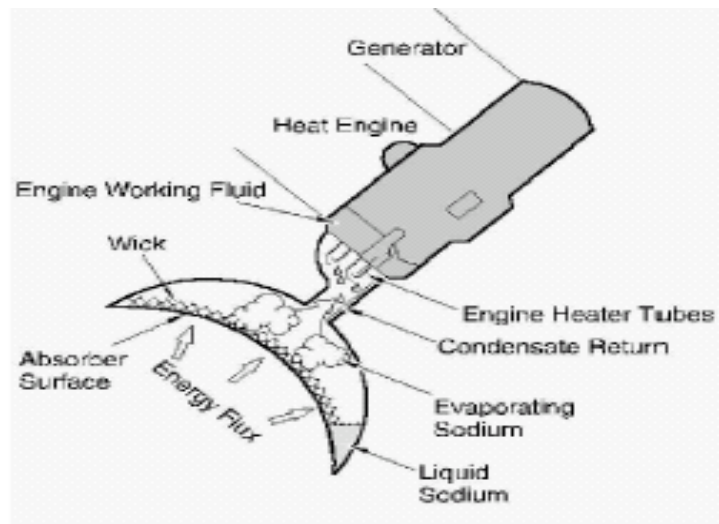


Figure 1.12 : Récepteur indirect (Caloducs ou Sodium) [44]

1.9.2.3 Système de poursuite solaire [19]

En plus d'avoir un matériau et forme réfléchive proportionnée, les concentrateurs de Dish Stirling efficaces focalisent le maximum des rayons disponibles en poursuivant le chemin du soleil. Afin de dépister le soleil, les concentrateurs doivent être capables de déplacer suivant deux axes ; suivant l'azimut, dans laquelle le Dish tourne dans le plan parallèle à la terre, et dans un autre plan perpendiculaire à elle (altitude). Ce qui donne au concentrateur une rotation de haut/bas et gauche/droite.

1.10 Conclusion

Nous avons consacré ce chapitre à donner une présentation générale des moteurs Stirling, leurs principes de fonctionnement, applications, classifications, et leurs atouts et avantages. Nous avons aussi donné un aperçu sur le créneau dans lequel le moteur Stirling est très appliqué, c'est le système dit « Dish Stirling ».

CHAPITRE 2

DIFFERENTS NIVEAUX DE MODELISATION DES MOTEURS STIRLING

2.1 Introduction

L'absence de techniques de modélisation appropriées et de prédiction théoriques valables des performances des moteurs Stirling n'est évidemment pas le seul obstacle à une évolution vers leur exploitation commerciale. Il reste par exemple à résoudre des problèmes de fiabilité, de diminution de coût et de contrôle de puissance [22].

On peut cependant affirmer que le manque d'outil de conception thermodynamique appropriée est de loin le frein prépondérant au développement de ces moteurs, en dépit des avantages évidents qu'ils peuvent avoir. Cette difficulté de modélisation est due en grande partie à la diversité des configurations que l'on doit prendre en considération ; dans le régénérateur, l'écoulement est très tortueux ; dans les échangeurs de chaleur, il est généralement équivalent à un écoulement en conduite cylindrique ; dans les cylindres, il est tridimensionnel, mais surtout, c'est le caractère instationnaire de l'écoulement qui rend la tâche de modélisateur ardue.

On peut identifier trois niveaux d'analyse thermodynamique des moteurs Stirling : les analyses approximatives (improprement dites du premier ordre), découplées (du deuxième ordre), et couplée (du troisième ordre). Les méthodes du premier ordre permettent une évaluation approximative des performances du moteur. Celles du deuxième ordre ou découplées permettent une première optimisation. Les méthodes de troisième ordre ou couplées peuvent être utilisées pour faire des simulations fines de la distribution de masse, de pression et de température dans le moteur.

2.2 Modélisation approximative (ou du premier ordre)

Les modélisations du premier ordre sont utilisées pour prédire approximativement les performances du moteur. Le calcul de la puissance fournie est basé sur une analyse idéale, comme le nombre de Beale. Un simple facteur de correction est ensuite utilisé pour déduire la

puissance mécanique réelle à partir de la puissance idéale. Les facteurs de correction pour la puissance et le rendement du moteur sont déterminés à partir d'approximations sur des moteurs réels [20].

Ces analyses fournissent un moyen simple et rapide pour estimer la puissance du moteur à partir de sa géométrie. Elles restent cependant assez limitées.

2.2.1 Nombre de Beale

William Beale a observé que la puissance de la plupart des moteurs Stirling modernes fonctionnant sous des conditions similaires des ratios paramétriques de : ratio des volumes morts, ratio des températures ($T_H = 923K$ et $T_K = 323K$), ratio des volumes balayés et le déphasage des pistons, peut être calculée par la formule approximative suivante [21] :

$$W' = 0.015 \cdot P_{\text{mean}} \cdot V_{\text{sw}} \cdot \text{freq} \quad (2.1)$$

2.2.2 Formule de West

West a proposé une simple formule pour calculer le travail indiqué comme suit [3,21] :

$$W_{\text{West}} = \frac{\pi \cdot p}{2} \cdot \frac{V_d \cdot V_p}{V_D + \frac{V_p}{2} + V_{\text{DEA}}} \cdot \frac{(T_H - T_C)}{T_H + T_C} \cdot \sin\alpha \quad (2.2)$$

2.3 Modélisations découplées (ou du deuxième ordre)

Ces méthodes de modélisation consistent à évaluer à partir d'une analyse simplifiée du cycle les puissances calorifiques et mécaniques échangées. Ces puissances dites de base sont ensuite corrigées pour tenir compte de l'imperfection du moteur ; les différentes pertes de puissance mécanique sont soustraites de la puissance de base ; les pertes de chaleur sont ajoutées à la chaleur de base reçue. On arrive ainsi à prédire les performances du moteur. L'amélioration majeure apportée par les analyses découplées par rapport à celle du premier ordre est que l'on identifie et l'on quantifie individuellement les différentes pertes [22].

Les pertes de puissance mécanique peuvent inclure les frottements mécaniques, les frottements visqueux, les pertes dues au transfert de chaleur transitoire dans les cylindres, les pertes par fuites du gaz de travail. Les pertes de chaleur incluent les pertes par mouvement de navette du piston déplaceur, les pertes par conduction et les pertes dues à une régénération imparfaite. Dans toutes les modélisations découplées, on émet l'hypothèse que les pertes d'énergie ne dépendent pas les unes des autres [22].

Les méthodes de modélisation découplées peuvent être encore classées en deux catégories, selon la façon dont on écrit, dans l'analyse simplifiée du cycle, l'évolution thermodynamique du gaz contenu dans les volumes variables des cylindres. Cette évolution peut être considérée comme isotherme ou adiabatique. Ces termes se rapportent à l'intensité du transfert de chaleur entre le gaz et les parois des cylindres.

Une analyse isotherme considère le coefficient de transfert de chaleur comme infini, alors que ce coefficient est supposé nul dans une analyse adiabatique.

2.3.1 Analyse isotherme

Cette modélisation est proposée par Gustav Schmidt en 1871. On y fait l'hypothèse de variations sinusoïdales des volumes dans les cylindres, ce qui est plus réaliste que les variations discontinues résultant du cycle de Stirling théorique. Tout le gaz dans l'espace de détente est supposé être à la température de la source chaude, et tout le gaz dans l'espace de compression à la température de la source froide, conformément à l'hypothèse de coefficients de chaleur infinis [20,23].

On suppose aussi une régénération parfaite, c'est-à-dire que la température locale du gaz est égale à la température locale de la paroi du régénérateur. On néglige tout transfert axial de chaleur. La source chaude fournit de la chaleur au gaz de travail exclusivement dans l'espace de détente et la chaleur est rejetée à la source froide exclusivement dans l'espace de compression, figure 2.1. Une solution analytique simple existe pour le cycle de Schmidt.

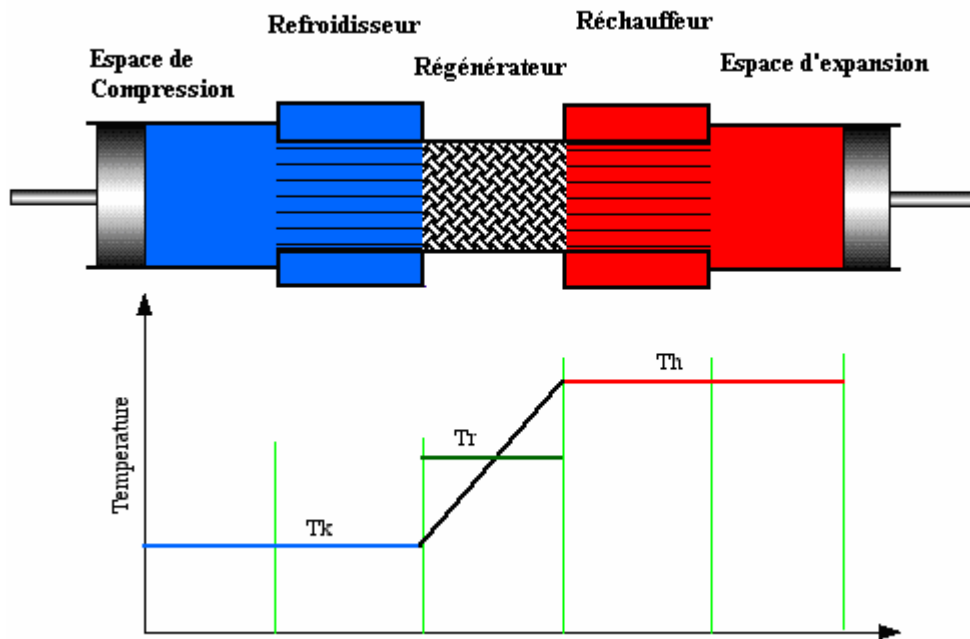


Figure 2.1 : Profil de température du modèle isotherme [27]

2.3.1.1 Hypothèses du modèle

- Le fluide de travail se comporte comme un gaz parfait.
- La variation des volumes est sinusoïdale.
- La pression est uniforme dans le moteur.
- Les cylindres sont isothermes.
- Les échangeurs de chaleur sont parfaits.
- Le profil de la température dans le régénérateur est linéaire.

2.3.1.2 Ensemble des équations du modèle

2.3.1.2.1 Variation des volumes

$$V_C = V_{DEAC} + \frac{V_{SWC} \cdot (1 + \cos\theta)}{2} \quad (2.3)$$

$$V_E = V_{DEAE} + \frac{V_{SWE} \cdot (1 + \cos(\theta + \alpha))}{2} \quad (2.4)$$

2.3.1.2.2 Pression

$$P = \frac{M.R}{\left[S + \left(\frac{V_{SWE} \cdot \cos\alpha}{2.T_H} + \frac{V_{SWC}}{2.T_K} \right) \cdot \cos\theta - \left(\frac{V_{SWE} \cdot \sin\alpha}{2.T_H} \right) \cdot \sin\theta \right]} \quad (2.5)$$

Où :

$$S = \left[\frac{V_{SWC}}{2.T_K} + \frac{V_{CIC}}{T_K} + \frac{V_K}{T_K} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_H}{T_H} + \frac{V_{SWE}}{2.T_H} + \frac{V_{CIE}}{T_E} \right] \quad (2.6)$$

2.3.1.2.3 Quantité de chaleur

$$Q_E = W_E = \oint \left(p \cdot \frac{dV_E}{d\theta} \right) \cdot d\theta \quad (2.7)$$

$$Q_C = W_C = \oint \left(p \cdot \frac{dV_C}{d\theta} \right) \cdot d\theta \quad (2.8)$$

2.3.1.2.4 Travail de compression et de détente

$$W_C = \frac{\pi \cdot V_{SWC} \cdot P_{mean} \cdot \sin\beta \cdot (\sqrt{1-b^2})}{b} \quad (2.9)$$

$$W_E = \frac{\pi \cdot V_{SWE} \cdot P_{mean} \cdot \sin(\beta - \alpha) \cdot (\sqrt{1-b^2})}{b} \quad (2.10)$$

2.3.2 Analyse adiabatique

Cette analyse sera présentée en détail au chapitre suivant. Nous n'en présentons ici que les caractéristiques principales. Dans cette analyse proposée par Fikelstein en 1962, on suppose que l'espace de détente et de compression sont parfaitement isolés. La source chaude fournit de la chaleur au gaz de travail dans un réchauffeur situé entre le cylindre de détente et le régénérateur. La chaleur est rejetée à la source froide dans un refroidisseur situé entre le régénérateur et l'espace de compression. Le gaz quitte le réchauffeur à la température de la source chaude et est supposé former une masse uniforme dans l'espace de détente. De même, le gaz quitte le refroidisseur à la température de source froide et ses propriétés sont supposées

parfaitement uniformes dès qu'il entre dans l'espace de compression. On suppose encore une régénération parfaite [20,22].

L'analyse adiabatique est beaucoup plus réaliste que l'analyse isotherme de Schmidt, surtout pour les moteurs de grandes dimensions opérants à de hautes fréquences.

2.4 Méthodes couplées ou de troisième ordre

Les méthodes de modélisation couplées tentent d'analyser plus finement les nombreux phénomènes locaux dont un moteur Stirling est le siège. Elles utilisent des volumes de contrôles ou les nœuds pour résoudre les équations gouvernantes (unidimensionnel, 2D ou 3D). A ce niveau de la modélisation l'utilisation des codes de calcul est très nécessaire tel que GLIMPS, HFAST, CAST, FLUENT, STAR, CFX... [20].

2.4.1 Méthodes nodales [23]

Sont les plus utilisées ; on peut citer, entre autres, celles de Schock, Heames et al, Tew et al. et enfin celle de Ureili et al. tous ces traitements ont différents points en commun :

- le moteur est divisé en un ensemble de volume de contrôle ;
- les équations différentielles de bilan de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie, ainsi qu'une équation d'état sont posées pour chacun des volumes de contrôle.

Deux remarques importantes doivent être exprimées sur ces méthodes :

- l'écriture des équations de bilan suppose la connaissance d'un coefficient de transfert de chaleur et d'un coefficient de frottement pertinent pour le volume de contrôle considéré. Ces coefficients sont généralement évaluée à partir de corrélations valables dans le cas où l'écoulement est permanent ; en effet, on ne dispose pas actuellement de corrélations universellement valables pour les écoulements oscillants.
- afin de simplifier et d'accélérer les calculs numériques, on omet, dans la plupart des analyses nodales, quelques termes dans les équations différentielles. Il y a trois types de simplifications habituelles :

- On ignore les termes d'inertie dans l'équation de la quantité de mouvement, mais on retient le terme de frottement visqueux ;

- On ignore à la fois les termes d'inertie et de frottement, c'est-à-dire que l'équation de la quantité de mouvement se réduit à imposer une pression uniforme à l'intérieur du moteur.

- On ignore les termes d'énergie cinétique dans l'équation de l'énergie.

2.4.2 Méthode des caractéristiques

La méthode des caractéristiques, permet la résolution d'un système d'équations aux dérivées partielles non linéaires de type hyperbolique. Le système est transformé en un système d'équations différentielles ordinaires qui sont valables seulement le long de certaines courbes du plan position - temps, dites courbes caractéristiques. Cette méthode prend en considération la vitesse finie de propagation des ondes de pression et peut tenir compte de discontinuités locales des propriétés du fluide. Cette méthode a été utilisée avec succès dans de nombreux domaines relatifs aux écoulements instationnaires de gaz compressibles et a été appliquée à l'analyse des écoulements instationnaire monodimensionnels dans les moteurs Stirling. Dans les analyses rigoureuses, les trois équations de bilan sont résolues simultanément. Dans les analyses approximatives, quelques hypothèses simplificatrices permettent de découpler une des équations des deux autres.

2.5 Autres méthodes

Il existe encore d'autres méthodes parmi lesquelles :

- Les méthodes de perturbations [24].
- Les analyses harmoniques linéaires [25]
- Les méthodes lagrangiennes [26].

2.6 Conclusion

Les méthodes couplées sont les plus sophistiquées, et de loin les plus consommatrices en temps de calcul ; mais il n'est pas toujours certain qu'elles donnent les meilleurs résultats.

En fait, les résultats obtenus à partir de codes basés sur des analyses découplées sont aussi bons quand on les compare à des données expérimentales.

CHAPITRE 3

MODELISATION ADIABATIQUE IDEALE DU MOTEUR STIRLING

3.1 Introduction

Dans le modèle isotherme idéal du moteur Stirling, les espaces de compression et d'expansion ont été maintenus aux températures respectives du refroidisseur et du réchauffeur. Ce qui conduit à une situation paradoxale, que ni le réchauffeur ni le refroidisseur n'a contribué à n'importe quel transfert thermique sur le cycle, tout le transfert thermique requis est produit à travers les espaces de travail isothermes. Evidemment ceci ne peut pas être correct, puisque les parois des cylindres ne sont pas conçues pour le transfert thermique. Dans les moteurs Stirling réels, les espaces de travail tendront à être adiabatiques plutôt qu'isothermes, ce qui implique que la chaleur nette transférée sur le cycle doit être fournie par les échangeurs de chaleur.

Ce niveau d'analyse est basé sur une modélisation adiabatique qui soustrait (et additionne) les différentes pertes mécaniques (et thermiques) par la méthode dite découplée; pour cette raison, on va faire en premier temps une modélisation adiabatique idéale (chapitre 3), puis une analyse découplée où les différentes pertes thermiques et mécaniques sont prises en compte (chapitre 4).

3.2 Principe de la méthode découplée

L'analyse découplée consiste tout d'abord à modéliser le moteur Stirling à l'aide d'une analyse idéale qui permet de donner une valeur de base à la puissance calorifique reçue et à la puissance mécanique fournie par le moteur. Les valeurs obtenues à partir de cette analyse idéale sont ensuite corrigées par la prise en compte des différentes pertes d'énergie à l'intérieur du système.

L'hypothèse sous-jacente est que les différentes pertes n'interagissent pas entre elles ; elles peuvent être traitées séparément et additionnées pour fournir la perte globale ; c'est le principe de l'analyse découplée [22].

3.3 Configuration du moteur à modéliser

Le moteur Stirling se présente comme l'assemblage en série de sept espaces élémentaires, figure 3.1 ; l'espace de compression (C), le refroidisseur (K), le régénérateur (R), le réchauffeur (H), l'espace de détente (E). Cette disposition (la partie froide à gauche et la partie chaude à droite), et ces désignations résultent de conventions largement respectées [27]. Par hypothèse, chacun de ces espaces possède un volume et une température qui lui sont propres [28].

Dans ce modèle on considère que les échangeurs de chaleur sont parfaitement efficaces (régénérateur y compris). Toutefois les espaces de compression et d'expansion sont adiabatiques, dans lesquels aucune chaleur n'est transférée aux environnements.

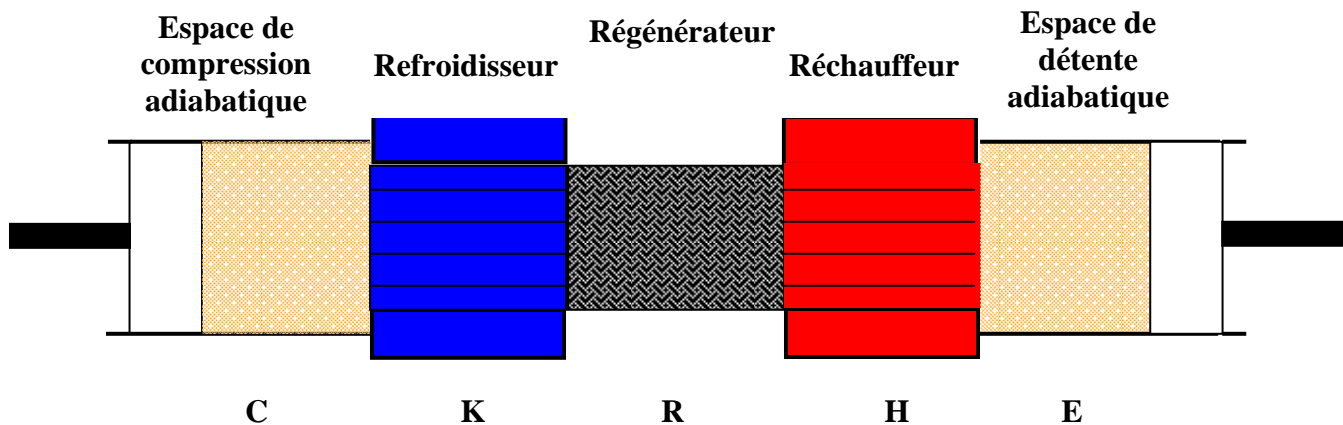


Figure 3.1 : Configuration du moteur Stirling [27]

3.4 Hypothèses du modèle

Nous avons retenu les différentes hypothèses suivantes [22, 27, 28] :

- Le fluide de travail se comporte comme un gaz parfait : plusieurs travaux ont montrés que l'hélium et l'hydrogène sont les meilleurs gaz à utiliser comme fluide de travail à cause de leurs propriétés de transfert de chaleur et de viscosité. Ces deux fluides ont un comportement de gaz parfait pour autant que leur température soit supérieure à environ 10 k pour l'hélium et 60 k pour l'hydrogène.
- La pression est uniforme dans le moteur : les gradients de pression entre les différentes zones du moteur sont dus à l'inertie du fluide, qui peut être considérée

comme faible, et les frottements visqueux du gaz en mouvement. Dans un moteur Stirling bien conçu, ces différences de pression locale dues aux frottements sont faibles devant les variations temporelles de pression dues à la détente et à la compression.

- Les cylindres sont adiabatiques : pas de transfert de chaleur entre le gaz et la paroi des cylindres.
- Le régénérateur est parfait.
- Pas de fuite de fluide de travail.
- Tous les processus sont réversibles.
- On peut définir à chaque instant, une température effective pour chacun des deux espaces de travail (C, E) du moteur, tandis que les températures du fluide dans les trois échangeurs sont considérées comme constantes.

L'hypothèse d'uniformité de la pression instantanée dans le moteur permet d'utiliser le même modèle, quelle que soit la configuration géométrique considérée (alpha, bêta ou gamma), seules les équations relatives aux variations des volumes V_E et V_C doivent être adaptées en conséquence. Tandis que l'hypothèse de températures constantes dans les trois échangeurs H, R et K implique forcément que les températures aux interfaces entre ces échangeurs sont constantes [28].

3.5 Profil de température dans le moteur

Dans la figure 3.2, nous définissons la nomenclature du modèle adiabatique idéal. L'enthalpie est transportée à travers les interfaces en termes du débit massique \dot{m} et de température ascendante T . Les suffixes simples (C, K, R, H, E) représentant les cinq éléments, et un double suffixe (CK, KR, RH, HE) représentant les quatre interfaces entre les éléments. Les flèches sur les interfaces représentent la direction positive de l'écoulement, arbitrairement défini de l'espace de compression vers l'espace d'expansion [27].

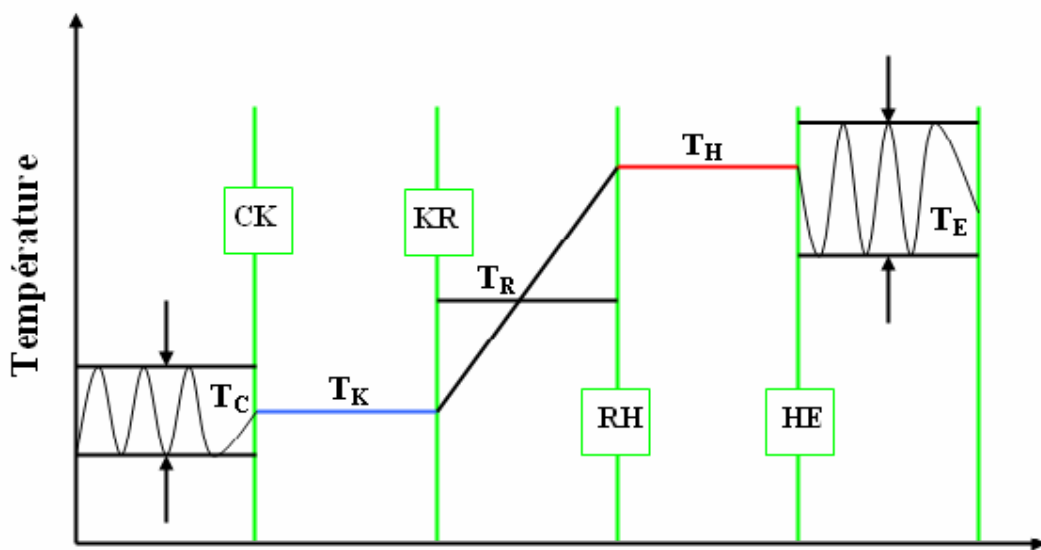
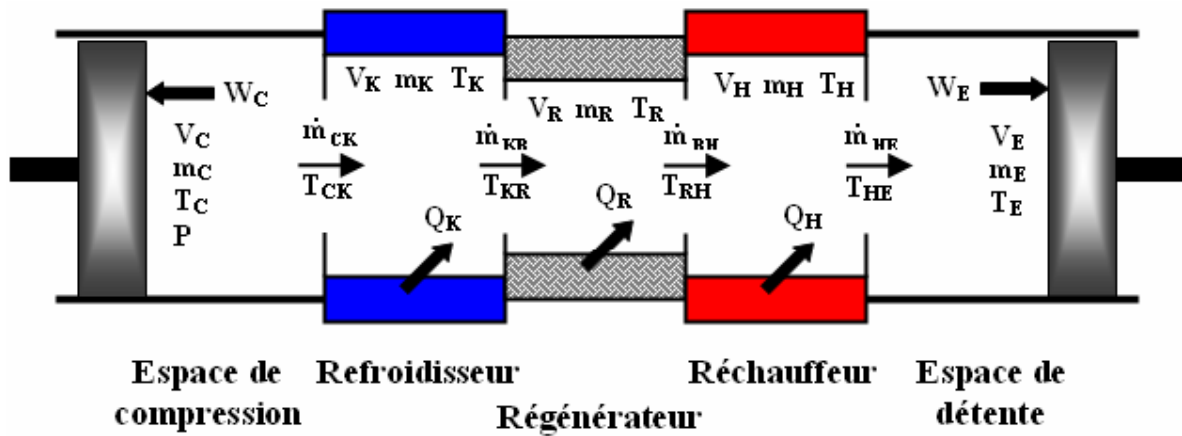


Figure 3.2 : Profil de température du modèle [27]

On note, à partir de ce diagramme, que la température dans l'espace de compression et celui d'expansion (T_C et T_E) ne sont pas constantes, mais changent sur le cycle suivant la compression et l'expansion adiabatique qui se produisent dans les deux espaces de travail. Ainsi les enthalpies s'écoulant à travers les interfaces (CK et HE) portent les températures ascendantes adjacentes des éléments respectives. Par conséquent les températures T_{CK} et T_{HE} dépendent de la direction de l'écoulement, elles sont définies algorithmiquement comme suit:

$$\text{Si } \dot{m}_{CK} > 0 \text{ alors } T_{CK} = T_C \text{ sinon } T_{CK} = T_K.$$

$$\text{Si } \dot{m}_{HE} > 0 \text{ alors } T_{HE} = T_H \text{ sinon } T_{HE} = T_E.$$

Le travail W est effectué en vertu de la variation des volumes dans les espaces de travail V_C et V_E , et la chaleur Q_K et Q_H est transférée à partir de (ou à) l'environnement externe au (ou du) fluide de travail dans les cellules de refroidisseur et de réchauffeur, respectivement [27]. Le régénérateur est extérieurement adiabatique, la chaleur Q_R étant transférée intérieurement à partir de la matrice solide au fluide traversant le volume libre V_R du régénérateur pendant un demi cycle, et du fluide vers la matrice pendant le deuxième demi cycle [28, 29].

3.6 Volume de contrôle du régénérateur

Le régénérateur est l'espace le plus difficile à modéliser [30], pour mieux étudier cet élément, qui est l'élément clé du moteur Stirling efficace, on le divise en trois volumes de contrôle élémentaires, ont le même volume libre et même longueur, mais chaque volume de contrôle élémentaire est caractérisé par une température effective moyenne T_{ii} , $i = 1, 2, 3$. Comme montre la figure 3.3.

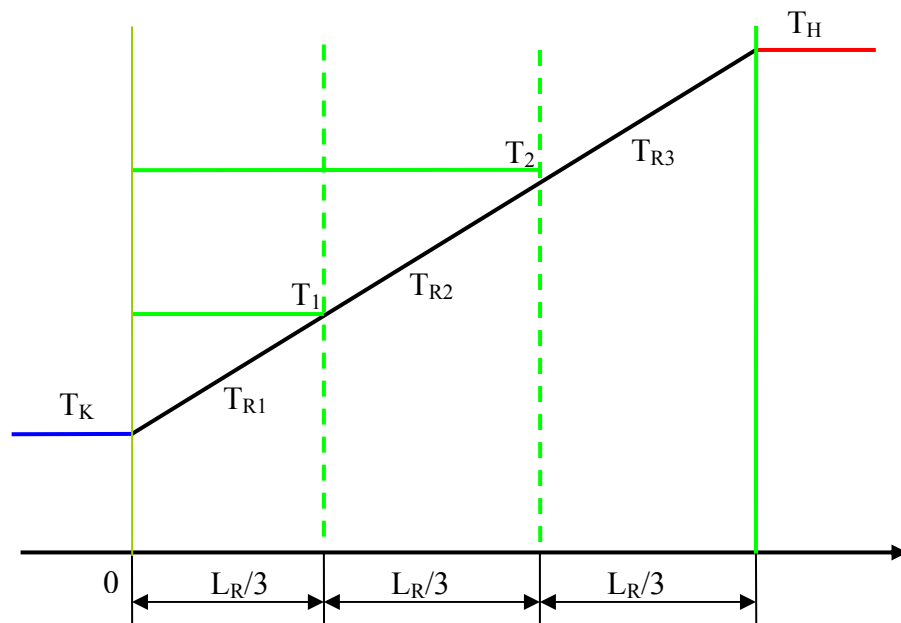


Figure 3.3 : Volumes de contrôle élémentaires du régénérateur

Avec :

$$T_1 = \frac{T_H + 2.T_K}{3} \quad (3.1)$$

$$T_2 = \frac{2.T_H + T_K}{3} \quad (3.2)$$

3.7 Développement des équations du modèle

L'approche générale utilisée pour développer l'ensemble des équations du modèle est d'appliquer les équations de bilan d'énergie, de bilan de masse et l'équation du gaz parfait à chacun des volumes de contrôles. Les équations résultantes sont liées en appliquant l'équation de continuité à travers le système entier [28, 31].

3.7.1 Calcul des volumes et des températures

3.7.1.1 Les échangeurs de chaleurs

Les volumes des trois échangeurs de chaleurs restent constants au cours du temps, la température du gaz dans le refroidisseur et le réchauffeur est supposée constante. La température du gaz dans le régénérateur est considérée comme la moyenne logarithmique de la température de la paroi du réchauffeur et de celle de la paroi du refroidisseur (Annexe C).

Pour l'élément 1 du régénérateur :

$$T_{R1} = \frac{T_1 - T_K}{\ln\left(\frac{T_1}{T_K}\right)} \quad (3.3)$$

Pour l'élément 2 du régénérateur :

$$T_{R2} = \frac{T_2 - T_1}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} \quad (3.4)$$

Pour l'élément 3 du régénérateur :

$$T_{R3} = \frac{T_H - T_2}{\ln\left(\frac{T_H}{T_2}\right)} \quad (3.5)$$

3.7.1.2 Les cylindres

3.7.1.2.1 Calcul des volumes

Les volumes variables des cylindres de compression et de détente sont déterminés à partir des données géométriques des cylindres et la cinématique utilisée [29]. La cinématique bielle - manivelle, rhombique et ross yoke sont les plus utilisées dans les moteurs Stirling cinématique, dans lesquelles les variations de volumes sont données comme suit :

- Cinématique bielle - manivelle :

$$V_E = V_{DEAE} + \frac{V_{SWE}}{2} \cdot (1 + \cos(\theta + \alpha)) \quad (3.6)$$

$$V_C = V_{DEAC} + \frac{V_{SWC}}{2} \cdot (1 + \cos(\theta)) \quad (3.7)$$

- Cinématique Rhombique [Annexe D]:

$$V_E = V_{DEA} + A_d \cdot (Y_{\max} - Y_e) \quad (3.8)$$

$$V_C = V_{DEAC} + A_p \cdot (Y_{\max} - Y_c) \quad (3.9)$$

- Cinématique de Ross Yoke:

$$V_E = V_{DEAE} + A_d \cdot (b_\theta - b_2 - r \cdot \sin(\theta)) \quad (3.10)$$

$$V_C = V_{DEAC} + 2 \cdot A_p \cdot (b_1 - b_\theta) \quad (3.11)$$

3.7.1.2.2 Calcul des températures

En vue des hypothèses annoncées, nous avons supposés que le fluide de travail se comporte comme un gaz parfait. Cette équation est présentée sous sa forme standard et différentielle comme suit :

$$PV = mRT \quad (3.12)$$

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \quad (3.13)$$

Pour obtenir les relations de dT_c et dT_e , on applique ces deux équations (3.12), (3.13) sur l'espace de compression et de détente, on obtient alors:

$$dT_c = T_c \cdot \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{dV_c}{m_c} \right) \quad (3.14)$$

$$dT_e = T_e \cdot \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{dm_e}{m_e} \right) \quad (3.15)$$

3.7.2 Calcul des débits massiques dans chaque espace élémentaire

La connaissance des débits massiques dans chacun des sept espaces élémentaires définis précédemment est nécessaire, entre autre, pour calculer les transferts de chaleurs dans les échangeurs et les pertes par frottements visqueux du fluide de travail. En ce qui concerne les espaces de compression et de détente on peut approximer le débit massique à la variation, avec le temps, de la masse contenue dans ces volumes ; en effet ces deux volumes ne communiquent avec les autres espaces du moteur que d'un seul côté. Il en va tout autrement pour les autres volumes du moteur, car pour ceux-ci le gaz peut entrer ou sortir de deux côtés différents. De plus, on peut se convaincre qu'il arriver un moment où le gaz pénètre dans un de ces volumes, ou en sort, des deux côtés à la fois .Il suffit pour cela d'examiner les mouvements mécaniquement imposés des pistons et de se rendre compte que le déphasage entre eux implique la situation particulière que nous venons de décrire.

Pour calculer ces différents débits on utilise la méthode proposée par W. R. Martini [22]. Elle consiste à calculer, dans un premier temps, le débit à l'interface entre chacun des volumes de contrôle.

Soit \dot{m}_i le débit de la $i^{\text{ème}}$ interfaces et $m_{i,i+1}$ la masse contenue dans le volume compris entre l'interface i et l'interface $i+1$, alors l'équation du bilan massique est donnée par [32] :

$$\dot{m}_{i+1} = \dot{m}_i - \frac{d(m_{i,i+1})}{dt} \quad (3.16)$$

Avec compte tenu de la convention de signe que nous avons choisie pour le débit positif lorsque le fluide s'écoule du cylindre de compression vers celui de détente. Appliquant cette équation pour chacune des quatre interfaces, on trouve pour :

- l'interface entre l'espace de compression et le refroidisseur :

$$\dot{m}_{CK} = -d(m_C) \quad (3.17)$$

- l'interface entre le refroidisseur et le régénérateur (élément1) :

$$\dot{m}_{KR1} = \dot{m}_{CK} - d(m_K) \quad (3.18)$$

- l'interface entre le régénérateur (élément1) et le régénérateur (élément2) :

$$\dot{m}_{R1R2} = \dot{m}_{KR1} - m_{R1} \quad (3.19)$$

- l'interface entre le régénérateur (élément 2) et le régénérateur (élément 3) :

$$\dot{m}_{R2R3} = \dot{m}_{R1R2} - m_{R2} \quad (3.20)$$

- l'interface entre le régénérateur (élément3) et le réchauffeur :

$$\dot{m}_{R3H} = \dot{m}_{HE} + d(m_H) \quad (3.21)$$

- l'interface entre le réchauffeur et l'espace d'expansion:

$$\dot{m}_{HE} = d(m_E) \quad (3.22)$$

Nous pouvons calculer le débit effectif dans chacun des espaces, en faisant la moyenne des débits des interfaces les encadrants.

$$\dot{m}_{i,i+1} = \frac{\dot{m}_i + \dot{m}_{i+1}}{2} \quad (3.23)$$

3.7.3 Calcul de la pression dans le moteur

Le calcul de la pression nécessite la connaissance des volumes, des températures ainsi que les masses dans les sept espaces élémentaires, Le point de départ de l'analyse est que la masse totale du gaz dans le moteur est constante. La conservation au cours du temps de la masse du gaz dans le moteur s'écrit :

$$M = m_C + m_K + m_{R1} + m_{R2} + m_{R3} + m_H + m_E \quad (3.24)$$

Où :

m_C , m_K , m_{R1} , m_{R2} , m_{R3} , m_R , m_H , m_E : représentent respectivement les masses du fluide de travail dans : l'espace de compression, le refroidisseur, les trois éléments du régénérateur, le réchauffeur et l'espace d'expansion. Qui sont données comme suit :

- la masse du fluide dans l'espace de compression et de détente :

$$m_{C,E} = \frac{P \cdot V_{C,E}}{R \cdot T_{C,E}} \quad (3.25)$$

- la masse du fluide dans le refroidisseur et le réchauffeur

$$m_{K,H} = \frac{P \cdot V_{K,H}}{R \cdot T_{K,H}} \quad (3.26)$$

- la masse du fluide dans les trois éléments du régénérateur

$$m_{R1,R2,R3} = \frac{P \cdot V_{R1,R2,R3}}{R \cdot T_{R1,R2,R3}} \quad (3.27)$$

En substituant par les équations (3.25) à (3.27) dans l'équation (3.24), on obtient :

$$M = \left(\frac{1}{R} \right) \left[\frac{P_C \cdot V_C}{T_C} + \frac{P_K \cdot V_K}{T_K} + \frac{P_{R1} \cdot V_R}{T_{R1}} + \frac{P_{R2} \cdot V_R}{T_{R2}} + \frac{P_{R3} \cdot V_R}{T_{R3}} + \frac{P_H \cdot V_H}{T_H} + \frac{P_E \cdot V_E}{T_E} \right] \quad (3.28)$$

Et puisque : $P_C = P_K = P_{R1} = P_{R2} = P_{R3} = P_H = P_E = P$

$$P = \frac{M \cdot R}{\left(\frac{V_C}{T_C} + \frac{V_K}{T_K} + \frac{3 \cdot V_R}{T_R} + \frac{V_H}{T_H} + \frac{V_E}{T_E} \right)} \quad (3.29)$$

- L'expression de dP

Différenciant l'équation de la masse (3.24)

$$d(m_C) + d(m_K) + d(m_{R1}) + d(m_{R2}) + d(m_{R3}) + d(m_H) + d(m_E) = 0 \quad (3.30)$$

Les volumes et les températures des trois échangeurs sont constantes, donc la forme différentielle de l'équation d'état (3.13) se réduit à :

$$\frac{dm}{m} = \frac{dP}{P} \quad (3.31)$$

$$dm = m \cdot \frac{dP}{P} = \left(\frac{dP}{R} \right) \left(\frac{V}{T} \right) \quad (3.32)$$

Appliquant cette équation (3.32) aux volumes de contrôle des trois échangeurs (le régénérateur avec ces trois éléments y compris) et substituant dans (3.30), on obtient :

$$d(m_C) + d(m_E) + \left(\frac{dP}{R} \right) \left(\frac{V_K}{T_K} + \frac{V_R}{T_{R1}} + \frac{V_R}{T_{R2}} + \frac{V_R}{T_{R3}} + \frac{V_H}{T_H} \right) = 0 \quad (3.33)$$

Dans ce qui suit, on donnera les expressions explicites de $d(m_C)$ et $d(m_E)$.

Considérons l'espace de travail (compression ou détente) adiabatique comme le montre la figure 3.4.

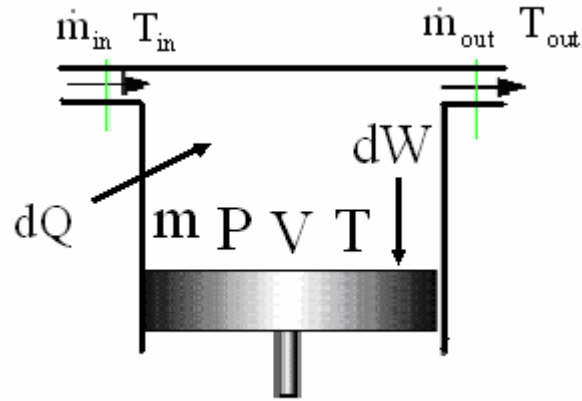


Figure 3.4 : Espace de travail [3]

L'enthalpie est transportée dans l'espace de travail au moyen de débit massique \dot{m}_{in} et de la température T_{in} , et sort de cet espace au moyen de débit massique \dot{m}_{out} et température T_{out} . Le volume compris entre le sommet du piston et l'échangeur de chaleur adjacent au cylindre est variable à cause du mouvement alternatif du piston [27].

Pour une fraction élémentaire dt , correspondante à une fraction de l'angle de rotation $d\theta$, l'équation d'énergie dans sa forme générale est donnée par [33] :

$$dQ + dH = dW + dU_t \quad (3.34)$$

$$dQ + (C_p \cdot \dot{m}_{in} \cdot T_{in} - C_p \cdot \dot{m}_{out} \cdot T_{out}) = dW + dU_t \quad (3.35)$$

Dans l'hypothèse où l'on néglige l'énergie cinétique et l'énergie potentielle du gaz, supposé parfait, et en prenant comme référence pour l'énergie interne, $U = 0$ pour $T_g = 0\text{K}$, alors [33] :

$$dU_t \approx dU = d(m \cdot C_v \cdot T) \quad (3.36)$$

$$dQ + (C_p \cdot \dot{m}_{in} \cdot T_{in} - C_p \cdot \dot{m}_{out} \cdot T_{out}) = dW + d(m \cdot C_v \cdot T) \quad (3.37)$$

Cette équation est la forme classique bien connue de l'équation d'énergie (premier principe de la thermodynamique) dans laquelle l'énergie cinétique et potentielle sont

négligées. Appliquant l'équation (3.37) sur l'espace de compression, qui est supposé adiabatique, elle devient :

$$-C_p \cdot T_{CK} \cdot m_{CK} = dW_C + C_v \cdot d(m_C \cdot T_C) \quad (3.38)$$

Substituons l'équation (3.17) et le travail dW_C qui est donné par $P \cdot dV_C$, on obtient :

$$C_p \cdot T_{CK} \cdot d(m_C) = P \cdot d(V_C) + C_v \cdot d(m_C \cdot T_C) \quad (3.39)$$

Et nous avons aussi :

$$C_p - C_v = R \quad (3.40)$$

$$\frac{C_p}{C_v} = \gamma \quad (3.41)$$

Substituant les relations du gaz parfait (3.12) appliquée à l'espace de compression et par (3.40) et (3.41) dans (3.39) et simplifiant, nous obtenons :

$$d(m_C) = \frac{\left(P \cdot d(V_C) + V_C \cdot \frac{d(P)}{\gamma} \right)}{R \cdot T_{CK}} \quad (3.42)$$

Et de même pour l'espace d'expansion, on trouve :

$$d(m_E) = \frac{\left(P \cdot d(V_E) + V_E \cdot \frac{d(P)}{\gamma} \right)}{R \cdot T_{HE}} \quad (3.43)$$

Remplaçant $d(m_C)$ et $d(m_E)$ dans l'équation (3.33) et après simplifications, on obtient :

$$dP = \frac{-\gamma \cdot P \cdot \left(\frac{d(V_C)}{T_{CK}} + \frac{d(V_E)}{T_{HE}} \right)}{\left[\frac{V_C}{T_{CK}} + \gamma \cdot \left(\frac{V_K}{T_K} + \frac{V_R}{T_{R1}} + \frac{V_R}{T_{R2}} + \frac{V_R}{T_{R3}} + \frac{V_H}{T_H} \right) + \frac{V_E}{T_{HE}} \right]} \quad (3.44)$$

3.7.4 Calcul des flux de chaleur

Les moteurs Stirling modernes fonctionnent à des vitesses relativement élevées, cela a pour conséquence de rendre négligeable la quantité de chaleur transférée par cycle à travers les parois des cylindres par rapport à celle transférée au niveau des échangeurs de chaleur [34]. C'est pour cette raison que les cylindres de compression et de détente sont supposés adiabatiques. Pour les trois échangeurs de chaleurs, nous avons supposé que les volumes libres et les températures sont constants, ce qui signifie :

$$dW_{K,R,H} = 0 \quad (3.45)$$

Appliquant l'équation de bilan d'énergie (3.34) à chacune des cellules d'échangeurs de chaleur, on obtient:

Pour le refroidisseur :

$$dQ_K + (C_p \cdot \dot{m}_{in} \cdot T_{in} - C_p \cdot \dot{m}_{out} \cdot T_{out})_K = d(m \cdot C_v \cdot T)_K \quad (3.46)$$

Pour les trois éléments du régénérateur :

$$dQ_{R1,R2,R3} + (C_p \cdot \dot{m}_{in} \cdot T_{in} - C_p \cdot \dot{m}_{out} \cdot T_{out})_{R1,R2,R3} = d(m \cdot C_v \cdot T)_{R1,R2,R3} \quad (3.47)$$

Pour le réchauffeur :

$$dQ_H + (C_p \cdot \dot{m}_{in} \cdot T_{in} - C_p \cdot \dot{m}_{out} \cdot T_{out})_H = d(m \cdot C_v \cdot T)_H \quad (3.48)$$

Remplaçant l'équation d'état (3.33) appliquée à une cellule d'échangeur de chaleur, et après les simplifications, nous obtenons pour [27] :

- le refroidisseur

$$dQ_K = V_K \cdot C_v \cdot \frac{dp}{R} - C_p \cdot (T_{CK} \cdot \dot{m}_{CK} - T_K \cdot \dot{m}_{KR}) \quad (3.49)$$

- le régénérateur

Élément 1:

$$dQ_{R1} = V_R \cdot C_v \cdot \frac{dP}{R} - C_p \cdot (T_K \cdot \dot{m}_{KR1} - T_1 \cdot \dot{m}_{R1R2}) \quad (3.50)$$

Élément 2:

$$dQ_{R2} = V_R \cdot C_v \cdot \frac{dP}{R} - C_p \cdot (T_1 \cdot \dot{m}_{R1R2} - T_2 \cdot \dot{m}_{R2R3}) \quad (3.51)$$

Élément 3:

$$dQ_{R3} = V_R \cdot C_v \cdot \frac{dP}{R} - C_p \cdot (T_2 \cdot \dot{m}_{R2R3} - T_H \cdot \dot{m}_{R3H}) \quad (3.52)$$

- le réchauffeur

$$dQ_H = V_H \cdot C_v \cdot \frac{dP}{R} - C_p \cdot (T_H \cdot \dot{m}_{RH} - T_{HE} \cdot \dot{m}_{HE}) \quad (3.53)$$

La puissance calorifique de chaque élément est donnée par :

$$\dot{Q}_{K,R1,R2,R3,H} = Q_{K,R1,R2,R3,H} \cdot \text{freq} \quad (3.54)$$

3.7.5 Calcul du travail de détente et de compression

Pour obtenir le travail de détente et de compression du moteur, on part du travail élémentaire $\delta W_{E,C}$ qui s'écrit en fonction de la pression et de la variation de volume qui varie suivant la cinématique choisie (les équations 3.6 à 3.11).

$$\delta W_{E,C} = -P \cdot dV_{E,C} \quad (3.55)$$

Le volume de compression et de détente varie suivant la cinématique utilisée (les équations 3.6 à 3.11), si la cinématique bielle - manivelle est choisie, le travail élémentaire est donné par :

$$\delta W_E = -P \cdot \left(\frac{V_{SWE}}{2} \cdot \sin(\theta + \alpha) \right) \quad (3.56)$$

$$\delta W_C = -P \cdot \left(\frac{V_{SWC}}{2} \cdot \sin\theta \right) \quad (3.57)$$

Le travail total est la somme des deux travaux de compression et de détente

$$\delta W_{\text{tot}} = \delta W_E + \delta W_C \quad (3.58)$$

3.7.6 Calcul de la puissance fournie par le moteur

La puissance de détente et de compression s'obtient en devisant l'expression du travail de détente et de compression par dt , ou par la formule :

$$\dot{W}_{E,C} = W_{E,C} \cdot \text{freq} \quad (3.59)$$

La puissance nette fournie par le moteur est :

$$\dot{W}_{\text{tot}} = \dot{W}_E + \dot{W}_C \quad (3.60)$$

3.8 Procédure de résolution

Le système d'équation développé est constitué d'un nombre important d'équation ; 30 équations dont 10 différentielles (résumé en appendice L). En raison de la nature non linéaire de ces équations (en particulier quant aux températures conditionnelles) nous devons recourir à une solution numérique pour des configurations spécifiques du moteur (alpha bêta, gamma) et des conditions de fonctionnement précises (températures, pression, vitesse de rotation).

- La configuration spécifique du moteur et sa géométrie définit le volume de l'espace de compression et celui d'expansion et leurs dérivées : V_C , V_E , $d(V_C)$ et $d(V_E)$ en tant que fonctions analytiques de l'angle de rotation θ .
- La géométrie des échangeurs de chaleur définit les volumes libres V_R , V_K , et V_H .
- Le choix du fluide de travail indique : R , C_p , C_v et γ .
- Les conditions de fonctionnement indiquent T_K et T_H et les températures effectives moyennes de chaque volume élémentaire du régénérateur, ainsi que la pression moyenne et la vitesse de rotation.
- La masse totale du fluide de travail M n'est pas un paramètre connu. Pour l'évaluer, nous utilisons le modèle de Schmidt (Appendice E).

- On note qu'à part les paramètres constants indiqués précédemment, nous avons 30 variables et 22 dérivées dans l'ensemble d'équations, qui doivent être résolus itérativement et simultanément sur un cycle complet ($\theta = [0, 2\pi]$).

Nous avons, donc :

$T_C, T_E, Q_K, Q_{R1}, Q_{R2}, Q_{R3}, Q_{R\text{ tot}}, Q_H, W_C, W_E$: 10 dérivés à intégrer numériquement.

$W, P, V_C, V_E, m_C, m_K, m_{R1}, m_{R2}, m_{R3}, m_{R\text{ tot}}, m_H, m_E$: Douze variables et dérivés analytiques.

$T_{CK}, T_{HE}, \dot{m}_{CK}, \dot{m}_{KR1}, \dot{m}_{R1R2}, \dot{m}_{R2R3}, \dot{m}_{R3H}, \dot{m}_{HE}$: huit conditionnels et débits massique variables.

Nous traitons ce problème en tant qu'un système d'écoulement quasi-stationnaire [27,32], ainsi pendant chaque intervalle d'intégration les six débits massiques $\dot{m}_{CK}, \dot{m}_{KR1}, \dot{m}_{R1R2}, \dot{m}_{R2R3}, \dot{m}_{R3H}, \dot{m}_{HE}$ demeurent constants et qu' il n'y a aucun effet d'accélération.

L'approche utilisée pour résoudre cet ensemble d'équations différentielles ordinaires est de le formuler comme problème de valeurs initiales (PVI), dans lequel les valeurs initiales de toutes les variables sont connues et les équations sont intégrées de cet état initial sur le cycle complet par la méthode classique de Runge-Kutta de quatrième ordre [27].

Le modèle adiabatique idéal n'est pas un problème de valeurs initiales, mais est un problème de valeurs limites. Nous ne savons pas les valeurs initiales des températures du gaz dans l'espace de travail T_C et T_E , qui résultent des processus adiabatiques de compression et d'expansion aussi bien que des procédés d'écoulement d'enthalpie. Les seuls guidages que nous avons à leur choix correct est que leurs valeurs à la fin du cycle équilibré (steady-state cycle) devraient être égales à leurs valeurs respectives au début du cycle.

Cependant, en raison de sa nature cyclique, le système peut être formé comme problème de valeur initiale en assignant des conditions initiales arbitraires, et en intégrant les équations pendant plusieurs cycles complets jusqu'à ce qu'un état d'équilibre cyclique ait été atteint. L'expérience a prouvé que la mesure de convergence la plus sensible à l'état

d'équilibre cyclique est la chaleur résiduelle Q_R de régénérateur à la fin du cycle, qui devrait être zéro [27].

3.9 Conclusion

L'ensemble des équations relatives à l'analyse adiabatique idéale que nous avons menée a été établi. Ces relations forment un système d'équations algèbro-différentielles qui n'est pas soluble analytiquement. Dans le chapitre 6, nous verrons comment nous avons résolu ce système.

CHAPITRE 4

ANALYSE DECOUPLEE (CALCUL DES PERTES)

4.1 Introduction

Une fois que nous avons fait une analyse adiabatique idéale sur un moteur Stirling cinématique, nous voudrions évaluer les effets des pertes thermiques et de frottements visqueux d'écoulement des trois échangeurs de chaleur sur les performances du moteur [22]. Le transfert thermique par convection forcée est le phénomène fondamental au fonctionnement du moteur Stirling, la chaleur est transférée à partir de la source chaude externe au fluide de travail dans la section du réchauffeur, cycliquement stockée et récupérée dans le régénérateur, et rejetée par le fluide de travail au milieu extérieur dans la section du refroidisseur, toute là est faite dans les échangeurs de chaleur compacts.

La théorie et l'analyse des effets des pertes qui existent au sein du moteur Stirling est extrêmement complexe, nous constatons que nous pouvons seulement compter sur la pléthore des études expérimentales et empiriques documentées. Presque tout ce vaste travail est basé sur l'écoulement stationnaire et n'est ainsi pas directement applicable aux écoulements oscillants qui caractérisent les moteurs Stirling. Dans ce qui suit nous adoptons une approche d'écoulement quasi-stationnaire, du fait nous supposons qu'à chaque instant du cycle, le fluide se comporte comme s'il est dans un écoulement stationnaire [27].

Dans ce chapitre, on va faire une analyse des trois échangeurs de chaleurs non idéals (refroidisseur, régénérateur, refroidisseur) puis on évalue les différentes pertes thermiques et mécaniques qui existent.

4.2 Etude de l'imperfection du réchauffeur et du refroidisseur

Nous pouvons déterminer le rendement du réchauffeur ou du refroidisseur en termes d'équation suivante [27]:

$$\xi_{K,H} = 1 - e^{-NUT} \quad (4.1)$$

En référence au diagramme du profil de température présenté dans la figure 4.1, nous observons que :

- Le réchauffeur non idéal a comme conséquence la température effective moyenne du gaz (T_{gH}) étant inférieure à celle de sa paroi T_{WH} .
- Le refroidisseur non idéal a comme conséquence la température effective moyenne du gaz T_{gK} étant plus haut que celle de sa paroi T_{WK} .

Ces conséquences ont un effet significatif sur les performances du moteur, puisqu'il peut fonctionner efficacement entre les limites plus basses de température que ceux des parois du réchauffeur et refroidisseur. Ainsi l'analyse du réchauffeur et du refroidisseur détermine itérativement ces différences de la température à partir des équations de transfert de chaleur de convection en utilisant les valeurs de Q_H et Q_K qui étaient évaluée par l'analyse adiabatique idéale.

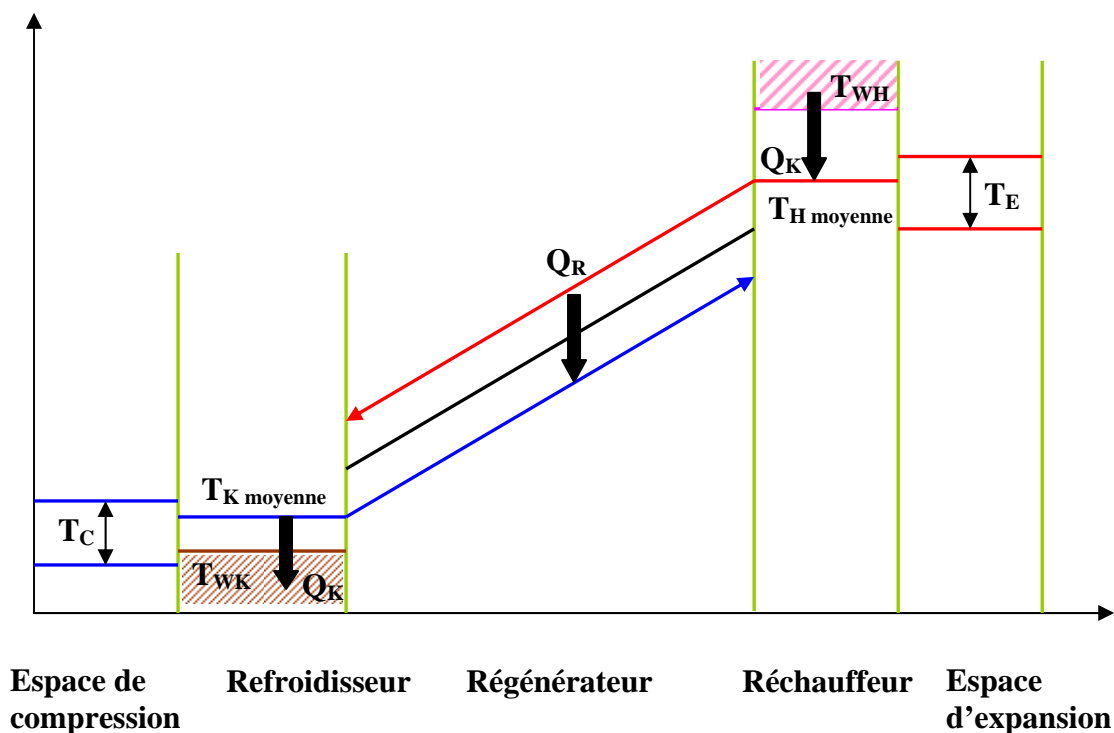


Figure 4.1 : profil de température dans le réchauffeur et le refroidisseur non idéal [27]

L'équation de base du transfert de chaleur de convection est:

$$Q = h \cdot A_m \cdot (T_w - T_g) \quad (4.2)$$

Appliquant cette équation sur le réchauffeur et le refroidisseur, on trouve

Pour le refroidisseur :

$$Q_K = h_K \cdot A_{mK} \cdot (T_{wK} - T_{gK}) \quad (4.3)$$

De même, pour le réchauffeur

$$Q_H = h_H \cdot A_{mH} \cdot (T_{wH} - T_{gH}) \quad (4.4)$$

Nous récrivons maintenant ces équations pour évaluer les températures respectives du gaz T_{gK} et T_{gH} :

$$T_{gK} = T_{wK} - \frac{Q_K}{h_K \cdot A_{mK}} \quad (4.5)$$

$$T_{gH} = T_{wH} - \frac{Q_H}{h_H \cdot A_{mH}} \quad (4.6)$$

L'algorithme de solution exige l'appel itératif de la simulation adiabatique idéale chaque fois avec des nouvelles valeurs de T_K et de T_H , jusqu'à ce que la convergence soit atteinte. Après que les valeurs de chaque course de simulation de Q_H et Q_K soient disponibles. Les débits massiques passant par le réchauffeur et le refroidisseur sont utilisés pour déterminer les nombres de Reynolds moyens et ainsi les coefficients de transfert thermique. La substitution de ces valeurs dans les équations ci-dessus (4.5) et (4.6) rapporte le T_K et le T_H et la convergence est atteinte quand leurs valeurs successives sont essentiellement égales [27].

4.3 Etude de l'imperfection du régénérateur

Par définition, le régénérateur est un dispositif cyclique, généralement c'est un tube d'acier inoxydable rempli de feuille métallique enroulées, de petites boules ou des fibres en métal, une extrémité est à haute température, l'autre est à basse température. Le gaz circule

dedans périodiquement entre ses deux extrémités avec la fluctuation de pression [34]. Le bon régénérateur met la température du gaz qui s'écoule hors du régénérateur près de la température du gaz qui s'écoule dedans à la même extrémité [35].

Sur la première partie du cycle, le gaz chaud traverse le régénérateur partant du réchauffeur au refroidisseur, et transfère la chaleur à la matrice solide du régénérateur. Ceci est désigné sous le nom de "Single Blow" (une seule passe), plus tard pendant la deuxième partie du cycle le gaz froid s'écoule dans la direction inverse, absorbant la chaleur qui a été précédemment stockée dans la matrice du régénérateur. Ainsi à l'état d'équilibre le transfert thermique net par cycle entre le fluide de travail et la matrice du régénérateur est zéro [35].

Les premières théories mathématiques qui décrivent le fonctionnement du régénérateur ont été éditées vers la fin des années 1920, plus de 100 ans après son invention par Robert Stirling. De manière significative, ces théories de fonctionnement du régénérateur sont basées sur des hypothèses qui ne sont ni appropriées ni applicables aux régénérateurs du moteur Stirling. Plus récemment (1997) Allan Organ a édité un livre « the regenerator and stirling engine » qui représente une étape significative vers l'établissement d'un lien entre l'analyse célèbre du régénérateur de Hausen, largement utilisée dans l'analyse des turbomoteurs, et les conditions uniques appliquées aux moteurs Stirling[27].

4.3.1 Evaluation du rendement du régénérateur

La qualité du régénérateur est habituellement définie sur la base d'enthalpie en termes du rendement ε , une définition favorable à l'utilisation dans les moteurs Stirling est proposée par Ureili comme suit [27]:

$$\varepsilon = \frac{\text{Quantité de chaleur transférée de la matrice au gaz pendant une seule passe du régénérateur}}{\text{Quantité de chaleur équivalente transférée dans le régénérateur du modèle adiabatique idéal}}$$

Dans cette étude nous comportons le régénérateur du moteur Stirling comme un échangeur de chaleur à contre-courant [36]. Nous considérons, le rendement du régénérateur en termes de profil de température du courant chaud et froid du fluide de travail quant à la matrice du régénérateur, comme montre la figure 4.2.

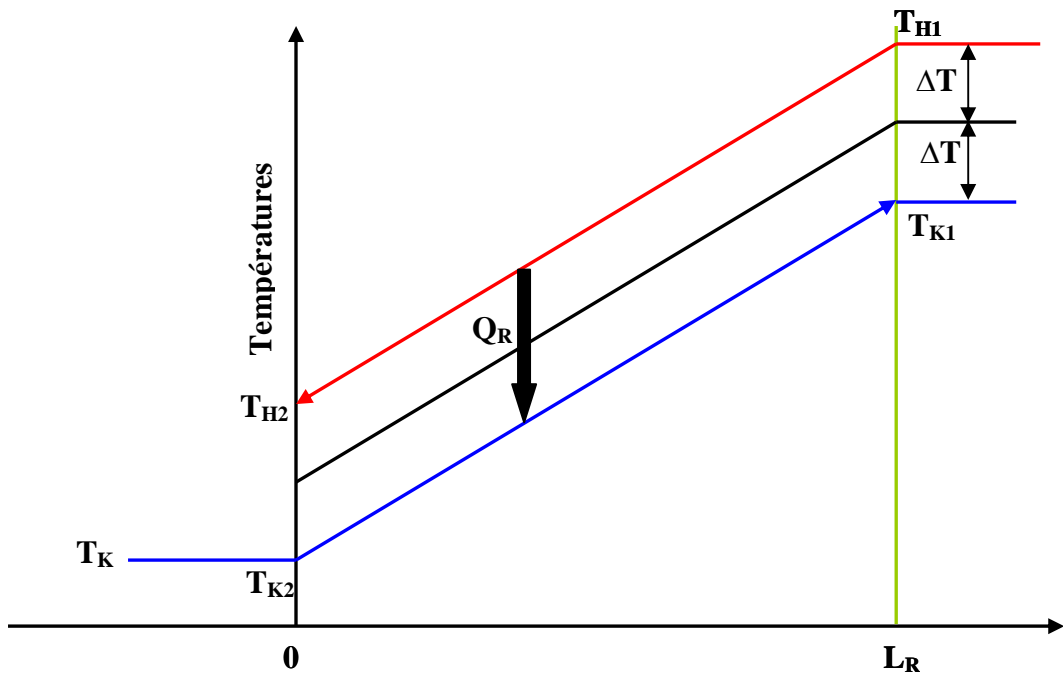


Figure 4.2: Profil de la température dans le régénérateur non idéal [27]

Par définition, le rendement d'un échangeur de chaleur (coté chaud) est donnée par :

$$\varepsilon = \frac{T_{H1} - T_{H2}}{T_{H1} - T_{K2}} \quad (4.7)$$

Nous supposons une égalité de la différence de la température ΔT des côtés chaud et froids, et de profil de température linéaire, figure 4.2.

$$\Delta T = T_{H1} - T_w = T_w - T_{K1} \quad (4.8)$$

De même, pour l'autre coté et on obtient :

$$2\Delta T = T_{H2} - T_{K2} \quad (4.9)$$

Combinant les deux équations (4.8) et (4.9) et remplaçant dans l'équation (4.7), nous obtenons :

$$\varepsilon = \frac{1}{\left[1 + \frac{2\Delta T}{T_{H1} - T_{H2}} \right]} \quad (4.10)$$

4.3.1.1 Hypothèses utilisées

La complexité des conditions rencontrées dans l'étude des régénérateurs, qui sont les éléments clés des moteurs Stirling, ne permet pas d'effectuer une résolution analytique du problème si des simplifications ne sont pas introduites par la suite. Les hypothèses suivantes sont retenues [34, 35, 36]:

- L'écoulement est unidimensionnel et stationnaire.
- Propriétés thermiques constantes du matériau du tube et de la matrice.
- La porosité de la matrice est uniforme.
- Le fluide est assimilé à un gaz parfait.
- La conduction thermique axiale dans la matrice et le tube est négligeable.
- Les limites extérieures du tube du régénérateur sont adiabatiques.

4.3.1.2 Equations de bilan d'énergie

Appliquant l'équation du bilan d'énergie sur le fluide de travail et la matrice solide du régénérateur [6, 35, 36]:

- Pour le fluide de travail:

$$h \cdot p \cdot dx \cdot (T_w - T_g) = \rho \cdot u \cdot C_p \cdot A_x \cdot \left(\frac{\partial T_g}{\partial x} \right) \cdot dx + \rho \cdot C_v \cdot A_x \cdot dx \cdot \left(\frac{\partial T_g}{\partial t} \right) \quad (4.11)$$

- Pour la matrice solide :

$$h \cdot (T_g - T_w) \cdot p \cdot dx = \rho_w \cdot c_w \cdot A_x \cdot \frac{(1 - \text{poro})}{\text{poro}} \cdot \frac{\partial T_w}{\partial t} \quad (4.12)$$

Après les simplifications dues aux hypothèses montrées ci-dessus, les équations (4.11) et (4.12) deviennent :

$$\dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{H1} - T_{H2}) = h \cdot A_m \cdot 2\Delta T \quad (4.13)$$

De ce bilan énergétique du courant chaud, on remarque que le changement de l'enthalpie du courant chaud est égal au transfert thermique à partir du courant chaud à la matrice, et plus tard à partir de la matrice au courant froid, ainsi après la substitution dans l'équation du rendement (4.10), nous obtenons:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(1 + \frac{\dot{m}.c_p}{h.A_m}\right)} \quad (4.14)$$

On peut présenter le rendement du régénérateur en fonction du nombre des unités de transfert (NUT) qui est une mesure bien connue d'efficacité d'échangeur de chaleur, il est définis comme :

$$NUT = \frac{h.A_m}{\dot{m}.C_p} \quad (4.15)$$

On remarque que la valeur de NUT est une fonction du type d'échangeur de chaleur aussi bien que sa taille physique. Le rendement du régénérateur dans le cas d'un échangeur de chaleur contre – courant est donné par [6] :

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad (4.16)$$

Pour calculer le rendement du régénérateur, on va utiliser les corrélations du nombre adimensionnel de Stanton, qui ont donné des bons résultats [35]. La signification physique du nombre de Stanton, est le rapport entre le transfert de chaleur convectif et la capacité thermique du fluide de travail. La faveur de ce nombre adimensionnelle est la facilité de l'obtention à partir des données expérimentales.

Ainsi nous définissons le nombre de Stanton par [27] :

$$N_{ST} = \frac{h}{\rho.u.C_p} \quad (4.17)$$

Nous employons trois types de matrices dans notre analyse du régénérateur :(mèches (woven mesh), feuille annulaire enroulée (coiled annular foil) et amas de billes). La valeur de NTU peut alors être obtenue en termes de nombre de Stanton par la substitution de l'équation (4.17) dans (4.15), on obtient :

$$NUT = \frac{N_{ST} \cdot \left(\frac{A_{mR}}{A_R}\right)}{2} \quad (4.18)$$

Le facteur 2 dans cette équation est peu commun (extraordinaire, rare), et provient du fait que le nombre de Stanton est habituellement défini pour le transfert de la chaleur à partir du fluide chaud à la matrice seule (un demi période), tandis que l'utilisation de NTU dans cette étude est pour le transfert global de la chaleur à partir du fluide chaud à la matrice de régénérateur, et plus tard au fluide froid.

On note aussi que le nombre de Stanton et le diamètre hydraulique dépendent du type de la matrice du régénérateur utilisée sont représentés dans l'annexe F.

4.3.2 Rendement du moteur Stirling avec un régénérateur non idéal

Le rendement thermique du cycle adiabatique idéal (suffixe " i") est donné en termes de valeurs d'énergie accumulées à la fin du cycle par:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{Hi}} = \frac{Q_{Ki} + Q_{Hi}}{Q_{Hi}} \quad (4.19)$$

Puisque à l'état d'équilibre le transfert thermique net par cycle entre le fluide de travail et la matrice de régénérateur est zéro, on note également que la quantité significative de la chaleur transférée pendant une seule passe (single blow) du régénérateur est indiquée par Q_{Ris} . Pour un moteur Stirling ayant un régénérateur non idéal, pendant une seule passe, et quand le fluide de travail s'écoule du refroidisseur au réchauffeur, à la sortie du régénérateur, il aura une température légèrement inférieure à celle du réchauffeur, ceci aura comme conséquence une chaleur supplémentaire étant fournie extérieurement pendant le cycle par le réchauffeur par l'augmentation de la température du fluide de travail par rapport à celle du réchauffeur, qui peut être écrit quantitativement comme suit [27] :

$$Q_H = Q_{Hi} + Q_{Ris} \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4.20)$$

De même, quand le fluide de travail s'écoule du réchauffeur au refroidisseur, une charge de refroidissement supplémentaire sera chargée sur le refroidisseur, comme suit:

$$Q_K = Q_{Ki} - Q_{Ris} \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4.21)$$

Le rendement thermique du moteur non idéal (sans suffixe " i") est donnée par:

$$\eta = \frac{Q_H + Q_K}{Q_H} \quad (4.22)$$

Remplaçant (4.20) et (4.21) dans (4.22), nous obtenons le rendement du moteur Stirling en fonction du rendement du régénérateur :

$$\eta = \frac{\eta_i}{\left[1 + \left(\frac{Q_{Ris}}{Q_{Hi}} \right) (1 - \varepsilon) \right]} \quad (4.23)$$

4.4 Calcul des puissances réelles

4.4.1 Puissance mécanique nette

L'analyse découplée que nous avons développée dans ce chapitre est basée sur l'analyse idéale que nous avons introduite précédemment (chapitre3). Par conséquent, la puissance mécanique nette fournie par le moteur est égale à la puissance de base calculée par cette analyse idéale dont on soustrait les pertes par frottements visqueux du flux de gaz et les pertes par frottements mécaniques :

$$\dot{W}_{\text{réel}} = \dot{W}_i - \sum \dot{W}_w - \dot{W}_{\text{frot}} \quad (4.24)$$

Avec :

\dot{W}_i : La puissance de base calculée par l'analyse idéale.

$\sum \dot{W}_w$: La somme des pertes de puissance dues aux frottements visqueux du gaz de travail (windage loss).

\dot{W}_{frot} : La puissance perdue par frottements mécaniques.

4.4.2 Puissance calorifique nette

De même, la puissance calorifique reçue par le gaz de travail est égale à la puissance calorifique de base augmentée de la puissance correspondant à la chaleur perdue dans le moteur et diminuée de la puissance reçue par le gaz dans la partie chaude du moteur à cause des frottements visqueux :

$$\dot{Q}_{\text{réel}} = \dot{Q}_i + \sum \dot{Q}_R + \sum \dot{Q}_{\text{COND}} + \dot{Q}_{\text{POMP}} + \dot{Q}_{\text{SHUT}} \quad (4.25)$$

Avec :

\dot{Q}_i : Puissance calorifique de base calculée à partir de l'analyse idéale.

$\sum \dot{Q}_R$: Somme des pertes de puissance dues au fonctionnement imparfait du régénérateur.

$\sum \dot{Q}_{\text{COND}}$: Perte de puissance par conduction à travers les différentes parties solides du moteur (régénérateur, parois du cylindre...).

\dot{Q}_{POMP} : Perte de puissance due au jeu entre le piston et la paroi du cylindre.

\dot{Q}_{SHUT} : est la perte de puissance due au mouvement de navette du piston (shuttle heat transfert loss)

4.4.3 Rendement réel du moteur

Le rendement réel du moteur vaut donc :

$$\eta_{\text{réel}} = \frac{\dot{W}_{\text{réel}}}{\dot{Q}_{\text{réel}}} \quad (4.26)$$

4.5 Calcul des différentes pertes thermiques

4.5.1 Pertes dues à l'imperfection du régénérateur

Les hypothèses de notre analyse idéale supposent une régénération parfaite; le régénérateur restitue autant de chaleur au gaz de travail lorsque celui-ci va du refroidisseur vers le réchauffeur qu'il en a absorbé lors du passage du fluide dans le sens inverse.

Concrètement, cela se traduit par le fait que le fluide qui entre dans le régénérateur à la température du refroidisseur, en ressort à celle du réchauffeur. Dans la pratique, ce n'est pas vrai ; à cause de l'inefficacité du régénérateur, le gaz est réchauffé de T_K à $T_H - 2\Delta T$ au lieu de T_H , figure 4.2. Cette perte doit être compensée par un apport supplémentaire de chaleur au niveau du réchauffeur.

Pour calculer cette perte, on utilise l'expression de Atrey qui a proposé une expression de cette perte en fonction de l'efficacité du régénérateur [27].

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_R \cdot C_p \cdot (T_{WH} - T_{WK})(1 - \varepsilon) \quad (4.27)$$

Cette perte ne sera prise en compte que dans la période de temps où le flux de gaz va du refroidisseur vers le réchauffeur, car c'est l'inefficacité durant cette période qui requiert un apport supplémentaire de chaleur.

4.5.2 Perte due au mouvement de navette du piston déplaceur

Cette perte est due au mouvement de navette du piston entre le point mort haut et le point mort bas. La température du cylindre du côté de l'espace de détente est supérieure à celle du côté de l'espace de compression. Par conséquent, le piston absorbe de la chaleur du côté chaud pour la restituer au côté froid. Cela se traduit par une perte de chaleur qui doit être compensée par le réchauffeur. Pour calculer cette perte, on utilise la formule de Longworth et Zimmermann [38]

$$\dot{Q}_{SHUT} = \frac{0.4 \cdot S_L^2 \cdot k_g \cdot d_p \cdot (T_E - T_C)}{x_g \cdot L_p} \quad (4.28)$$

4.5.3 Perte par pompage

L'utilisation de larges jeux entre le piston déplaceur et le cylindre permet de réduire les pertes de chaleur par effet de navette, mais cela contribue à accroître les pertes par pompage. Le fluide de travail s'écoule cycliquement du cylindre vers l'espace annulaire, créé par le jeu entre le piston et la paroi du cylindre, et inversement de cet espace vers le cylindre.

La température du piston du coté de l'espace de détente est T_E et celle du coté de l'espace de compression est T_C ; le gaz à l'espace annulaire est à une température intermédiaire. Lorsque la pression dans le moteur est élevée, le gaz aura tendance à s'écouler vers l'espace annulaire, passant ainsi de la température T_E de l'espace de détente à la température de l'espace annulaire T_g inférieure à T_E . Cette baisse de température a pour conséquence une perte de chaleur qui doit être compensée par le réchauffeur. Pour calculer cette perte, on utilise la formule de Léo [38].

$$\dot{Q}_{\text{POMP}} = \left(\frac{\pi \cdot d_p}{k_g} \right)^{0.6} \cdot \frac{2 \cdot L_p \cdot (T_E - T_C)}{1.5} \cdot \left(\frac{2 \cdot (P_{\text{max}} - P_{\text{min}}) \cdot \text{freq} \cdot C_p}{R \cdot (T_E - T_C)} \right)^{1.6} \cdot X_g^{2.6} \quad (4.29)$$

4.5.4 Pertes par conduction

Ces pertes dues à un transfert de chaleur par conduction du coté chaud vers le coté froid. Elles incluent les pertes dues à la conduction dans :

- Les parois du cylindre.
- La matrice du régénérateur
- Le piston.

Elles ont pour expression générale [38]:

$$\dot{Q}_{\text{COND}} = k_j \cdot A_j \cdot \frac{(T_{\text{chaud}} - T_{\text{froid}})}{L_j} \quad (4.30)$$

Pour le régénérateur se pose le problème de la détermination de k_R , car le régénérateur n'est pas un bloc uniforme de métal ; sa conductivité thermique dépend de :

- La porosité de la matrice.
- La conductivité thermique du fluide de travail.
- La conductivité du matériau k_M dont est fait la matrice solide.

La conductivité effective approximative peut être donnée par la formule de Gotting [28] :

$$k_R = k_g \frac{k_g \cdot \text{poro} + k_M (2 - \text{poro})}{k_g (2 - \text{poro}) + k_M \cdot \text{poro}} \quad (4.31)$$

4.6 Pertes de puissance dues aux frottements visqueux du fluide de travail

Dans toutes les études précédentes nous avons supposé qu'à chaque instant la pression est uniforme dans tout le moteur ; en réalité ce n'est pas le cas, essentiellement à cause des pertes de charge du fluide de travail lors de son passage à travers les différents éléments du moteur. Le frottement du fluide associé avec l'écoulement traversant les échangeurs de chaleur aura en fait comme conséquence une chute de pression à travers tous les échangeurs de chaleur qui a un effet de réduire le rendement et la puissance produit par le moteur. Ceci est désigné par le nom de la perte due aux frottements visqueux, dans cette étude nous essayons de quantifier cette perte de puissance.

4.6.1 Pertes de puissance dissipée

La puissance dissipée par frottements des fluides visqueux au sein de la machine est évaluée dans chacun des espaces de travail, à partir des corrélations de pertes de charge stationnaire, corrigées par un facteur multiplicatif C_{ref} . Nous évaluons d'abord la chute de pression à travers chacun des trois échangeurs de chaleur par rapport l'espace de compression. Plus tard nous pouvons déterminer la nouvelle valeur du travail faite par l'intégration sur le cycle complet comme suit [27]:

$$W = W_E + W_C = \oint P \cdot d(V_C) + \oint (P - \Sigma \Delta P) \cdot d(V_E) \quad (4.32)$$

Où la sommation ΔP est prit sur les trois échangeurs de chaleur (les trois éléments du régénérateur sont inclus).

Ainsi :

$$W = \oint P(d(V_C) + d(V_E)) - \oint \Sigma \Delta P \cdot d(V_E) = W_i - \Delta W \quad (4.33)$$

Où :

W_i : Travail adiabatique idéal fait par le cycle.

ΔW : Perte de travail par cycle.

Le travail dissipé par frottement visqueux a pour expression, pour le $i^{\text{ème}}$ volume de contrôle (les trois échangeurs de chaleur) :

$$\Delta W = \int_0^{2\pi} \left(\sum_{i=1}^5 \Delta P_i \cdot \frac{d(V_E)}{d\theta} \right) \cdot d\theta \quad (4.34)$$

4.6.2 Chute de pression dans les trois échangeurs

Il est bien connu que les pertes dues à la chute de pression dans les régénérateurs de moteur Stirling cause la diminution de la puissance nette produite par le moteur [39]. Dans les hypothèses de l'écoulement quasi-stationnaire (aucunes forces d'accélération ou de décélération), unidimensionnel et se fait dans une conduite circulaire, la chute de pression est donnée par [6, 27] :

$$\Delta P = \frac{2 \cdot C_{\text{ref}} \cdot \mu \cdot u \cdot V}{d_h^2 \cdot A} \quad (4.35)$$

Cette équation satisfait le principe de conservation de la quantité de mouvement pour l'écoulement positif et renversé, puisque le signe ΔP toujours est correctement lié au signe de la vitesse u .

La chute de pression dans les trois échangeurs est :

$$\Delta P = \frac{2 \cdot C_{\text{ref}} \cdot \mu \cdot u_K \cdot V_K}{d_{hK}^2 \cdot A_K} + \frac{2 \cdot C_{\text{ref}} \cdot \mu \cdot u_{R1} \cdot V_R}{d_{hR1}^2 \cdot A_{R1}} + \frac{2 \cdot C_{\text{ref}} \cdot \mu \cdot u_{R2} \cdot V_R}{d_{hR2}^2 \cdot A_{R2}} + \frac{2 \cdot C_{\text{ref}} \cdot \mu \cdot u_{R3} \cdot V_R}{d_{hR3}^2 \cdot A_{R3}} + \frac{2 \cdot C_{\text{ref}} \cdot \mu \cdot u_H \cdot V_H}{d_{hH}^2 \cdot A_H} \quad (4.36)$$

Remplaçant (4.35) dans (4.33) et on trouve la formule de la puissance dissipée comme suit :

$$\Delta W = \int_0^{2\pi} \left(\frac{2 \cdot C_{\text{ref}} \cdot \mu \cdot u_K \cdot V_K}{d_{hK}^2 \cdot A_K} + \frac{2 \cdot C_{\text{ref}} \cdot \mu \cdot u_{R1} \cdot V_R}{d_{hR1}^2 \cdot A_{R1}} + \frac{2 \cdot C_{\text{ref}} \cdot \mu \cdot u_{R2} \cdot V_R}{d_{hR2}^2 \cdot A_{R2}} + \frac{2 \cdot C_{\text{ref}} \cdot \mu \cdot u_{R3} \cdot V_R}{d_{hR3}^2 \cdot A_{R3}} + \frac{2 \cdot C_{\text{ref}} \cdot \mu \cdot u_H \cdot V_H}{d_{hH}^2 \cdot A_H} \right) \left(\frac{dV_E}{d\theta} \right) \cdot d\theta$$

(3.37)

Puisque toutes les données empiriques courantes sur le coefficient du frottement sont présentées en fonction du nombre de Reynolds, le coefficient du frottement est donné en fonction des courbes du nombre de Reynolds Re pour les conduites circulaires (diagramme moody). Ces derniers ont été simplifiés et réarrangés en termes de coefficient de frottement de Reynolds C_{ref} (Annexe G). Le calcul du coefficient du frottement C_{ref} Dans les trois éléments du régénérateur est donné en fonction du trois types de la matrice utilisée comme il est montré dans l'annexe G.

4.7 Conclusion

Dans ce chapitre et le précédent, nous avons exposé toutes les équations relatives à l'analyse découplée que nous avons développée. Cette analyse aboutit à l'établissement d'un important système d'équations algèbro – différentielle. Dans le chapitre suivant, nous allons montrer comment nous avons résolu ce système pour une configuration géométrique de moteur donnée et le type d'exploitation que l'on peut faire des résultats ainsi obtenus.

CHAPITRE 5

ETUDE DU SYSTEME CONCENTRATEUR - RECEPTEUR

5.1 Introduction

Le système solaire Dish Stirling suit le soleil en deux axes, concentrant l'énergie solaire sur un récepteur de type cavité situé au point focal du paraboloïdal, qui absorbe l'énergie solaire radiante et la convertit en énergie thermique, puis en énergie mécanique par le moteur Stirling cinématique, ensuite en énergie électrique par un alternateur linéaire [40].

Dans ce chapitre nous examinerons une analyse optique des concentrateurs paraboloïdaux parfaits et imparfaits pour montrer l'influence des erreurs existantes sur les performances des concentrateurs afin de choisir l'angle d'ouverture qui assure les meilleurs rendements et minimise les pertes le plus possible. Une étude thermique de la cavité réceptrice sera aussi discutée dans ce chapitre, en déduisant la distribution du flux solaire à l'intérieur de la cavité réceptrice et les pertes dues au phénomène de convection et de rayonnement solaire à travers la surface d'ouverture de la cavité qui doit être la petite de telle façon à minimiser ces pertes thermiques tout en assurant la capture du maximum du flux solaire incident. Le calcul de la température optimale de la cavité réceptrice, qui sera ensuite considérée comme la température de la source chaude du moteur Stirling T_H , est l'objet principal de ce chapitre.

5.2 Analyse optique du concentrateur paraboloïdal

La géométrie parabolique est un peu compliquée, peu de travaux traitent de ces phénomènes. Il existe plusieurs méthodes analytiques qui traitent de l'analyse optique des concentrateurs paraboliques, les plus utilisées sont la méthode de « ray tracing » et la méthode dite « cones optics ». Nous adoptons la méthode du cônes optics dans notre analyse.

5.2.1 Méthode de cone optics

C'est une méthode analytique qui sert à définir le profil de la concentration du flux solaire, cette méthode implique le traçage analytique des cônes plutôt que des rayons. Pour chaque point de la surface réfléchissante du concentrateur, tous les rayons incidents du soleil sont contenus dans un cône de $32'$ de diamètre angulaire qui obéit à la loi de réflexion (angle d'incidence = angle de réflexion).

Pour définir la concentration du flux de rayonnement à un point quelconque dans le plan focal, l'énergie réfléchi est intégrée sur toutes les portions de contribution de la surface réfléchissante qui recouvrent le point d'intérêt dans le plan focal.

Cette méthode a été utilisée avec succès dans l'analyse de la concentration solaire pendant plus de deux décennies [41].

5.2.2 Système optique du paraboloïdal parfait [41]

Le paquet conique des rayons solaire est réfléchi à partir d'un point du paraboloïde (r, ϕ, θ) vers le plan focal où il forme une image elliptique, figure 5.1.

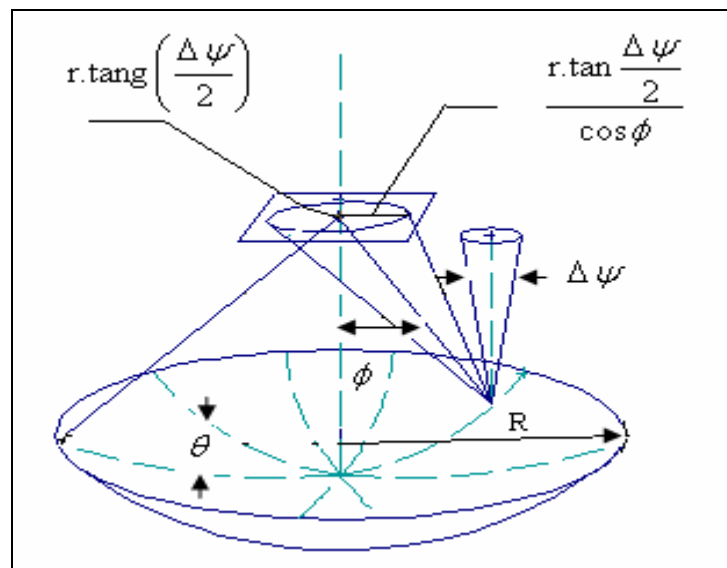


Figure 5.1 : Géométrie paraboloidale du cône optique [41]

Le taux de transfert d'énergie effectué par ce cône est donné par :

$$d\dot{Q} = \rho \cdot I \cdot dA_{\text{projetée}} \quad (5.1)$$

La surface élémentaire dA est donnée par :

$$dA = r \cdot \sin\varphi \cdot d\theta \cdot d(r \cdot \sin(\varphi)) \quad (5.2)$$

Le rayon de courbure r est donné par :

$$r = \frac{2.f}{1 + \cos(\varphi)} \quad (5.3)$$

Remplaçant par (5.2) et (5.3) dans (5.1) et après simplification, on obtient :

$$d\dot{Q} = \rho \cdot I \cdot \left(\frac{2.f}{1 + \cos(\varphi)} \right)^2 \cdot \sin(\varphi) \cdot d\theta \cdot d\varphi \quad (5.4)$$

Cette énergie est distribuée sur une image elliptique dans le plan focal. Supposant que le disque solaire est uniformément lumineux, l'énergie alors sera uniformément répartie sur l'image elliptique dans le plan focal. La surface de cette image elliptique est donnée par :

$$A_{\text{image}} = \pi \cdot r \cdot \tan\left(\frac{\Delta\Psi}{2}\right) \cdot \left(\frac{r \cdot \tan\left(\frac{\Delta\Psi}{2}\right)}{\cos\varphi} \right) \quad (5.5)$$

Remplaçant par (5.3) et après simplification, on obtient :

$$A_{\text{image}} = \pi \cdot \left(\frac{2.f}{1 + \cos\varphi} \right)^2 \cdot \frac{\tan^2\left(\frac{\Delta\Psi}{2}\right)}{\cos\varphi} \quad (5.6)$$

5.2.2.1 Caractéristiques de l'image focale du concentrateur

Dans un concentrateur paraboloidal, les rayons centraux des cônes solaires réfléchis des deux moitiés opposées du miroir se croisent au point focal et sont déplacés à part dans la région au-dessus et au-dessous du point focal [42]. Selon le concept de la théorie du cône optique, le rayonnement solaire réfléchi à partir de chaque élément de surface paraboloidale constitue une image elliptique dans le plan focal. Le flux tracé dû à chaque hémisphère du miroir sera la superposition de nombreuses images elliptiques de plusieurs orientations et tailles, figure 5.2.

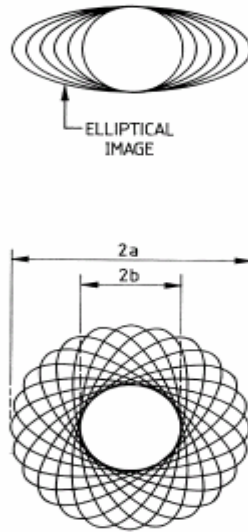


Figure 5.2: Image focale du concentrateur paraboloidal [42]

5.2.2.2 Flux d'énergie dans l'image elliptique

Le flux d'énergie sur l'image elliptique est donné par [41] :

$$dq = \frac{d\dot{Q}}{A_{\text{image}}} \quad (5.7)$$

Remplaçant par (5.4) et (5.6) et après simplification, on obtient :

$$dq = \frac{\rho \cdot I \cdot \sin\varphi \cdot \cos\varphi \cdot d\varphi \cdot d\theta}{\pi \cdot \tan^2\left(\frac{\Delta\Psi}{2}\right)} \quad (5.8)$$

5.2.2.3 Concentration ponctuelle

La concentration ponctuelle est le ratio entre le flux dans le plan focal dq et le flux solaire incident I . La forme différentielle de la concentration ponctuelle est :

$$dC = \frac{d\dot{q}}{I} = \rho \cdot \frac{\sin\varphi \cdot \cos\varphi \cdot d\varphi \cdot d\theta}{\pi \cdot \tan^2 \frac{\Delta\Psi}{2}} \quad (5.9)$$

Puisque le système paraboloidal possède une symétrie axiale, la concentration dans le plan focal est fonction seulement de la distance radiale (χ). Ainsi, si l'attention est confinée à des diverses valeurs de (χ) suivant une ligne de référence commune ($\theta = 0$) dans le plan focal, la symétrie des quatre quadrants règne également, tels que l'intégration de (θ) doit être effectuée seulement dans un quadrant et l'intégral doit être quadrupler. Alors la concentration ponctuelle, pour des valeurs particulières de (χ) dans le plan focal, peut être donner par :

$$C_{\chi} = \frac{4 \cdot \rho}{\pi \cdot \tan^2 \left(\frac{\Delta\Psi}{2} \right)} \cdot \int_{\varphi_{\min}}^{\varphi_{\max}} \left[\int_0^{\theta_{\max}} d\theta \right] \cdot \sin\varphi \cdot \cos\varphi \cdot d\varphi \quad (5.10)$$

5.2.2.3.1 Concentration ponctuelle dans l'image de Gauss

Dans ce cas, les valeurs de (χ) se trouvent dans le cercle minimum de l'image de Gauss où $\chi \leq f \cdot \tan\left(\frac{\Delta\Psi}{2}\right)$, toutes les images pour toutes les valeurs de (φ, θ) contribuent à la concentration, car il est très intéressant de voir dans quelle mesure les différentes zones du paraboloidal participent à la concentration de l'image de Gauss [43].

Après l'intégration de l'équation (5.10) on obtient [40] :

$$C_{\chi \leq f \cdot \tan\left(\frac{\Delta\Psi}{2}\right)} = \frac{\rho \cdot \sin^2 \varphi_{\max}}{\tan^2 \left(\frac{\Delta\Psi}{2} \right)} \quad (5.11)$$

Pour une surface réfléchissante parfaite $\rho = 1$ et un diamètre angulaire solaire moyen de $32'$ ($\Delta\Psi = 32$ minutes), nous obtenons une concentration max de :

$$C_{\chi \leq f \cdot \tan\left(\frac{\Delta\Psi}{2}\right)} = 46164 \cdot \sin^2 \varphi_{\max} \quad (5.12)$$

Tout point du plan focal situé à l'intérieur de l'image de Gauss est éclairé par toute la surface du miroir parabolique et la concentration ponctuelle en ce point est donnée par la formule (5.12) [43].

5.2.2.3.2 Concentration ponctuelle en dehors de l'image de Gauss

Dans ce cas les valeurs de χ sont en dehors de la tache lumineuse centrale (en dehors de l'image de Gauss), les limites d'intégration sont alors plus compliquées :

$$C_{\chi > f \cdot \tan\left(\frac{\Delta\Psi}{2}\right)} = \frac{4 \cdot \rho}{\pi \cdot \tan^2\left(\frac{\Delta\Psi}{2}\right)} \cdot \int_{\varphi_{\min}}^{\varphi_{\max}} \arcsin \left[\frac{4 \cdot \tan^2\left(\frac{\Delta\Psi}{2}\right) \cdot \left(\frac{f}{\chi}\right)^2}{\sin^2\varphi \cdot (1 + \cos\varphi)^2} - \cotg^2\varphi \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \sin\varphi \cdot \cos\varphi \cdot d\varphi \quad (5.13)$$

$$\text{Avec : } \varphi_{\min} = \arcsin \left[\frac{1}{2} \cdot \left(1 + \frac{8 \cdot f}{\chi} \cdot \tan\left(\frac{\Delta\Psi}{2}\right) \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{1}{2} \right]$$

L'équation (5.13) doit être intégrée numériquement pour différentes valeurs de χ et de l'angle d'ouverture du Dish φ_{\max} , le profil de la concentration du flux solaire en fonction du ratio $\frac{\chi}{R}$ pour différentes valeurs de l'angle d'ouverture est représenté par la figure 5.3.

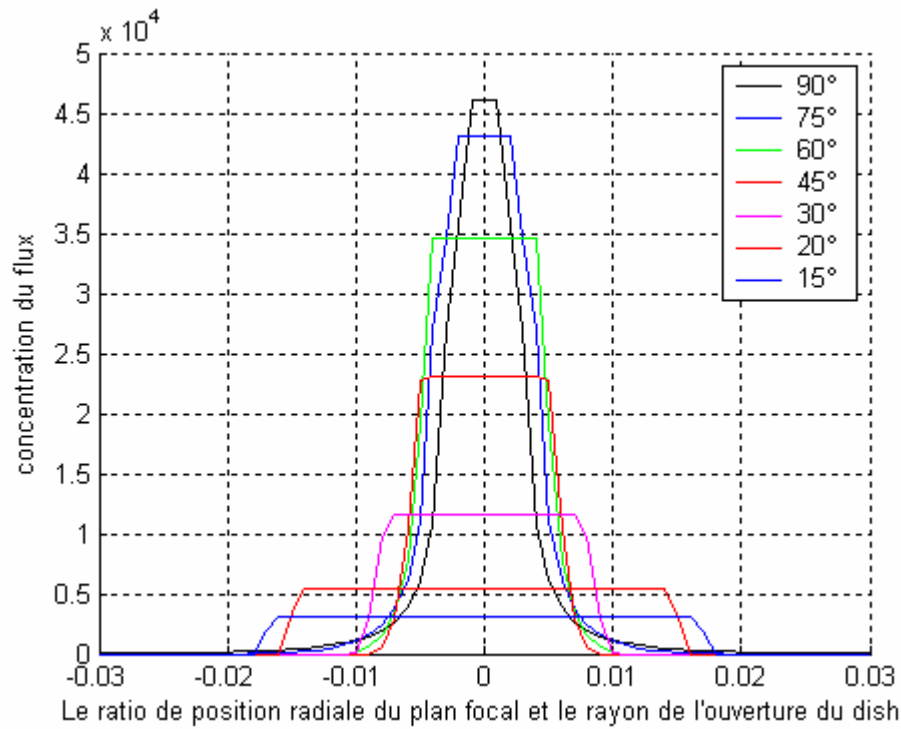


Figure 5.3 : Profil de la concentration du flux pour une optique parfaite.

On remarque que l'augmentation de l'angle d'ouverture donne des niveaux plus élevés de la concentration dans la tache lumineuse centrale. Cependant, on note également qu'un angle d'ouverture de 45 degrés donne la plus petite taille d'image, la queue de la distribution de concentration tend vers zéro à la plus petite valeur de $\frac{\chi}{R}$ pour cet angle. Pour capturer toute l'énergie dans une petite image, un concentrateur avec une ouverture de 45 degrés est conseillé [41].

5.2.2.4 Concentration géométrique

Dans tout les figures qui se suivent, les valeurs de χ sont normalisées par rapport au rayon d'ouverture du concentrateur R . Le ratio $\frac{\chi}{R}$ définit la concentration géométrique par:

$$C_{\text{geom}} = \left(\frac{\chi_{\text{max}}}{R} \right)^{-2} \quad (5.14)$$

5.2.2.5 Fraction de l'énergie capturée

La fraction de l'énergie capturée est une mesure de la qualité de la surface réfléchissante et de la taille du récepteur, elle est donnée mathématiquement par :

$$\Gamma_{\frac{\chi}{R}} = 2 \int_0^{\frac{\chi}{R}} C_{\frac{\chi}{R}} \left(\frac{\chi}{R} \right) d\left(\frac{\chi}{R} \right) \quad (5.15)$$

Cette équation, qui doit être intégrée numériquement pour différentes valeurs d'angle d'ouverture, est illustrée par la figure 5.4. On remarque que pour un demi angle d'ouverture de 45° on obtient le meilleur rendement soit environ 100 % pour de petit $\frac{\chi}{R}$, pour un demi angle de 60 degrés, on peut atteindre un rendement de 95% pour de faible valeur de $\frac{\chi}{R}$.

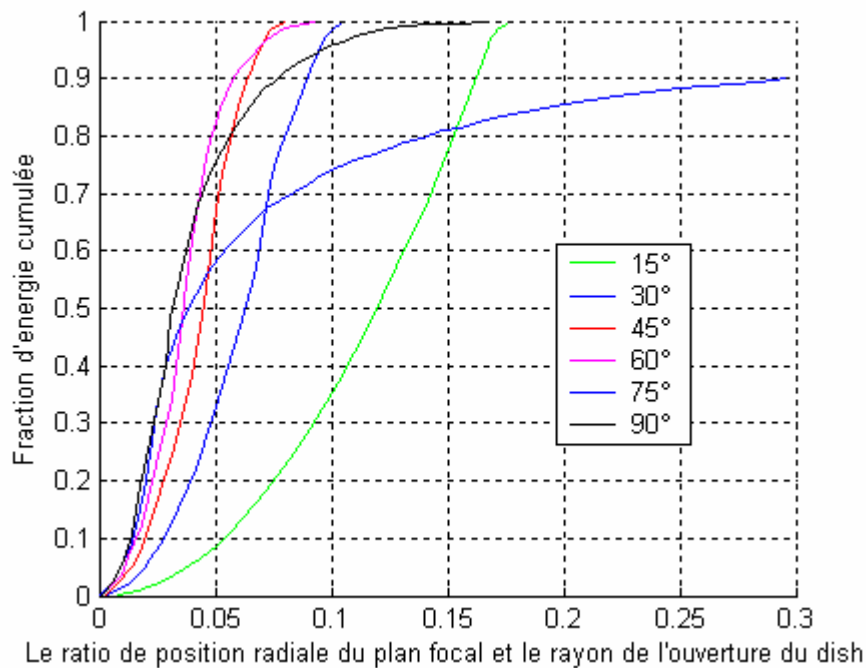


Figure 5.4 : Rendement d'interception en fonction des valeurs de $\frac{\chi}{R}$

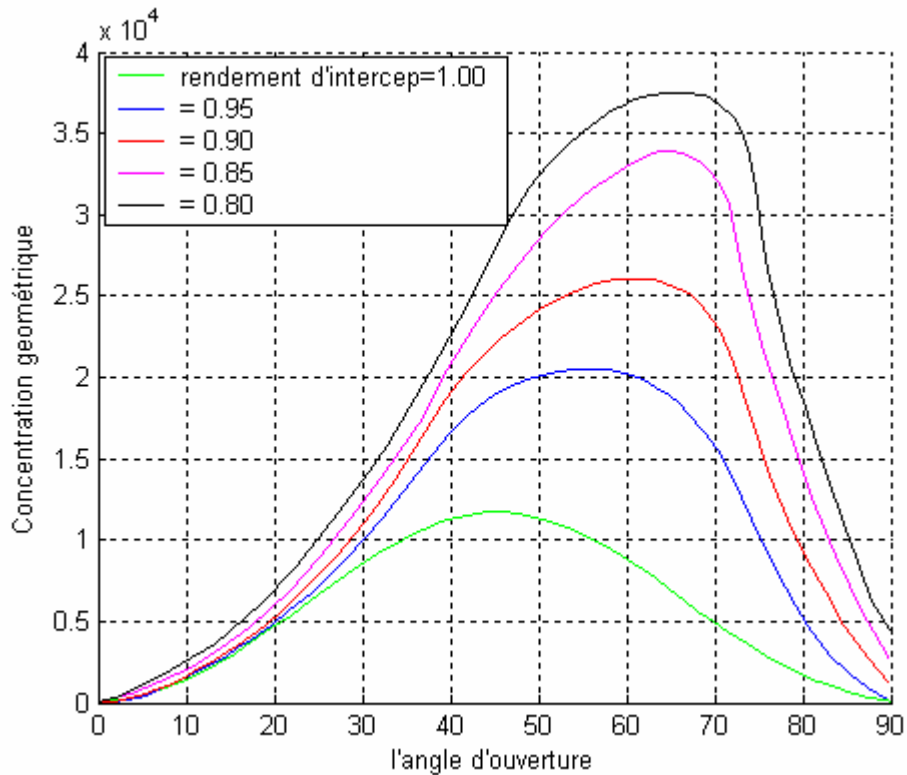


Figure 5.5: Concentration géométrique en fonction de l'angle d'ouverture

Le demi angle d'ouverture optimal dépend du rendement d'interception, cette dépendance est illustrée par la figure 5.5 qui suggère une différence de conception (a design tradeoff) entre la fraction de l'énergie capturée (qui affecte le rendement optique) et le taux de concentration géométrique (qui affecte le rendement thermique). En plus, l'angle d'ouverture affectera le coût du concentrateur, et doit être considéré simultanément avec la concentration géométrique et la fraction de capture d'énergie. On note qu'il existe une inverse proportionnalité entre le demi angle d'ouverture optimale et la fraction de capture d'énergie pour les concentrations géométriques maximales (au sommet).

5.2.3 Système optique du paraboloïdal non parfait

Les concentrateurs solaires réels ont des surfaces réfléchissantes qui dévient par rapport aux véritables surfaces paraboloïdales, ces déviations peuvent être exprimés comme erreurs ($\Delta\theta$) par rapport au vecteur normal local (\hat{n}) à chaque point de la surface du paraboloïde, comme montre la figure 5.6.

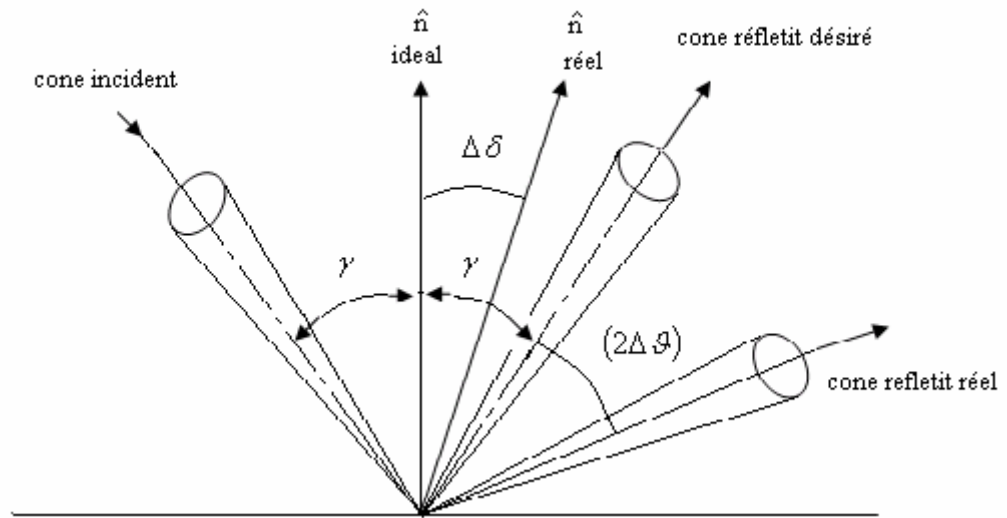


Figure 5.6 : Effet des erreurs surfaciques normales [41]

Telles erreurs peuvent faire dévier le cône réfléchi de son chemin désiré par deux fois l'erreur angulaire normale surfacique ($2\Delta\vartheta$). Ces erreurs résultent de plusieurs sources, y compris la fabrication, l'alignement et le débattement (déflexion). Si on suppose que chacune de ces erreurs est distribuée aléatoirement, isentropique et indépendamment l'une de l'autre, alors une distribution de probabilité normale circulaire bidimensionnelle s'applique à chaque erreur et de même sur l'erreur totale.

On peut regrouper les erreurs par [15] :

$$\delta_{ID} = \sqrt{(2\delta_{\text{slope}})^2 + (\delta_{\text{sensor}})^2 + (\delta_{\text{drive}})^2 + (\delta_{\text{rec}})^2} \quad (5.16)$$

Dans ce qui suit, seulement la distribution globale des erreurs sera considérée. La distribution des erreurs normales surfaciques est une distribution circulaire normale bidimensionnelle (distribution gaussienne) donnée par [41]:

$$p = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \delta^2} \iint_S e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{\Delta\alpha}{\delta} \right)^2} \cdot dS \quad (5.17)$$

Où :

p : La probabilité que l'erreur normale angulaire surfacique ($\Delta\delta$) se situe dans la région angulaire bi-dimensionnelle S

5.2.3.1 Influence de l'erreur sur la distribution du flux dans le plan focal

La figure 5.7 montre que le point d'intersection se situe à une distance radiale χ à partir de l'axe du plan focal. L'image elliptique d'un cône réfléchi à partir d'une surface élémentaire du concentrateur paraboloidal parfait se situe dans le centre du plan focal et ne contribue pas au flux au point d'intersection. Cependant si l'image est mal placée grâce aux erreurs, elle peut contribuer au flux au point d'intersection. En fait, n'importe quelle erreur angulaire qui mal place le centre de l'image elliptique tels qu'elle fait partie de l'ellipse contribuera au flux au point d'intersection.

Ainsi, l'ellipse déplacée (dashed ellipse) représente la région angulaire bidimensionnelle S de l'équation (5.17) comme elle est tracée sur le plan focal. Puisque, cette région sera limitée pour n'importe quelle combinaison de φ, θ et χ , chaque cône réfléchi à partir du paraboloidal a une probabilité limitée de la contribution au flux à n'importe quel point dans le plan focal.

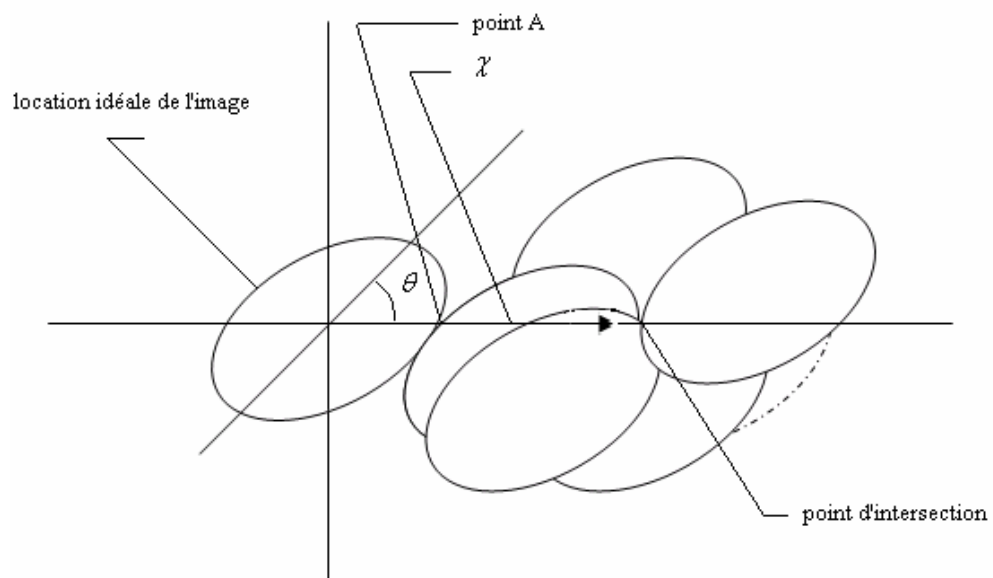


Figure 5.7 : Influence des erreurs sur le déplacement des images [41]

Si l'erreur angulaire est très petite, la concentration ponctuelle due à chaque cone sera la même que celle donnée par l'équation (5.9). Cependant pour chaque point dans le plan focal, la contribution probable de la concentration est donnée par :

$$dC_{\text{probable}} = \frac{p(\varphi, \theta, \chi) \cdot \rho \cdot \sin\varphi \cdot \cos\varphi \cdot d\varphi \cdot d\theta}{\pi \cdot \text{tang}^2\left(\frac{\Delta\Psi}{2}\right)} \quad (5.18)$$

Puisque tous les points du concentrateur auront une probabilité limitée de contribution au flux à n'importe quel point dans le plan focal, une intégration sur toutes les valeurs de (φ, θ) est exigée. La concentration ponctuelle probable au point χ dans le plan focal (pour un quadrant) est donnée par [41] :

$$C_{\chi \text{ probable}} = \frac{4 \cdot \rho}{\pi \cdot \text{tang}^2\left(\frac{\Delta\Psi}{2}\right)} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \int_0^{\varphi \text{ max}} \left[\frac{1}{2\pi\delta^2} \iint_S e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{\Delta\theta}{\delta}\right)} \cdot dS \right] \cdot \sin\varphi \cdot \cos\varphi \cdot d\varphi \cdot d\theta \quad (5.19)$$

La concentration au sommet (au centre du plan focal) est donnée, après l'intégration de l'équation (5.19) par :

$$C_{\text{peak}} = 46164 \cdot \sin^2 \varphi_{\text{max}} \cdot \left[1 - e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{\Delta \psi}{4 \cdot \delta} \right)^2} \right] \quad (5.20)$$

La figure 5.8 montre le profil de la concentration du flux pour différentes demi angles d'ouverture avec une distribution des erreurs surfaciques normales caractérisée par $(\delta = 3 \text{ minutes})$. Par comparaison entre la figure 5.3 et 5.8 on remarque que les erreurs ont écarté considérablement la distribution du flux comparé à la solution parfaite de système optique.

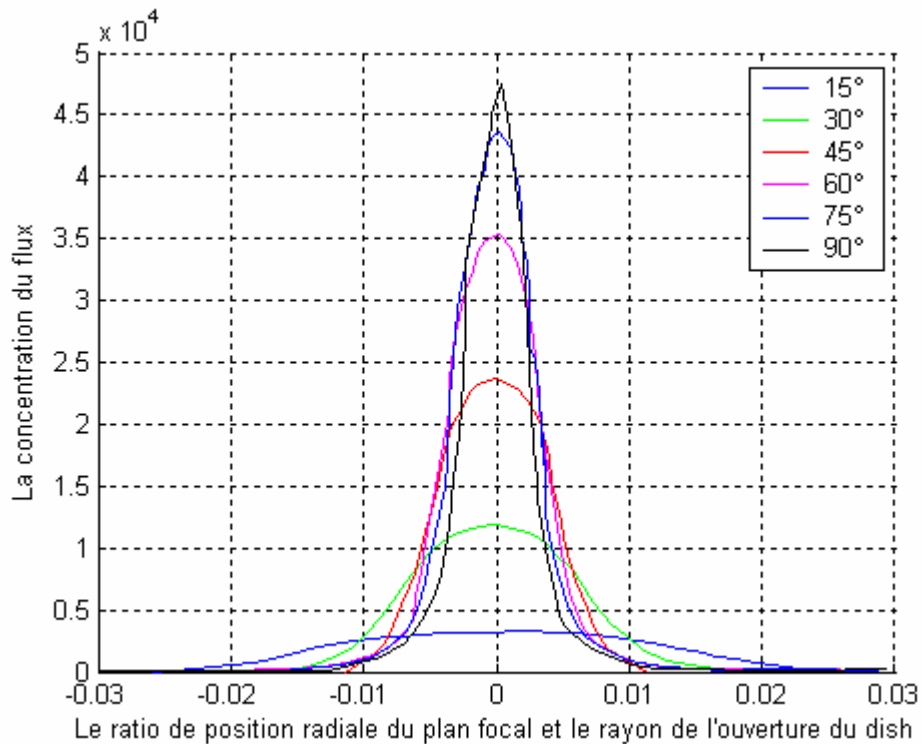


Figure 5.8 : Profil de la concentration du flux pour une optique imparfaite

5.2.3.2 Influence des erreurs sur la fraction d'énergie cumulée et la concentration

Les figures 5.9 et 5.10 représentent la fraction d'énergie cumulée et la concentration géométrique, respectivement pour une optique imparfaite.

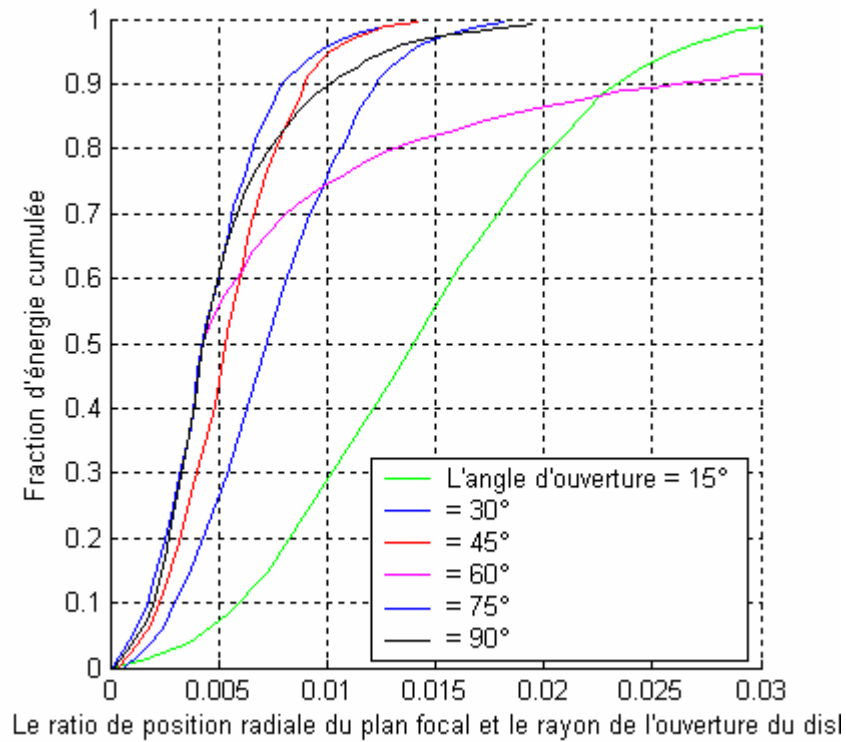


Figure 5.9 : Fraction d'énergie cumulée en fonction de $\frac{\lambda}{R}$ pour une optique imparfaite

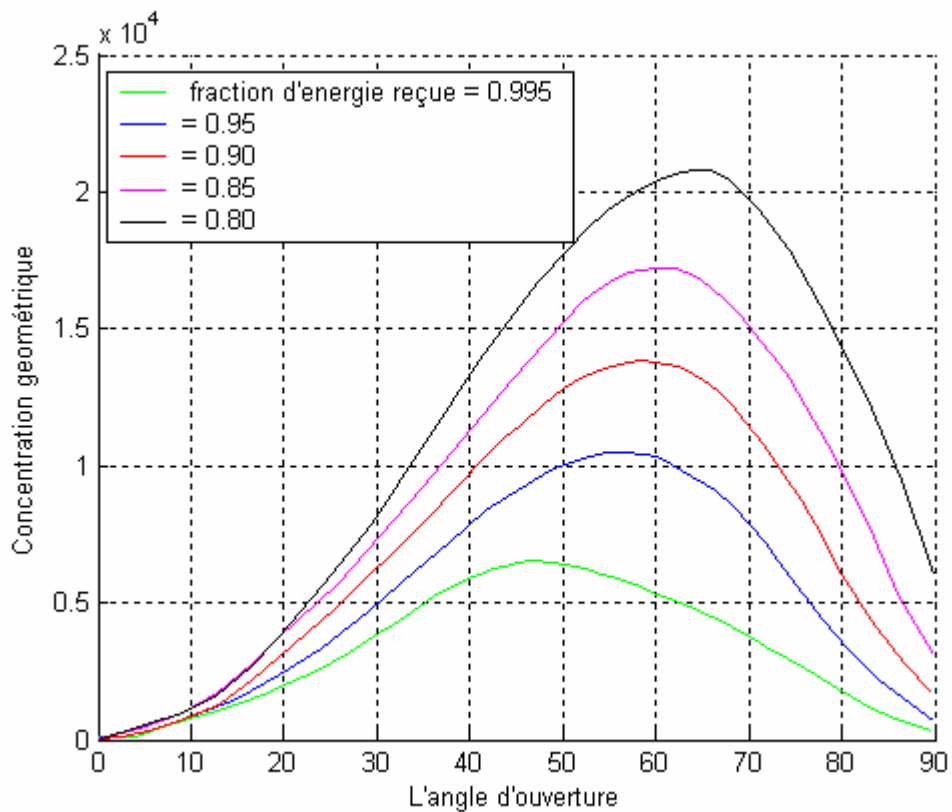


Figure 5.10 : Ratio de concentration pour l'optique imparfaite

Par comparaison avec les figure 5.4 et 5.5, pour une optique parfaite, on remarque que les erreurs diminuent les taux de concentration réalisés et changent sensiblement la forme des courbes.

Pour différents angles d'ouverture, la fraction de capture d'énergie et le taux de concentration géométrique sont encore évidents, bien que différents du cas parfait de système optique.

5.3 Analyse thermique du récepteur

La fonction d'un concentrateur est de réfléchir les rayons solaires incidents à l'ouverture du collecteur sur un récepteur aussi petit que possible afin de réduire au minimum les pertes de chaleur. Plusieurs études des récepteurs, pour les systèmes solaires fortement concentrés ont comporté l'utilisation des configurations de type cavité. Une cavité réceptrice est une clôture bien isolée avec une petite ouverture qui intercepte le rayonnement solaire incident [44].

Le rôle de la cavité réceptrice est d'absorber maximum du flux solaire concentré et le convertit en énergie thermique. Cette chaleur est transférée par conduction au réchauffeur du moteur Stirling, qui est en contact avec le récepteur. Nous allons concentré notre étude sur la réflexion de l'énergie solaire incidente et concernée par la géométrie du récepteur [19].

Le faisceau conique d'un angle $\Delta\psi$ est réfléchi à partir d'un point A de la surface parabolique forme une image elliptique sur le plan focal comme le il est montre la figure 5.2. Où l'ouverte d'un récepteur solaire de type cavité cylindrique est placée sur ce plan, l'ouverte du récepteur doit coïncider avec le rayon majeur de cette image elliptique pour une capture efficace du rayonnement solaire concentré. Cependant, l'ouverture du récepteur dépend de l'angle de l'ouverture (rim angle) du concentrateur parabolique [45].

5.3.1 Distribution du flux dans la cavité réceptrice

5.3.1.1 Sur le plan arrière vertical

Le point M du concentrateur parabolique projette une image sur le plan arrière de la cavité réceptrice d'une épaisseur s, comme montre la figure 5.11.

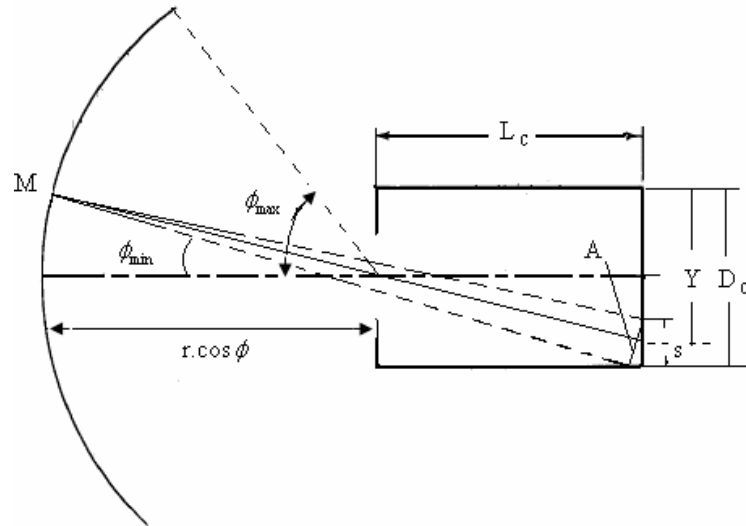


Figure 5.11 : Flux incident sur le plan arrière de la cavité cylindrique [46]

Si tous les points ayant la même distance radiale que M sont considérées, la concentration moyenne sur le plan vertical arrière à distance radiale Y est donnée par [46] :

$$d(C_y) = \rho \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot \sin \phi \cdot r \cdot d\phi}{2 \cdot \pi \cdot Y \cdot s} \quad (5.21)$$

Après simplifications (Annexe M), on obtient :

$$C_y = 4 \cdot \rho \cdot \left(\frac{f}{L_{CAV}} \right)^2 \cdot \frac{\cos^3 \phi}{(1 + \cos \phi)^2} \quad (5.22)$$

5.3.1.2 Sur le plan arrière horizontal

En suivant la même procédure pour le plan arrière vertical (Annexe M), figure 5.12, on obtient la distribution de la concentration [46] :

$$C_y = 16 \cdot \rho \cdot \left(\frac{f}{d_{CAV}} \right)^2 \cdot \frac{\sin^3 \phi}{(1 + \cos \phi)^2} \quad (5.23)$$

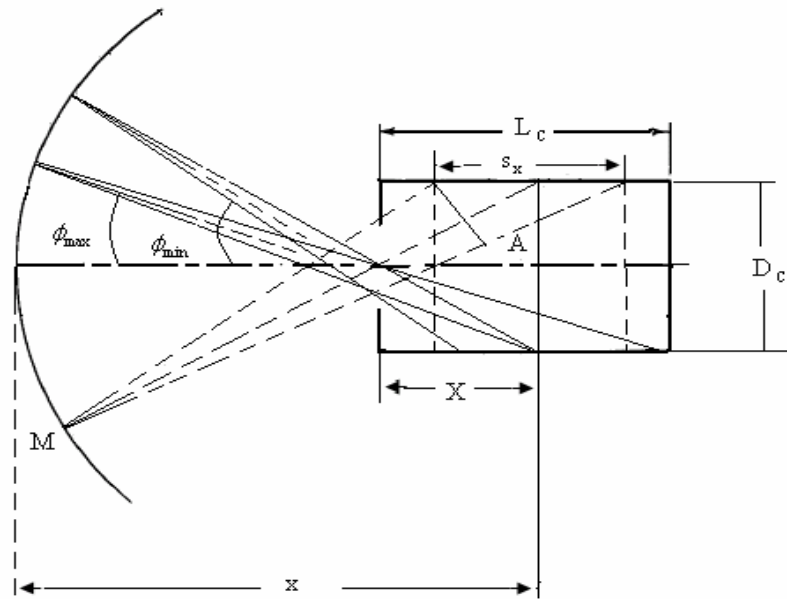


Figure 5.12: Flux incident sur la surface intérieure cylindrique de la cavité [46]

Les figures 5.13 et 5.14 montrent que la distribution du flux sur le plan arrière vertical et horizontal de la cavité réceptrice est presque uniforme. On peut constater que la géométrie idéale des récepteurs pour un flux uniforme est que son diamètre est égale à la longueur ($d_{CAV} = L_{CAV}$).

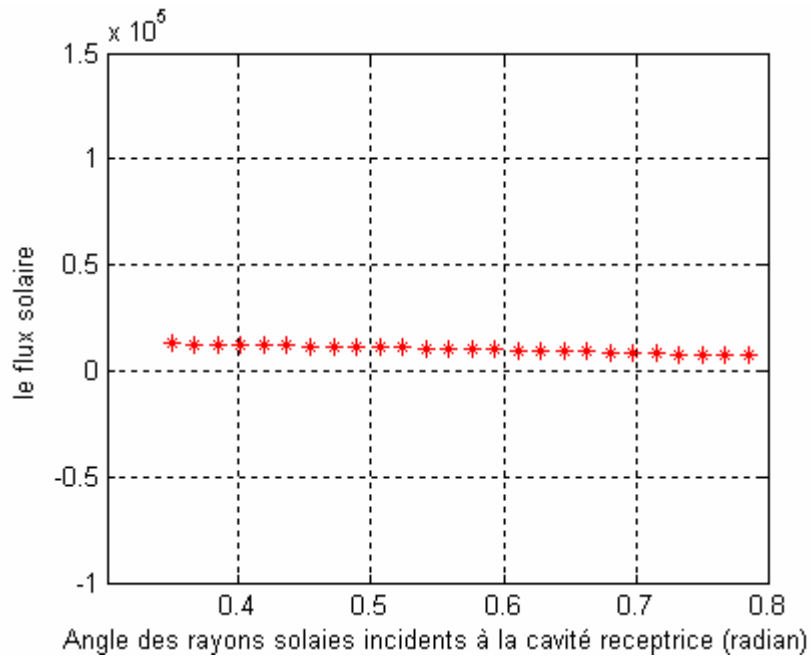


Figure 5.13 : Distribution du flux sur le plan arrière vertical de la cavité

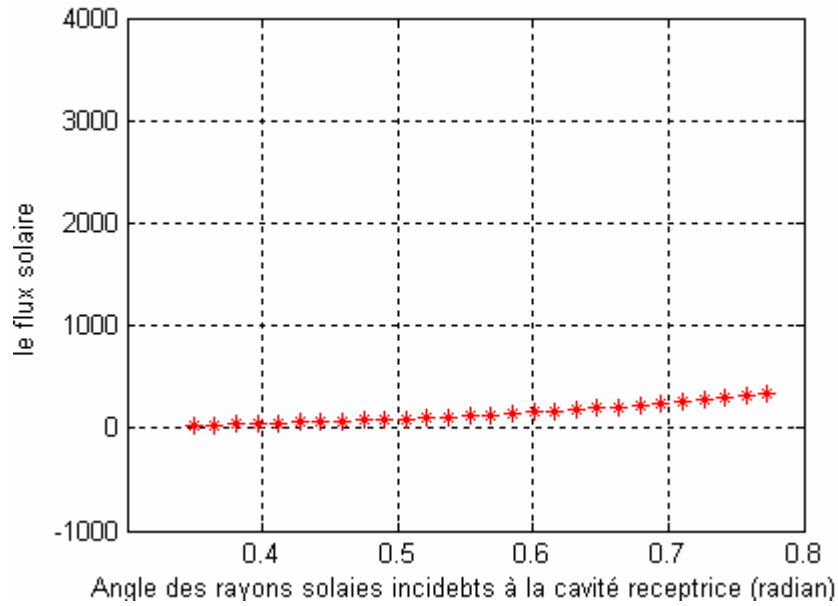


Figure 5.14 : Distribution du flux sur le plan horizontal de la cavité

5.3.2 Bilan énergétique du récepteur

L'idée générale d'une cavité réceptrice est d'avoir une distribution uniforme du flux incident sur la surface interne. Dans le meilleur des cas, dans une cavité bien isolée, la température de la cavité est raisonnablement uniforme et les pertes de chaleur se produisent principalement par la convection et par le rayonnement à travers l'ouverture de la cavité.

Le bilan énergétique de la cavité réceptrice du concentrateur solaire peut être écrit sous la forme :

$$Q_{\text{utile}} = E_{\text{opt}} - Q_{\text{pert}} \quad (5.24)$$

Avec :

Q_{utile} : L'énergie utile transmise par la cavité réceptrice vers le réchauffeur du moteur Stirling par conduction. Elle est donnée par :

$$Q_{\text{utile}} = k_H \cdot A_H \cdot (T_H - T_{\text{CAV}}) \quad (5.25)$$

E_{opt} : L'énergie optique qui atteint le récepteur, elle est donnée par :

$$E_{\text{opt}} = \Gamma a \cdot \tau \cdot \rho \cdot Q_s \quad (5.26)$$

Q_s : La puissance thermique émise par le soleil et reçue par le concentrateur, elle est donnée par :

$$Q_s = I.A_{\text{conc}} \quad (5.27)$$

Q_{pert} : Les pertes thermiques du récepteur, données par :

$$Q_{\text{pert}} = Q_{\text{pert,conv}} + Q_{\text{pert,cond}} + Q_{\text{pert,ray}}$$

5.3.3 Pertes thermiques du récepteur

Une fois que les rayons solaires ont fait leurs chemins vers le récepteur, ils soulèvent la température du récepteur au-dessus de la température ambiante, ce que produit un processus des pertes de chaleur à partir du récepteur. Ces modes de pertes sont la convection, le rayonnement et la conduction, qui sont dépendants de la différence dans la température entre le récepteur et l'environnement et de la géométrie du récepteur et celle du concentrateur [47].

5.3.3.1 Pertes par Convection

Pour les concentrateurs paraboloidaux, la surface absorbante est typiquement placée à l'intérieur d'une cavité réceptrice, ceci la protège contre le vent et les courants d'air conduits naturellement.

La perte de chaleur par convection d'un récepteur de capteur solaire est proportionnelle à sa surface et à la différence de température entre la surface du récepteur et l'air environnant. Si la température de fonctionnement est basse, les pertes par convection sont également basses comparées à ceux pour des récepteurs fonctionnant à des températures élevées où les pertes par rayonnement deviennent significatives [47]. Elle est donnée d'une façon générale comme:

$$Q_{\text{pert,conv}} = h.A_{\text{ouv,cav}}.(T_{\text{CAV}} - T_a) \quad (5.28)$$

5.3.3.1.1 Calcul du coefficient de transfert thermique convectif

Une corrélation empirique pour le calcul du Coefficient de transfert convectif est proposée par Stine et MacDonald qui prend en considération la taille de l'ouverture du récepteur ainsi que le demi angle d'ouverture. Elle est calculée à partir du nombre de Nusselt par [47] :

$$Nu_L = 0.088.Gr_L^{1/3} \cdot \left(\frac{T_{CAV}}{T_a} \right)^{0.18} (\cos \theta)^{2.47} \cdot \left(\frac{d}{L} \right)^s \quad (3.29)$$

$$\text{Avec : } s = 1.12 - 0.98 \cdot \frac{d}{L}$$

5.3.3.2 Pertes par Rayonnement

La perte par rayonnement est importante pour les collecteurs fonctionnant seulement aux températures légèrement au-dessus de la température ambiante, et devient dominante pour les collecteurs fonctionnant aux températures élevées. Le taux de perte par rayonnement est proportionnel à l'émittance de la surface et à la différence de la température à la quatrième puissance, décrit sous la forme d'équation [15] :

$$Q_{\text{pert,ray}} = \sigma \cdot A_{\text{ouv,cav}} \cdot \epsilon \cdot (T_{CAV}^4 - T_{\text{sky}}^4) \quad (5.30)$$

Où :

T_{sky} : Température du ciel, elle est donnée par [48] :

$$T_{\text{sky}} = 0.0552 \cdot T_a^{1.5} \quad (5.31)$$

5.3.3.3 Pertes par conduction

Le dernier mode de la perte de chaleur considéré dans la conception des collecteurs est la conduction. Celui-ci est généralement décrit en termes de la conductivité, de l'épaisseur du matériau et de sa surface d'échange, il est donné par :

$$Q_{\text{pert,cond}} = \bar{k} \cdot \Delta x \cdot A_{\text{ouv,cav}} \cdot (T_{CAV} - T_a) \quad (5.32)$$

Les pertes par conduction sont habituellement petites comparées à ceux par convection et par rayonnement. Ils sont souvent combinés avec le terme de perte de convection dans la plupart des analyses.

Afin de donner une expression simple de l'énergie utile à produire à partir d'un concentrateur paraboloidal basée sur un bilan énergétique du récepteur, nous pouvons combiner les équations (5.26), (5.27), (5.28), (5.30), et (5.32) à travers (5.24) dans une équation simple comme suit [15] :

$$Q_{\text{utile}} = \Gamma \cdot \rho \cdot \tau \cdot a \cdot I \cdot A_{\text{conc}} - A_{\text{ouv,cav}} \left(\dot{h} \cdot (T_{\text{CAV}} - T_a) + e \cdot \sigma \cdot (T_{\text{CAV}}^4 - T_{\text{sky}}^4) \right) \quad (5.33)$$

Avec

\dot{h} : Coefficient combiné de convection et conduction ($\text{W/m}^2 \text{K}$)

Cette équation montre que l'énergie utile produit par un capteur solaire paraboloidal est égale à l'énergie optique absorbée par le capteur, moins les pertes de chaleur au niveau du récepteur. Nous avons combiné le terme des pertes de chaleur par convection avec celui par conduction pour des raisons de simplifications. On note que cette énergie sera transmise vers le réchauffeur du moteur Stirling.

5.4 Performances du système solaire Dish Stirling

Quand le collecteur solaire est utilisé comme une source de chaleur externe du moteur Stirling, un des objectifs de la conception est d'optimiser les performances du système global (concentrateur + récepteur + moteur Stirling) [48], on peut définir les performances suivantes :

5.4.1 Rendement optique

Le rendement optique caractérise le miroir solaire paraboloidal, il est défini généralement par [15] :

$$\eta_{\text{opt}} = \Gamma \cdot a \cdot \tau \cdot \rho \quad (5.34)$$

5.4.2 Rendement de collection

Le rendement de collection d'énergie solaire η_{col} caractérise le couplage (concentrateur + récepteur), il est défini comme le rapport entre l'énergie thermique utile délivrée par le collecteur, et l'irradiance solaire incidente sur la surface d'ouverture, il est donné par :

$$\eta_{col} = \frac{Q_{utile}}{Q_s} \quad (5.35)$$

Substituant par les équations (5.27) et (5.33) dans (5.35), on obtient :

$$\eta_{col} = \eta_{opt} - \frac{\dot{h}}{I.C} \cdot (T_{CAV} - T_a) - \frac{e \cdot \sigma}{I.C} (T_{CAV}^4 - T_{sky}^4) \quad (5.36)$$

5.4.3 Rendement global du système Dish Stirling

Les différents rendements dont ils sont question ci-dessus peuvent être réuni en un rendement global, égal au produit des rendements partiels. Ce rendement est donné par [49] :

$$\eta_{glob} = \eta_{opt} \cdot \eta_{col} \cdot \eta_{mot} \quad (5.37)$$

5.4.4 Température optimale de la cavité réceptrice

La conversion de l'énergie solaire en énergie thermique est limitée par les deux rendement, le rendement de collection et celui de Carnot [44]. Par l'application du deuxième principe de la thermodynamique, on peut définir le rendement exégétique idéale comme suit :

$$\eta_{exergie, idéal} = \eta_{col} \cdot \eta_{Carnot} = \left[1 - \left(\frac{\sigma \cdot T_{CAV}^4}{I.C} \right) \right] \left[1 - \frac{T_C}{T_{CAV}} \right] \quad (5.38)$$

Où : T_{CAV} et T_C sont les températures chaude et froide respectivement d'un moteur thermique de Carnot équivalent.

En raison de la limite de Carnot, on devrait essayer de faire fonctionner le moteur Stirling à la température la plus élevée possible; cependant, du point de vue thermique, plus la température est haute, plus les pertes par rayonnement sont importantes. La température la

plus élevée qu'une cavité réceptrice solaire idéal est capable de l'atteindre est définie comme la température de stagnation, et calculée comme suit [44] :

$$T_{\text{stagnation}} = \left(\frac{I.C}{\sigma} \right)^{0.25} \quad (5.39)$$

Cependant, un processus énergétique efficace doit fonctionner aux températures qui sont sensiblement au-dessous de la température de stagnation. Il existe une température optimale pour un rendement maximum obtenue par :

$$\frac{\partial \eta_{\text{exergie,ideal}}}{\partial T} = 0 \quad (5.40)$$

Grâce à l'uniformité de la distribution du flux dans la cavité réceptrice (voir les figure 5.13, 5.14), cette relation donne l'équation implicite suivante pour la température optimale [44] :

$$T_{\text{optimum}}^5 - (0.75 \cdot T_{\text{froid}}) \cdot T_{\text{optimum}}^4 - \left(\frac{T_C \cdot I \cdot C \cdot a_{\text{eff}}}{4 \cdot e_{\text{eff}} \cdot \sigma} \right) = 0 \quad (5.41)$$

5.5 Conclusion

Nous avons consacré ce chapitre à une analyse optique du concentrateur paraboloidal parfait par la méthode dite « cone optics », puis du concentrateur non idéal pour voir l'influence de l'imperfection sur ses performances. Une étude thermique du récepteur est aussi faite, en calculant les différentes pertes thermiques qui existent au niveau du récepteur. On calcule la température optimale de la cavité réceptrice qui sera celle transmise au réchauffeur du moteur Stirling par le phénomène de conduction. Les différents graphes représentatifs sont montrés au chapitre suivant.

CHAPITRE 6

RESULTATS ET INTERPRETATIONS

6.1 Introduction

Les calculs effectués sont limités à la détermination des performances nominales, l'objectif principal est de déterminer l'influence des paramètres de fonctionnement sur la puissance thermique, la puissance mécanique et le rendement effectué par le moteur Stirling, tel que la température de la source chaude et celle de la source froide, la pression moyenne, la vitesse de rotation, le rapport des volumes balayés, ainsi que le déphasage entre le volume de compression et celui de détente. En fin dimensionner un moteur de Stirling par la méthode dite « similitude énergétique » développée par Alain Organ.

6.2 Description du moteur Stirling à simuler

Le nombre de données nécessaires à la simulation du moteur Stirling est très important. Il n'est pas possible de trouver dans la littérature, la description géométrique complète d'un moteur Stirling, tel que le SOLO 161, ce qui constitue un handicap majeur pour la validation de notre modèle. De plus, comme le fait remarquer P. Lista [51], l'une des principales difficultés dans la validation d'un modèle, est l'écart entre la complexité importante de la machine réelle et la relative simplicité de sa description dans le modèle. Les paramètres de simulations sont toujours le résultat d'un compromis entre la complexité du moteur et les simplifications faites par le modèle.

Nous allons simuler un moteur de Stirling de type gamma nommé « la machine d'Organ » [52], ses caractéristiques géométriques principales et paramètres de fonctionnement sont présentées en annexe H. La modélisation de ce type de moteur est intéressante car elle

apparaît comme un préalable pour être capable d'optimiser la géométrie que de savoir représenter les diverses évolutions de la machine afin de l'utiliser au mieux [52].

6.2.1 Description du système Dish Stirling à simuler

Le système Dish Stirling qu nous allons simuler est présenté dans le tableau suivant :

Concentrateur	
Rayon	1 m
Réfectivité de la surface	0.95
Facteur d'interception	0.95
Concentration	1000
Récepteur	
Diamètre de l'ouverture	1 mm
Absorptivité	0.8
Moteur Stirling	Annexe G

Tableau 6.1 : Dimensions du système Dish Stirling à simuler

6.3 Application à l'étude du moteur Stirling

6.3.1 Description du modèle

Vu la diversité des modèles de moteur Stirling, des cinématique utilisées, des fluides de travail fonctionnant, des échangeurs de chaleur et des types de régénérateur utilisés, nous avons créés différents modules élémentaires pour calculer les performances de n'importe quel moteur Stirling cinématique, qui par assemblage donnent le modèle composé représentant le moteur, figure 6.1 (Appendice I).

Nous présentons ci-dessous, de façon succincte, les différents modules élémentaires que nous avons développés sous MATLAB, qui sont conçus pour être interchangeables ou interconnectables. De la sorte, il devient très facile de faire évoluer le modèle : pour modifier la configuration géométrique du moteur simulé, changer le type d'échangeur de chaleur (refroidisseur, réchauffeur)utilisé, changer le type du régénérateur utilisé et la nature de sa matrice solide, tester d'autres hypothèses concernant les transferts thermiques ou les températures de parois, changer le fluide de travail utilisé, changer les paramètres de

fonctionnement, tel que la température de la source chaude et celle de la source froide, la pression moyenne du gaz, la vitesse de rotation, par exemple,..., il suffit d'échanger un des éléments du modèle par un autre.

De même, le nombre de volumes élémentaires de contrôle peut être aisément modifié : le nombre minimum est de cinq, correspondant à un seul volume pour chacun des trois échangeurs de chaleur et des deux espaces de travail élémentaires. Ce nombre peut être augmenté à volonté, par exemple en divisant le régénérateur en un nombre quelconque des volumes de contrôles élémentaires (comme notre cas), en ajoutant les éléments de connexion....

Nous présentons aussi la manière dont ces modules ont été assemblés pour former le modèle composé décrivant le moteur, figure 6.1.

- Le premier module, appelé IDEAL correspond à la résolution de l'ensemble d'équation obtenu par l'analyse adiabatique idéale décrite au chapitre 3. Il a pour rôle de faire une première évaluation des différentes grandeurs mécaniques et thermodynamiques pertinentes, soit :
 - Les températures des volumes de détente et de compression.
 - La pression du gaz dans le moteur.
 - L'évolution des volumes de détente et de compression.
 - La masse du fluide de travail dans chaque élément du moteur.
 - La température des interfaces entre les sept éléments du moteur.
 - Les débits massiques.
 - La quantité de chaleur dans le régénérateur, le réchauffeur et le refroidisseur.
 - Le travail de détente et de compression, ainsi que le travail global.
 - La puissance mécanique et calorifique.
 - Le rendement thermique du moteur.
- Un module correspond au modèle de Schmidt pour calculer la masse totale du fluide de travail dans le moteur.
- Un module, appelé DECOUPLE correspond à l'analyse découplée décrite au chapitre 4. Il a pour rôle de faire l'évaluation réelle de la puissance calorifique, puissance

mécanique et le rendement thermique, il contient les modules qui permettent de calculer les différentes pertes de puissance à partir des données de base. Les équations utilisées pour évaluer ces pertes sont données au chapitre 4. Nous avons :

- un module pour l'évolution des pertes par conduction, nommé PERTCOND.
- un module pour l'évolution des pertes par mouvement de navette du piston de déplaceur, nommé SHUTTLE.
- un module pour l'évolution des pertes dues à l'imperfection du régénérateur, nommé PERTIMPARFAIT.
- un module pour l'évolution des pertes par pompage, nommé PERTPOMP.
- un module pour l'évolution des pertes mécaniques par frottements visqueux du fluide de travail, nommé WORKIMPARFAIT.
- un module pour l'évolution de l'imperfection du réchauffeur, nommé HOTIMPARFAIT.
- un module pour l'évolution de l'imperfection du refroidisseur, nommé KOLIMPARFAIT.

Les différentes pertes ainsi calculées sont exportées vers le premier module. Les pertes de puissance sont retranchées à la puissance mécanique nette fournie par le moteur, tandis que les pertes calorifiques sont ajoutées à la puissance calorifique de base reçue.

- L'autre module appelé DISH correspond au calcul du rendement global du système Dish Stirling et sa puissance produite.

Nous avons aussi développé un ensemble de modules élémentaires, comme :

- un module décrivant les différents mécanismes cinématiques utilisés, tels que le Rhombic drive, le Ross Yoke drive et la cinématique sinusoïdale, nommé ENGINE.

- un module décrivant les différents fluides de travail utilisés, tels que l'air, l'hydrogène et l'hélium, et ses différentes propriétés physiques, nommé GAZ.
- un module décrivant les différents types des échangeurs de chaleurs (réchauffeur, refroidisseur) utilisés et ses paramètres géométriques, tel que smooth pipes, smooth annulus et slots, nommé HEATEX.
- un module décrivant les différents types de régénérateur utilisés, tel que le régénérateur tubulaire et le régénérateur annulaire, ainsi que ses différentes natures de matrice solide utilisé, telle que, la matrice de grillage métallique, de feuille métallique enroulée et d'amas de billes et ses paramètres géométriques, nommé REGEN.
- un module décrivant la variation des volumes de compression et de détente correspond aux différentes cinématiques utilisées, nommé VOLUME.
- un module décrivant la géométrie du concentrateur paraboloidal utilisé, tel que le rayon, la concentration géométrique et l'insolation solaire directe, nommé CONCENTR.
- un module pour le calcul des différentes pertes thermiques au niveau de la cavité réceptrice, ainsi que sa température optimale, nommé CAVITE.

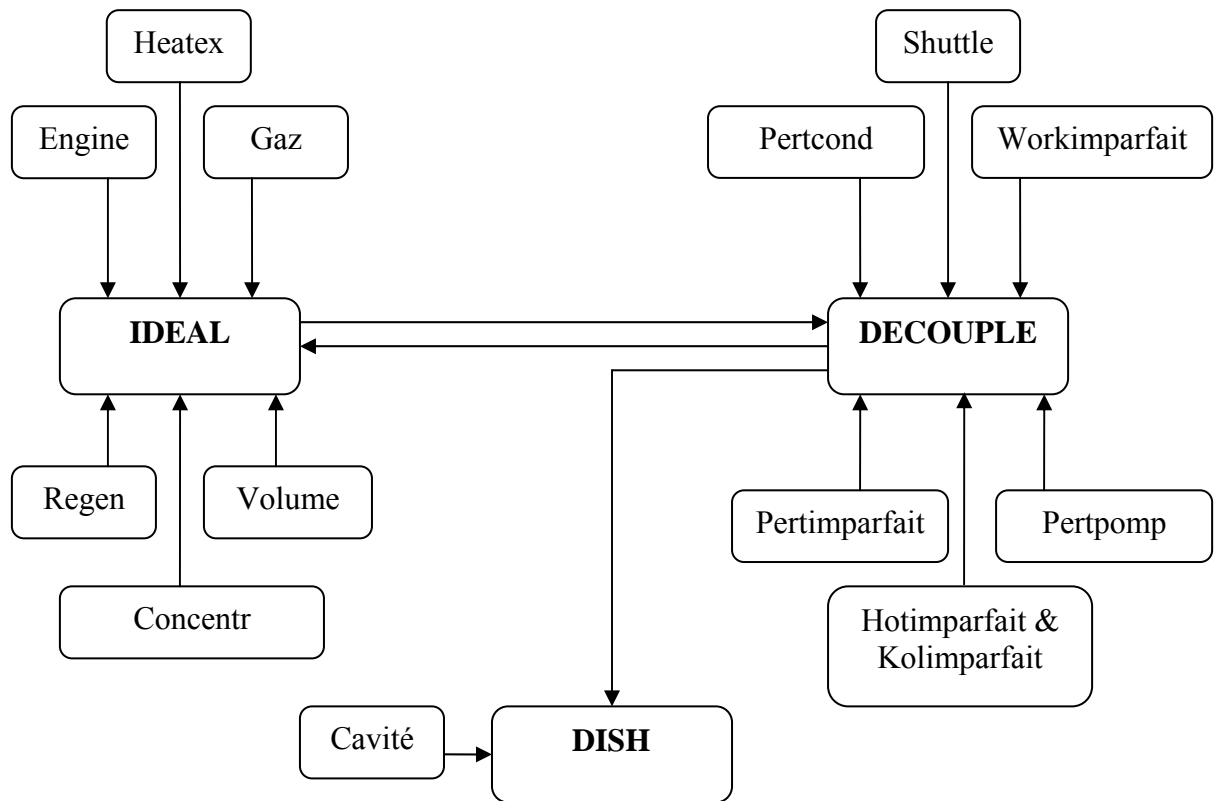


Figure 6.1 : Schéma interne du modèle composé

6.3.2 Graphes représentatifs

La pression, les températures et les débits qui seront présentés ensuite, résultent de l'analyse idéale, puisque seules les puissances sont corrigées par l'analyse découplée.

6.3.2.1 Diagramme (P, V) du moteur Stirling

Le diagramme indicateur (P,V) est très utilisé dans le domaine des moteurs à combustion interne, son aire est une mesure du travail mécanique fourni au piston à chaque cycle, mais il est aussi une image du cycle thermodynamique réalisé par le fluide. Cette dernière propriété résulte de l'hypothèse que le volume massique du fluide est directement proportionnel au volume du cylindre. Cette approximation peut être faite dans le cas des moteurs à combustion interne, car les propriétés thermodynamiques des fluides sont assez uniformes au sein du cylindre. Cela est beaucoup moins vrai dans le cas d'un moteur Stirling, du fait des grands écarts de température entre les différentes parties de ce moteur. A un diagramme indicateur donné correspondent donc plusieurs diagrammes thermodynamiques différents, selon la position initiale de la masse élémentaire de fluide que l'on choisit de suivre [52]. Si le diagramme indicateur reste un outil intéressant pour les moteurs Stirling, son interprétation doit donc être faite avec certaine prudence.

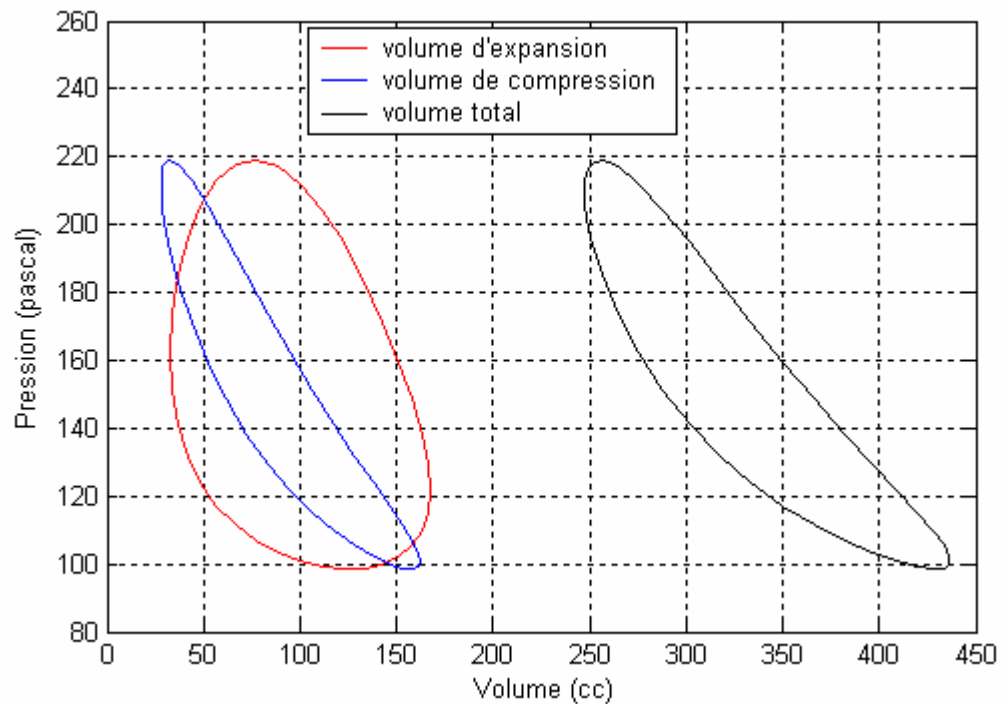


Figure 6.2 : Diagramme indicateur (P, V)

La simulation d'un moteur de Stirling cinématique de type Gamma conduit au diagramme (P,V) de la figure 6.2, On peut remarquer cependant que le diagramme obtenu diffère déjà sensiblement de celui du cycle théorique de Stirling, bien que ne correspond pas encore au diagramme réel qui a un aspect beaucoup plus ovoïde.

6.3.2.2 Evolution des températures dans les cylindres

La figure 6.3 présente l'évolution des températures du gaz dans chacun des sept éléments d'un moteur Stirling cinématique. La température de la paroi est fixée à 875 K dans le réchauffeur et à 285 K dans le refroidisseur.

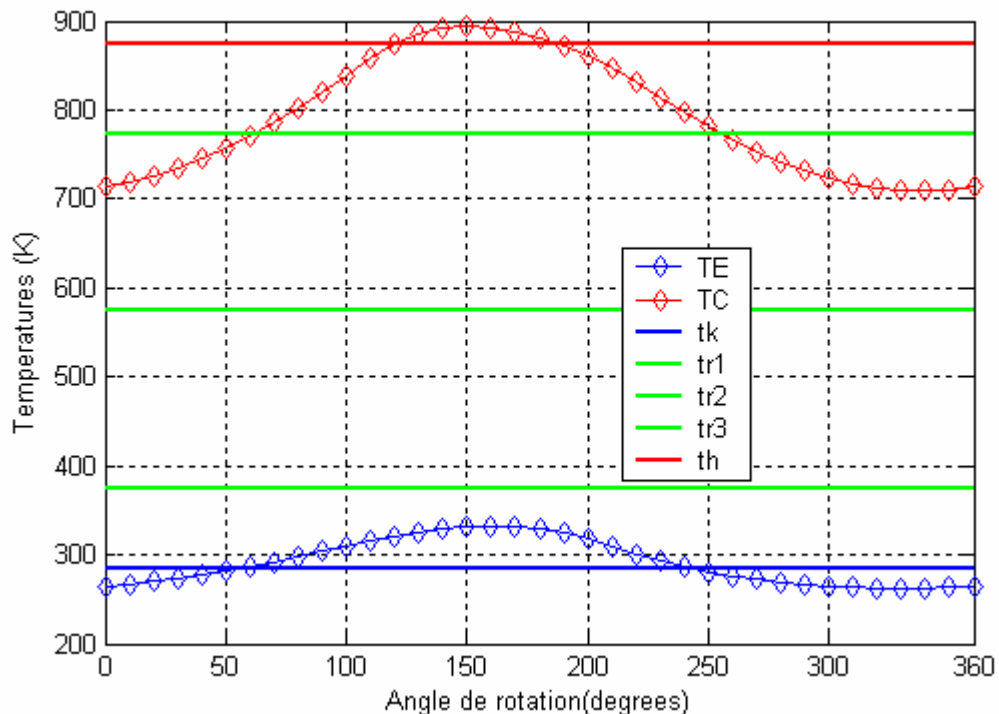


Figure 6.3 : Evolution de la température dans le moteur

On peut faire quelques remarques comme :

- La température dans le cylindre de détente est en moyenne moins élevée que celle de la paroi du réchauffeur, mais il y a cependant une partie du cycle où elle est lui est supérieure. On peut expliquer ce phénomène par la très grande sensibilité de la température du gaz à la variation de la pression dans le moteur.

- On peut faire la même remarque pour la température du gaz dans le cylindre de compression. Celle-ci est en moyenne plus élevée que la température de la paroi du refroidisseur, mais il y a une partie du cycle où elle lui devient inférieure.
- La variation cyclique de la température du gaz dans l'espace d'expansion est plus grande ($>200\text{K}$) que celle dans l'espace de compression.
- Les températures du cylindre de compression et de détente sont quasiment en phase alors que l'on aurait pu s'attendre à un déphasage de 90 degrés, semblable à celui qui existe entre les mouvements des pistons. L'explication en est toujours la très grande sensibilité de la température aux variations de la pression dans le moteur.
- L'évolution de la température de compression et celle de détente suit plus ou moins celle de la pression représentée par la figure 6.4.

6.3.2.3 Evolution de la pression

La figure 6.4 montre l'évolution de la pression dans le moteur Stirling, par comparaison avec la figure 6.3, on remarque que :

- Les variations de la pression sont très régulières et sinusoïdales [29].
- La pression évolue en phase avec les deux températures (T_C et T_E).

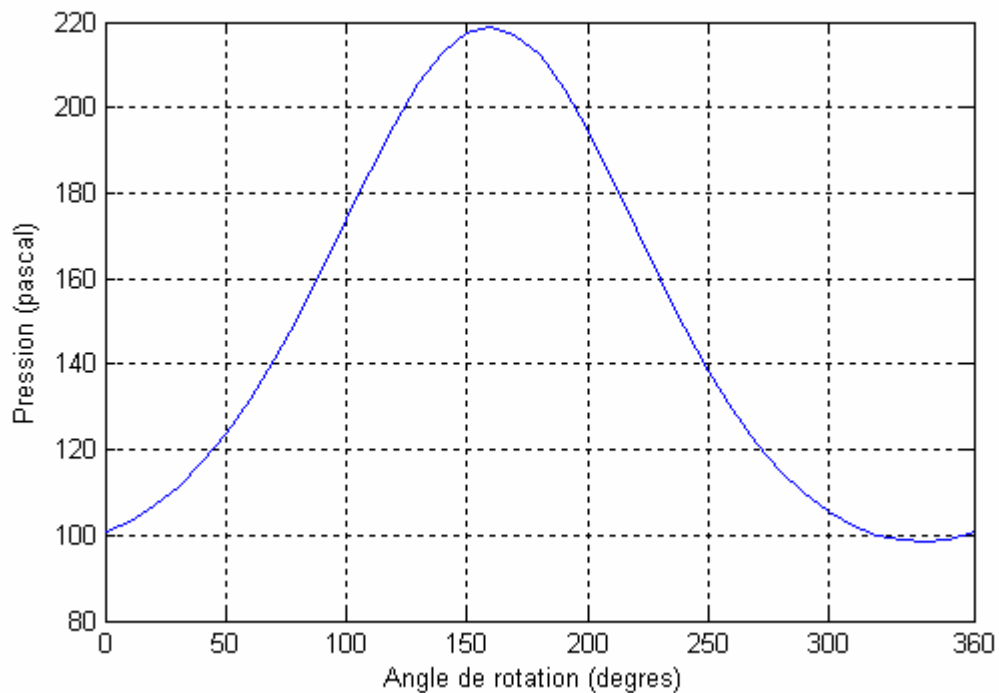


Figure 6.4 : Pression du gaz dans le moteur

6.3.2.4 Evolution de la masse du fluide de travail

La figure 6.5 illustre l'évolution de la masse du fluide de travail dans les deux espaces de travail et la figure 6.6 dans les trois échangeurs d'un moteur Stirling, on peut remarquer que la variation de la masse suit l'évolution de la pression montrée dans la figure 6.4.

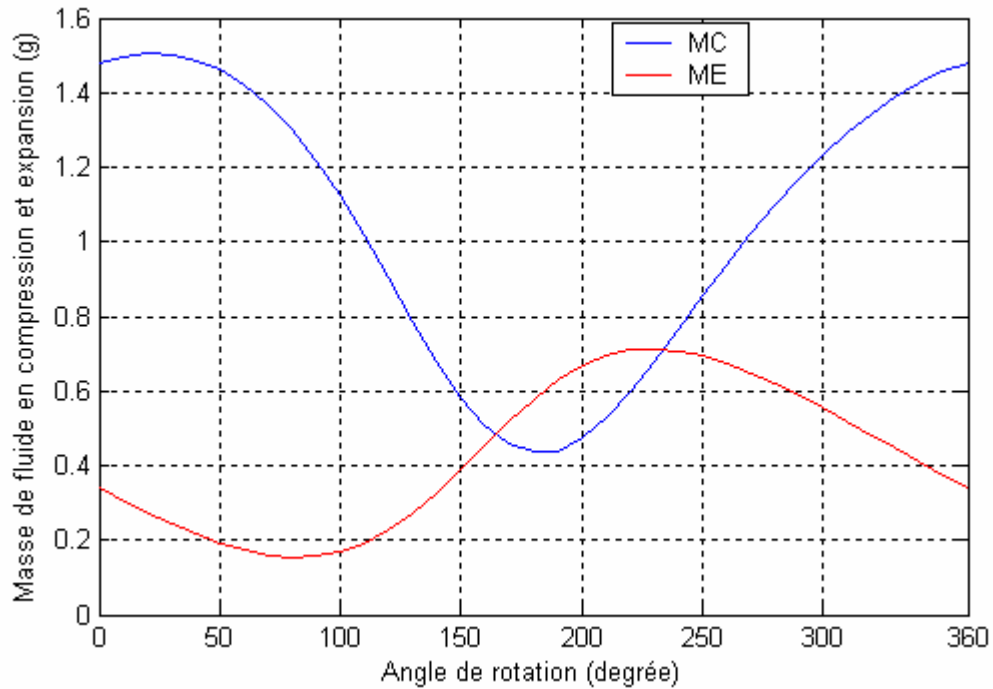


Figure 6.5 : Evolution de la masse du gaz dans l'espace de compression et détente

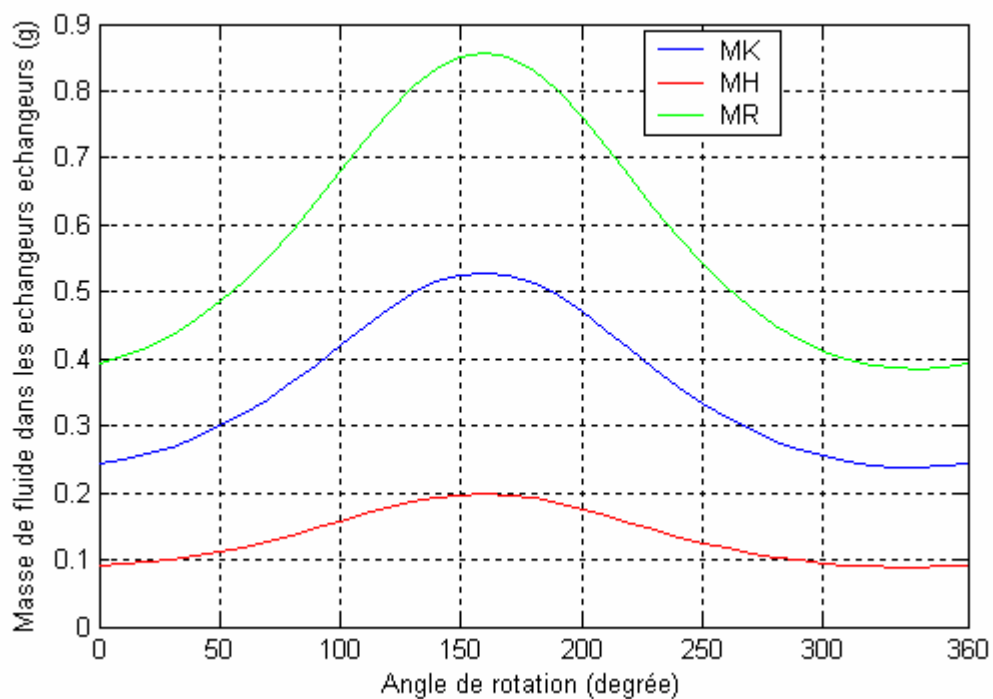


Figure 6.6 : Evolution de la masse du gaz dans les trois échangeurs

6.3.2.5 Carte de trajectoires

La carte des trajectoires est une notion introduite par A. Organ et développée par T. Finkelstein [61]. Si l'on dispose d'un modèle du moteur étudié, on peut déterminer la position instantanée de différentes particules fluides témoins [52]. La figure 6.7 présente ainsi les trajectoires de quelques particules choisies de telle façon que les masses de gaz comprises entre deux particules témoins soient identiques. Les deux courbes extrêmes correspondent aux mouvements du piston et du déplaceur.

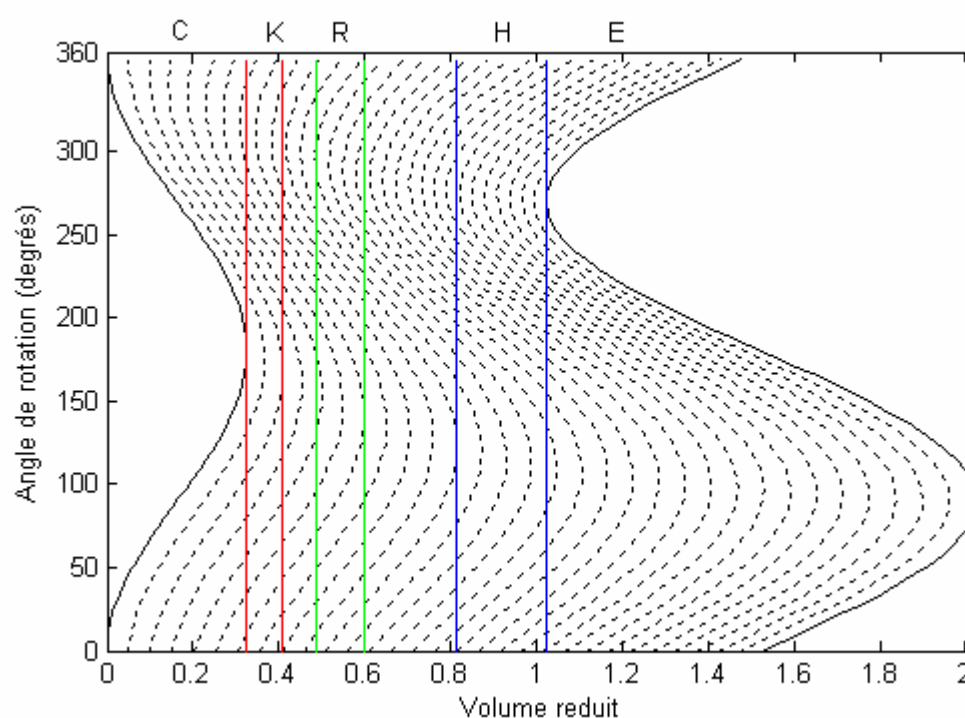


Figure 6.7 : Cartes des trajectoires

Parmi les recommandations données par Finkelstein, on note que [52] :

Les trajectoires des particules doivent avoir une amplitude telle que la majorité d'entre elle passent dans le régénérateur ; le passage dans le régénérateur fait, en effet, varier la température, ce qui crée les variations de pression, donc le travail. IL faut cependant éviter que trop de particules traversent toute la machine, d'un échangeur à l'autre, ce qui crée une surcharge inutile pour ces échangeurs.

Cette recommandation conduit à la notion de « flush ratio optimal » introduit par Alain Organ, cette notion signifie qu'il est possible que certaines particules de gaz ne traversent jamais l'entièreté du régénérateur, donc l'effet transitoire durant lequel une partie du gaz

contenu dans le régénérateur est encore à la température correspondant au demi cycle précédent n'est pas négligeable et peut même être dominant.

Organ a introduit un paramètre qui permet de quantifier cet effet, par le rapport de flash ratio. Cette grandeur est définie comme le rapport entre la masse passant au travers du régénérateur sur celle contenue dedans. On note que les recommandations données par Finkelstein sont issues du bon sens mais qui n'ont, à ce jour, reçu aucune confirmation, ni théorique, ni expérimentale [52].

6.3.2.6 Débits massiques

La figure 6.8 présente l'allure des débits massiques dans chacun des espaces du moteur Stirling.

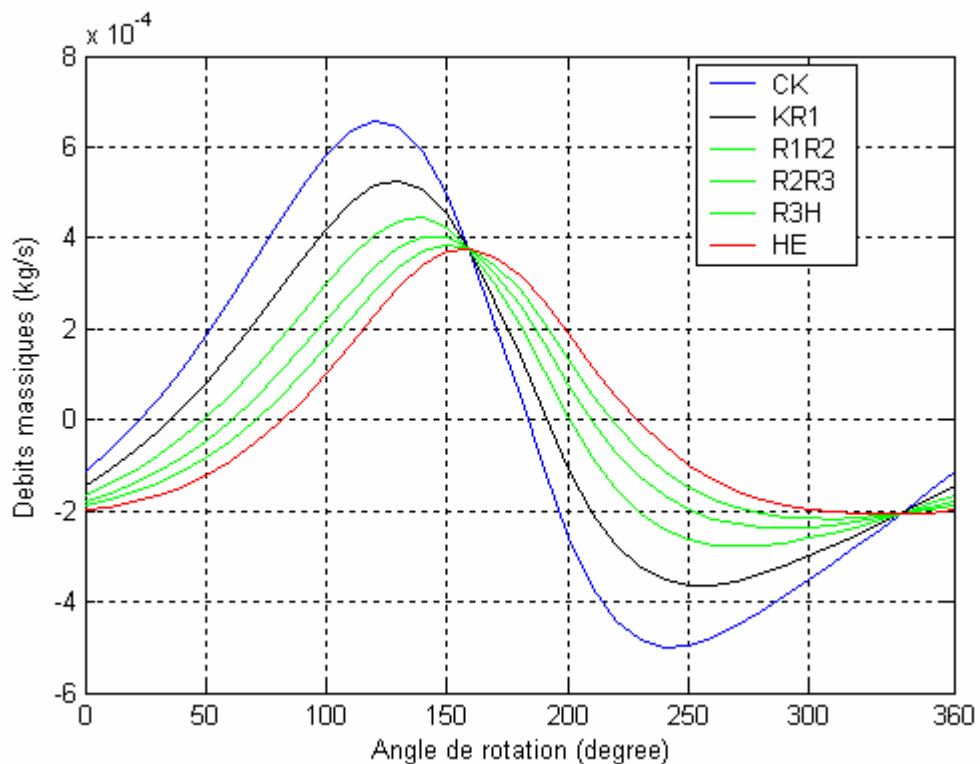


Figure 6.8 : Débits massiques dans le moteur Stirling

On peut formuler quelques remarques telles que:

- Les mouvements des pistons sont sinusoïdaux, les débits sont loin de l'être.
- L'amplitude des variations de débits est plus grande du côté froid du moteur.
- La période de débit positif est plus importante que celle de débit négatif.

Il y a des valeurs de la phase pour lesquelles tous les débits sont égaux ; par comparaison avec la figure 6.4, on remarque que ce phénomène se produit lors de chaque extremum de pression ; il résulte directement des hypothèses de pression uniforme dans le moteur, de gaz parfait et d'absence de fuite du gaz de travail.

6.3.2.7 Quantités de chaleur dans les échangeurs de chaleur

La figure 6.9 présente les résultats du calcul des quantités de chaleur dans les échangeurs (réchauffeur, régénérateur, refroidisseur) du moteur simulé. Ces courbes montrent l'importance des transferts thermiques dans le régénérateur, et donc l'importance de cet organe pour les performances du moteur. On y constate également que :

- L'amplitude de la puissance lors de la restitution de chaleur dans le régénérateur est plus importante que lors du stockage.
- La quantité de chaleur transférée dans le régénérateur pendant le cycle est considérable, presque 8 fois par rapport au travail net effectué par le cycle, figure 6.10. Ceci tend à indiquer que la performance du moteur dépend en critique de l'efficacité du régénérateur et de sa capacité d'adapter à des flux de la chaleur élevés.

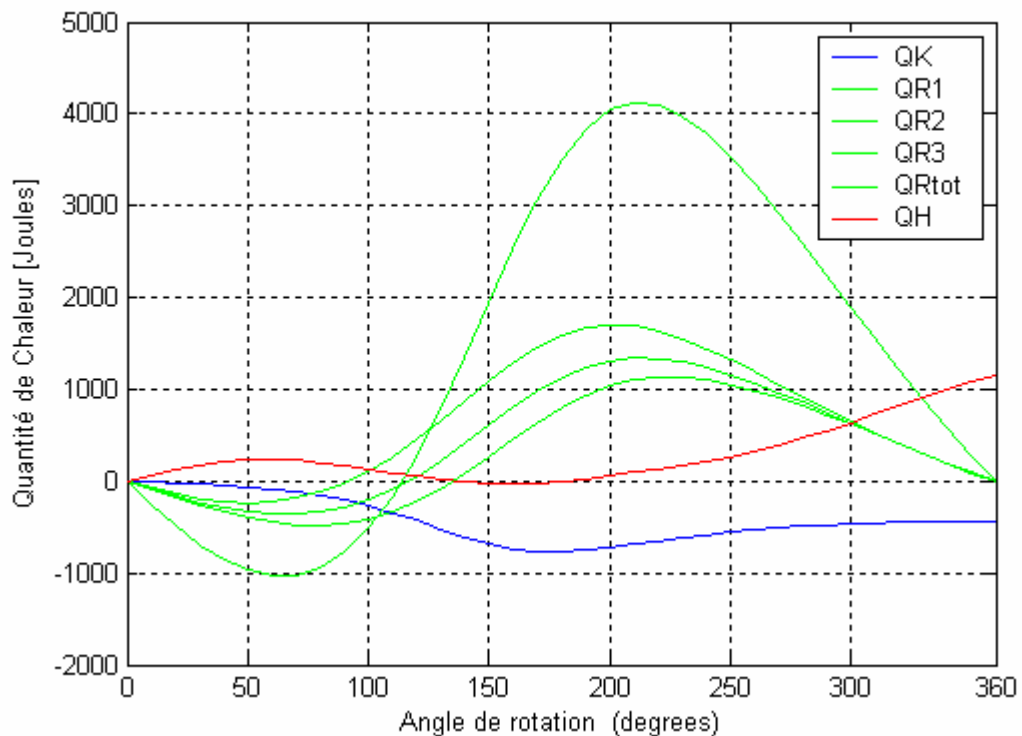


Figure 6.9 : Evolution des quantités de chaleur dans les échangeurs.

6.3.2.8 Travail mécanique fourni par le moteur

L'aspect le plus significatif du diagramme présentant le travail en figure 6.10 est que le travail de l'espace d'expansion effectué subit un processus énormément différent de celui de la chaleur transférée au réchauffeur Q_H , toutefois à la fin du cycle ils ont des valeurs égales. De même pour le travail de l'espace de compression effectué et la chaleur transférée au refroidisseur Q_K .

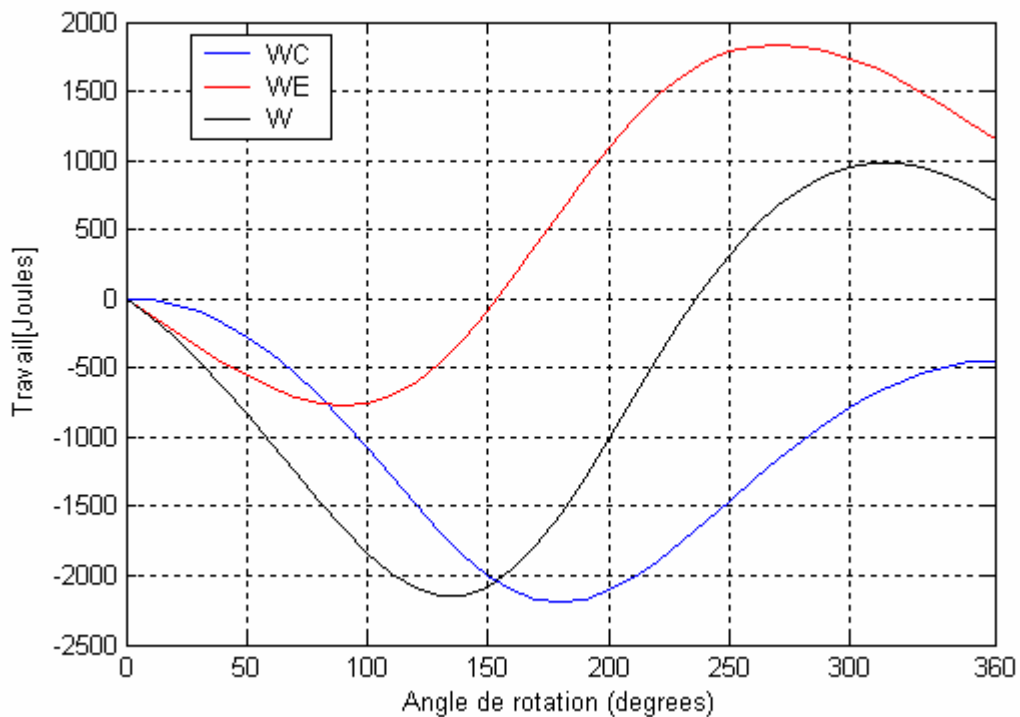


Figure 6.10 : Evolution du travail mécanique

6.3.2.9 Evolution de la température optimale de la cavité réceptrice

La figure 6.11 présente l'évolution de la température optimale dans la cavité réceptrice en fonction de la concentration géométrique pour différentes valeurs de l'insolation solaire directe. On remarque que :

- La variation de la température optimale de la cavité est proportionnelle à la concentration géométrique.
- Elle augmente avec l'augmentation de l'intensité solaire directe.

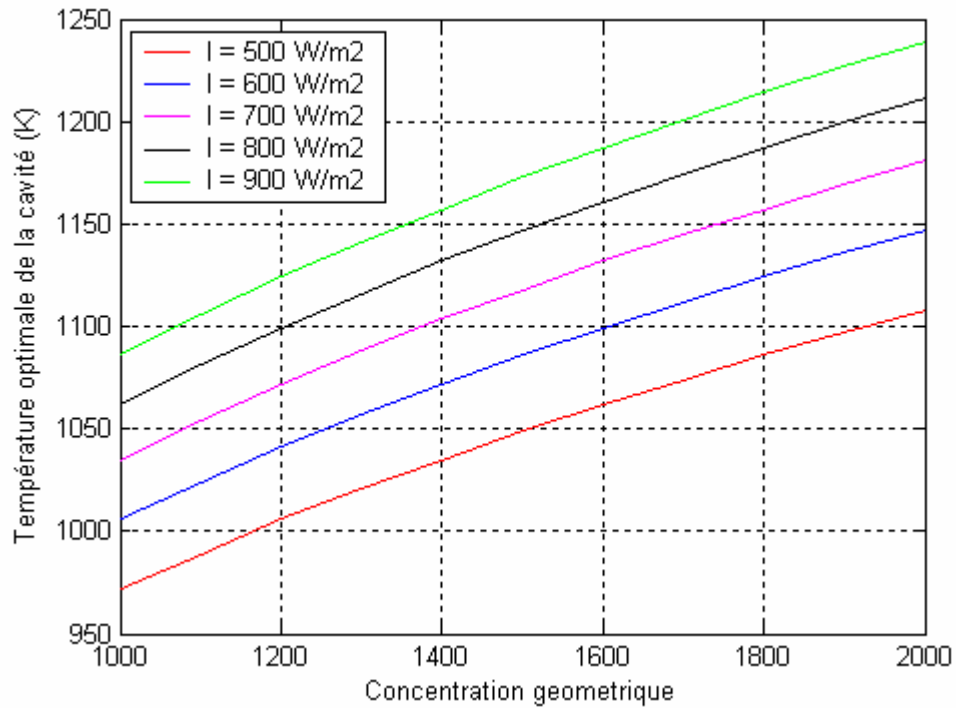


Figure 6.11 : Evolution de température intérieure de la cavité

6.3.2.10 Evolution des pertes thermiques de la cavité réceptrice

La variation des différentes pertes thermiques au sein de la cavité réceptrices en fonction de la température interne, est illustrée par la figure 6.12.

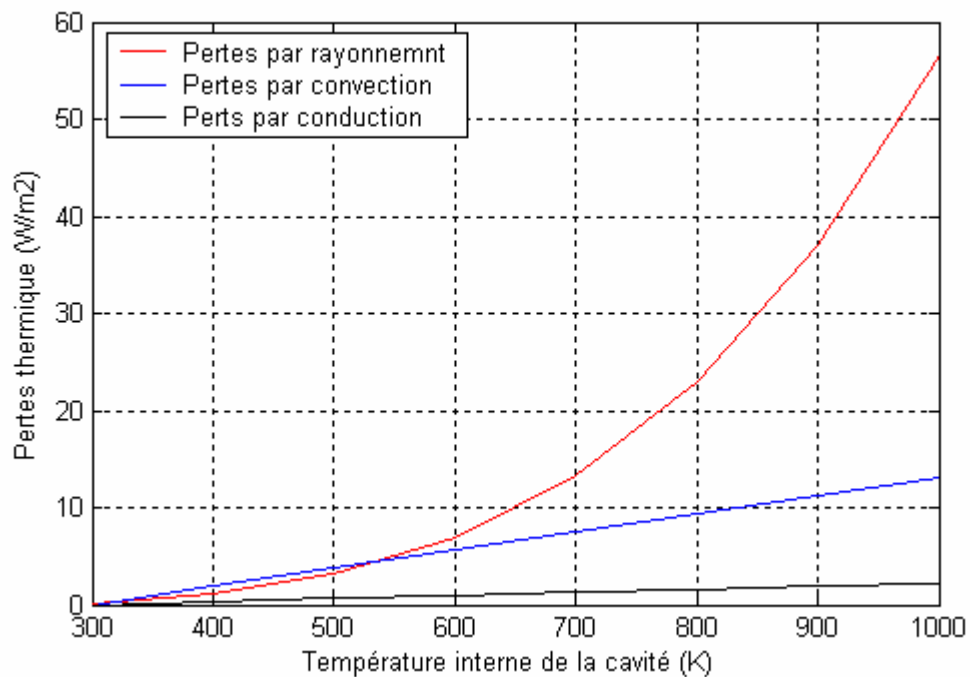


Figure 6.12 : Evolution des pertes thermiques dans la cavité réceptrice

On peut formuler les remarques suivantes :

- Les trois modes de pertes thermiques sont proportionnelles à l'augmentation de la température interne de la cavité réceptrice.
- Les pertes par rayonnement sont très importantes, par contre les pertes par conduction sont négligeables.
- Les pertes par rayonnement sont moins importantes pour les collecteurs fonctionnant aux températures légèrement au-dessus de la température ambiante, et devient dominante pour les collecteurs fonctionnant aux températures élevées.
- Les pertes par convection sont proportionnelles à la température interne du récepteur. Si la température interne est basse, ces pertes sont également basses comparées à ceux pour des récepteurs fonctionnant à des températures élevées.

6.3.2.11 Evolution du rendement de collection

La variation du rendement de collection, qui caractérise le concentrateur et le récepteur, en fonction de la température interne de la cavité est représentée par la figure 6.13, et sa variation en fonction de la concentration géométrique est montrée dans la figure 6.14, on remarque que ce rendement est proportionnel à l'augmentation de la concentration géométrique, par contre il est inversement proportionnel à la température interne du récepteur.

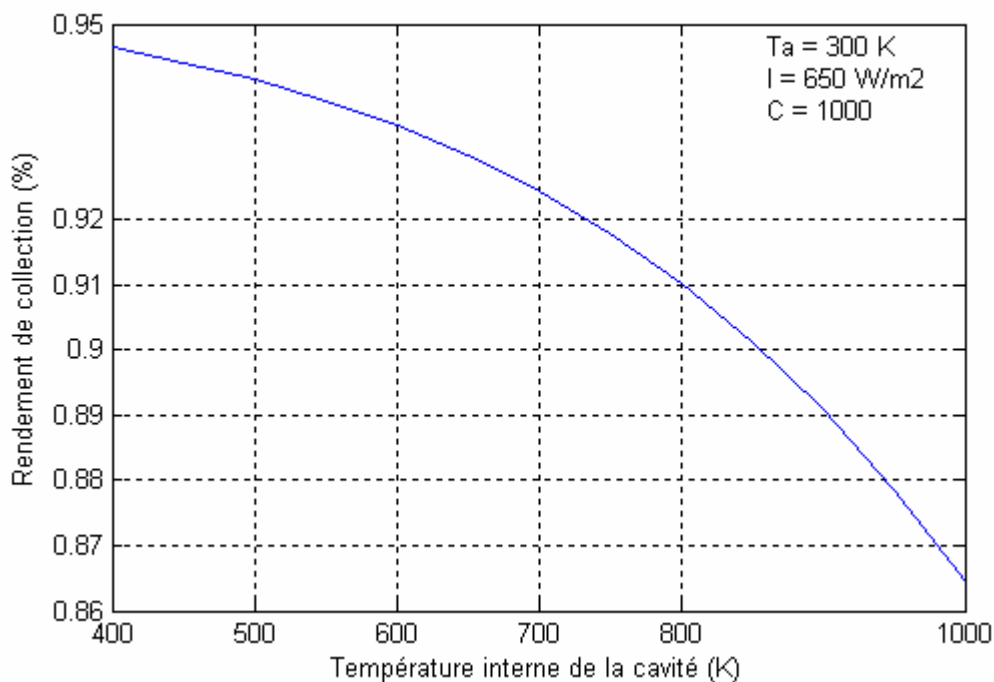


Figure 6.13 : Evolution du rendement de collection / la température interne de la cavité

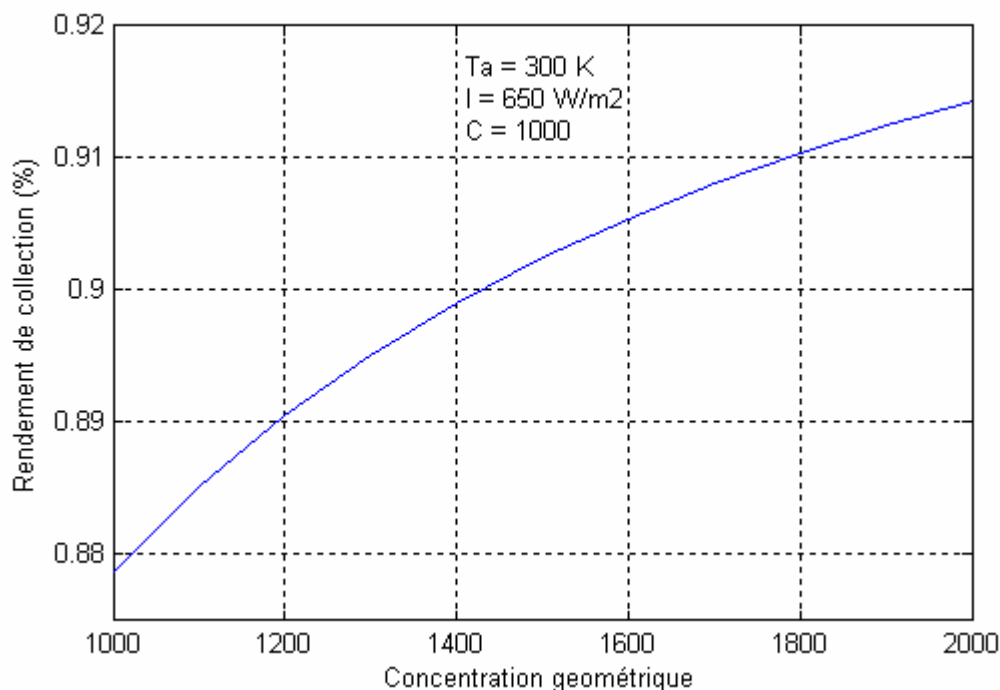


Figure 6.14 : Evolution du rendement de collection / la concentration géométrique

6.3.2.12 Evolution du rendement global

La figure 6.15 présente le rendement global idéal et réel du système Dish Stirling (concentrateur + cavité réceptrice + moteur Stirling) en fonction de la température interne de la cavité réceptrice. On remarque que le rendement global se croît avec la température jusqu'il atteint sa valeur maximale (environ 1100 K) puis il se décroît avec l'augmentation de la température interne du récepteur.

La figure 6.16 regroupe les rendements ; le rendement de collection, le rendement idéal du moteur Stirling, le rendement réel du moteur Stirling, le rendement global idéal du système, le rendement global réel du système, en fonction de la température interne de la cavité réceptrice. Le rendement de collection est inversement proportionnelle à la température interne, par contre les rendements du moteur Stirling (idéal et réel) sont proportionnels à l'augmentation de la température, mais le rendement global se croît jusqu'à une valeur maximale puis il se décroît avec la température interne de la cavité.

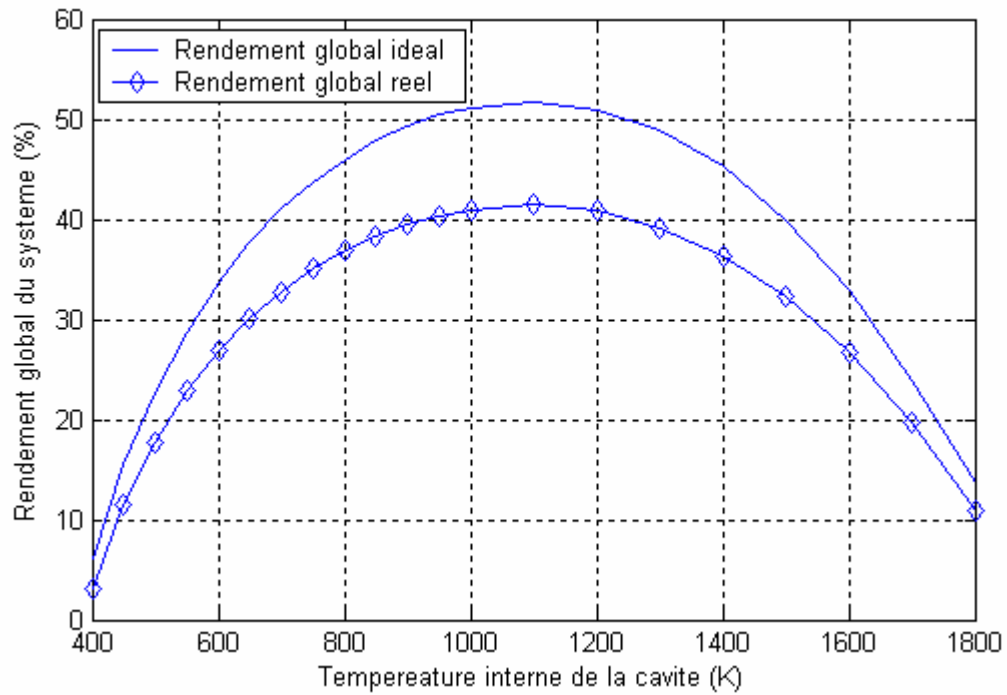


Figure 6.15 : Evolution du rendement global du système / la température interne de la cavité

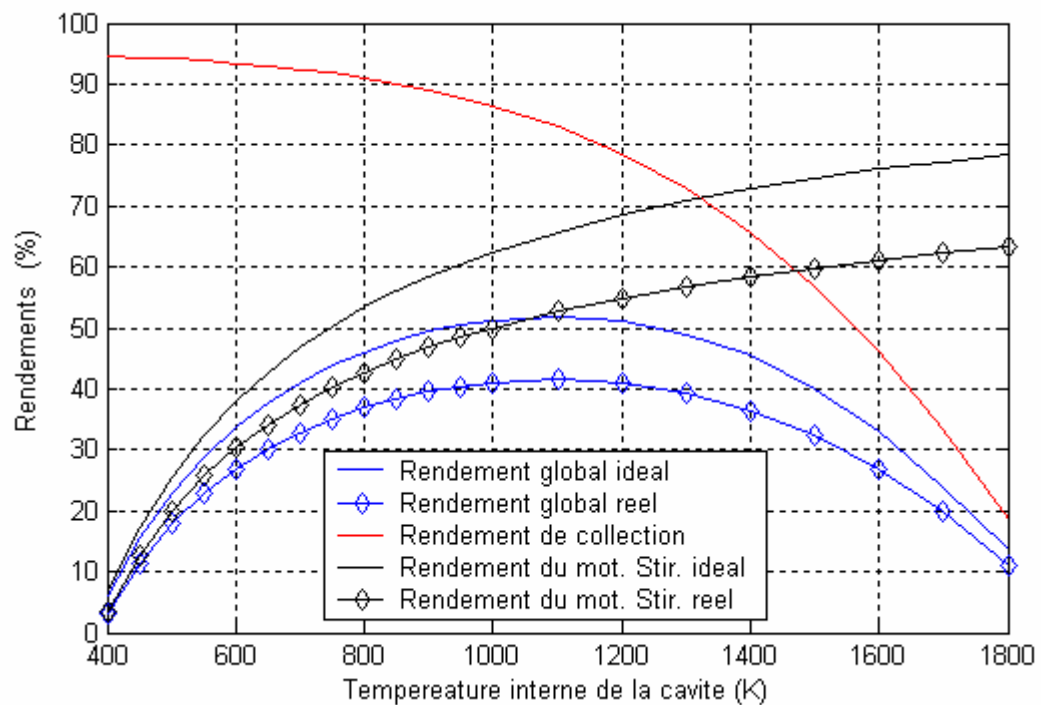


Figure 6.16 : Evolution des rendements / la température interne de la cavité

6.3.3 Influence des pertes sur les performances du moteur Stirling

6.3.3.1 Influence du rendement du régénérateur sur le rendement du moteur Stirling

La figure 6.17 illustre l'influence de l'efficacité du régénérateur sur le rendement thermique du moteur Stirling. On remarque que pour une réduction de 1% du rendement du régénérateur a comme conséquence une réduction de 5% du rendement thermique du moteur Stirling. En outre on remarque qu'un régénérateur ayant un rendement de 80%, l'efficacité thermique du moteur va chuter jusqu'à la moitié autour de 30%. Ce que signifie l'importance de cet élément clé qui doit avoir dans tous les cas un rendement élevé pour le bon fonctionnement du moteur Stirling.

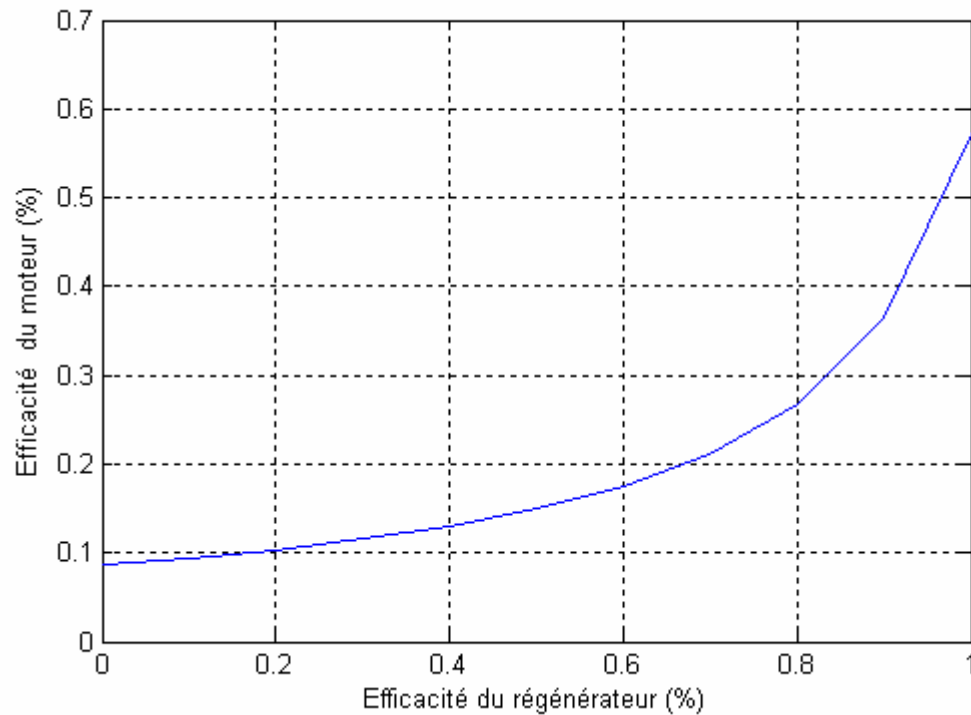


Figure 6.17 : Influence du rendement du régénérateur

6.3.3.2 Influence de l'imperfection de fonctionnement des échangeurs

Dans l'étude de l'imperfection des échangeurs de chaleurs (K, H), nous avons supposé que la température du fluide de travail dans le refroidisseur et le réchauffeur est différente à celle des parois, ce qui est bien illustré dans la figure 6.18, qui montre que la température du fluide de travail dans le réchauffeur est inférieure à celle de la paroi par 53.9°

et l'autre dans le refroidisseur est supérieure à sa paroi par 11° , ce qui démunie la puissance produite, le rendement thermique et les limites de température de fonctionnement du moteur, mais elle rapproche un peu de la réalité.

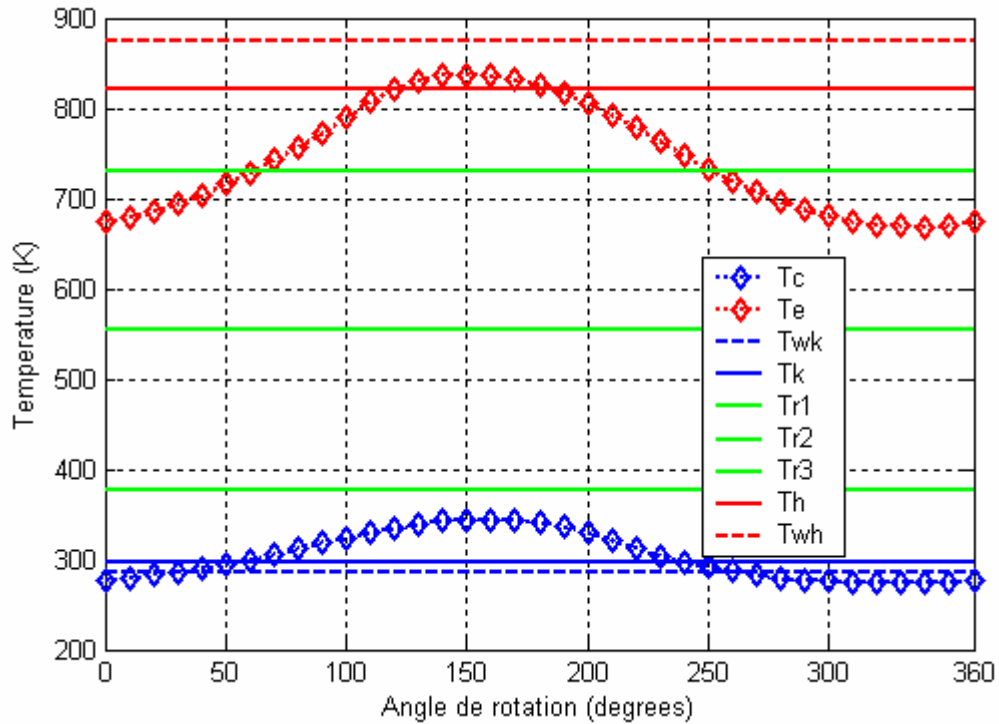


Figure 6.18 : Influence de l'imperfection du refroidisseur et du réchauffeur

6.3.3.3 Pertes de charges dans le moteur Stirling

Les figures 6.19 et 6.20 illustrent la chute de pression dans les sept éléments du moteur Stirling simulé. On remarque que :

- Ces pertes dans l'espace de compression et d'expansion ont la même allure que celle de la pression.
- Cette chute de pression est considérable dans le régénérateur grâce à sa géométrie intérieure compliquée (tortueuse), qui a pour objet d'augmenter la surface d'échange de chaleur.

- La chute de pression est un peu faible dans le refroidisseur du fait des faibles températures dans cet échangeur, tandis qu'elle est plus grande dans le réchauffeur où elle est sensiblement du même ordre de grandeur que celle dans le régénérateur [52].

Dans la conception des échangeurs de chaleur, la considération importante est que l'échangeur doit avoir une capacité de fournir ou rejeter la quantité de chaleur requis du ou au moteur, à cet aspect, un seul facteur crucial est la surface d'échange [63]. La figure 6.21 présente les pertes de puissance dissipée au niveau du réchauffeur et du refroidisseur en fonction du diamètre de chacun pour deux valeurs de la vitesse de rotation, cette figure montre une inverse proportionnalité entre le diamètre du réchauffeur (et refroidisseur) et les pertes de puissances dissipée par frottement des fluides visqueux.

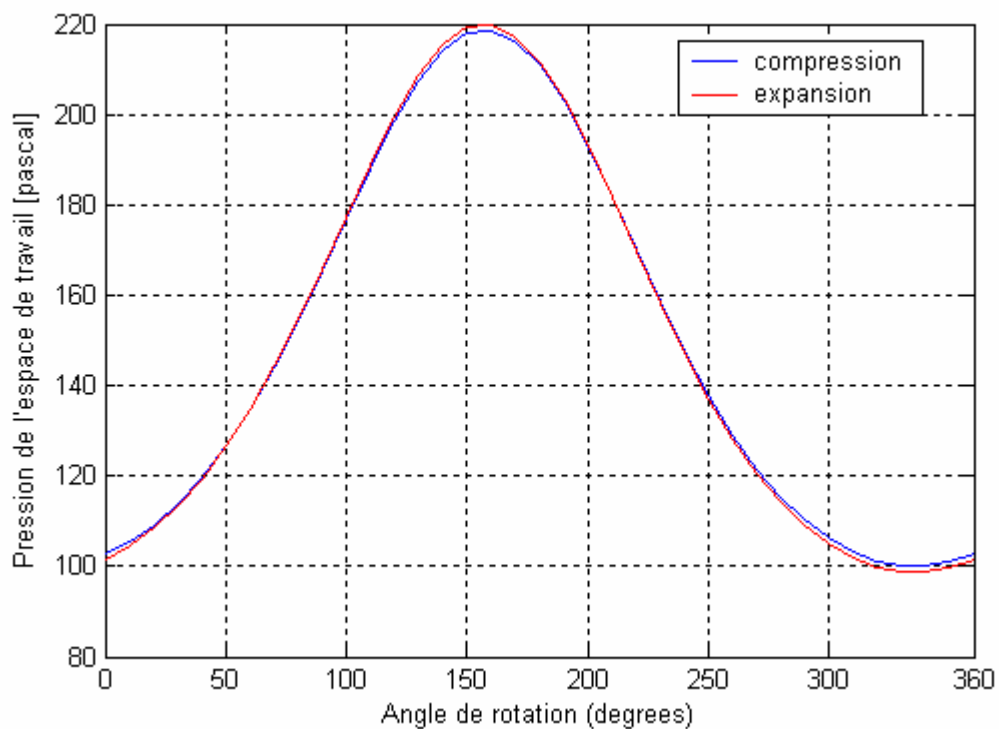


Figure 6.19: Chute de pression dans l'espace de compression et d'expansion

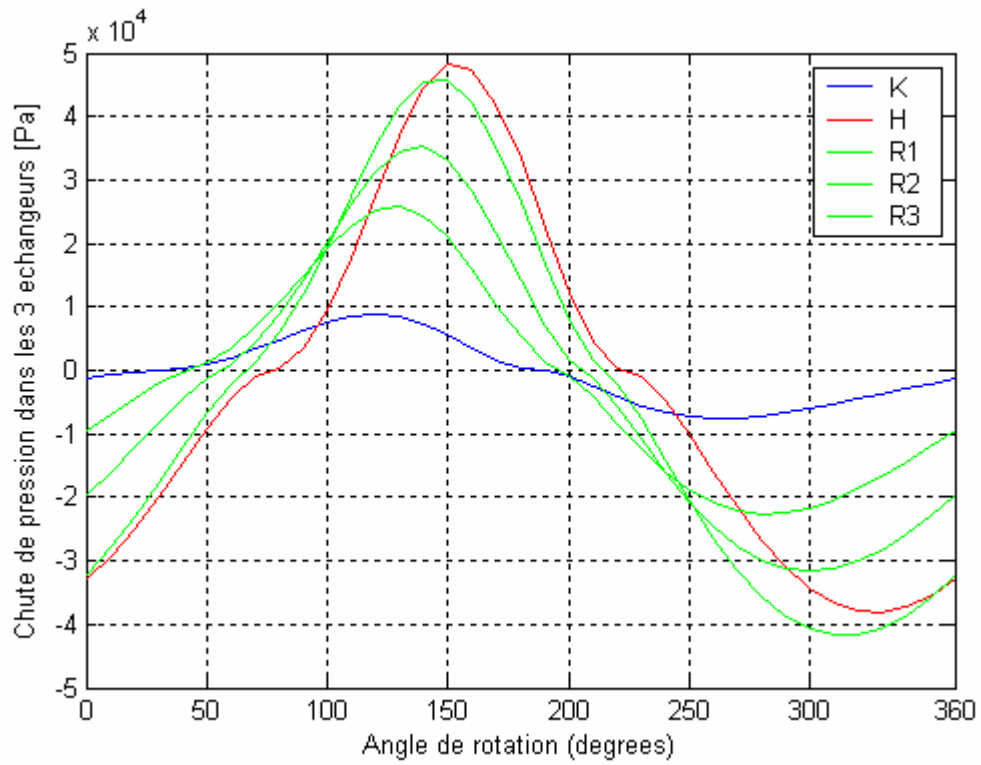


Figure 6.20 : Chute de pression dans les trois échangeurs

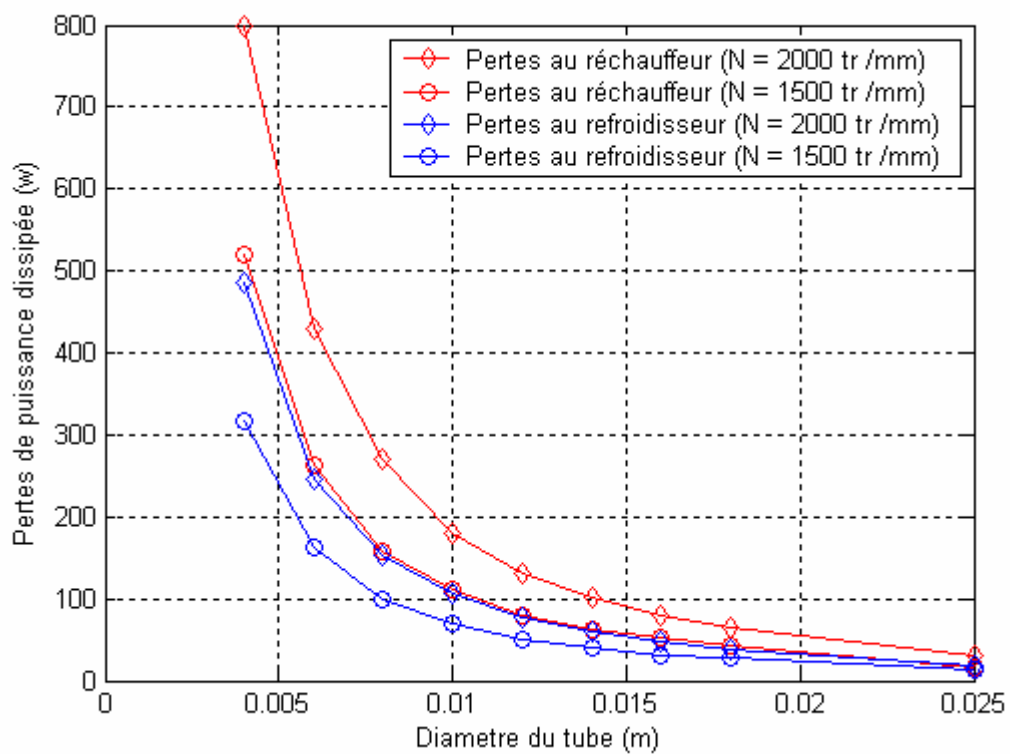


Figure 6.21 : Pertes de puissance dissipée au niveau des échangeurs

6.3.3.4 Pertes par navette du piston et de pompage

La figure 6.22 montre la variation des pertes par navette du piston déplaceur et celle de pompage en fonction du jeu entre le piston déplaceur et le cylindre, cette dernière est inversement proportionnelle au jeu contrairement à la première. Si on augmente le jeu, la perte due à la navette du piston va diminuer, mais celle due au pompage va se croître. Pour cette raison, on va choisir une valeur optimale du jeu. Pour ce moteur simulé, la valeur du jeu optimale est 0.44 mm, comme montre la figure 6.22.

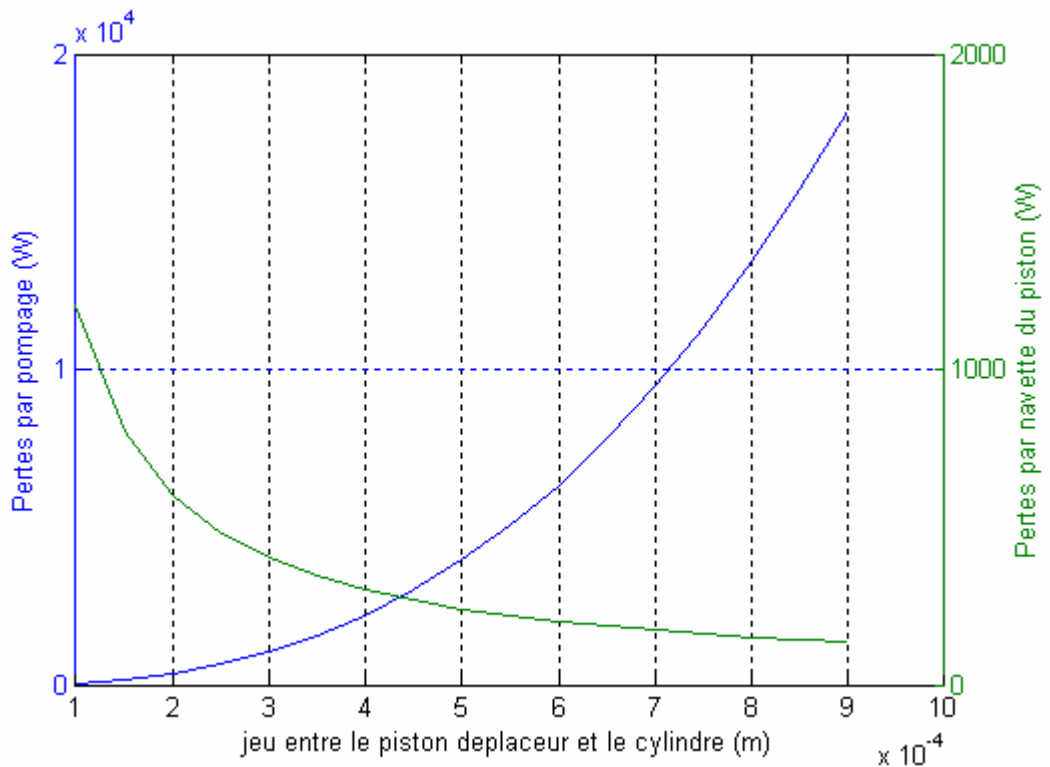


Figure 6.22 : Pertes de navette du déplaceur & pompage en fonction du jeu.

6.3.4 Etude paramétrique

6.3.4.1 Sensibilité au déphasage entre les deux pistons

La figure 6.23 présente la puissance et la figure 6.24 le rendement thermique en fonction de l'angle de phase entre les variations de volume de l'espace de compression et celles de l'espace de détente.

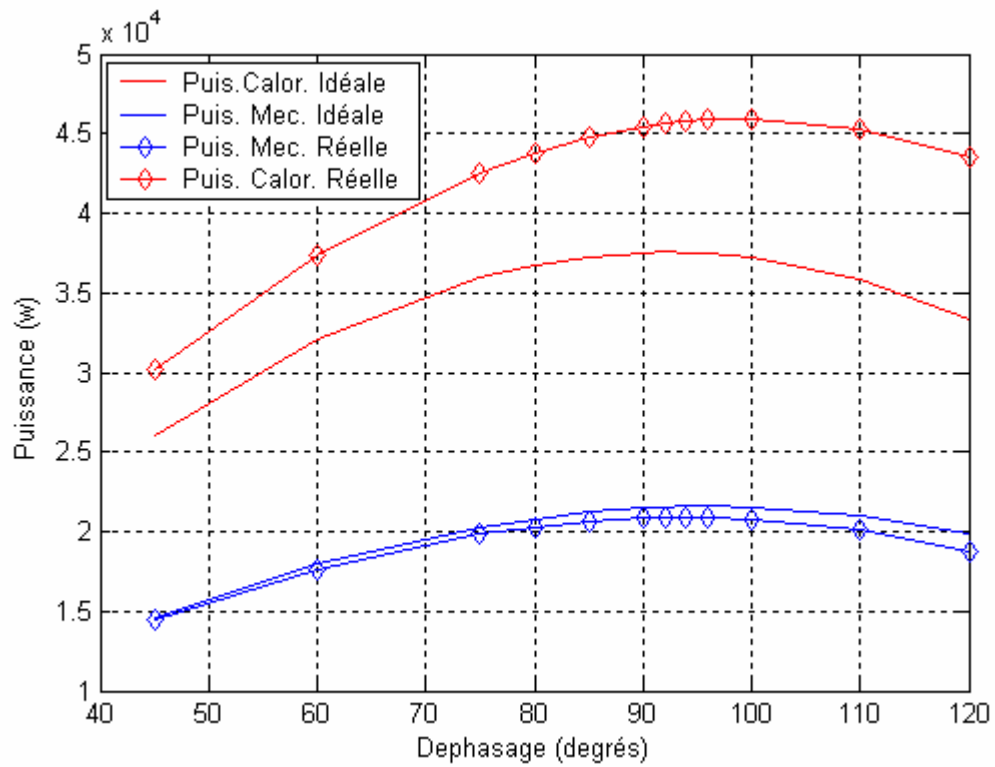


Figure 6.23 : Diagramme des puissances en fonction du déphasage

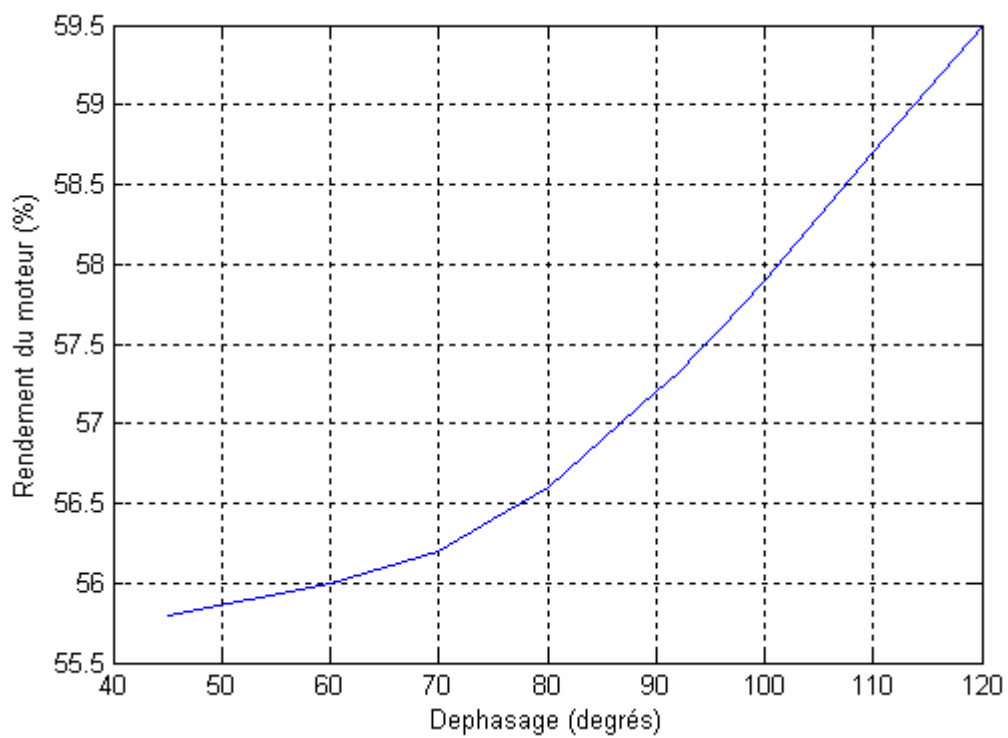


Figure 6.24 : Diagramme du rendement en fonction du déphasage

On remarque que :

- L'avance du piston de détente α qui maximise les puissances mécaniques et calorifique idéales dans le cas d'une cinématique bielle – manivelle vaut 93° [28], ce qui justifie le choix de 90° comme angle de phase de la cinématique sinusoïdale pour faciliter l'usinage du vilebrequin. Tandis que le rendement thermique est quasiment proportionnel avec ce même angle de phase.
- Le déphasage optimal des pistons pour les puissances réelles, est assez différent de la valeur 90° couramment admise dans de nombreux ouvrages de base sur les machines Stirling [33].

6.3.4.2 Sensibilité à la variation du rapport des volumes balayés

A l'heure actuelle, la plupart des moteurs Stirling sont conçus pour avoir un rapport unitaire des volumes balayés $\frac{V_{SWE}}{V_{SWC}}$ dans les espaces de détente et de compression [28].

Finkelstein a déterminé le rapport des volumes balayés qui maximise le travail fourni par un moteur Stirling, tel que calculé par le modèle isotherme, sous la contrainte que toutes les machines considérées contiennent la même masse de fluide de travail, aient les mêmes volumes morts d'échangeurs. Le moteur optimal, selon Finkelstein ayant une cylindrée ($V_{SWE} + V_{SWC}$) beaucoup plus importante que son homologue à rapport de volume unitaire [28].

La figure 6.25 présente la puissance produite et la figure 6.26 Le rendement thermique en fonction du rapport des volumes balayés dans les espaces de détente et de compression. Les observations suivantes peuvent être faites :

- Il existe un rapport des volumes balayés qui maximise la puissance produite par le moteur qui est environ 1.5, alors que pour le rendement thermique est continûment croissant en fonction de ce même rapport.
- Concrètement, on voit que la puissance produite par un moteur au rapport des volumes balayés optimisé par rapport à celle produite par un moteur au rapport des volumes balayés unitaire est assez faible ; si l'objectif est donc de produire un maximum de puissance avec un moteur de cylindrée totale donnée, la pratique actuelle qui consiste à concevoir des machines au rapport des volumes balayés unitaire n'est pas aussi critiquable que l'affirme Finkelstein [28].

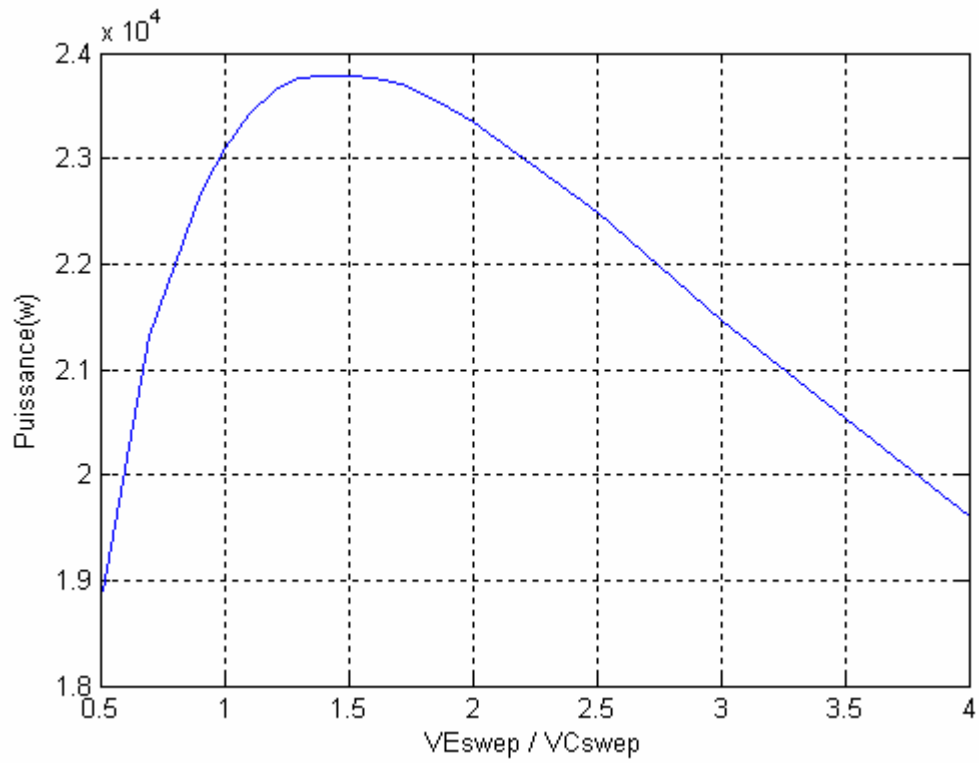


Figure 6.25 : Diagramme de la puissance en fonction de ratio des volumes balayés.

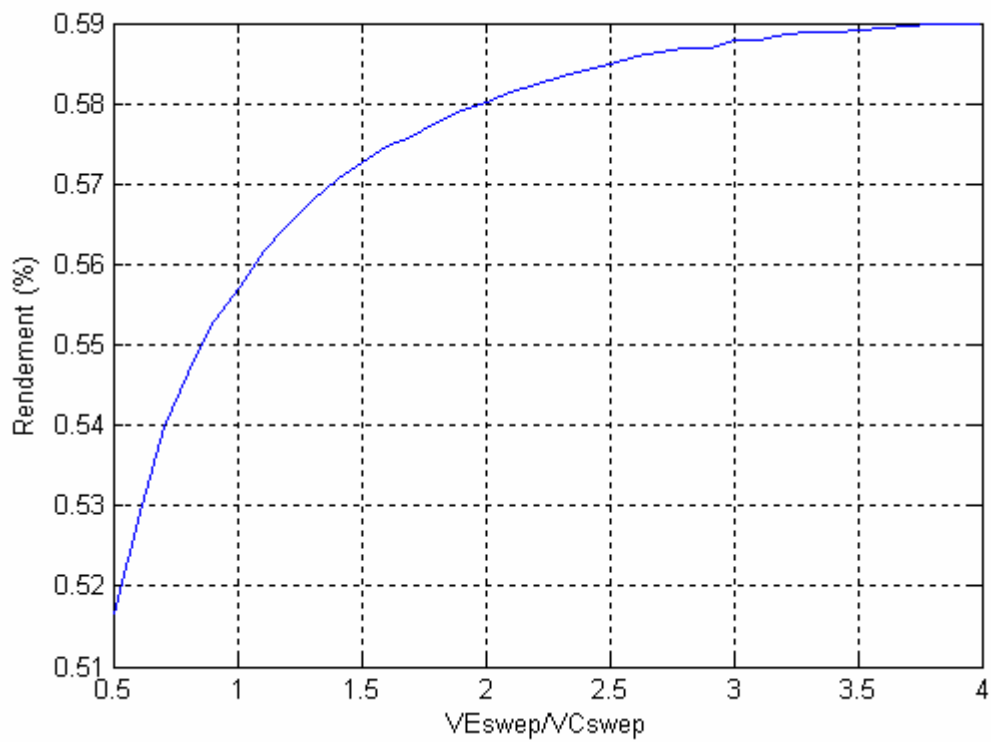


Figure 6.26 : Diagramme du rendement en fonction de ratio des volumes balayés

6.3.4.3 Sensibilité au choix du volume mort

Dans la conception des moteurs Stirling cinématique, le choix des volumes morts de compression et de détente n'est pas arbitraire. La figure 6.27 présente la relation entre les puissances et le volume mort de compression, on peut remarquer qu'un volume mort réduit donne une puissance mécanique (et calorifique) élevée, et un volume mort élevé donne une puissance un peu réduite, il existe donc une inverse proportionnalité entre la puissance mécanique idéale (et réelle), la puissance calorifique idéale (et réelle) et le volume mort de compression.

La figure 6.28 illustre la relation entre le rendement thermique idéal (et réel) et le volume mort du cylindre de compression, on remarque que l'augmentation du volume mort n'a pas une grande influence sur le rendement, un volume mort de 10 cm³ donne un rendement de 56.2 % et un volume mort de 40 cm³ donne un rendement de 57 %.

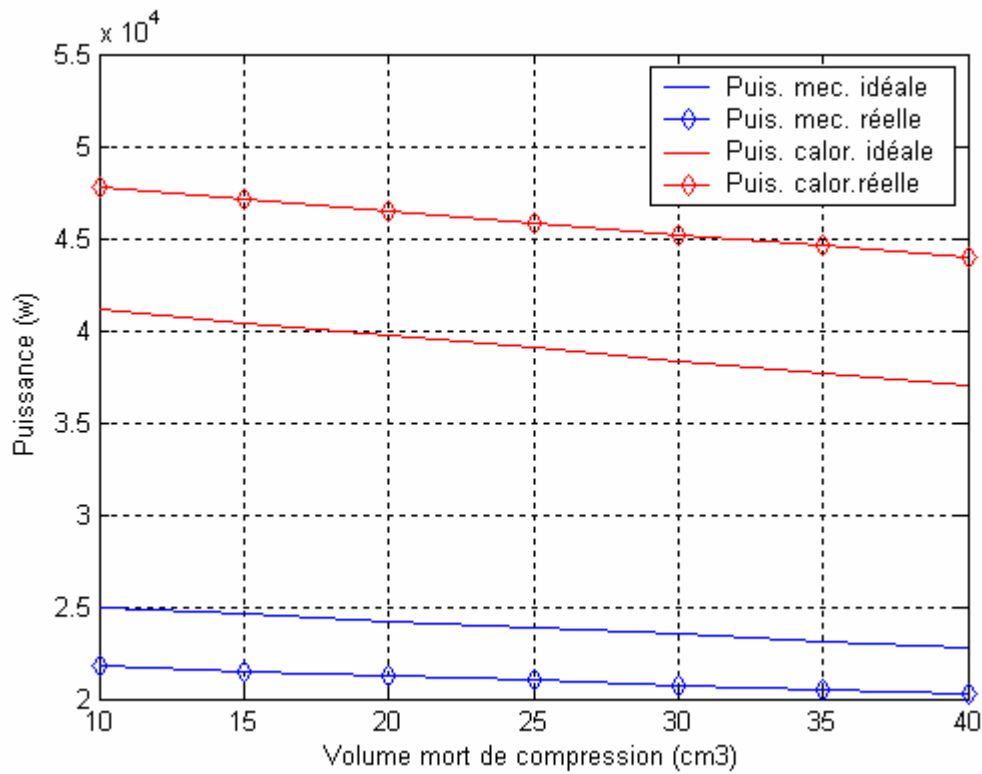


Figure 6.27 : Diagramme de puissances en fonction du volume mort

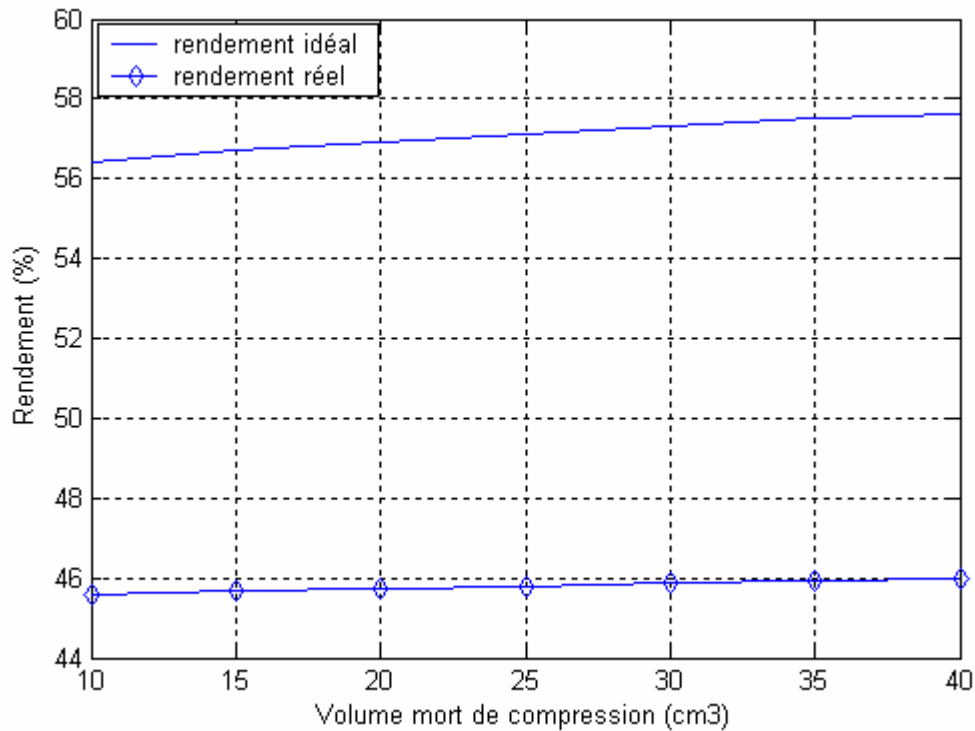


Figure 6.28 : Diagramme du rendement en fonction du volume mort

6.3.4.4 Sensibilité à la variation de la vitesse de rotation

Les figures 6.29 et 6.30 illustrent l'influence de la variation de la vitesse de rotation sur le rendement thermique et la puissance mécanique produite par un moteur Stirling cinématique. On remarque que :

- une faible vitesse de rotation conduit à un rendement plus élevé et une puissance mécanique (et calorifique) légèrement faible. Par contre une grande vitesse de rotation conduit à un rendement faible et une puissance mécanique (et calorifique) plus élevée.
- Les écarts instantanés entre le puissance mécanique (et calorifique) idéale et réelle sont proportionnels avec l'augmentation de la vitesse de rotation.
- L'influence de l'augmentation de la vitesse de rotation sur le rendement réel est remarquable par rapport à son influence sur le rendement idéal.

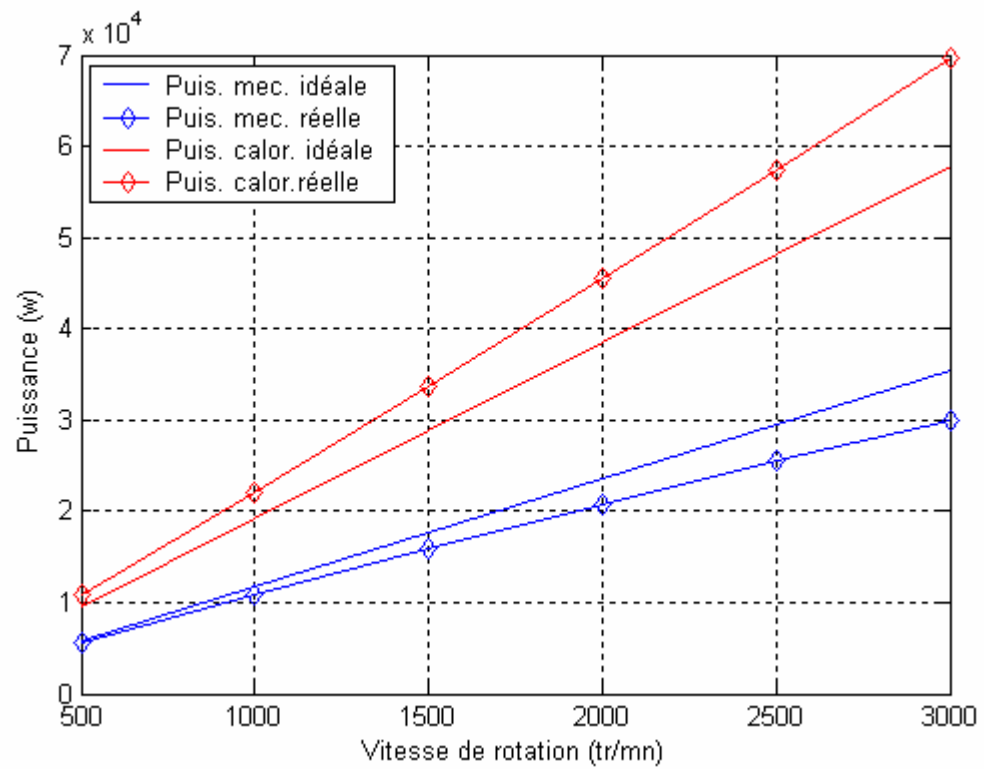


Figure 6.29 : Diagramme de la puissance en fonction de la vitesse de rotation

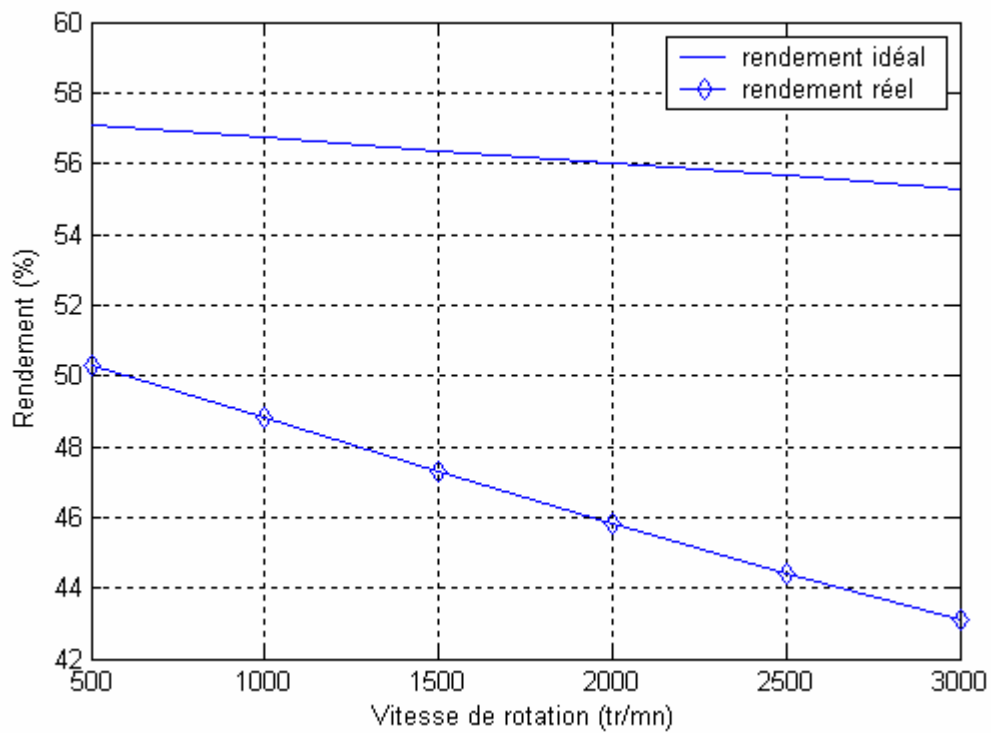


Figure 6.30 : Diagramme du rendement en fonction de la vitesse de rotation

La figure 6.31 illustre la variation du rendement du régénérateur en fonction de la vitesse de rotation pour différents diamètres de mèches de la matrice solide où il s'avère que ce rendement pour un diamètre de mèche de 0.03 mm est supérieur à celui de 0.05, 0.07 et 0.08 mm pour toutes les vitesses de rotation. Ce qui implique que le rendement du régénérateur est meilleur pour une mèche plus fine que celle plus épaisse. D'autre part ce rendement est important pour un moteur qui tourne à une vitesse réduite que celui de vitesse élevée.

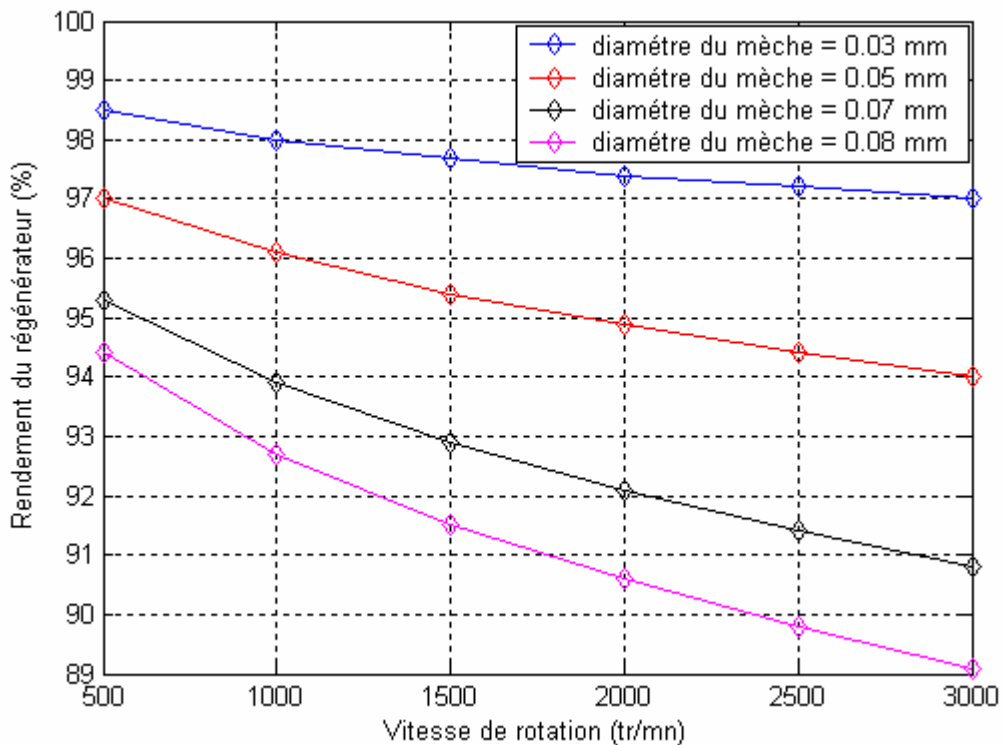


Figure 6.31 : Influence de la vitesse de rotation sur le rendement du régénérateur

6.3.4.5 Sensibilité à la variation de la température de la source chaude

La figure 6.32 illustre les puissances en fonction de la température de la source chaude et on peut constater que :

- La variation des puissances calorifiques et mécaniques est proportionnelle avec la variation de la température de la source chaude.

- La puissance calorifique réelle est plus grande que la puissance calorifique idéale, ceci est due à l'augmentation des différentes pertes thermiques avec la température de la source chaude (les pertes thermiques sont additionnées à la puissance calorifique idéale). Par contre, la puissance mécanique réelle est légèrement inférieure à la puissance mécanique idéale (les pertes mécaniques sont soustraites).
- L'augmentation des puissances avec l'augmentation de la température de la source chaude n'est pas limitée. Cependant cette progression est assurée par des matériaux qui résistent les températures élevées [62].

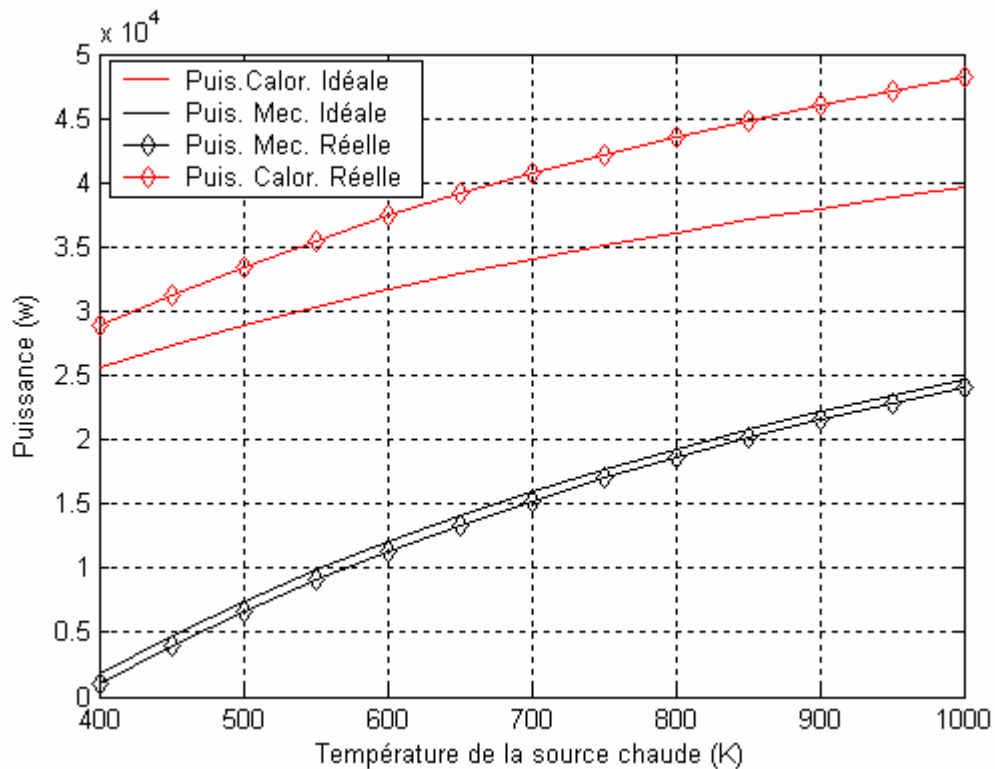


Figure 6.32 : Evolution des puissances avec la température de la source chaude.

La variation des rendements en fonction de la température de la source chaude est représentée par la figure 6.33, on constate que :

- Les variations des rendements idéal et réel sont proportionnelles à l'augmentation de la température de la source chaude.

- Les écarts instantanés entre les deux rendements sont proportionnels avec la variation de température de la source chaude.

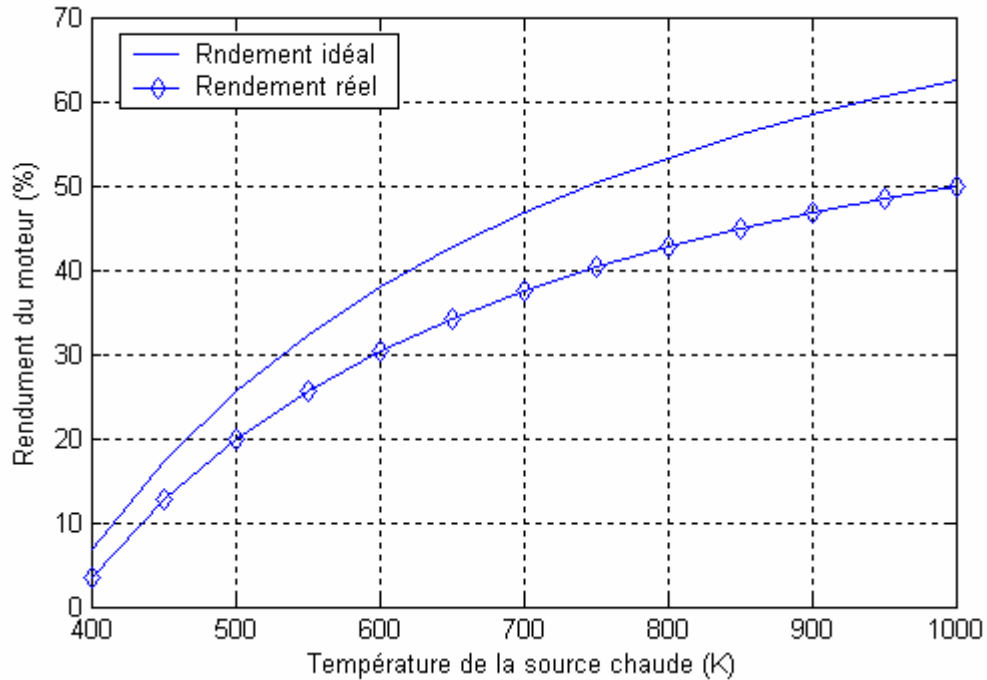


Figure 6.33 : Evolution des rendements avec la température de la source chaude

6.3.4.6 Sensibilité à la variation de la température de la source froide

La figure 6.34 représente l'influence de la variation de la température de la source froide sur les puissances calorifiques et mécaniques, idéales et réelles, les remarques suivantes sont faites :

- Les variations de ces puissances sont inversement proportionnelles (linéairement) à l'augmentation de la température de la source froide.
- La puissance calorifique réelle est plus grande à la puissance calorifique idéale, par contre la puissance mécanique réelle est légèrement inférieure à la puissance mécanique idéale.

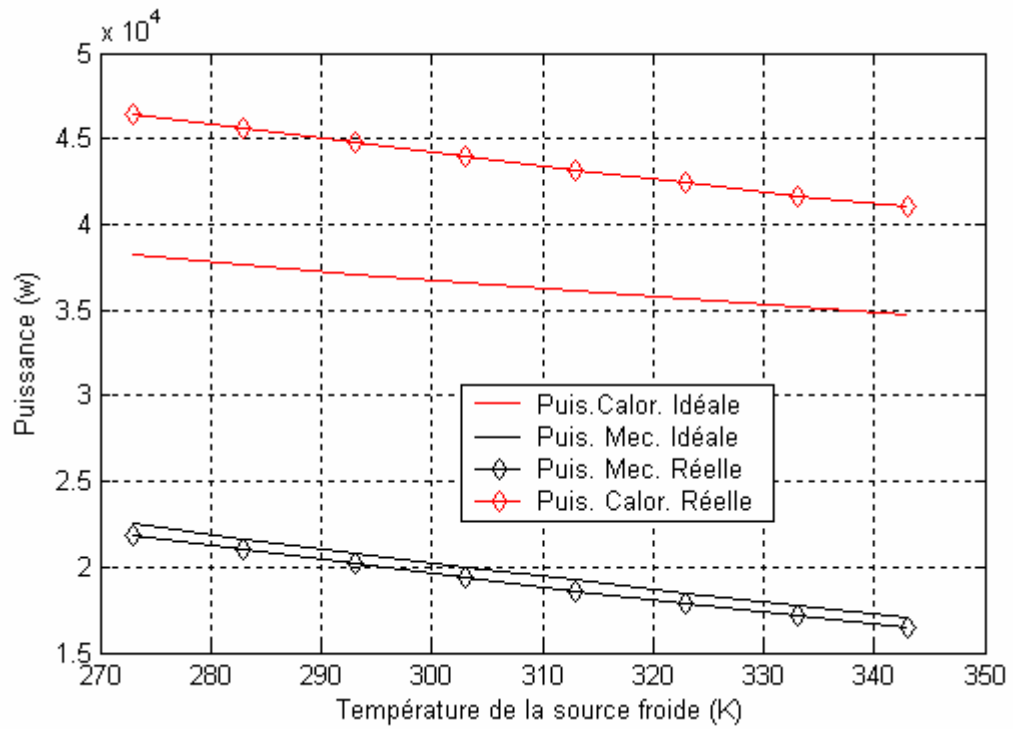


Figure 6.34 : Evolution des puissances avec la température de la source froide

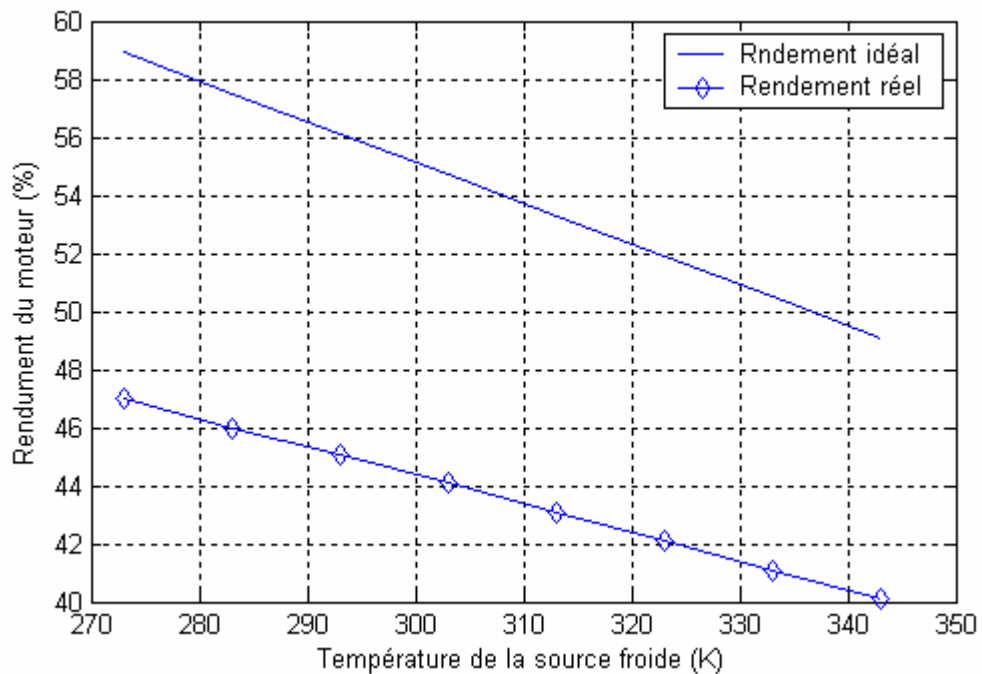


Figure 6.35 : Evolution des rendements avec la température de la source froide

La figure 6.35 illustre la relation entre le rendement idéal (et réel) et l'augmentation de la température de la source froide, on remarque que :

- L'augmentation de la température de la source froide diminue les rendements.
- L'écart entre les deux rendements est plus grand par comparaison avec les puissances montrées à la figure 6.33, cet écart est inversement proportionnel avec la variation de cette température.

6.3.4.7 Sensibilité à la pression du fluide de travail

La variation des puissances et des rendements thermiques en fonction de la pression moyenne est représentée par la figure 6.36 et 6.37 respectivement. On peut constater que la puissance mécanique est proportionnelle à la variation de la pression moyenne du fluide de travail, par contre le rendement est inversement proportionnel à l'augmentation de la pression moyenne. Cependant la progression de la pression du fluide de travail est assurée par une bonne étanchéité.

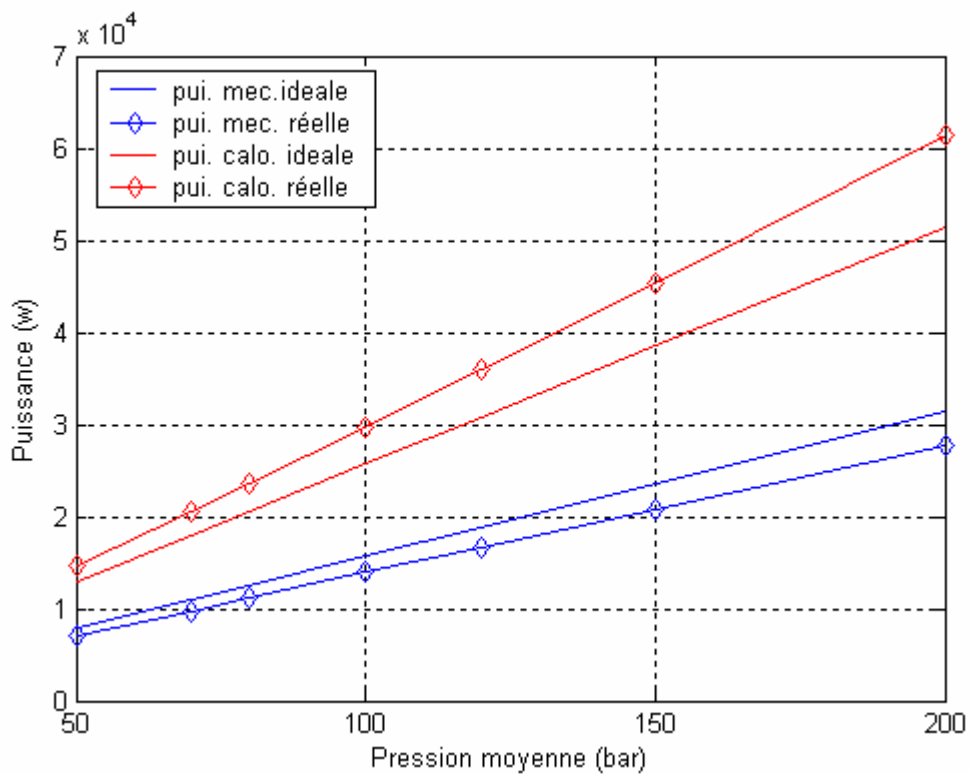


Figure 6.36 : Evolution de puissance en fonction de la pression moyenne

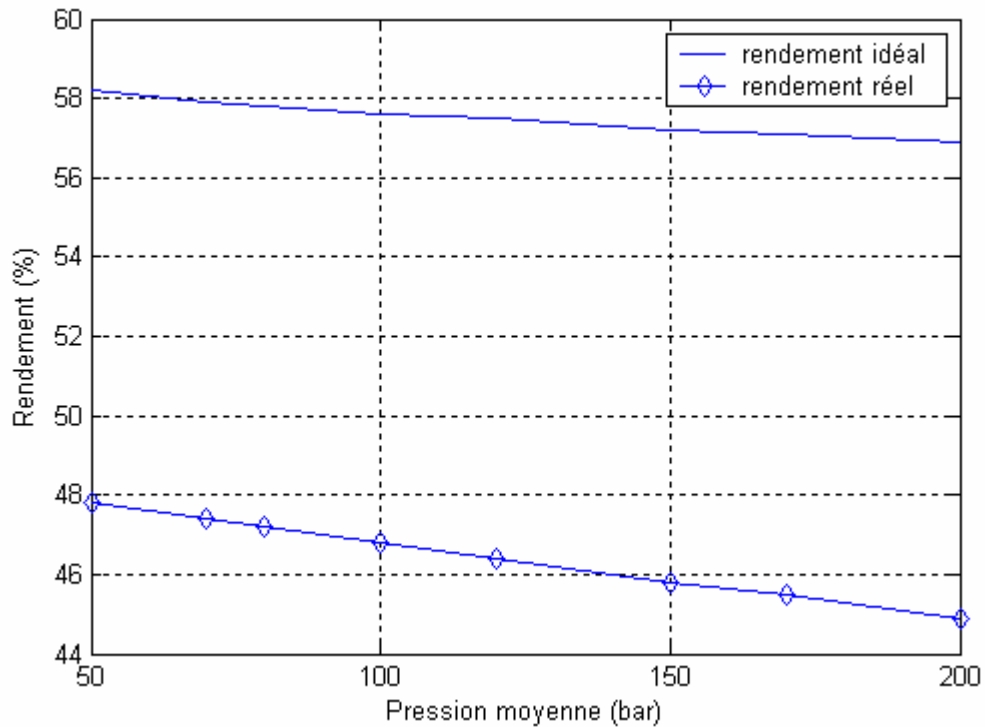


Figure 6.37 : Diagramme du rendement thermique en fonction de la pression moyenne

6.4 Dimensionnement d'un moteur Stirling par la théorie de similitude énergétique

Dans une série d'articles repris pour l'essentiel dans un ouvrage de référence, Organ applique la théorie des similitudes aux moteurs Stirling. IL distingue une similitude stricte, qu'il appelle similitude dynamique et qui impose qu'un moteur dérivé d'un moteur connu soit géométriquement semblable au moteur connu. Cette théorie de la similitude dynamique est souvent inutilisable dans la pratique, car la contrainte de similitude géométrique liée aux autres contraintes de similitude conduit souvent à des machines dont les dimensions, ou les pressions de travail, ou les vitesses de rotation, sont inacceptables.

Organ développe alors une théorie de la similitude énergétique des moteurs Stirling. Moins contraignante que la précédente, cette théorie impose plus que le moteur dérivé soit géométriquement semblable au moteur d'origine. Deux moteurs Stirling peuvent, en effet, avoir des performances énergétiques semblables (au sens de la théorie des similitudes) même s'ils ne sont pas géométriquement semblables [52].

Organ établit donc les groupements adimensionnels (Appendice K) qui doivent rester identiques d'une machine connue à une machine dérivée pour que ces deux machines puissent être dites en similitude énergétique.

Des valeurs identiques à ces groupements pour le moteur dérivé et le moteur d'origine garantissant que ces deux machines auront même rendement thermique et même puissance. Organ compare la valeur de ces groupements adimensionnels pour différents moteurs existant dont les performances énergétiques sont bonnes ; il constate que, hormis pour les deux derniers groupements N_{TCR} et N_F , les valeurs des autres groupements sont très semblables d'une machine à l'autre.

6.4.1 Démarche de dimensionnement

Il est dès lors possible de déterminer les caractéristiques principales d'un moteur Stirling qui est en similitude énergétique avec le moteur virtuel d'Organ. La démarche est la suivante[52]:

- On s'impose :
 - la puissance mécanique, $p_{mec} = 1000W$.
 - la pression moyenne, $P_{ref} = 10bar$.
 - la vitesse de rotation, $N = 1500tr/mn$.
- On déduit le volume de référence V_{ref} de ces grandeurs et du nombre de Beale (équation 2.1).
- Se fixant le rapport $\frac{S_L}{D}$ de la course à l'alésage du mécanisme cinématique, on déduit la course et l'alésage de la connaissance de V_{ref} .
- On déduit ensuite les volumes, longueurs et rayons hydrauliques des échangeurs à partir des différents groupements adimensionnels présentés dans l'annexe H.

6.4.2 Dimensionnement retenu

Les données fournies par la théorie de la similitude énergétique ont été introduites dans le modèle adiabatique découplé (programme de calcul développé illustré dans l'appendice I) puis très légèrement adaptées afin de garantir :

- Des bonnes performances théoriques idéales : la puissance théorique idéale obtenue par le modèle est évaluée à 1860.61 W et le rendement théorique idéal vaut 58.4%;

- Des puissances dissipées par frottement visqueux acceptables, et sensiblement du même ordre de grandeur dans le réchauffeur et dans le régénérateur ; elles sont un peu plus faibles dans le refroidisseur du fait du plus faibles vitesse, dues aux plus faibles températures, dans cet échangeur ; la puissance moyenne dissipée par frottement visqueux est ainsi évaluée à environ 250W.
- Des écarts de température moyens entre la paroi des échangeurs et le fluide de travail acceptables ; ils sont de 65°C dans le réchauffeur et le régénérateur et de 28°C dans le refroidisseur.

Les principales dimensions du moteur sont dès lors les suivantes :

Mécanisme cinématique :

« bielle manivelle »

Rayon du manivelle :24.7mm

Longueur de la bielle :83.1mm

Cylindres :

Alésage du deux cylindres :127.2

Longueur morte coté espace de compression :3.1mm

Longueur morte coté espace de détente :3.1mm

Diamètre de la tige du piston :22mm

Réchauffeur :

Constitué de deux plaques planes soudées par points ; dans l'une des deux plaques sont usinées des rainures parallèles de section carrée servant de canaux au fluide de travail ;

Nombre de rainures :40

Coté d'une rainure :4mm

Longueur des rainures :250mm

Régénérateur :

Constitué de rouleaux de film d'acier inox bobiné en spirale et empilés dans un cylindre de telles sortes que ces rouleaux ne rentrent pas en contact thermique les uns avec les autres ;

Diamètre du régénérateur :48.5mm

Longueur du régénérateur :298mm

Epaisseur du film :0.1mm

Refroidisseur :

Constitué d'un faisceau de conduites comprenant deux types concentriques en cuivre ; l'air circule dans les espaces annulaires compris entre les tubes intérieurs et extérieurs et l'eau de refroidissement circule à l'intérieur des tubes internes et à l'extérieur des tubes extérieurs ;

Nombre de tubes concentriques :48

Diamètre intérieur et extérieur des tubes internes :4.75-6.35mm

Diamètre intérieur et extérieur des tubes externes :8-10mm

Longueur des tubes :105mm

CONCLUSION GENERALE

Le moteur Stirling connaît depuis quelques années, un important regain d'intérêt, essentiellement lié à son rendement élevé, à son caractère peu polluant et à sa grande adaptabilité à tout type de source de chaleur. Le système Dish Stirling est un système relativement plus simple, il est souvent présenté comme la solution du futur dans le domaine de la production de l'énergie électrique.

Une modélisation découplée des moteurs Stirling cinématique a été présentée. Ils s'agit alors d'estimer les puissances calorifiques échangées et la puissance mécanique idéale à partir d'une analyse adiabatique simplifiée du cycle, puis de corriger les valeurs ainsi obtenues à partir d'une estimation des pertes. Dans ce type de modélisation, appelée du second ordre, les pertes d'énergie sont supposées indépendantes les unes des autres, c'est pourquoi l'analyse est dite découplée. Plus généralement, ce type de modèle appartient à la classe des modèles agrégés (lumped parameters model) : la variable d'espace n'intervient pas ; les grandeurs étudiées ne dépendent que d'une seule variable indépendante (le temps), et le système est décrit par des équations différentielles ordinaires ou algébriques. Comme cette modélisation est basée sur sensiblement les mêmes hypothèses physiques que les autres modélisation de ce type, elle souffre des mêmes limitations. Cependant l'approche utilisée pour établir et résoudre le système important d'équations algébro-différentielles obtenu, basé sur l'utilisation d'un programme de calcul développé sous MATLAB se révèle très intéressante. Parmi les avantages qui en résultent directement, on peut citer :

- La possibilité de simuler en régime stationnaire tout types de moteur Stirling suivant le mécanisme de cinématique utilisé, les types des trois échangeurs associés, le fluide de travail, ainsi que les différents paramètres de fonctionnement.
- La possibilité de créer une bibliothèque de modules permettant l'archivage et la réutilisabilité des modules développés ; on peut développer, en plus des modules développés, un ensemble de modules interchangeables suivant la nécessité. Le remplacement d'un module par un autre peut se faire sans qu'il ne faille trop se soucier des répercussions sur la partie numérique du modèle.

La grande souplesse de l'outil de simulation que nous avons développé à été mise en évidence dans l'étude du comportement du moteur Stirling solaire. Ce qui nous a permet de

dimensionner un moteur de puissance de 1KW par la méthode dite similitude énergétique. Comme tous les modèles du même type, l'exploitation de notre modèle découplé pour le dimensionnement d'un moteur reste sujette à caution à cause de l'utilisation de corrélations quasi-stationnaires pour les coefficients de frottements et de transfert de chaleur. Cependant, l'environnement de simulation que nous avons développé confère à notre modèle une grande souplesse et une grande facilité d'évolution ainsi, il sera aisé d'introduire de nouvelles lois pour les transferts de chaleur par exemple, à mesure que les connaissances fondamentales dans ce domaine évolueront.

On note aussi que le programme de simulation mis en place dans ce mémoire bien qu'orienté sur le fonctionnement en moteur du cycle de Stirling est tout à fait utilisable pour le fonctionnement en cycle de production de froid.

Nous avons présenté et commenté différents résultats relatifs à la simulation d'un moteur Stirling solaire de type Gamma parmi lesquels, on peut citer :

- Le rendement du régénérateur doit être plus de 80%.
- Le ratio des volumes balayés de compression et de détente vaut 1.5.
- Le choix des volumes morts n'est pas arbitraire, dans le cas de la machine d'Organ et pour une puissance élevée, ils doivent être égale à 10 CC.
- Le diamètre de mèche doit être petit (0.03 mm).
- L'augmentation des puissances avec la température de la source chaude n'est pas limitée. Cependant cette progression est assurée par des matériaux qui résistent les températures élevées.
- La progression de la pression du gaz de travail est assurée par une bonne étanchéité.
- Le déphasage entre les deux pistons doit être 90 degrés.

Finalement, on note que notre modèle est validé avec plusieurs travaux publiés surtout les travaux de Pascal Stouffs [22, 28, 29, 31, 51], Alain Organ [7,], Israël Ureili [27], les résultats obtenus sont très confondus avec leurs résultats.

PERSPECTIVES

Le manque d'outil de conception thermodynamique approprié est un des obstacles majeurs au développement des moteurs Stirling. Beaucoup de travail reste encore à faire dans ce domaine. Il faut en particulier développer des corrélations appropriées pour le transfert de chaleur en écoulement oscillant qui est le phénomène majeur dans les moteurs Stirling.

APPENDICE A
NOMENCLATURE

Lettres latines

A	:section	m^2
a	:absorptance de la cavité réceptrice	-
C	:concentration	-
C_{ref}	:coefficient de frottement du fluide visqueux	-
C_p	:capacité massique à pression constant	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
C_v	:capacité massique à volume constant	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
d	:diamètre	m
E	:énergie optique	watt
e	:emmittance de la cavité réceptrice	-
f	:longueur focale	m
freq	:fréquence	Hz
H	:enthalpie	J
h	:coefficient de transfert convective	$W.m^{-2}.K^{-1}$
I	:irradiance solaire direct	$W.m^{-2}$
k	:conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
\bar{k}	:conductance moyenne équivalente	$W.m^{-1}.K^{-1}$
L	:longueur	m
M	:masse totale du gaz dans le moteur	kg
m	:masse	kg
\dot{m}	:débit massique	Kg / s
NUT	:nombre des unités de transfert	-
N_{ST}	:nombre de Stanton	-
P	:pression	Pas
p	:probabilité d'erreur du concentrateur (chapitre5)	-
pr	:nombre de Prandtl	-
poro	:porosité de la matrice solide du régénérateur	-
Q	:quantité de chaleur	J

\dot{Q}	:puissance calorifique	Watt
R	:constant des gaz parfaits, rayon du concentrateur (au chapitre5)	$J.kg^{-1}.K^{-1}$, m
Re	:nombre de Reynolds	-
S	:région angulaire bidimensionnelle des erreurs du concentrateur	
S_L	:course du piston	m
T	:température	K
T	:temps	s
U	:énergie interne	J
u	:vitesse	m/s
V	:volume	m^3
W	:travail	J
W'	:puissance mécanique	Watt
X	:coordonnée spatiale, déplacement	m
x_g	:Le jeu entre le piston déplaceur et le cylindre	m
Δx	:épaisseur moyen de la cavité isolée	m

Lettres grecques

α	:déphasage entre le piston déplaceur et celui de compression	rad
δ	:erreur angulaire surfacique normale du concentrateur	rad
γ	:rapport des capacités calorifiques	-
ε	:efficacité du régénérateur	-
η	:rendement thermique du moteur	-
θ	:angle de rotation du vilebrequin	rad
ρ	:masse volumique, reflectance du concentrateur (chapitre5)	$kg.m^{-3}$, -
φ	:angle d'ouverture du concentrateur	rad
$\Delta\psi$:angle du cone solaire incident	rad
ξ	:efficacité du réchauffeur, refroidisseur	-
μ	:viscosité dynamique	Pas
π	:constant (3.141516)	-
σ	:constant de Stefan Boltzmann, $5.6705. 10^{-8}$	$Wm^{-2}K^{-4}$

τ	:transmittance de la surface intérieure du récepteur	-
χ	:distance radiale dans le concentrateur paraboloidal	m
Γ	:fraction d'énergie capturée	-
$\Delta\vartheta$:angle de déviation des cone optiques	rad

Indices

a	: ambiant
absor	:absorption
C	:espace de compression
CAV	:cavité réceptrice.
CK	:interface entre l'espace de compression et le refroidisseur.
col	:collection
conc	:concentrateur
cond	:conduction
conv	:convection
d	:piston déplaceur
de	:volume mort
E	:espace de détente
eff	:effective
frot	:frottement
g	:gaz
geom	:géométrique
H	:réchauffeur (Heater)
HE	:interface entre le réchauffeur et l'espace de détente
h	:hydraulique
i	: idéal
K	:refroidisseur (Cooler)
KR1	:interface entre le refroidisseur et l'élément 1 du régénérateur
m	:mouillée.
max	: valeur maximale.
min	:valeur minimale.
Ouv,cav	:ouverture de la cavité réceptrice.

p	:piston de compression
pert	:pertes
pomp	:pompage
R	:régénérateur (Regenerator)
R ₁	:élément 1 du régénérateur
R ₂	:élément 2 du régénérateur
R ₃	:élément 3 du régénérateur
R1R2	:interface entre l'élément 1 et 2 du régénérateur
R2R3	:interface entre l'élément 2 et 3 du régénérateur
R3H	:interface entre l'élément 3 du régénérateur et le réchauffeur
ray	:rayonnement
sw	:volume balayé
s	:matrice solide
shut	:navette du piston déplaceur
w _H	:paroi du réchauffeur
w _K	:paroi du refroidisseur
w	:paroi.
wire	:relatif au mèche de la matrice solide du régénérateur.

APPENDICE B

Nous considérons que le fluide de travail dans le moteur Stirling est un gaz parfait ; les écarts de température entre le côté chaud et le côté froid du moteur étant assez importants, nous jugeons utile de calculer les caractéristiques thermophysiques du gaz en fonction de la température, tel que la viscosité dynamique μ qui est donnée par Sutherland comme suit :

$$\mu = \mu_0 \cdot \frac{(T_0 + T_{\text{suth}})}{T + T_{\text{suth}}} \left(\frac{T}{T_{\text{suth}}} \right)^{1.5}$$

Avec:

μ_0 : la viscosité dynamique à la température de référence [kg.m/s].

T_0 : température de référence (K).

T_{suth} : constant de Sutherland (K).

μ_0, T_{suth} se différent d'un gaz à l'autre, comme montre le tableau suivant :

Fluides	μ_0 (kg.m/s)	T_{suth} (K)
Hydrogène	$8.35 \cdot 10^{-6}$	84.4
Hélium	$18.85 \cdot 10^{-6}$	80.0
Air	$17.08 \cdot 10^{-6}$	112.0

Tableau B.1 : Variation de la viscosité dynamique avec la température

APPENDICE C

TEMPERATURE EFFECTIVE MOYENNE DU REGENERATEUR

Afin d'évaluer correctement la masse du gaz dans la section libre du régénérateur, la distribution longitudinale de la température du gaz doit être connue. Nous supposons que le régénérateur idéal a un profil de température linéaire entre la température froide T_K et la température chaude T_H , comme il est représenté sur la figure C.1.

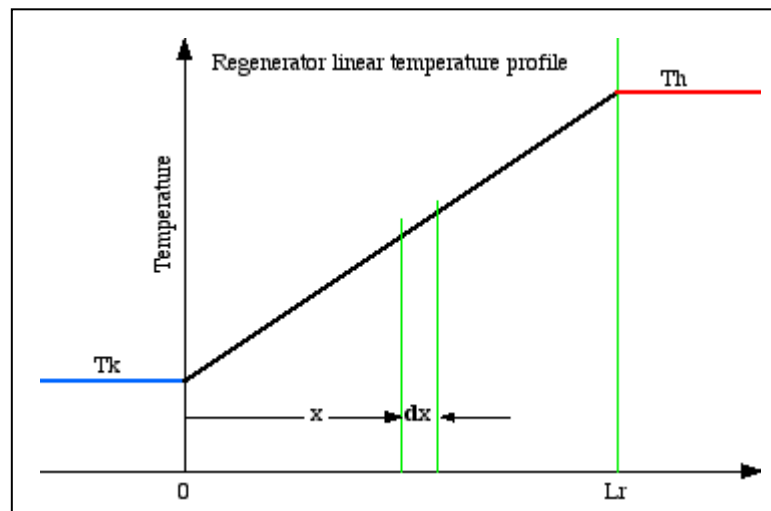


Figure C.1 : Distribution de la température dans le régénérateur

Ainsi le profil de température dans le régénérateur peut être décrit comme :

$$T(x) = a \cdot x + b \quad (C.1)$$

Avec:

$$a = \frac{T_H - T_K}{L_R} \quad (C.2)$$

$$b = T_K \quad (C.3)$$

Donc:

$$T(x) = \frac{T_H - T_K}{L_R} \cdot x + T_K \quad (C.4)$$

La masse totale m_R du gaz dans la volume libre V_R du régénérateur est donnée par :

$$m_R = \int_0^{V_R} \rho \cdot d(V_R) \quad (C.5)$$

Maintenant de l'équation d'état de gaz idéal, et pour une section libre constante d'écoulement A_R , nous avons :

$$P = \rho \cdot R \cdot T \quad (C.6)$$

$$V_R = A_R \cdot L_R \quad (C.7)$$

$$d(V_R) = A_R \cdot d(x) \quad (C.8)$$

Remplaçant par (C.6) et (C.8) dans (C.5), et après simplifications, nous aurons :

$$m_R = \frac{V_R \cdot P}{R} \cdot \int_0^{L_R} \frac{1}{(T_H - T_K) \cdot x + T_K \cdot L_R} \cdot dx \quad (C.9)$$

Par intégration de l'équation (C.9), et après simplification, nous obtenons :

$$m_R = \frac{V_R \cdot P}{R} \cdot \frac{\ln\left(\frac{T_H}{T_K}\right)}{(T_H - T_K)} \quad (C.10)$$

Nous définissons maintenant la température effective moyenne T_R du gaz dans le régénérateur en termes d'équation d'état de gaz idéal :

$$m_R = \frac{V_R \cdot P}{R \cdot T_R} \quad (C.11)$$

Comparant les deux équations (C.10) et (C.11), et tirons T_R , nous obtenons :

$$T_R = \frac{T_H - T_K}{\ln\left(\frac{T_H}{T_K}\right)} \quad (C.12)$$

APPENDICE D
VARIATION DES VOLUMES DES DIFFERENTES CINEMATIQUES

D.1.1. Cinématique de Ross Yoke

Soit y_C et y_E le déplacement du piston de compression et de détente respectivement et x le déplacement du Yoke.

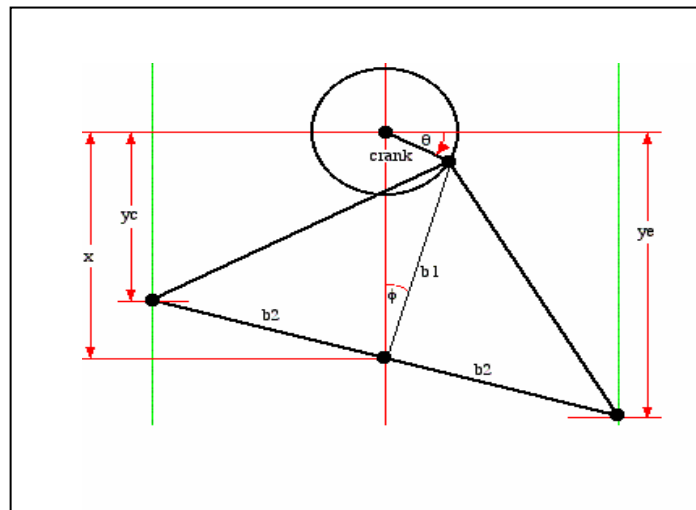


Figure D.1 : Cinématique de Ross Yoke

De la figure D.1, soit :

$$x = \text{crank} \cdot \sin\theta + b_1 \cdot \cos\varphi \quad (\text{D.1})$$

$$b_1 \cos\varphi = \sqrt{b_1^2 - \text{crank}^2 \cdot \cos^2\theta} = b_0 \quad (\text{D.2})$$

$$x = \text{crank} \cdot \sin\theta + b_0 \quad (\text{D.3})$$

$$y_e = x + b_2 \cdot \sin\varphi = x + \text{crank} \left(\frac{b_2}{b_1} \right) \cdot \cos\theta \quad (\text{D.4})$$

$$y_e(\theta) = \text{crank} \cdot \left(\sin\theta + \left(\frac{b_2}{b_1} \right) \cdot \cos\theta \right) + b_0 \quad (\text{D.5})$$

$$y_c(\theta) = \text{crank} \cdot \left(\sin\theta - \left(\frac{b_2}{b_1} \right) \cdot \cos\theta \right) + b_0 \quad (\text{D.6})$$

L'hypothèse de pas de mouvement latérale signifie que :

$$b_2 \cdot \cos\varphi = b_2 \quad (\text{D.7})$$

$$\text{yoke} = \sqrt{b_1 + b_2} \quad (\text{D.8})$$

D.1.1.1 Le déplacement maximum

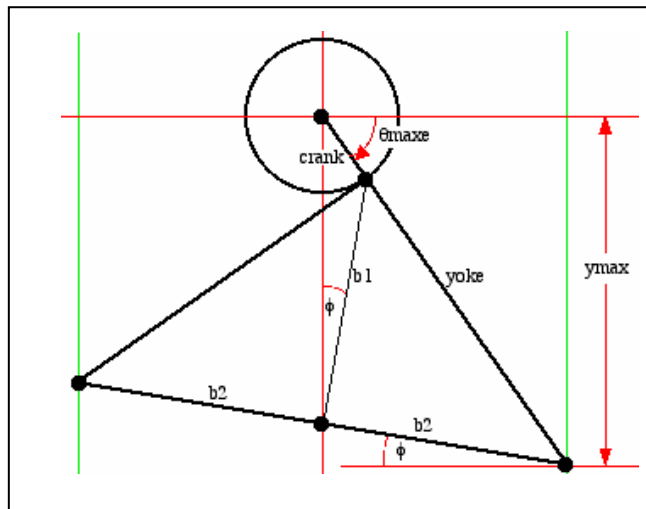


Figure C.2 : Déplacement maximum

De la figure D.2, on a :

$$y_{\max} = \sqrt{(\text{yoke} + \text{crank})^2 - b_2^2} \quad (\text{D.9})$$

$$\theta_{\max} = \sin^{-1} \left(\frac{y_{\max}}{\text{yoke} + \text{crank}} \right) \quad (\text{D.10})$$

$$\theta_{\max} = \pi - \theta_{\max} \quad (\text{D.11})$$

D.1.1.2. Le déplacement minimal

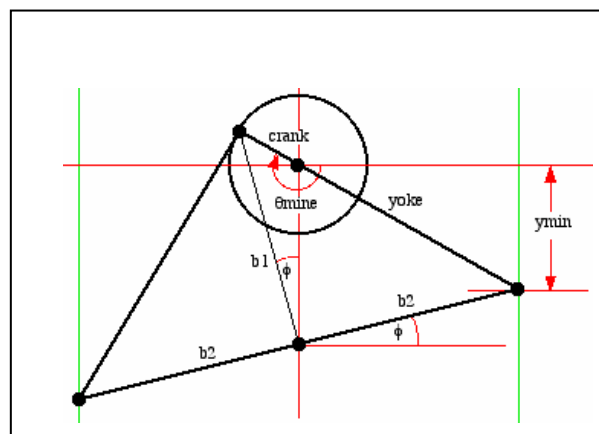


Figure D.3 : Déplacement minimal

De la figure D.3, on a :

$$y_{\min} = \sqrt{(\text{yoke} - \text{crank})^2 - b_2^2} \quad (\text{D.12})$$

$$\theta_{\min} = \pi + \sin^{-1} \left(\frac{y_{\min}}{\text{yoke} - \text{crank}} \right) \quad (\text{D.13})$$

$$\theta_{\min} = 3\pi - \theta_{\min} \quad (\text{D.14})$$

Ainsi pour les sections du piston de compression et de détente A_c et A_e , les volumes morts V_{CLC} et V_{CLE} . L'ensemble des équations de l'évaluation des volumes de compression et de détente est donné par :

$$V_E = V_{\text{DEAE}} + A_e \cdot (y_e - y_{\min}) \quad (\text{D.15})$$

$$V_C = V_{\text{DEAC}} + A_c \cdot (y_c - y_{\min}) \quad (\text{D.16})$$

Dérivant es équations (D.15) et (D.16)

$$dV_E = A_E \cdot \text{crank} \cdot \left(\cos\theta \left(\frac{b_2}{b_1} \right) \cdot \sin\theta + \frac{\text{crank} \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta}{b\theta} \right) \quad (\text{D.17})$$

$$dV_C = A_C \cdot \text{crank} \cdot \left(\cos\theta + \left(\frac{b_2}{b_1} \right) \cdot \sin\theta + \frac{\text{crank} \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta}{b\theta} \right) \quad (\text{D.18})$$

APPENDICE E

CALCUL DE LA MASSE TOTALE DU FLUIDE DE TRAVAIL DANS LE MOTEUR

Nous utilisons le modèle isotherme dit modèle de Schmidt pour calculer la mass totale du fluide de travail dans le moteur Stirling. Par l'application de l'équation des gaz parfaits, nous obtenons la formule de la pression comme suit :

$$P = \frac{M.R}{\left(\frac{V_C}{T_C} + \frac{V_K}{T_K} + \frac{V_R \cdot \ln\left(\frac{T_H}{T_K}\right)}{T_H - T_K} + \frac{V_H}{T_H} + \frac{V_E}{T_E} \right)} \quad (E.1)$$

La variation sinusoïdale des volumes de compression et de détente est donnée par :

$$V_C = V_{DEAC} + V_{SWC} \cdot \frac{(1 + \cos\theta)}{2} \quad (E.2)$$

$$V_E = V_{DEAE} + V_{SWE} \cdot \frac{(1 + \cos(\theta + \alpha))}{2} \quad (E.3)$$

Substituant par ces deux formules dans la formule de la pression et après simplification, on obtient :

$$P = \frac{M.R}{\left[S + \left(\frac{V_{SWE} \cdot \cos\alpha}{2.T_H} + \frac{V_{SWC}}{2.T_K} \right) \cdot \cos\theta + \left(\frac{V_{SWE} \cdot \sin\alpha}{2.T_H} \right) \cdot \sin\theta \right]} \quad (E.4)$$

Avec :

$$S = \left[\frac{V_{SWC}}{2.T_K} + \frac{V_{CLC}}{T_K} + \frac{V_K}{T_K} + \frac{V_R \cdot \ln\left(\frac{T_H}{T_K}\right)}{(T_H - T_K)} + \frac{V_H}{T_H} + \frac{V_{SWE}}{2.T_H} + \frac{V_{CLE}}{T_E} \right] \quad (E.5)$$

On peut tirer la formule de M comme suit :

$$M = \frac{P}{R} \cdot \left[S + \left(\frac{V_{SWE} \cdot \cos\alpha}{2.T_H} + \frac{V_{SWC}}{2.T_K} \right) \cdot \cos\theta + \left(\frac{V_{SWE} \cdot \sin\alpha}{2.T_H} \right) \cdot \sin\theta \right] \quad (E.6)$$

APPENDICE F

CORRELATION DE NOMBRE DE STANTAN ET DIAMETRE HYDRAULIQUE SUIVANT LA MATRICE SOLIDE DU REGENERATEUR

Type de la matrice solide	Nombre de Stantan	Diamètre Hydraulique
Grilles métalliques [35]	$N_{ST} = 0.46.Re^{(-0.4)} \cdot \frac{1}{pr}$	$d_h = \frac{d_{wire} \cdot poro}{1 - poro}$
Tissu enroulé [27]	$N_{ST} = \frac{1}{2} \cdot \frac{C_{ref}}{Re.Pr}$	$d_h = 2 \cdot \frac{A_R}{L_f}$
Amas de billes [37]	$N_{st} = 0.23.Re^{(-0.3)} \cdot Pr^{(-0.66)}$	$d_h = \frac{2}{3} \cdot \frac{poro \cdot d_{bille}}{1 - poro}$

Tableau E.1 : Corrélations du nombre de Stantan et diamètre hydraulique

APPENDICE G

COEFFICIENT DE PERTE DE CHARGE DANS LES TROIS ECHANGEURS

G.1. Coefficient de perte de charge dans le régénérateur

Les régénérateurs sont habituellement faits de paille de fer, de matériau poreux ou d'assemblages de grilles de métal empilées les unes sur les autres. La faible section de passage du fluide qui résulte de ces géométries particulières est à l'origine de la principale perte de puissance par frottements visqueux. La perte de charges dans les régénérateurs peut être évaluée à partir de l'équation (4.34), le coefficient de frottement de Reynolds C_{ref} est donnée suivant la nature de la masse solide comme suit [27] :

- Matrice de type de grille de métal

$$C_{\text{ref}} = 54 + 1.43 \cdot \text{Re}^{0.78}$$

- Matrice de feuille métallique enroulée

Si $\text{Re} < 2000$,

$$C_{\text{ref}} = 16$$

Si $2000 < \text{Re} < 4000$,

$$C_{\text{ref}} = 7.343 \cdot 10^{-04} \cdot \text{Re}^{1.3142}$$

Si $\text{Re} > 4000$,

$$C_{\text{ref}} = 0.0791 \cdot \text{Re}^{0.75}$$

- Matrice d'amas de bille,

$$C_{\text{ref}} = 2.2 \cdot \left(\frac{64}{\text{Re}} \right) + 1.8 \cdot \frac{1}{\text{Re}^{0.1}}$$

G.2. Perte de charge dans le refroidisseur et le réchauffeur

Alain Organ et Ureili ont proposé une corrélation pour le calcul du coefficient de frottement, en raison de l'écoulement d'oscillation, ils ont supposé que l'écoulement est toujours turbulent. Utilisant la relation de Blasius pour tous les nombres de Reynolds [27]:

$$C_{\text{ref}} = 0.00791 \cdot \text{Re}^{0.75}$$

APPENDICE H

CARACTERISTIQUES DIMENSIONNELLES DE LA MACHINE D'ORGAN

Général	
Configuration du moteur	Gamma
Fluide de travail	Hydrogène
Pression moyenne	15 Mpa
Température des tubes du réchauffeur	875 K
Température de l'eau de refroidissement	285 K
Vitesse de rotation	2000 tr/mn
Volume mort de l'espace de compression	28 CC
Volume mort de l'espace d'expansion	33 CC
Volume balayé de l'espace de compression	134 CC
Volume balayé de l'espace d'expansion	134 CC
Déphasage entre les deux pistons	90 degrés
Réchauffeur	
Type de réchauffeur	Slots
Largeur (width) du slots	1.026 mm
Hauteur (height) du slots	1.026 mm
Longueur du réchauffeur	90.60 mm
Nombres de slots	300
Régénérateur	
Type du régénérateur	tubulaire
Diamètre extérieur du tube	63.00 mm
Diamètre intérieur du tube	60.00 mm
Longueur	44.18 mm
Nombre de tubes	1
Porosité	0.685
Diamètre de mèche	0.05 mm
Refroidisseur	

Type de refroidisseur	Slots
Largeur (width) du slots	3.115 mm
Hauteur (height) du slots	3.115 mm
Longueur du refroidisseur	2.611 mm
Nombres de slots	13

APPENDICE I

LES ETAPES DE SIMULATION

Créer un nouveau fichier de données? (oui/non)
 Enter le nouveau nom du fichier:

Types de moteur disponibles sont :

- S)inusoidal drive
- Y)oke drive Ross
- R)hombic drive

Enter le type du moteur :

Configuration du moteur choisis : cinématique Sinusoïdale

Enter le volume mort (clerance) de l'espace de compression : [m³]
 Enter le volume balayé de l'espace de compression : [m³]
 Enter le volume mort (clerance) de l'espace de l'expansion : [m³]
 Enter le volume balayé de l'espace de l'expansion : [m³]
 Enter l'angle d'avance de la phase d'expansion : [degrees]

Types du refroidisseur disponibles sont :

- p, pour smooth pipes
- a, pour smooth annulus
- s, pour slots

Enter le type du refroidisseur

Type du refroidisseur choisi :

Enter le diamètre intérieur: [m]
 Enter le diamètre extérieur: [m]
 Enter la longueur du refroidisseur : [m]

Sommaire des données du refroidisseur:

Volume libre : [cc]
 Surface libre d'écoulement : [cm²]
 Surface mouillée : [cm²]
 Diamètre hydraulique : [mm]

Configurations du régénérateur disponibles sont:

- t, pour le régénérateur tubulaire.
- a, pour le régénérateur annulaire.

Enter la configuration du régénérateur:

Entrer le diamètre extérieur : [m]
 Entrer le diamètre intérieur : [m]
 Entrer la longueur du régénérateur: [m]
 Entrer le nombre de tube:

Types de matrice solide disponibles sont :
 m, pour mèches (grillages métalliques)
 f, pour tapis enroulé
 b, pour amas de bille
 Entrer le type de matrice solide

Entrer la porosité de la matrice :
 Enter le diamètre de la mèche :
 Sommaire des données du régénérateur:
 diamètre hydraulique
 surface mouillée:
 volume libre:

Types du réchauffeur disponibles sont :
 p, pour smooth pipes
 a, pour smooth annulus
 s, pour slots
 Entrer le type du réchauffeur
 Type du réchauffeur choisi :

Entrer le diamètre intérieur: [m]
 Entrer le diamètre extérieur: [m]
 Entrer la longueur du réchauffeur : [m]

Sommaire des données du réchauffeur:
 Volume libre : [cc]
 Surface libre d'écoulement : [cm²]
 Surface mouillée : [cm²]
 Diamètre hydraulique : [mm]

Types de gaz disponibles :
 hy)drogen)
 he)lium
 ai)r
 entrer le type du gaz choisie :

Entrer le rayon du concentrateur : [m]
 Entrer l'intensité solaire directe :
 Entrer l'angle du disque solaire : [degré]

Entrer la pression moyenne: [Pa]
 Entrer la température de la source chaude : [K]
 Entrer la température de la source froide : [K]
 entrer la vitesse de rotation : [Hz]

Masse totale du gaz: [g]
 voulez-vous aller au diagrammes de l'analyse de Schmidt
 ou)i or no):

===== Résultats d'Analyse de Schmidt =====
 Travail : [joules] , puissance : [watts]
 Qexp : [joules] , Qcom : [joules]
 Rendement indiqué : [%]
 =====

choix du simulation:

i)dealadiabatic, d)ecouple, q)uit: i

===== Analyse Adiabatique Idéale=====

Refroidisseur Tk = [K], Réchauffeur Th = [K]

iteration 0: Tc = [K], Te = [K]

iteration 1: Tc = [K], Te = [K]

iteration 2: Tc = [K], Te = [K]

iteration 3: Tc = [K], Te = [K]

iteration 4: Tc = [K], Te = [K]

iteration 5: Tc = [K], Te = [K]

===== Résultats de la modélisation adiabatique idéale=====

Quantité de chaleur transférée vers le refroidisseur: [W]

Quantité de chaleur transférée vers le régénérateur élément 1 : [W]

Quantité de chaleur transférée vers le régénérateur élément 2 : [W]

Quantité de chaleur transférée vers le régénérateur élément 3 : [W]

Quantité de chaleur globale transférée vers le régénérateur : [W]

Quantité de chaleur transférée vers le réchauffeur: [W]

Puissance mécanique produite : [W]

Rendement thermique: [%]

=====

choix du simulation:

i)dealadiabatic, d)ecouple, q)uit: d

===== Analyse Adiabatique Idéale=====

Refroidisseur Tk = [K], Réchauffeur Th = [K]

iteration 0: Tc = [K], Te = [K]

iteration 1: Tc = [K], Te = [K]

iteration 2: Tc = [K], Te = [K]

iteration 3: Tc = [K], Te = [K]

iteration 4: Tc = [K], Te = [K]

iteration 5: Tc = [K], Te = [K]

===== Analyse de l'imperfection du Réchauffeur =====

Nombre de Reynolds Moyen :

Nombre de Reynolds Max :

Coefficient de Transfert Thermique : [W/m²*K]

Températures de Paroi/ Gaz au réchauffeur: Twh = [K], Tgh = [K]

===== Analyse de l'imperfection du Refroidisseur =====

Nombre de Reynolds Moyen :

Nombre de Reynolds Max :

Coefficient de Transfert Thermique : [W/m²*K]

Températures de Paroi/ Gaz au réchauffeur: Twk = [K], Tk = [K]

===== Température moyenne convergée du réchauffeur et du refroidisseur =====

Température de la paroi / gaz du réchauffeur: Twh = [K], Th = [K]

Température de la paroi / gaz du refroidisseur: Twk = [K], Tk = [K]

===== Etude de l'imperfection du Régénérateur =====

Nombre de Reynolds moyen: reavg1=

Nombre de Reynolds max: remax1=

Nombre de Stanton: st1=

Rendement du régénérateur1 : effect1=

Nombre de Reynolds moyen: reavg2=

Nombre de Reynolds max: remax

Nombre de Stanton : st2=

Rendement du régénérateur: effect2=

Nombre de Reynolds moyen: $re_{avg3} =$
 Nombre de Reynolds max: $re_{max3} =$
 Nombre de Stanton : $st3 = 0.089$
 Rendement du régénérateur 3: $effect3 =$

===== Analyse des différentes pertes thermiques =====

Pertes dues à une régénération imparfaite: [W]
 Perte due à la conduction du régénérateur: [W]
 Perte due au mouvement du navette du piston : [W]
 Perte par pompage : [W]

===== analyse des pertes par frottement visqueux du fluide =====

Pertes par frottements visqueux du fluide : [W]

===== la puissance mécanique nette fournie =====

Puissance mécanique nette fournie : [W]

===== la puissance calorifique nette reçue =====

Puissance calorifique nette reçue: [W]

===== le rendement réel =====

Rendement réel après l'analyse des pertes: [%]

===== Calcul des performances du Dish Stirling =====

===== Calcul des pertes thermiques de récepteur =====

Pertes par convection : [W]
 Pertes par rayonnement : [W]

===== Calcul de la chaleur utile =====

L'énergie optique qui atteint le récepteur : [W]

La chaleur utile : [W]

===== Calcul de la température interne du récepteur =====

La température interne de la cavité réceptrice : [K]

===== Calcul des rendements =====

Le rendement d'interception : [%]
 Le rendement de collection : [%]
 Le rendement du système global : [%]

choix du simulation:

i)dealadiabatic, d)ecouple, q)uit: q

quitte la simulation...

APPENDICE K
GROUPEMENTS ADIMENSIONNELS DEVELOPPES PAR ALAIN ORGAN POUR
LA SIMILITUDE ENERGETIQUE

Groupe adimensionnel	Signification
$V_{\text{ref}} = V_{\text{swept}} = V_{\text{max}} - V_{\text{min}}$	Volume de référence c'est le volume balayé tel que visualisé par le diagramme indicateur.
$A_{\text{ref}} = V_{\text{ref}}^{2/3}$	Section de référence.
$L_{\text{ref}} = V_{\text{ref}}^{1/3}$	Longueur de référence.
$T_{\text{ref}} = T_C$	Température de référence est la température dans l'espace de compression.
$P_{\text{ref}} = P_{\text{min}}$	Pression de référence est la pression minimale du cycle.
$N_{\text{SG}} = \frac{P_{\text{ref}}}{\omega \cdot \mu_{\text{ref}}}$	Nombre de Stirling dans lequel ω désigne la vitesse angulaire et μ_{ref} la viscosité dynamique du fluide de travail aux conditions de référence.
$N_{\text{MA}} = \frac{\omega \cdot L_{\text{ref}}}{(R \cdot T_{\text{ref}})^{0.5}}$	Nombre de Mach.
$N_T = \frac{T_E}{T_{\text{ref}}}$	Rapport des températures entre réservoir chaud et réservoir froid.
$\kappa = \frac{V_E}{V_C}$	Rapport des volumes balayés dans les espaces de compression et de détente.
α	Angle de phase entre les variations de volume de l'espace de compression et celles de l'espace de détente.
$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$	Rapport des chaleurs spécifiques à pression et à volume constants.
$\delta_E = \frac{V_{\text{DEAE}}}{V_{\text{ref}}}$	Volume mort adimensionnel de l'espace de détente.
$\delta_R = \frac{V_{\text{DEAR}}}{V_{\text{ref}}}$	Volume mort adimensionnel du réchauffeur.
$\delta_H = \frac{V_{\text{DEAH}}}{V_{\text{ref}}}$	Volume mort adimensionnel du régénérateur.
$\delta_K = \frac{V_{\text{DEAK}}}{V_{\text{ref}}}$	Volume mort adimensionnel du refroidisseur.

$\delta_c = \frac{V_{DEAC}}{V_{ref}}$	Volume mort adimensionnel de l'espace de compression.
$\alpha_{FFH} = \frac{A_{FFH}}{A_{ref}}$	Section de passage (free flow area) adimensionnelle dans le réchauffeur.
$\alpha_{FFR} = \frac{A_{FFR}}{A_{ref}}$	Section de passage (free flow area) adimensionnelle dans le régénérateur.
$\alpha_{FFK} = \frac{A_{FFK}}{A_{ref}}$	Section de passage (free flow area) adimensionnelle dans le refroidisseur.
$N_{TH} = \frac{\left(\frac{L_H}{r_{HH}}\right)^{1.2}}{N_{SG}^{0.2}}$	Nombre adimensionnel caractéristique du transfert de chaleur dans le réchauffeur.
$N_{TR} = \frac{\left(\frac{L_R}{r_{HR}}\right)^{1.5}}{N_{SG}^{0.5}}$	Nombre adimensionnel caractéristique du transfert de chaleur dans le régénérateur.
$N_{TK} = \frac{\left(\frac{L_K}{r_{HK}}\right)^{1.2}}{N_{SG}^{0.2}}$	Nombre adimensionnel caractéristique du transfert de chaleur dans le refroidisseur.
$N_{por} = 1 - \frac{V_{solide}}{V_{enceinte}}$	Porosité volumique du régénérateur.
$N_{TCR} = \frac{T_{ref} \cdot \rho_w \cdot C_w}{P_{ref}}$	Caractéristique adimensionnelle du régénérateur.
$N_F = \frac{\alpha_w}{\omega \cdot d_w^2}$	Nombre de Fourier caractéristique du régénérateur, α_w désignant la diffusivité thermique du matériau du régénérateur et le diamètre du fil.

APPENDICE L

RESUME DES EQUATIONS OBTENUES PAR LA MODELISATION IDEALE

$P = \frac{M.R}{\left(\frac{V_C}{T_C} + \frac{V_K}{T_K} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_H}{T_H} + \frac{V_E}{T_E} \right)}$ $- \gamma.P \cdot \left(\frac{d(V_C)}{T_{CK}} + \frac{d(V_E)}{T_{HE}} \right)$ $dP = \left[\frac{V_C}{T_{CK}} + \gamma \cdot \left(\frac{V_K}{T_K} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_H}{T_H} \right) + \frac{V_E}{T_{HE}} \right]$	La pression
$m_C = \frac{P.V_C}{R.T_C}$ $m_K = \frac{P.V_K}{R.T_K}$ $m_{R1} = \frac{P.V_{R1}}{R.T_{R1}}$ $m_{R2} = \frac{P.V_{R2}}{R.T_{R2}}$ $m_{R3} = \frac{P.V_{R3}}{R.T_{R3}}$ $m_{R \text{ tot}} = m_{R1} + m_{R2} + m_{R3}$ $m_H = \frac{P.V_H}{R.T_H}$ $m_E = \frac{P.V_E}{R.T_E}$	Les masses
$d(m_C) = \frac{\left(P.d(V_C) + V_C \cdot \frac{d(P)}{\gamma} \right)}{R.T_{CK}}$ $d(m_E) = \frac{\left(P.d(V_E) + V_E \cdot \frac{d(P)}{\gamma} \right)}{R.T_{HE}}$ $d(m_K) = m_K \cdot \frac{dP}{P}$	Accumulation de masse

$$d(m_{R1}) = m_{R1} \cdot \frac{dP}{P}$$

$$d(m_{R2}) = m_{R2} \cdot \frac{dP}{P}$$

$$d(m_{R3}) = m_{R3} \cdot \frac{dP}{P}$$

$$d(m_H) = m_H \cdot \frac{dP}{P}$$

$$\dot{m}_{CK} = -d(m_C)$$

$$\dot{m}_{KR1} = \dot{m}_{CK} - d(m_K)$$

$$\dot{m}_{R1R2} = \dot{m}_{KR1} - m_{R1}$$

$$\dot{m}_{R2R3} = \dot{m}_{R1R2} - m_{R2}$$

$$\dot{m}_{HE} = d(m_E)$$

$$\dot{m}_{R3H} = \dot{m}_{HE} + d(m_H)$$

Les débits massiques aux interfaces

si $\dot{m}_{CK} > 0$ alors $T_{CK} = T_C$ sinon $T_{CK} = T_K$

si $\dot{m}_{HE} > 0$ alors $T_{HE} = T_H$ sinon $T_{HE} = T_E$.

Températures conditionnelles

$$dT_C = T_C \cdot \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_C}{V_C} + \frac{dV_C}{m_C} \right)$$

$$dT_E = T_E \cdot \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV_E}{V_E} - \frac{dm_E}{m_E} \right)$$

Les température de compression et de détente

$$dQ_K = V_K \cdot cv \cdot \frac{dp}{R} - cp \cdot (T_{CK} \cdot \dot{m}_{CK} - T_{KR} \cdot \dot{m}_{KR})$$

$$dQ_{R1} = V_R \cdot cv \cdot \frac{dP}{R} - cp \cdot (T_K \cdot \dot{m}_{KR1} - T_1 \cdot \dot{m}_{R1R2})$$

$$dQ_{R2} = V_R \cdot cv \cdot \frac{dP}{R} - cp \cdot (T_1 \cdot \dot{m}_{R1R2} - T_2 \cdot \dot{m}_{R2R3})$$

$$dQ_{R3} = V_R \cdot cv \cdot \frac{dP}{R} - cp \cdot (T_2 \cdot \dot{m}_{R2R3} - T_H \cdot \dot{m}_{R3H})$$

$$dQ_{R \text{ tot}} = dQ_{R1} + dQ_{R2} + dQ_{R3}$$

$$dQ_H = V_H \cdot cv \cdot \frac{dP}{R} - cp \cdot (T_{RH} \cdot \dot{m}_{RH} - T_{HE} \cdot \dot{m}_{HE})$$

Energies

$$\delta W_E = -P \cdot dV_E$$

$$\delta W_C = -P \cdot dV_C$$

$$\delta W = \delta W_E + \delta W_C$$

$$W = W_C + W_E$$

APPENDICE M**FLUX SOLAIRE DANS LA CAVITE RECEPTRICE**

La concentration moyenne sur le plan vertical arrière à distance radiale Y est donnée par :

$$d(C_y) = \rho \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot \sin\varphi \cdot r \cdot d\varphi}{2 \cdot \pi \cdot Y \cdot s} \quad (\text{M.1})$$

De la figure 5.11, on a

$$A = s \cdot \cos\varphi \quad (\text{M.2})$$

$$A = \frac{(r + L_C)}{\cos\varphi} \cdot \Delta\Psi \quad (\text{M.3})$$

Donc :

$$s = \left(r + \frac{L_C}{\cos\varphi} \right) \cdot \frac{\Delta\Psi}{\cos\varphi} \quad (\text{M.4})$$

Avec :

$$Y = L_C \cdot \tan\varphi \quad (\text{M.5})$$

Remplaçant dans (M.1), on obtient :

$$d(C_y) = \eta_R \cdot \frac{r^2 \cdot \sin\varphi \cdot d\varphi}{L_C \cdot \tan\varphi \cdot s} \quad (\text{M.6})$$

Les limites de l'intégration, φ_{\min} et φ_{\max} sont données par : (M.5)

$$Y = L_C \cdot \tan\left(\varphi \pm \frac{\Delta\Psi}{2}\right) \quad (\text{M.6})$$

$$C_y = \eta_R \cdot \int_{\varphi_{\min}}^{\varphi_{\max}} r^2 \cdot \left(\frac{\sin\varphi}{L_C \cdot s \cdot \tan\varphi}\right) \cdot d\varphi \quad (\text{M.7})$$

Si la différence entre les deux angles est très petits :

$$\frac{\|\varphi_{\max} - \varphi_{\min}\|}{\varphi} \ll 1 \quad (\text{M.8})$$

$$C_y = \eta_R \cdot \frac{r^2 \cdot \sin\varphi \cdot (\Delta\varphi)}{L_C \cdot s \cdot \tan\varphi} \quad (\text{M.9})$$

Avec

$$\frac{\Delta\varphi}{s} = \frac{d\varphi}{dY} \quad (\text{M.10})$$

$$Y = L_C \cdot \tan\varphi \quad (\text{M.11})$$

$$\frac{d\varphi}{dY} = \frac{\cos^2\varphi}{L_C} \quad (\text{M.12})$$

Substituant dans (M.9) :

$$C_y = 4 \cdot \eta_R \cdot \left(\frac{f}{L_C}\right)^2 \cdot \frac{\cos^3\varphi}{(1 + \cos\varphi)^2} \quad (\text{M.13})$$

Et de même pour la concentration sur le plan horizontal.

BIBLIOGRAPHIE

1. Pascal Stouffs : "Machine thermique non conventionnelles : "état de l'art, application, problème à résoudre ". Journée d'étude de SFT (France), 14 octobre 1999.
2. Bancha Kongtragool, Somchai Wongwises: "Investigation on power output of the gamma-configuration low temperature differential Stirling engines". *Renewable Energy*, 30, (2005). Pages: 465–476.
3. Bancha Kongtragool, Somchai Wongwises: "A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engine". *Renewable and Sustainable Energy Review*, 7 (2003), pages: 131-154.
4. Georges Descombes, Jean- Louis Magnet : "Moteur non conventionnels ". *Technique de l'ingénieur*. BM 2 593. Page 1-34.
5. Pascal Stouffs : "Les moteurs à air chaud au service du développement durable ".Conférence I'NOV, Bordeaux, premier mai 2005.
6. H. Klein, G. Eigenberger: "Approximate solutions for metallic regenerative heat exchangers". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 44. (2001). 3553- 3563.
7. A.J. Organ: "Stirling's air engine – a thermodynamic appreciation". *Proc Instn. Mech. Engers*. VOL 214 Part C, 2000.
8. André Bontemps, Alain Garrigue, Charles Goubier : "Echangeur de chaleur: définition et architecture générale". *Technique de l'ingénieur*. B 2 340 Page 1-20.
9. Frank Kreith : "Mechanical Engineering Hand book" CRC press 1999.
10. Koichi Hirata, Shoichi Iwamoto, Fujio Toda, and Kazuhiro Hamagushi: "Performance evaluation for 100 w Stirling engine". *Proceeding of 8th International Stirling Engine Conference*. P.19-28. 1997.
11. Hiroshi Sekiya: "Numerical Analysis of Stirling Engine". *JSME International Journal*, series II, Vol.35, N°.4, 1992.

12. Alain Ferrière et Gilles Flamant : "Captation, transformation et conversion de l'énergie solaire par les technologies à concentration". Imp-CNRS, Centre du four solaire.2005.
13. S. Bonnet, M. Alaphilippe, P. Stouffs : " Conversion Thermodynamique de l'Energie Solaire dans des Installations de Faible ou de Moyenne Puissance : Réflexions sur le Choix du Meilleur Degré de Concentration". Rev. Energ. Ren. (CDER Alger) : 11èmes Journées Internationales de Thermique (2003). Page 73-80.
14. R.Y. Nuwayhid, F. Mrad, R. Abu-Said: "The realization of a simple solar tracking Concentrator for university research applications". Renewable Energy, 24 . (2001). Page 207–222.
15. William B. Stine, Michael Geyer: "Power From The Sun". Version 2001 disponible sur le site www.powerfromsun.com.
16. Abraham Kribus: "Thermal Integral Micro-Generation Systems for Solar and Conventional Use". Journal of Solar Energy Engineering, May 2002, vol. 124. Page 189-197.
17. Diver, R.B., C.E. Andraka, J.B. Moreno, D.R. Adkins, and T.A. Moss: "Trends in Dish-Stirling Solar Receiver Design". Proceedings of the IECEC, Reno, NV (1990).
18. Andraka, C.E., et al.: "Solar Heat Pipe Testing of the Stirling Thermal Motors 4-120 Stirling Engine". Paper No.96306, Proceedings of the IECEC, Washington, D.C. (1996).
19. Stine, W.B., Diver, R.B : "A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology". Rapport SAND93-7026 UC-236, Sandia National Laboratories, Albuquerque 1994 ; versions actualisées de ce rapport sur les sites <http://solstice.crest.org/renewables/dish-stirling/>, www.grc.nasa.gov et www.energylan.sandia.gov/sunlab/distributed.htm, 2004.
20. Rodger W. Dyson, Scott D. Wilson, Roy C. Tew: "Review of Computational Stirling Analysis Methods". NASA/TM—2004-213300. AIAA—2004—5582.
21. J.I Prieto, A. B. Stefanovskiy: "Dimensional Analysis of Leakage and Mechanical Power Losses of Kinematics Stirling Engines".

22. Hassan Lamrani, Pascal Stouffs: "Dynamic Simulation of kinematics Stirling engines applied to power control". Imp by the American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc.1994.
23. Koichi Hirata: "Schmidt theory for Stirling engines". Tiré du site: www.bekkoane.ne.jp
24. Roy C. Tew, Jr. Mounir B. Ibrahim: "Study of Two-Dimensional Compressible Non-Acoustic Modeling of Stirling Machine Type Components". NASA/TM—2001-211066. IECEC 2001–CT–27.
25. A.T.A.M. de Waele, H.W.G. Hooijkaas, P.P. Steijaert and A.A.J.Benschop: "Regenerator dynamics in the harmonic approximation". *Cryogenics* 38 (1998) 995–1006.
26. O. Ercan Ataer: "Numerical analysis of regenerators of free-piston type Stirling engines using Lagrangian formulation". *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 640–652.
27. I. Ureili, D.M. Berchowitz: "Stirling Cycle Analysis". Published by Adam Hilger Ltd. Bristol. Version actualisée de ce livre est disponible sur le site personnel du professeur Israël Ureili : www.ent.ohiou.edu
28. Pascal STOUFFS : "Dimensionnement Optimal des Volumes de Compression et de Détente des Moteurs Stirling". Congrès Français de Thermique, SFT 2000, Lyon, 15-17 mai 2000.
29. Pascal STOUFFS, Sébastien BONNET, Muriel ALAPHILIPPE : "Etude expérimentale des transferts thermiques et des transformations thermodynamiques dans un petit moteur Stirling". Congrès Français de Thermique, SFT 2002, Vittel, 3-6 Juin mai 2002.
30. Shaowei Zhu a, Yoichi Matsubara : "A numerical method of regenerator". *Cryogenics* 44 (2004). Pages : 131–140.
31. Pascal STOUFFS, Sébastien BONNET, Muriel : "Champs de température instantanées au sein d'un petit moteur Stirling : comparaison entre résultats expérimentaux et modélisation". Congrès Français de Thermique, SFT 2003, Grenoble, 3-6 Juin mai 2003.
32. O. Ercan Ataer, H. Karabulut: "Thermodynamic analysis of the V-type Stirling-cycle refrigerator". *International Journal of Réfrigération*.2004. Pages 1-7.

33. Ph. Nika et F. Lanzetta : "Evaluation pratique des performances d'une machine Stirling de taille réduite fonctionnant en cycle frigorifique". Journal de Physique III France 7 (1997), page1571-1591.
34. Emmanuel Poncet, Philippe Nika, Daniel Béreiat, François Lanzetta : "Technique de caractérisation d'un mini régénérateur thermique pour mini refroidisseur Stirling ou tube à gaz pulsé". Mec. Ind. (2001) 2. Page 455-464.
35. Allan J. Organ: "The wire meshes regenerator of the Stirling cycle machine". International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol.37 No.16.Pages:2525-2534.1994.
36. F. De Monte: "Cyclic Steady Thermal Response of Rapidly Switched Fixed Bed Heat Regenerators in Counterflow". International Journal of Heat and Mass Transfer 42. 1999. Page 1591-2604.
37. P. Nika, M. Feidt, M.X. François, Y. Bailly, F. Lanzetta : "Effets thermoacoustiques dans un régénérateur cylindrique contenant un empilement de billes". International Journal of Refrigeration 27 (2004) 150–164.
38. G.T. Reader, C.Hooper: "Stirling engines", published by E & F Spon. London, 1983.
39. Makoto Tanaka, Furnitake Chisaka: " Thermal performance of regenerator". The 4th International conference on Stirling Engines. Page 375-379.
40. Soteris A. Kalogirou : "Solar thermal collectors and applications". Progress in Energy and Combustion Science 30 (2004). Page 231–295.
41. M. J. O'neil, S. Hudson: "optical analysis of paraboloidal solar concentrators"
42. N.D. Kaushika, K.S. Reddy: "Performance of a low cost solar paraboloidal dish steam generating system". Energy Conversion & Management 41 (2000). Page 713-726.
43. A. Le Phat Vinh, F. Trombe : "Calcul de la concentration de l'énergie solaire dans le cadre de l'optique géométrique". AFEDES N° 3, Edition 1985.
44. Aldo Steinfeld, Robert Palumbo "Solar thermochemical process technology". Encyclopaedia of physical Science & technology R. A. Meyers Ed., Academic Press, Vol. 15,

pp. 237-256, 2001.

45. H. Naito, Y. Kohsaka, D. Cooke and A. Arashi: "the development of solar receiver for a high efficient thermionic/thermoelectric conversion system". Publication of Faculty of Engineering, Tohoku University, Aramaki, Sendai, 980-77, Japan.
46. N. I. Hamilton, P. O. Jarvinen: "Solar Radiation Flux Distributions in Cavity Receivers". Massachusetts institute of technology. Lincoln Laboratory. 29 November 1989. COO-4878-9.
47. Taebeom Seo, Yongheock Kang : "Heat Transfer Analysis of a Dish-Type Solar Concentrator". Department of Mechanical Engineering, Inha University 253 Younghyundong, Namgu, Inchon, Korea, 402-751.
48. Bancha Kongtragool, Somchai Wongwises: "Optimum absorber temperature of a once-reflecting full conical concentrator of a low temperature differential Stirling engine" Renewable Energy xx (2005). Page1–17.
49. Jean Galdino, Ertugrul Bilgen: "Flux and temperature distribution in the receiver of parabolic solar furnaces". Solar Energy Vol. 33, N° 2. 1984. Page 125-135.
50. Gordon JM.: "On optimized solar-driven heat engines". Solar Energy 1988; 40. Pages : 457–61.
51. P. Lista: "The Martini Weiss simulation code applied to the V160DMA Stirling cogeneration unit". IECEC 93, paper 93013, pp. 2.695-2.700. 993.
52. Pascal Stouffs : "Conception et réalisation d'un moteur Stirling de 1KW électrique destiné à la production combinée d'électricité et d'eau chaude à partir d'énergie solaire". Journée d'études SFT, France, 14 Octobre 1999.
53. Nakajima N, Ogawa K, Fujimasa I.: "Study on microengines: miniaturizing Stirling engines for actuators". Sensor Actuator 1989; 20. Pages: 75–82.
54. Markman MA, Shmatok YI, Krasovkii VG. "Experimental investigation of a low-power Stirling engine". Geliotekhnika 1983;19. Pages: 19–24.

55. Orunov B, Trukhov VS, Tursunbaev IA.: "Calculation of the parameters of a symmetrical rhombic drive for a single-cylinder Stirling engine". *Geliotekhnika* 1983;19. Pages: 29–33.
56. Ptrescu S, Costea M, Harman C, Florea T.: "Application of the direct method to irreversible Stirling cycles with finite speed". *Int J Energ Res* 2002;26. Pages: 589–609.
57. Wu F, Chen L, Wu C, Sun F. "Optimum performance of irreversible Stirling engine with imperfect regeneration". *Energ Convers Manage* 1998;39. Pages: 727–32.
58. Davenport R, Mayette J, Forristall RE.: "The Salt River project sundish/Stirling system". In: *Proceedings of the ASME Solar Forum 2001*, Washington. 2001.
59. Davenport RL, Butler BL, Taylor R, Forristall R, Johansson S, Ulrich J et al.: "Operation of second generation dish/Stirling power systems". In: *Proceedings of the ASES 2002 Solar Conference*, Reno. 2002.
60. Costea M, Petrescu S, Harman C.: "The effect of irreversibilities on solar Stirling engine cycle performance". *Energ. Convers. Manage* 1999;40. Pages:1723–1731.
61. Pascal Stouffs: "Optimal swept volume ratio and gas particle trajectories in Stirling engines". *ECOS 2000*, University of Twente, July 5-7, 2000.
62. Can Çinar, Halit Karabulut: "Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine." . *Renewable Energy* 30 (2005). Page 57–66.
63. Shahrir Abdullah, Belal F. Yousif, Kamaruzzaman Sopian : " Design consideration of low temperature differential double-acting Stirling engine for solar application. ". *Renewable Energy*. 30 (2005). Pages: 1923–1941.